

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА VOLVO PENTA D7A ДЛЯ ПРОГУЛЯНКОВОГО КАТЕРА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

А. Е. Безверхий

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Безверхому Антону Едуардовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вибір раціональної системи охолодження двигуна Volvo Penta D7A для прогулянкового катера

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 150 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2300 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі $P_k = 2,2$; ступінь стиску 17,6; системи охолодження – високотемпературна; температура забортної води – 32 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Застосування двигуна на катері; Розрахунки робочого циклу і динаміки двигуна; Проектування системи охолодження; Економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження; Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації двигунів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вид двигуна; розміщення двигуна в машинному відділенні катера; схема
системи охолодження; охолоджувачі води і масла

7. Консультанти розділів роботи

[illegible]

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис) /А. Е. Безверхий /
(прізвище та ініціали)

(підпис) /Б. Г. Тимошевський/
(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Застосування двигуна Volvo Penta типу D7A на катері.....	6
1.1 Опис двигуна.....	6
1.2 Технічна характеристика двигуна.....	6
1.3 Опис конструкції двигуна.....	7
1.4 Опис прогулянкового катера.....	9
1.5 Обґрунтування доцільності проведення модернізації системи охолодження.....	12
1.6 Висновок по розділу.....	13
Розділ 2. Моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна Volvo Penta типу D7A.....	15
2.1 Вступ.....	15
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	15
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	17
2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	26
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна Volvo Penta типу D7A.....	28
2.7 Розрахунок та побудова графіків зміни сил що діють на КШМ одного циліндра.....	30
2.8 Висновок по розділу.....	37
Розділ 3. Проектування системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7A	39
3.1 Опис системи.....	39
3.2 Опис елементів системи	41
3.3 Розрахунок системи охолодження	46
3.4 Дослідження системи охолодження двигуна Volvo Penta	48
3.5 Висновок по розділу	57

Розділ 4. Економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження суднового двигуна Volvo Penta типу D7A.....	60
4.1 Обґрунтування необхідності модернізації системи охолодження	60
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна	62
4.3 Висновок по розділу	64
Розділ 5. Заходи щодо охорони праці та навколишнього середовища	65
5.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні.....	65
5.2 Оцінка виникнення пожежної ситуації у МВ при займанні льяльних вод	69
5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	75
5.4 Висновок по розділу.....	85
Висновок.....	86
Список використаної літератури	88

Вступ

Темою кваліфікаційної роботи є проєкт системи охолодження суднового двигуна Volvo Penta типу D7A потужністю 150 кВт при 2300 хв⁻¹. Двигун встановлюється на прогулянковий катер Marieholm 24, який має довжину 8,75 м, і ширину 3,5.

Метою кваліфікаційної роботи є вдосконалення системи охолодження з цілю підвищити економічність двигуна, знизити витрати енергії на привід допоміжних механізмів та покращити екологічні показники двигуна. Крім цього поставлена задача спроектувати систему, яка би задовільнила описані вище вимоги та могла бути розміщена у невеликому машинному відділенні прогулянового катера. Проаналізовано низку схем систем охолодження, в яких застосовується принцип маловитратності та обрано найкращу схему системи, яка відповідає всім необхідним вимогам.

У спеціальній частині кваліфікаційної роботи проводиться розрахунок водо-масляного охолоджувача, двох водо-водяних охолоджувачів та охолоджувача наддувного повітря у сукупності з розрахунком маловитратної системи охолодження. За отриманими результатами проєктуються всі теплообмінники запропонованої схеми системи.

Крім спеціальної частини кваліфікаційної роботи проводиться техніко-економічне обґрунтування нових технічних рішень та розглядається питання охорони праці та екологічної безпеки при експлуатації сучасних двигунів внутрішнього згоряння.

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 1

Застосування двигуна Volvo Penta типу D7A на катері

1.1 Опис двигуна

Двигун Volvo Penta типу D7A – рядний чотиритактний судновий дизельний двигун із прямим уприскуванням, який має 6 циліндрів. Двигуни оснащений турбокомпресором і укомплектований теплообмінниками охолодження прісної та забортової води.

Volvo Penta типу D7A оснащений охолоджувачем наддувного повітря. Охолоджувач наддувного повітря знижує температуру повітря, що подається на двигун після його стиснення в компресорі. Це дозволяє отримати більшу потужності при збереження припустимого рівня викидів і температури вихлопних газів на прийнятному рівні.

1.2 Технічна характеристика двигуна

Основні технічні характеристики двигуна наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика Volvo Penta типу D7A

Параметр	Значення
Кількість циліндрів	6
Об'єм двигуна, дм ³	7,15
Тактність	4-х тактний
Діаметр циліндру, мм	108
Хід поршня, мм	130
Потужність, кВт	150
Частота обертання, хв ⁻¹	2300
Вид пального	дизельне
Напрямок руху, вид зі сторони маховика	проти годинникової стрілки
Малі обороти холостого ходу	750 +25 об/хв
Кількість клапанів	2
Зазор клапанів:	
впускні, мм	0,30
випускні, мм	0,50
Ступінь стиску	17,5
Маса суха, кг	690

1.3 Опис конструкції двигуна

На рис. 1.1 і 1.2 представлена конструкція двигуна Volvo Penta типу D7A. Двигун зображений з двох сторін: на рис 1.1 зі сторони маховика, а на рис. 1.2 зображена передня частина двигуна.

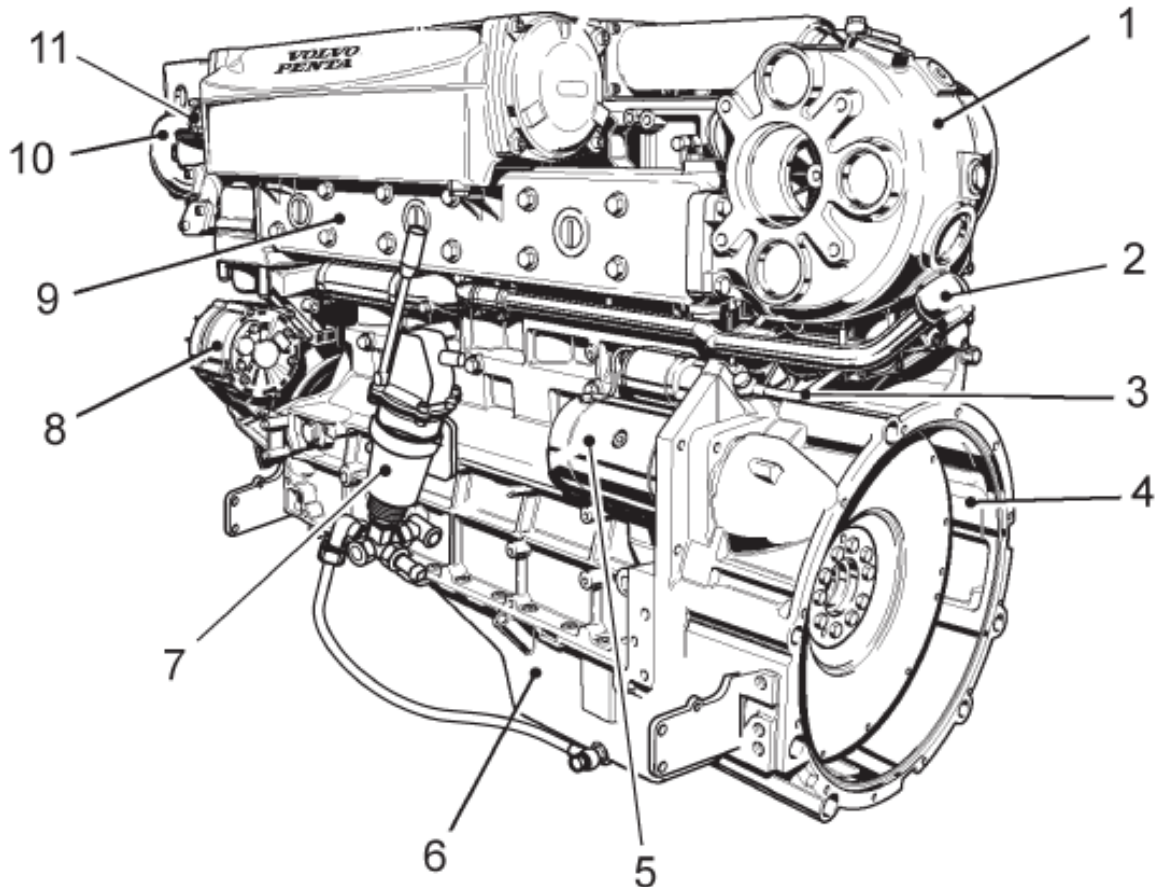


Рис. 1.1. Двигун Volvo Penta типу D7A (вид зі сторони маховика):

1 – турбокомпресор; 2 – лінія подачі охолоджуючої рідини на турбокомпресор; 3 – лінія відведення мастила від турбокомпресора; 4 – маховик; 5 – стартер; 6 – масляний піддон; 7 – маслопідкачуючий насос; 8 – генератор; 9 – випускний колектор; 10 – лінія охолоджуючої рідини від охолоджувача нагнітається повітря на теплообмінник; 11 – насос заборотної води

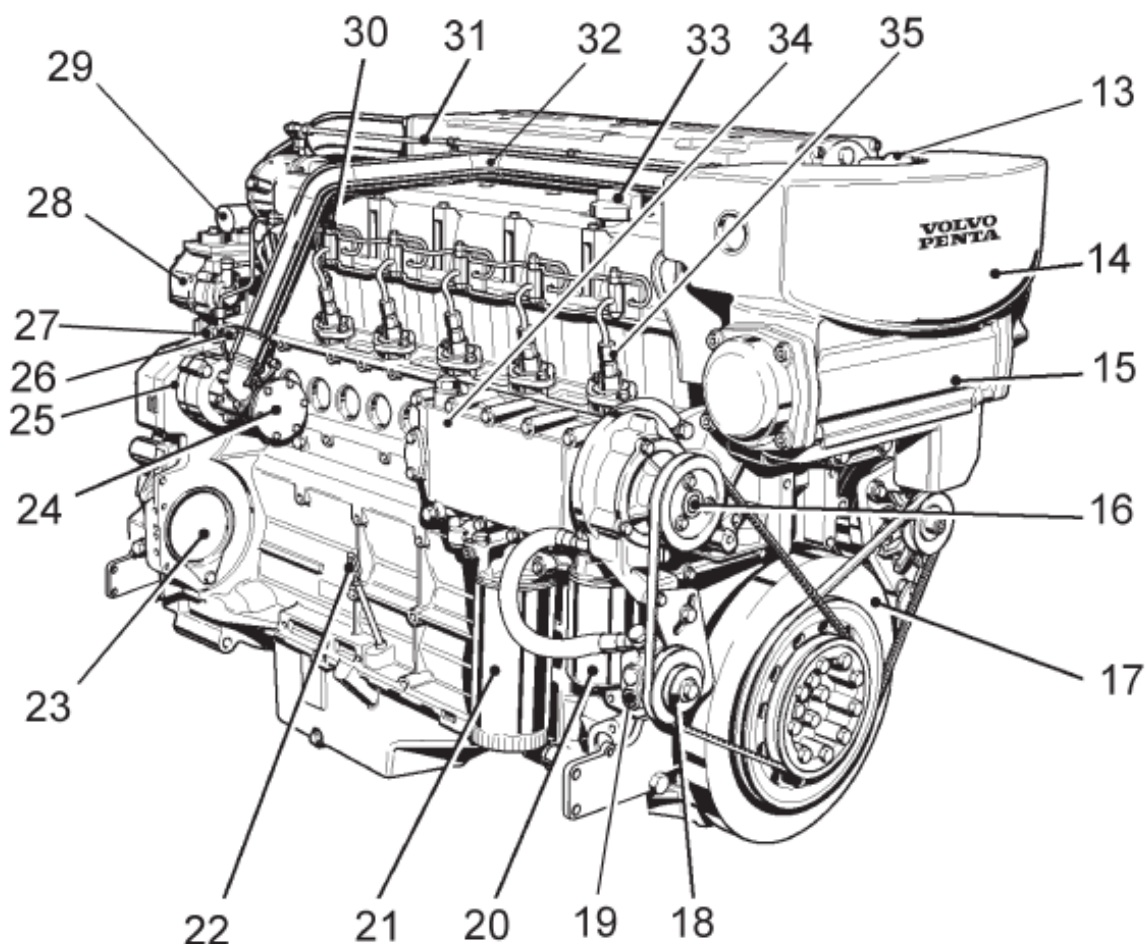


Рис. 1.2. Двигун Volvo Penta типу D7A (вид на передню частину):

13 – пробка розширювального бачка охолоджуючої рідини; 14 – розширювальний бачок; 15 – теплообмінник; 16 – насос прісної води; 17 – віброгасник; 18 – паливопідкачуючий насос; 19 – підведення палива; 20 – паливний фільтр; 21 – масляний фільтр; 22 – масломірний щуп; 23 – роз'єм для підключення гідравлічного насоса або компресора; 24 – насос заборотної води; 25 – роз'єм для підключення гідравлічного насоса; 26 – підведення заборотної води; 27 – перепускний клапан палива; 28 – регулятор; 29 – соленоїд зупинки; 30 – паливопровід високого тиску; 31 – лінія вентиляції від турбокомпресора до розширювального бачка; 32 – лінія подачі заборотної води на охолоджувач наддувного повітря; 33 – маслоналивний патрубок; 34 – маслоохолоджувач двигуна; 35 – паливний насос високого тиску

1.4 Опис прогулянкового катера

Двигун Volvo Penta типу D7A може використовуватися, як дизель генератор, або як основний двигун на невеликому судні. В магістерській роботі об'єктом для застосування двигуна є прогулянковий катер Marieholm 24. Загальний вигляд катера представлений на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Загальний вигляд прогулянкового катера Marieholm 24

Катер має не великі розміри та використовується для прогулянок та відпочинку. Технічні характеристики катере представлені в таблиці 1.2. Катер експлуатується переважно у весінньо-осінній період та за різних умов. Тому необхідність надійності та невибагливості двигуна та систем, які його контролюють є актуальною і потребує удосконалення. На катері компанії Marieholm використовуються два типи двигунів, це: Volvo Penta різної модифікації та Mercedes Benz. Обидва двигуна мають велику працездатність та надійність, але Volvo Penta застосовується частіше.

Для більше детального опису на рис. 1.4 і 1.5 представлені креслення катера Marieholm 24.

					КРМ.142.6221м.01.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

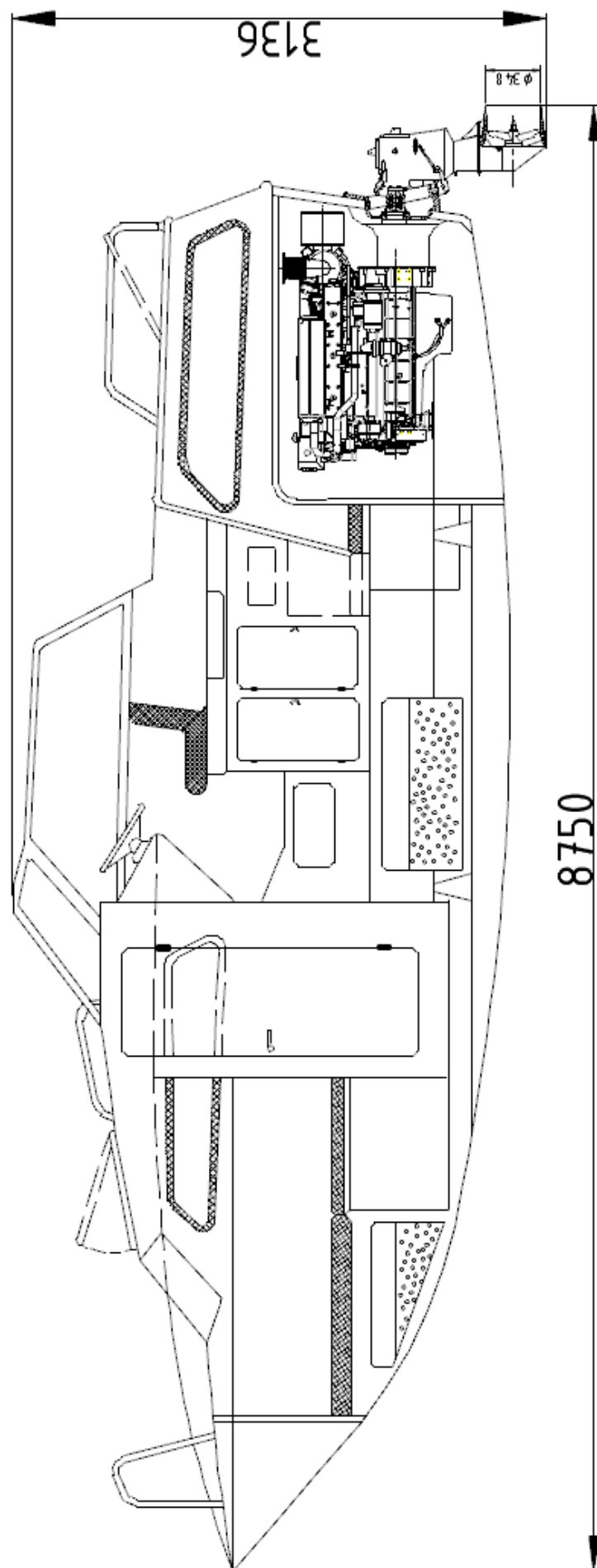


Рис. 1.4. Вид на лівий борт катера

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.01.01.ПЗ.

Лист

10

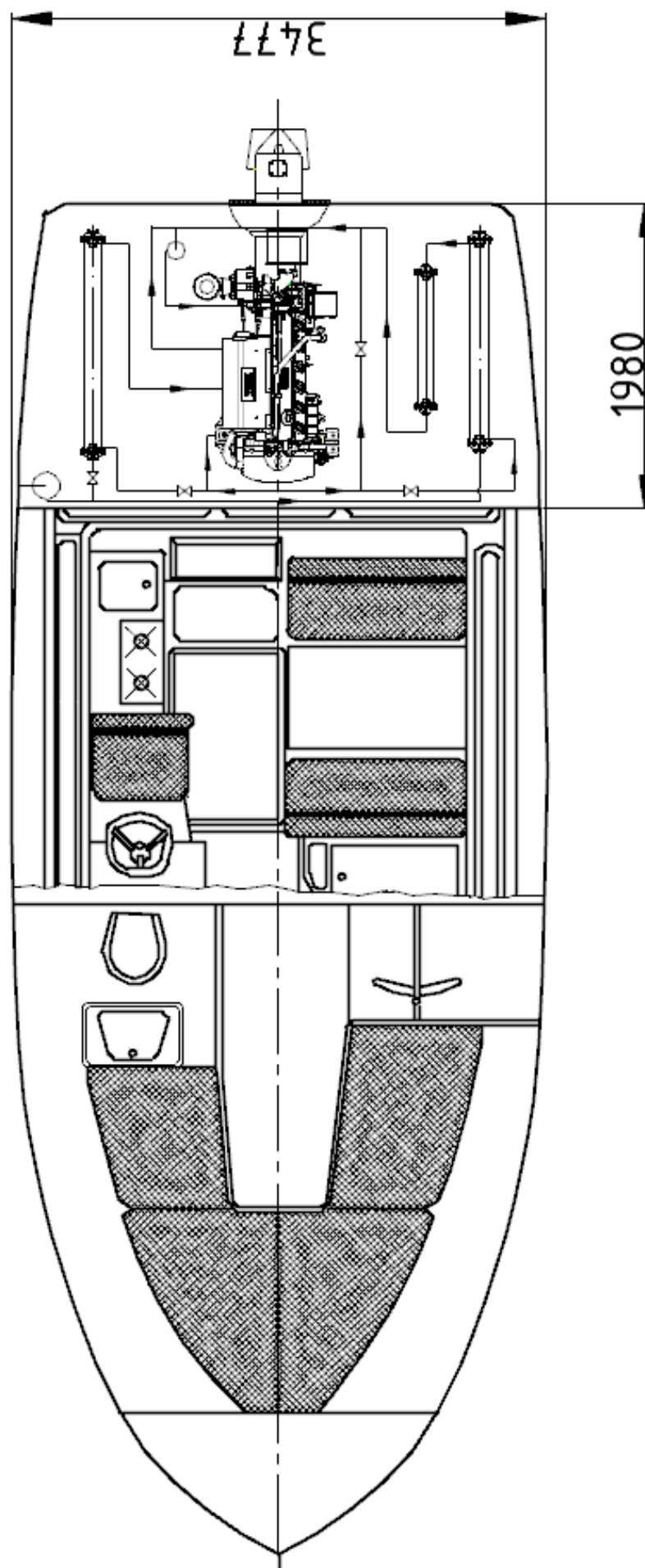


Рис. 1.5. Вид на катер сверху

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.01.01.ПЗ.

Лист

11

У табл. 1.2 представлені основні технічні характеристики катера Marieholm 24

Таблиця 1.2. Технічні характеристики катера Marieholm 24

Параметр	Значення
Довжина, мм	8750
Ширина, мм	3477
Висота, мм	3136
Суха вага, кг	2700
Двигун	Volvo Penta
Паливо	дизельне
Ємність паливного баку, л	190
Ємність баку прісної води, л	90
Ємність стічної цистерни, л	50
Матеріал корпусу	скловолокно
Кількість кают	2
Швидкість, вузлів	20...30

1.5 Обґрунтування доцільності проведення модернізації системи охолодження

Модернізація системи охолодження проводиться з метою підвищити економічність двигуна, знизити витрати енергії на привід допоміжних механізмів системи і покращити екологічні показники. Однією із головних умов є компактність системи, оскільки як вона буде розташовуватися у невеликому машинному відділенні катера, і тому вона має займати небагато місця.

Підвищити економічність двигуна і покращити його екологічні показники можливо шляхом зниження температури наддувного повітря до певних меж.

Для реалізації такої модернізації було вирішено застосувати сучасну маловитратну двоконтурну схему систему охолодження.

У двоконтурних системах зарубашковий простір двигуна і ряд теплообмінників охолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру, найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними присадками, чи спеціальними рі-

динами типу ТОСОЛів та антифризів (у запропонованій системі охолодження використовується прісна вода). Відведення теплоти із цього контуру здійснюється в теплоносії зовнішнього контуру – забортну воду.

Маловитратні схеми системи охолодження дозволяють забезпечувати більш стабільний тепловий стан охолоджуваних елементів і досить зручне регулювання їх температур. Запропонована система дозволяє знизити температури наддувного повітря в ресивері двигуна для суднових систем до 43...45 °С. У таких системах може бути забезпечена менша, ніж у повнопотічних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників.

При переході на маловитратну систему охолодження виникає питання змінення конструкції теплообмінних апаратів системи, в тому числі і охолоджувач наддувочного повітря, оскільки традиційна система охолодження двигуна є повнопіточна система охолодження. Причиною переходу на маловитратну систему є зменшення витрат теплоносія внутрішнього контуру. Для забезпечення тих самих швидкостей потоку рідини (як і в повнопоточній системі) в каналах теплообмінних апаратів роблять більше ходів по воді. Змінення числа ходів і є причиною зміни конструкції всіх теплообмінників системи охолодження двигун.

Очікується, що модернізована система охолодження буде компактною, економічно вигідною та дозволить отримувати найкращі показники температури на всіх теплообмінниках, а особливо на охолоджувачі наддувного повітря.

1.6 Висновок по розділу

У розділі був описаний двигун Volvo Penta типу D7A для якого буде проектуватися нова модернізована схема система охолодження та об'єкт на якому застосовується описаний двигун. Об'єктом, на якому застосовується двигун є прогулянковий катер Marieholm 24.

					КРМ.142.6221м.01.01.ПЗ.	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Було проведено обґрунтування доцільності проведення модернізації системи охолодження для двигуна Volvo Penta типу D7A. При модернізації традиційна повнопоточна схема системи охолодження буде замінена на сучасну маловитратну систему, яка дозволить підвищити економічність двигуна та покращити екологічні показники шляхом зниження температури наддувного повітря до 43...45 °С.

					КРМ.142.6221м.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Розділ 2

Моделювання робочого циклу та розрахунків динаміки двигуна Volvo Penta типу D7A

2.1 Вступ

Основною метою моделювання робочого циклу двигуна є визначення його основних параметрів і показників робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунок робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму роботи. Для часткових режимів навантаження схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна Volvo Penta типу D7A проведемо на комп'ютері за методикою, яка заснована на методі теплового розрахунку Гринівецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термохімії та термодинаміки. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються в робочому циліндрі, та являє собою інженерно-аналітичне дослідження.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкості і призначення.

Усі додаткові параметри були взяті із підручника Наливайка В. С., Тимошевського Б. Г., Ткаченка С. Г. (Судові двигуни внутрішнього згоряння).

					КРМ.142.6221м.01.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

Температура навколишнього середовища T_o . Приймаємо $T_o = 313$ К (літній період).

Тиск навколишнього середовища p_o . В усіх випадках варто приймати $p_o = 100000$ Па (нормальні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 18$ [4]. Приймаємо $\varepsilon = 17,6$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} < 200$ мм та $\varepsilon = 18$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,4$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [4].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина залежить від ступеня досконалості двигуна і змінюється в широких межах. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,96$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$; [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,96$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для ДВЗ без наддуву [4].

Приймаємо $\Delta T_a = 40$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на особливості системи газообміну та тип двигуна. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,98$ [4]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

					КРМ.142.6221м.01.02.ПЗ.	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,89$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,84$.

Зменшення тиску в охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{ох}$. Охолоджувачі наддувного повітря являє собою опір на шляху повітря, тому в ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 750$ К [4].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на безсірчане паливо середнього складу [4]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [4].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,2$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-х тактних двигунів $\varphi_n = 0$ [4].

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова теоретичної індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі *MathCAD*. Для розрахунку обирається модель із вільним турбокомпресором. Результати розрахунків наведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми розраховані та наведені в табл. 2.1., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

Розрахунок робочого циклу двигуна

- | | |
|---|---|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 150$ |
| 1.2. Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 2300$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.10$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 313$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $P_k = 2.2$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.96$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.98$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\varepsilon_w = 17.6$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.3$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 40$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.84$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.77$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ox.} = 0.005$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.95$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 750$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $C_w = 0.87$
$H_w = 0.126$
$S_w = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 6$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.108$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.13$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.4$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.95$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.7$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.22$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 415.822$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 318.141$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 373.213$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.215$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.209$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.843$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.002518 \quad a_{\nu c} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.356$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 10.193$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 1036.405$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.187$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0266$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0256$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.98$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

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 $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.77178$$

$$b_z = 0.00297$$

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

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

$$a_{vb} = 19.78178$$

$$b_b = 0.002974$$

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



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

$$\text{звідки: } T_z = 1935.032$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 13.251$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.472$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 11.955$$

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

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



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

$$n_2 = 1.287$$

$$T_b = 950.016$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.544$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.36$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.306$$

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

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

$$b_i = 0.159$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.531$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.097$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.446$$

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

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

$$b_e = 0.1893$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 150.324$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.216 \cdot \%$$

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 $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.285$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.293$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.209$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 767.575$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.22$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.469$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.377$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.199$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.038 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.5. 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 індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,356
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	10,193
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,251
Ступінь попереднього розширення ρ	1,472
Ступінь стиснення ϵ	17,6

Таблиця 2.2.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	13,25	
1,00	10,19	13,25
1,47	6,03	13,25
2,28	3,34	7,55
3,08	2,21	5,11
3,89	1,61	3,79
4,70	1,25	2,98
5,50	1,01	2,43
6,31	0,84	2,04
7,12	0,71	1,74
7,92	0,62	1,52
8,73	0,54	1,34
9,54	0,48	1,20
10,34	0,43	1,08
11,15	0,39	0,98
11,96	0,35	0,89
12,76	0,32	0,82
13,57	0,30	0,76
14,37	0,27	0,71
15,18	0,25	0,66
15,99	0,24	0,62
16,79	0,22	0,58
17,60	0,21	0,54
17,60		0,21

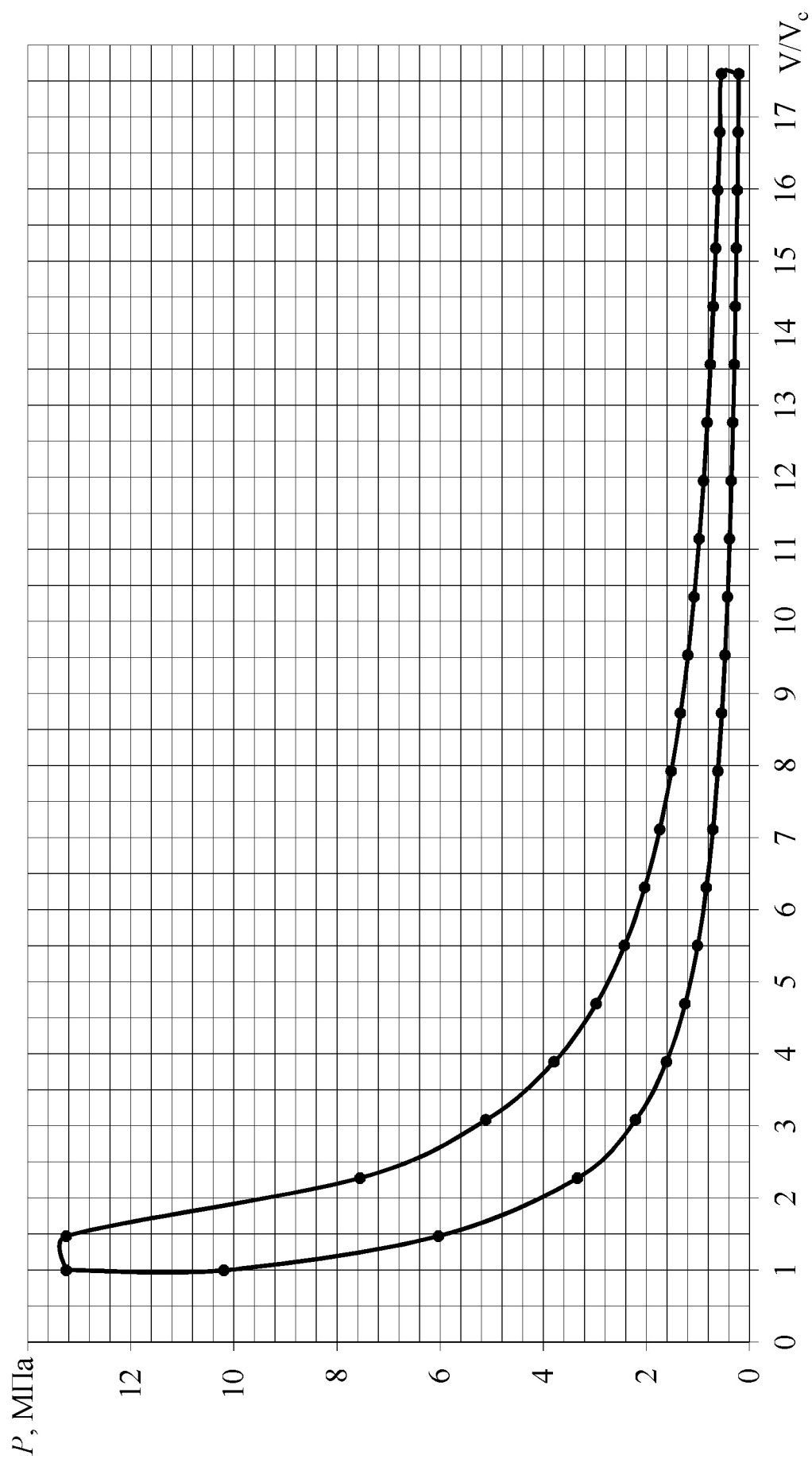


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 6ЧН 10,8/13

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна Volvo Penta типу D7A

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_{Σ} – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_{Γ} – теплота відхідних газів, кВт;

Q_W – теплота, яка відводиться від двигуна із охолоджуючою рідиною, кВт;

Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна із маслом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{150,324}{0,446} = 337,265 \text{ кВт}$$

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_t \cdot C_{p_{\Gamma}} \cdot (T_{3T} - T_o), \text{ Вт}$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

$C_{p_{\Gamma}}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

T_{3T} – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К)

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{1,377}{1,377 - 1} \cdot 287,469 = 1050,393 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T} = T_t - \eta_{t.ad} \cdot (T_t - T_{3T}^{ad}), \text{ К}$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К

					КРМ.142.6221м.01.02.ПЗ.	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$\eta_{\text{т.ад}}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3T}^{\text{ад}} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3T}^{\text{ад}} = 767,575 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,209}{0,1}} \right)^{\frac{1,377-1}{1,377}} = 614,522 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3T} = 767,575 - 0,77 \cdot (767,575 - 614,522) = 649,724 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить із відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 0,293 \cdot 1050,393 \cdot (649,724 - 313) = 103,753 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - N_e}{1,1}, \text{ кВт,}$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 337,265 - 103,753 - 150,324}{1,1} = 69,493 \text{ кВт.}$$

Визначимо кількість теплоти, яка надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти, яка надходить у масло):

$$Q_M \approx 0,1 \cdot Q_W, \text{ кВт,}$$

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 69,493 = 6,949 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти:

$$Q_{\text{н.б}} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma}, \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_{\text{н.б}} \approx 0,02 \cdot 337,265 = 6,745 \text{ кВт.}$$

Таким чином, ми отримали всі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння із усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = 150,324 + 103,753 + 69,493 + 6,949 + 6,745 = 337,265 \text{ кВт.}$$

Можна зробити висновок, що всі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності. Баланс зійшовся.

2.6 Розрахунок та побудова графіків зміни сил що діють на КШМ одного циліндра

При роботі двигуна на КШМ діють сили тиску газів в циліндрі, сили інерції рухомих мас, сили тяжіння, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу.

Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі та залежать від багатьох факторів, які не піддаються точному вважанню (шорсткість тертьових поверхонь, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними нехтують, а враховують механічним ККД двигуна. Сили тяжіння в високооборотних і середньообертових двигунах не враховують, оскільки вони невеликі в порівнянні з діючими силами. Такі сили тяжіння виникають у малообертових дизелях. Визначають сили тяжіння по масам деталей із робочих креслень або за результатами зважування. На діаграмах динаміки сили тяжіння представляють у вигляді прямої лінії.

Сили і моменти, що діють на КШМ, необхідно знати для розрахунку деталей на міцність, оцінки працездатності підшипників, визначення нерівномірності обертання колінчастого валу, перевірки врівноваженості двигуна і для вирішення інших завдань. Визначати сили і моменти зручно у відносних величинах, тобто віднесених до одиниці площі поршня $F_{\text{п}}$. За цим величинам можна оцінювати навантаженість двигуна в порівнянні з іншими двигунами. Тому надалі будемо розглядати сили і моменти у відносних одиницях.

При роботі двигуна від поступально рухомих мас (ПРМ) і невірноважених обертових мас (ОМ) на КШМ діють сили інерції (рис. 2.2).

					КРМ.142.6221м.01.02.ПЗ.	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

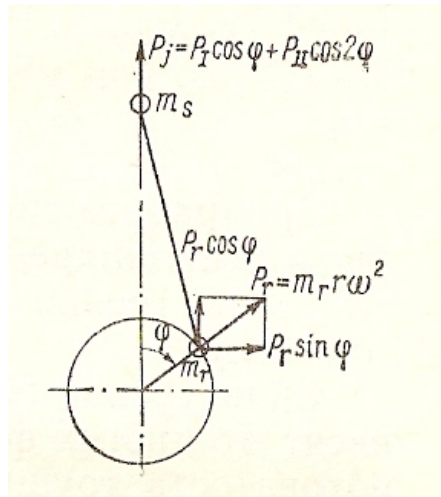


Рис. 2.2. Сили інерції, які діють на КШМ

Сила інерції ПРМ прикладена в центрі поршневого пальця, діє вздовж осі циліндра і обчислюється за формулою, МПа,

$$P_j = m_s * j = m_s * r * (\cos \varphi + \lambda * \cos 2\varphi)$$

Сила інерції ОМ постійна по значенню, прикладена до центру шатунної шийки, направлена по кривошипу від центра обертання і обчислюється за формулою, МПа,

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

На поршень з боку камери згорання діє сила від тиску газів в циліндрі двигуна P_r (рис. 2.3). Вона прикладена в центрі поршневого пальця і діє уздовж осі циліндра.

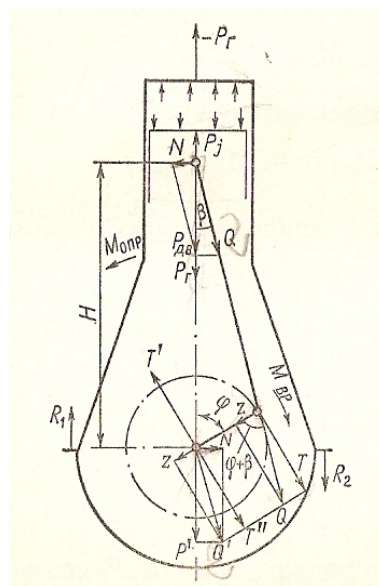


Рис. 2.3. Дія сили тиску газів на поршень двигуна

Сили тиску газів, діючи на поршень і на кришку циліндра, взаємоурівноважуються всередині двигуна і на його опори не передаються. Поза двигуна сили тиску газів проявляються у вигляді обертаючого $M_{об}$ і перекидаючого моментів $M_{пер}$. Відносне значення сили тиску газів в залежності від кута повороту кривошипа $P_r = f(\varphi)$ визначається аналітично або графічно за розрахунковою або дійсною індикаторною діаграмою.

Рушійна сила є результируючою всіх сил, що діють на поршень – сили тиску газів в циліндрі P_r , сили тиску повітря в підпоршневій порожнині $P_{п.п}$, сили інерції ПРМ P_j , сили тяжіння і ПРМ P_T і дорівнює їх алгебраїчній сумі, МПа,

$$P_{дв} = P_r - P_{п.п} + P_j + P_T,$$

де $P_{п.п}$ – сила атмосферного тиску, якщо підпоршнева порожнина з'єднується з картером, або тиск продувочного повітря, якщо підпоршнева порожнина з'єднана з ресивером продувочного повітря; $P_T = m_s \cdot g$ – відносна величина поступально рухомих мас, кг/м²; g – прискорення вільного падіння, м/с².

На рис. 2.4 показана дія рушійної сили в КШМ. Вона прикладена в центрі поршневого пальця і діє уздовж осі циліндра. Сила $P_{дв}$ розкладається на складові: нормальну силу, що діє перпендикулярно до осі циліндра і таку, що притискує поршень до втулки

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

а також силу, що діє по осі шатуна

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos \beta}$$

Силу Q переносимо по лінії її дії в центр шатунної шийки і розкладаємо на дві складові: радіальну силу, що діє по кривошипу

$$Z = Q * \cos(\varphi + \beta)$$

і дотичну (тангенціальну) силу

$$T = Q * \sin(\varphi + \beta).$$

Обертаючий момент кривошипу обчислюється за формулою

$$M_{вр} = T * r.$$

					КРМ.142.6221м.01.02.ПЗ.	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Сумарні дотичні сили в багатоциліндрових двигунах необхідно знати для визначення обертаючого моменту і розрахунку колінчастого валу на міцність.

Діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатоциліндрового двигуна будується послідовним підсумовуванням кривих дотичних сил кожного з циліндрів, зміщених по фазі на кут заклинки φ_3 кривошипів.

Таблиця 2.2. Розрахунок мас и додаткових величин

№	Назва	Позначення	Од. вимірювання	Спосіб визначення	Значення
1.	Маса поршня	M_{Π}	кг	-	1,2
2.	Маса шатуна	$M_{\text{ш}}$	кг	-	2,8
3.	Маса шатунної шийки	$M_{\text{ш.ш}}$	кг	-	3,1
4.	Маса щоки	$M_{\text{щ}}$	кг	-	2,1
5.	Загальна маса поступ. рух. частин	M_s	кг	$M_{\Pi} + 0,3M_{\text{ш}}$	2,04
6.	Загальна маса оберт. рух. частин	M_r	кг	$M_{\text{ш.ш}} + 2 * 0,5 * M_{\text{щ}} + 0,7 * M_{\text{ш}}$	7,16
7.	Площа поршня	F_{Π}	м^2	$\Pi * (D/2)^2$	0,00915
8.	Кутова швидкість кривошипа	ω	с^{-1}	$\Pi * n/30$	240,73
9.	Кривошипно шатунне відношення	$\lambda_{\text{ш}}$	-	$r/L_{\text{ш}}$	0,1989
10.	Длина кривошипа	r	м	$S/2$	0,16
11.	Відн. значення маси ПДВ	-	-	M_s/F_{Π}	92,715
12.	Відн. значення маси ВД	-	-	M_r/F_{Π}	315,435

Розрахунок сил, що діють на КШМ проводиться в програмі «Microsoft Excel» та в пояснювальній записці не наведено. Результати розрахунку наведені в табл. 2.3 та у вигляді графічних залежностей сил що діють на КШМ від кута повороту колінчастого валу.

Таблиця 2.3. Сили, що діють на КШМ

Ф	β	P _j	P _г	P _{дв}	N	Q	Z	T	M _{крут}
0	0,000	-2,477	0,239	-2,238	0,000	-2,238	-2,238	0,000	0,000
15	2,952	-2,351	0,239	-2,112	-0,109	-2,115	-2,012	-0,652	-0,388
30	5,709	-1,995	0,239	-1,756	-0,176	-1,764	-1,433	-1,030	-0,613
45	8,087	-1,461	0,239	-1,222	-0,174	-1,234	-0,741	-0,987	-0,587
60	9,922	-0,827	0,239	-0,588	-0,103	-0,597	-0,205	-0,561	-0,334
75	11,080	-0,179	0,239	0,060	0,012	0,061	0,004	0,061	0,036
90	11,476	0,411	0,239	0,650	0,132	0,663	-0,132	0,650	0,387
105	11,080	0,891	0,239	1,130	0,221	1,151	-0,506	1,034	0,615
120	9,922	1,238	0,239	1,477	0,258	1,500	-0,963	1,150	0,685
135	8,087	1,461	0,239	1,700	0,242	1,717	-1,373	1,031	0,614
150	5,709	1,584	0,239	1,823	0,182	1,832	-1,670	0,753	0,448
165	2,952	1,640	0,239	1,879	0,097	1,881	-1,840	0,393	0,234
180	0,000	1,655	0,239	1,894	0,000	1,894	-1,894	0,000	0,000
195	-2,952	1,640	0,243	1,883	-0,097	1,885	-1,844	-0,393	-0,234
210	-5,709	1,584	0,255	1,839	-0,184	1,848	-1,684	-0,760	-0,452
225	-8,087	1,461	0,278	1,739	-0,247	1,756	-1,404	-1,055	-0,628
240	-9,922	1,238	0,317	1,555	-0,272	1,579	-1,013	-1,211	-0,721
255	-11,080	0,891	0,379	1,270	-0,249	1,294	-0,569	-1,162	-0,692
270	-11,476	0,411	0,485	0,896	-0,182	0,914	-0,182	-0,896	-0,533
285	-11,080	-0,179	0,675	0,496	-0,097	0,506	0,035	-0,505	-0,300
300	-9,922	-0,827	1,031	0,204	-0,036	0,207	0,071	-0,194	-0,116
315	-8,087	-1,461	1,744	0,283	-0,040	0,286	0,172	-0,229	-0,136
330	-5,709	-1,995	3,407	1,412	-0,141	1,419	1,153	-0,828	-0,493
345	-2,952	-2,351	7,358	5,007	-0,258	5,013	4,769	-1,545	-0,920
360	0,000	-2,477	11,068	8,591	0,000	8,591	8,591	0,000	0,000
375	2,952	-2,351	17,230	14,879	0,767	14,898	14,173	4,592	2,733
390	5,709	-1,995	8,385	6,390	0,639	6,422	5,215	3,748	2,231
405	8,087	-1,461	4,554	3,093	0,440	3,124	1,876	2,498	1,487
420	9,922	-0,827	2,808	1,981	0,346	2,011	0,690	1,888	1,124
435	11,080	-0,179	1,905	1,726	0,338	1,759	0,120	1,755	1,044

450	11,476	0,411	1,403	1,814	0,368	1,851	-0,368	1,814	1,080
465	11,080	0,891	1,120	2,011	0,394	2,049	-0,901	1,840	1,095
480	9,922	1,238	0,948	2,186	0,382	2,220	-1,424	1,702	1,013
495	8,087	1,461	0,843	2,304	0,327	2,327	-1,861	1,398	0,832
510	5,709	1,584	0,777	2,361	0,236	2,372	-2,162	0,976	0,581
525	2,952	1,640	0,743	2,383	0,123	2,386	-2,333	0,498	0,296
540	0,000	1,655	0,731	2,386	0,000	2,386	-2,386	0,000	0,000
555	-2,952	1,640	0,287	1,927	-0,099	1,929	-1,887	-0,403	-0,240
570	-5,709	1,584	0,239	1,823	-0,182	1,832	-1,670	-0,753	-0,448
585	-8,087	1,461	0,239	1,700	-0,242	1,717	-1,373	-1,031	-0,614
600	-9,922	1,238	0,239	1,477	-0,258	1,500	-0,963	-1,150	-0,685
615	-11,080	0,891	0,239	1,130	-0,221	1,151	-0,506	-1,034	-0,615
630	-11,476	0,411	0,239	0,650	-0,132	0,663	-0,132	-0,650	-0,387
645	-11,080	-0,179	0,239	0,060	-0,012	0,061	0,004	-0,061	-0,036
660	-9,922	-0,827	0,239	-0,588	0,103	-0,597	-0,205	0,561	0,334
675	-8,087	-1,461	0,239	-1,222	0,174	-1,234	-0,741	0,987	0,587
690	-5,709	-1,995	0,239	-1,756	0,176	-1,764	-1,433	1,030	0,613
705	-2,952	-2,351	0,239	-2,112	0,109	-2,115	-2,012	0,652	0,388
720	0,000	-2,477	0,239	-2,238	0,000	-2,238	-2,238	0,000	0,000

Після проведення розрахунків у програмному середовищі «Microsoft Excel» були побудовані графіки: залежність сили тиску газів в циліндрі, сили інерції ПРМ та рушійної сили від кута повороту колінчастого валу; залежність бічної сили N від кута повороту колінчастого валу; залежність сили діючої по осі шатуну S від кута повороту колінчастого валу; залежність радіальної сили і дотичної сили від кута повороту колінчастого валу; залежність обертового моменту від кута повороту колінчастого валу.

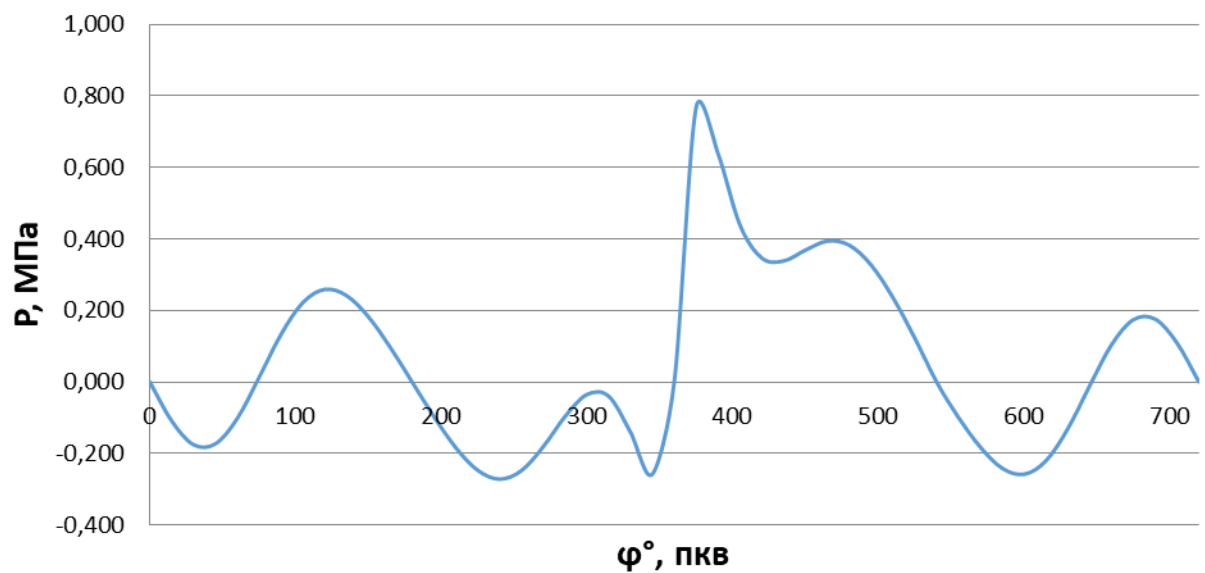


Рис. 2.4. Залежність бічної сили N від кута повороту колінчастого валу

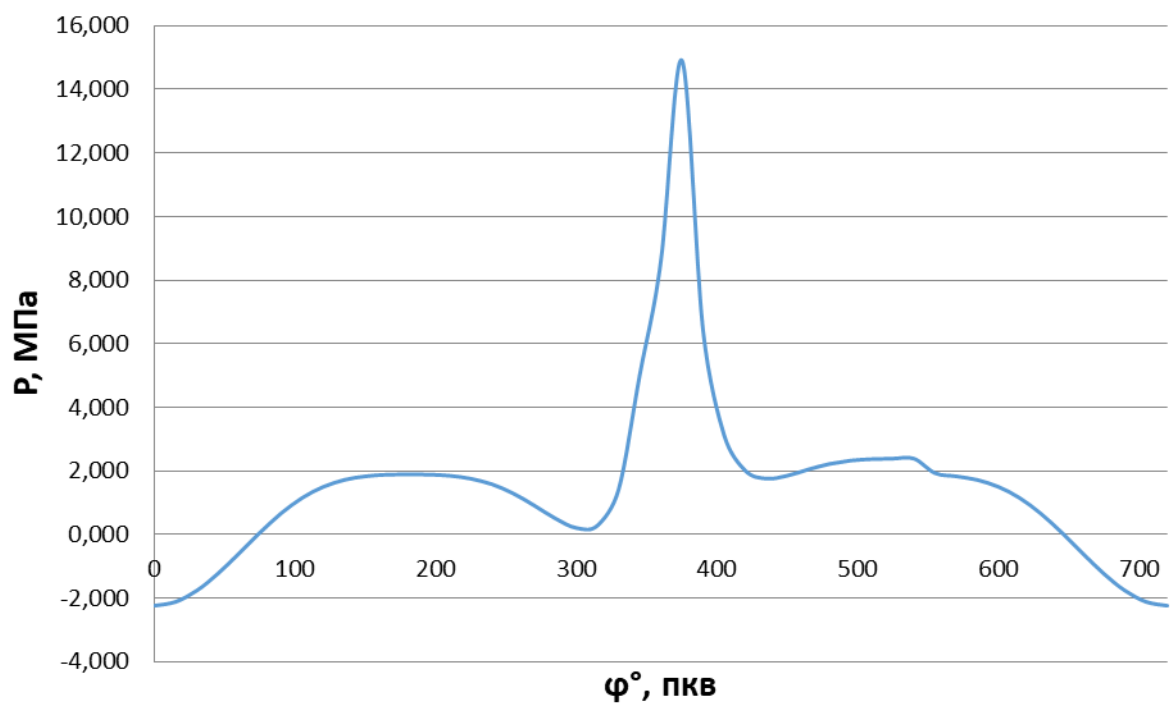


Рис. 2.5. Залежність сили діючої по осі шатуна S від кута повороту колінчастого валу

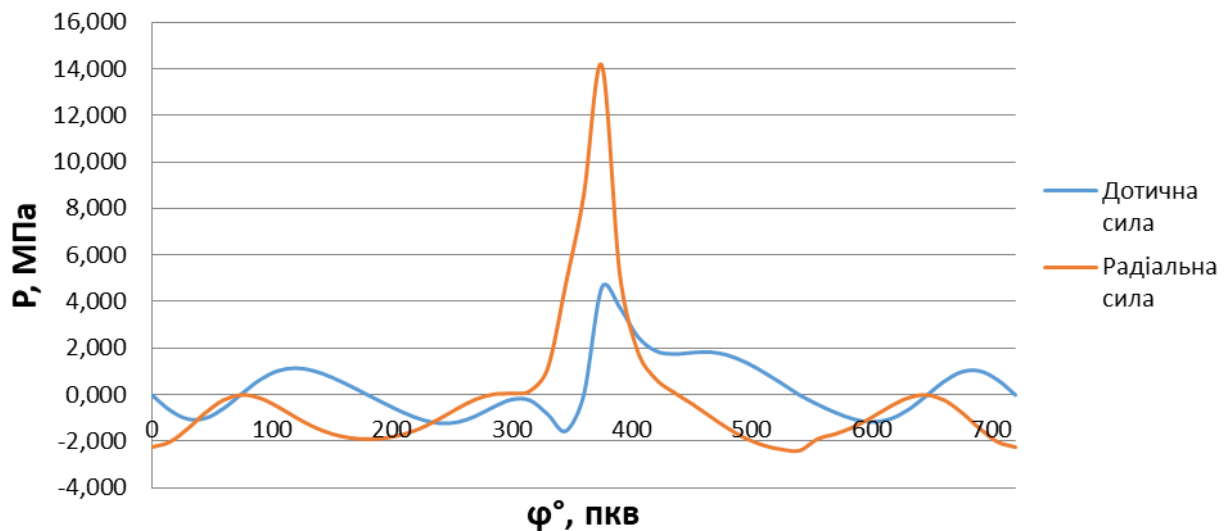


Рис. 2.6. Залежність радіальної сили і дотичної сили від кута повороту колінчатого валу

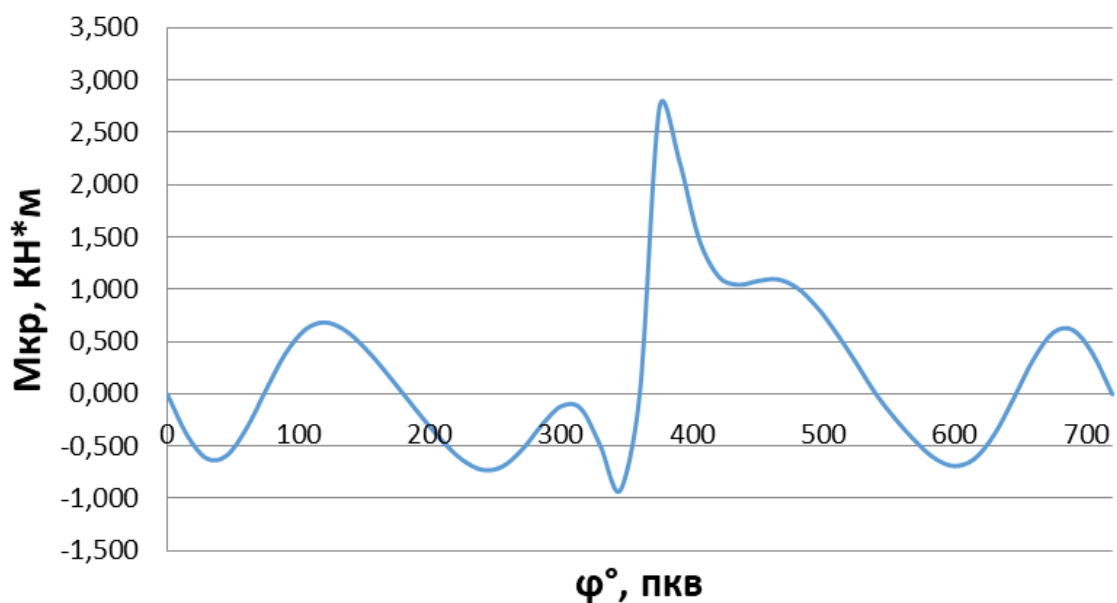


Рис. 2.7. Залежність обертового моменту від кута повороту колінчатого валу

2.7 Висновок по розділу

У даному розділі було проведено моделювання робочого циклу двигуна Volvo Penta типу D7A на номінальному режимі роботи, виконано розрахунок теплового балансу для отримання параметрів, необхідних для виконання розрахунку системи охолодження і всіх теплообмінних апаратів, виконано розрахунок кривошипно-шатунного механізму даного двигуна.

В результаті розрахунку було отримано графіки залежності сили тиску газів в циліндрі, сили інерції ПРМ та рушійної сили, бічної сили N , сили, що діє по осі шатуна S , радіальної і дотичної сил та залежність обертового моменту від кута повороту колінчастого валу.

В табл. 2.4 приведено основні параметри розглянутого двигуна Volvo Penta типу D7A, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	150
2.	Частота обертання, хв^{-1}	2300
3.	Ступінь стиску	17,6
4.	Тиск наддуву, кПа	220
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,4
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1097
7.	Ефективна витрата пального, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,189
8.	Механічний ККД	0,840
9.	Індикаторний ККД	0,531
10.	Ефективний ККД	0,446

Методика розрахунку 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 $0,189 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

Розділ 3

Проектування системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7A

3.1 Опис системи

Метою проектування системи охолодження для двигуна Volvo Penta типу D7A є отримання надійних показників температури двигуна при різних умовах експлуатації двигуна.

Система охолодження для двигуна Volvo Penta типу D7A є двоконтурною маловитратною системою. Двоконтурна система системи дозволяє забезпечувати більш стабільне тепловий стан охолоджуваних елементів і досить зручне регулювання їх температур. Використання маловитратної системи дозволяють знизити температури повітря в ресивері для наземних установок приблизно до 47...50 °C при температурі навколишнього повітря 40 °C і найвищих температурах води перед двигуном. Для суднових систем температури повітря можуть бути ще нижче. У таких системах може бути забезпечена менша, ніж у повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників. Таке порівняння буде коректним, якщо ККД охолоджувачів наддувочного повітря в порівнюваних системах прийняти рівними.

При роботі даної системи охолодження одна частина витрат прісної води (зазвичай велика), виходить з двигуна, без всякого охолодження надходить через перепуск на всмоктування циркуляційного насоса. Друга частина (зазвичай менша) спрямовується на два блоки охолоджувачів: ВВО1 і ВВО2. У цих водо-водяних охолоджувачах прісна вода охолоджується забортною водою.

Після ВВО охолоджена вода надходить на входи у ОНП і МО, охолоджуючи наддувне повітря і масло. Потoki води, що виходять з ОНП і МО, далі надходять на вхід в насос, де змішуються з водою з перепуску. Після змішування вода надходить на вхід в двигун. Змішання потоків води забезпечує необхідну температуру на вході у двигун.

					КРМ.142.6221м.01.03.ПЗ.	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Малий витрата прісної води через ВВО1 дозволяє мати високий ККД цього блоку охолоджувачів при порівняно малих габаритах, в результаті чого прісна вода за ВВО1 має температуру, близьку до температури заборотної води на вході в ВВО1. Виконання ВВО1 в вигляді блоку з трьох одноразово реверсивних теплообмінників, протivotочно встановлених в потоці заборотної води, сприяє досягненню високого ККД всього блоку. ОНП виконаний за схемою багаторазового перехресного струму при загальному протivotоку, що дозволяє забезпечити його високий ККД при необхідній компактності та забезпечення допустимого опору по воді. ККД ОНП забезпечується практично таким же, як і для повнопоточних конструкцій. Перехід на велике число ходів сприяє зростанню ККД. Зниження швидкості води, пов'язане з необхідністю забезпечення допустимого водяного опору, веде до зниження коефіцієнта теплопередачі і зниження ККД. Два протivotно діючих фактора в підсумку практично врівноважуються.

Низька температура води на вході і високий ККД ОНП забезпечують низьку температуру повітря в ресивері двигуна (ОНП), що і є основною перевагою маловитратних систем охолодження.

Аналогічно працює і друга гілка системи охолодження, що складається з блоку ВВО2 і МО. При організації витрати води через цю гілку і при виборі ККД включаються в неї теплообмінників враховується, що від системи не вимагається гранично низька температура масла. Відповідно ККД МО буде нижче, ніж ККД ОНП.

Крім того, при проектуванні системи доводиться враховувати, що обидва блоки охолоджувачів відводять не тільки тепло від наддувочного повітря і масла, але і тепло, яке виділяється у воду в зарубашковому просторі двигуна. У результаті ККД всіх теплообмінників в системі, витрати води через них і через перепуск вибираються з урахуванням бажаних всіх температур теплоносіїв, з урахуванням виділених теплових потоків, а також з урахуванням можливої мінімізації суми мас теплообмінних елементів всіх теплообмінників системи.

					КРМ.142.6221м.01.03.ПЗ.	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На дробових навантаженнях і при зниженні температури навколишнього середовища система забезпечує регулювання температур наддувочного повітря, масла і води. Терморегулювання забезпечується зміною витрати заборотної води через ВВО, а також роботою терморегулятора в контурі прісної води, який перепускає воду повз ВВО на входи ОНП і МО. За допомогою цього терморегулятора можливо регулювати не тільки глибину охолодження, але і забезпечити підігрів наддувочного повітря і масла на малих навантаженнях і при зниженні температури навколишнього середовища.

3.2 Опис елементів системи

До системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7A входять такі елементи, як: водо-водяний охолоджувачі (ВВО), охолоджувач масла (МО), охолоджувач наддувочного повітря (ОНП), циркуляційний насос та трубопроводи.

Водо-водяні охолоджувачі

У машинному відділенні катера встановлено два водо-водяних кожухотрубних охолоджувача – ВВО1 и ВВО2.

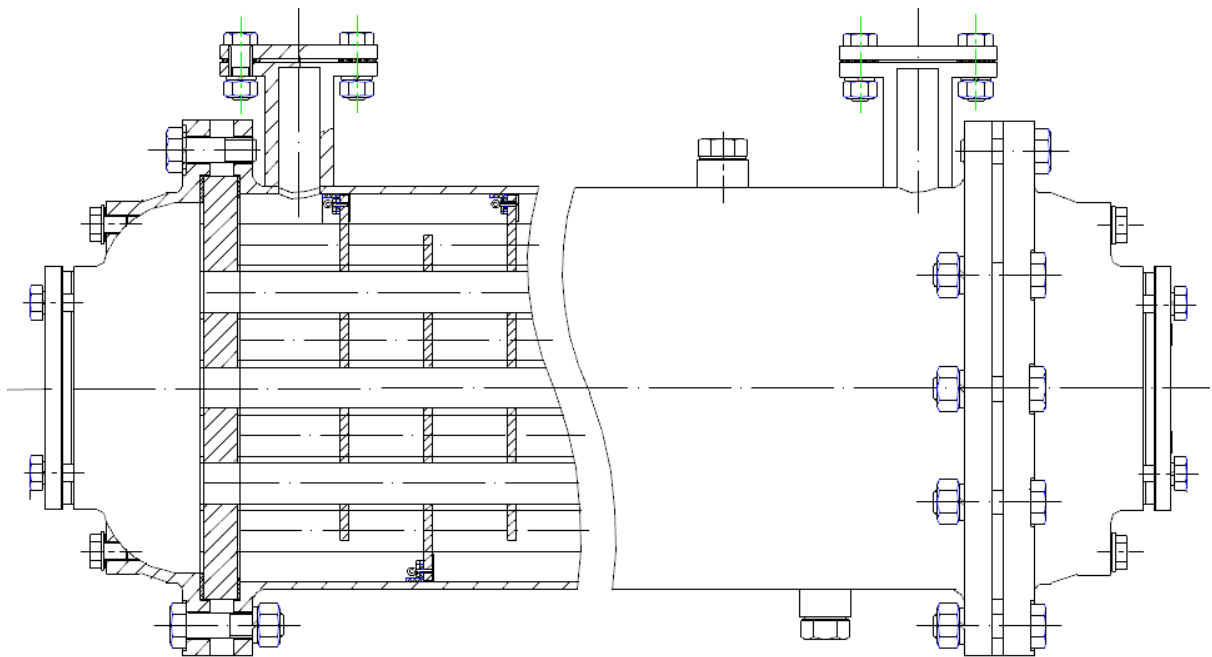


Рис. 3.1. Кожухотрубний водо-водяний охолоджувач

На рис. 3.1 зображено кожухотрубний водо-водяний охолоджувач. Корпус такого теплообмінника виготовляється у вигляді труби великого діаметра, в якому розміщується трубний пучок з гладких (не оребрених) трубок малого діаметру. Кінці трубок кріпляться в трубних дошках. Зазвичай одна з трубних дошок володіє рухливістю для забезпечення компенсації теплових розширень. Розміщення трубок в трубних дошках виконується по системі діагональної розбивки за системою концентричних кіл і по ряду інших можливих геометрій. Основою вибору системи розміщення труб в трубних дошках є прагнення до максимального заповнення об'єму корпусу при забезпеченні можливої рівномірності розміщення теплообмінної поверхні з цього об'єму. Одночасно враховуються вимоги до технологічності, міцності, стійкості пучка до забруднення і деякі інші. Зазвичай забірنا вода проходить всередині трубок пучка, а прісна вода проходить між трубками. Для регулювання швидкості води всередині трубок охолоджувач може виконуватися за забортної води як одноходовим, так і багатходовим. Для забезпечення необхідної швидкості прісної води і додання певного напрямку її течії всередині корпусу встановлюються діафрагми. Завдяки встановленню діафрагм схема течії теплоносія з зовнішньої сторони трубного пучка наближається до багаторазово-перехресного току.

Охолоджувач масла

У представлений системі охолодження використовується кожухотрубний рідинно-масляний охолоджувач масла (рис. 3.2). За своєю будовою охолоджувач масла схожий на охолоджувач води. Відмінністю охолоджувача масла від охолоджувача води в тому, що в охолоджувачі масла поверхня теплообміну зі сторони масла заребрюється.

Схематичне зображення охолоджувача масла для двигуна типу 6ЧН 10,8/13 показано на рис. 3.2.

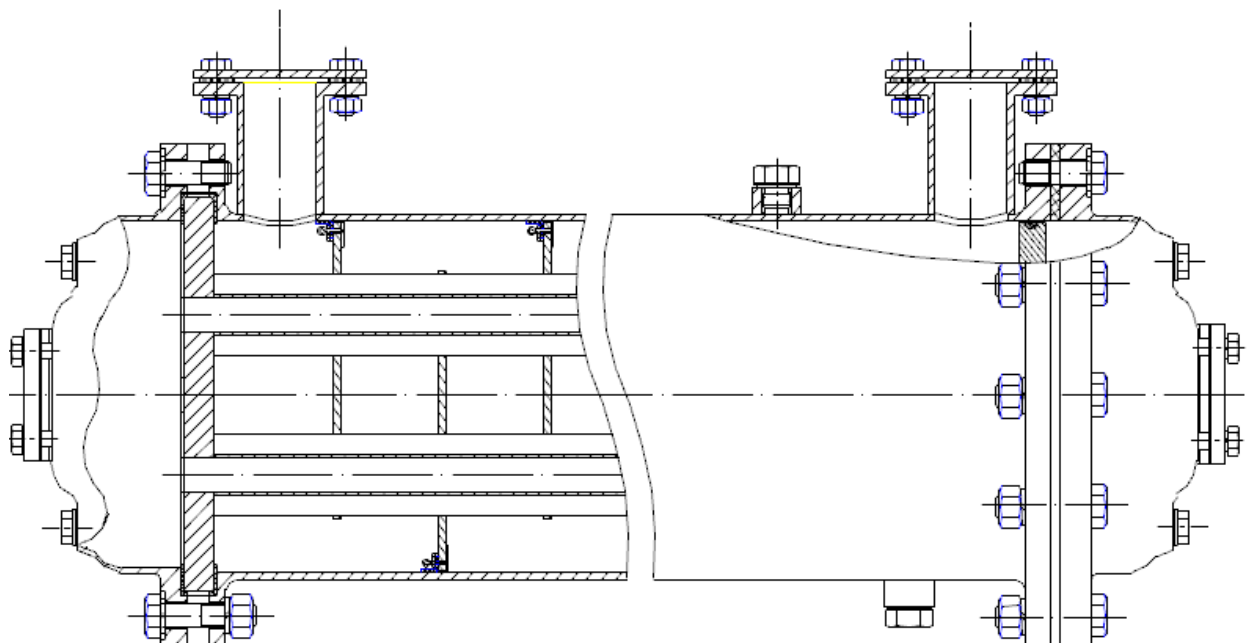


Рис. 3.2. Охолоджувач масла

Охолоджувач масла складається з таких частин: корпус, трубний пучок, кришка внутрішня, зовнішня кришка. У корпусі знаходиться трубний пучок з накатаних трубок. Уздовж трубок встановлені перегородки типу «диско-кільце», що забезпечує багатоходове поперечне обтікання трубок маслом. Для виключення перетікань масла з ходу на хід через технологічні зазори по корпусу і по трубках застосовані ущільнення з пластику. Вода протікає всередині трубного пучка за трьома ходами. Охолодження масла відбувається за рахунок відведення тепла при його циркуляції в системі змащення.

Зовнішня кришка має два патрубки для підведення і відведення охолоджуючої води і внутрішня порожнина розділена перегородкою, що покращує охолодження масла. До нижньої трубної дошки кріпиться кришка внутрішня, яка з деяким зазором розміщується у корпусі, забезпечуючи свободу переміщення її при теплових подовженнях трубного пучка.

На підводному і відвідному трубопроводах води в безпосередній близькості від приєднувальних фланців встановлені крани для випуску повітря, що використовується охолодження масла в системі змащення, і гільзи під термометри. Трубний пучок можна легко витягувати з корпусу охолоджувача.

Охолоджувач наддувочного повітря

У системі охолодження двигуна типу 6ЧН 10,8/13 застосовується в повітряно-водяний охолоджувач наддувочного повітря, який має кожухокоробчатую конструкцію з теплообмінним елементом у вигляді трубчато-пластинчатого пакету. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожух) коробчастої форми.

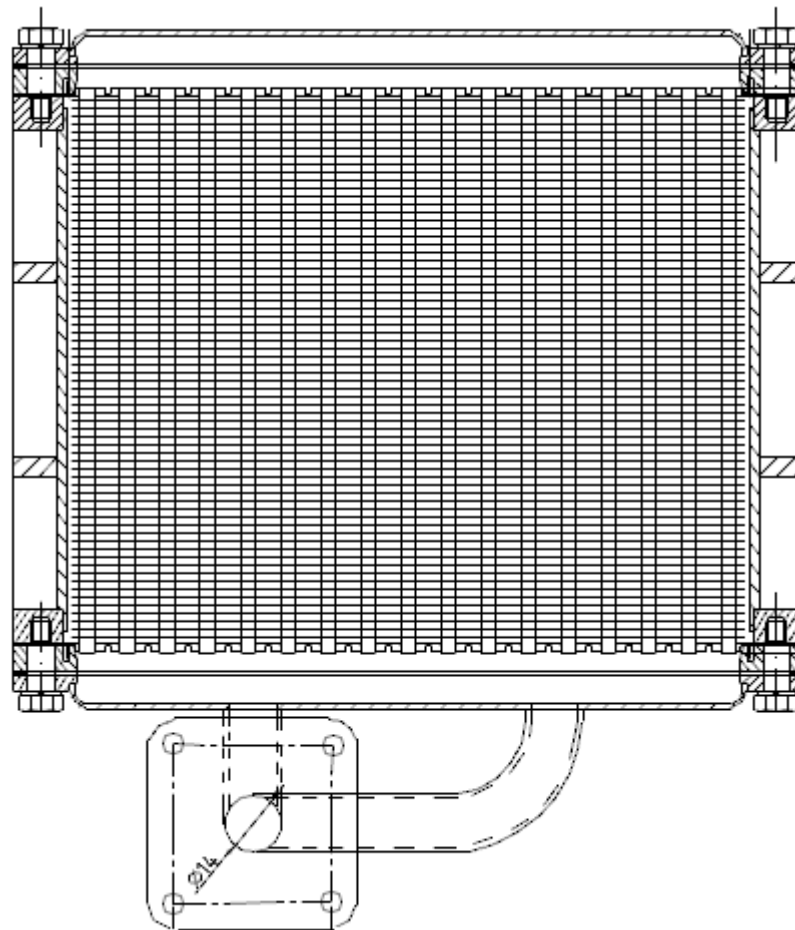


Рис. 3.3. Повітряно-водяний охолоджувач наддувочного повітря
кожухокоробчастої конструкції

Корпус має патрубки для підведення і відведення повітря. Вода підводиться і відводиться через кришки, прикріплені до теплообмінних елементів.

Поверхня теплообміну у ОНП виконується оребренною з боку повітря. Ребра застосовують в для збільшення площі поверхні тепловіддачі з того боку, де теплообмін проходить гірше.

Основні плоскості ребренних пластин розташовані паралельно осям плоскоовальних труб, через які рухається вода. Повітря рухається вздовж стрілок, паралельно основним плоскості ребренних пластин. Ребренні пластини і плоскоовальні трубки (плоскі водяні канали) з'єднуються пайкою.

Циркуляційний насос

Усередині корпусу насоса, який має, як правило, спіральну форму, на валу жорстко закріплено робоче колесо. Воно може бути відкритого типу (диск на якому встановлені лопаті) і закритого типу - лопаті розміщені між переднім і заднім дисками. Лопаті відігнуті від радіального напрямку в бік, протилежний напрямку обертання робочого колеса. З допомогою патрубків корпус насоса з'єднується з усмоктувальним і напірним трубопроводами.

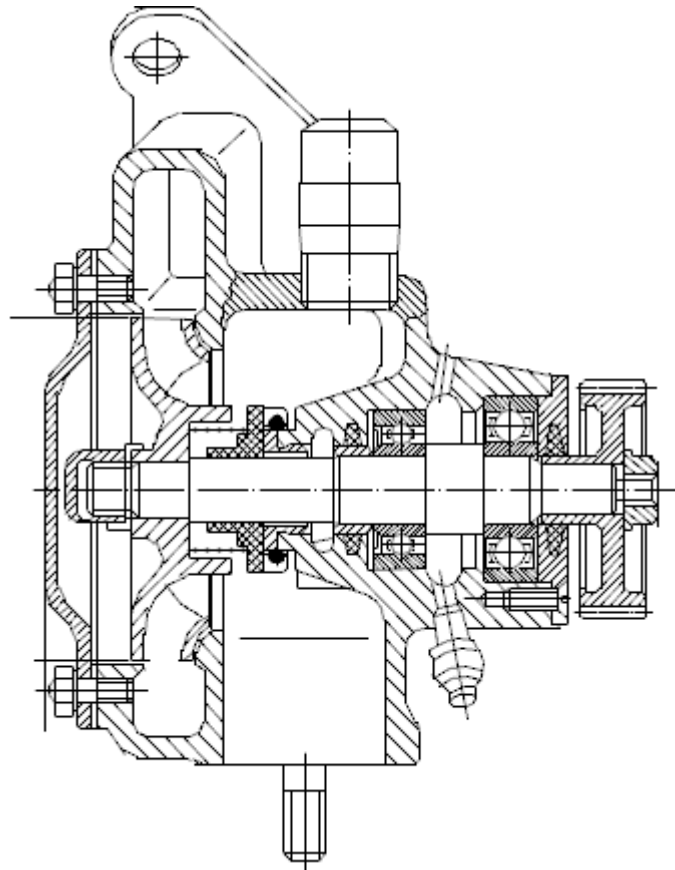


Рис. 3.4. Відцентровий насос системи охолодження двигуна

Коли корпус насоса повністю наповнений рідиною з всмоктувального трубопроводу, то при доданні обертання робочого колеса (наприклад, за допомогою електродвигуна) рідина, яка знаходиться в каналах робочого колеса

(між його лопатями), під дією відцентрової сили буде відкидатися від центру колеса до периферії. Це призведе до того, що в центральній частині колеса створюється розрідження, а на периферії підвищиться тиск. А якщо підвищується тиск, то рідина з насоса почне надходити в напірний трубопровід. Внаслідок цього усередині корпусу насоса утворюється розрідження, під дією якого рідина одночасно почне надходити в насос з всмоктувального трубопроводу. Таким чином, відбувається безперервна подача рідини відцентровим насосом з всмоктувального в напірний трубопровід.

3.3 Розрахунок системи охолодження

Розрахунок системи охолодження проводився за допомогою спеціальної програми, яка була розроблена у програмній середі Microsoft Excel на базі національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. При проектуванні системі було розраховано кожний теплообмінник окремо, а потім проводився розрахунок всієї системи охолодження. Результати розрахунків теплообмінників та самої системи представлені нижче.

Результати розрахунків охолоджувачів води

В табл. 3.1 и 3.2 наведені результати розрахунків водо-водяних охолоджувачів води – ВВО1 и ВВО2.

Таблиця 3.1. Результати розрахунків ВВО1

№ п/п	Позначення	Найменування		Значення
Параметри МО и теплоносіїв				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	0,20
2	tw_1	°C	Температура прісної води на вході	108,0
3	pw_1	кПа	Тиск прісної води на вході	200,0
4	tw_2	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	39,60
5	η		ККД ВВО	0,900
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води між трубками	0,33
	$w_{wпод}$	м/с	Швидкість прісної води в підвідному патрубку	2,00
	$w_{wот}$	м/с	Швидкість прісної води у відвідному патрубку	2,00
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	28,79

8	G_{ww}	кг/с	Витрата заборної води	6,00
9	t_{ww1}	°C	Температура заборної води на вході	32,0
	t_{ww2}	°C		34,4
10	P_{ww}	кПа	Тиск заборної води на вході	200,0
11	w_{ww}	м/с	Швидкість заборної води в трубах	2,111
	$w_{wwпод}$	м/с	Швидкість заборної води в підвідному патрубку	1,500
	$w_{wwот}$	м/с	Швидкість заборної води у відвідному патрубку	1,500
12	Π	%	Солоність заборної води	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Опір по заборної води	11,0
14	R_{Σ}	м ² ·К/Вт		0,0004
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	186,79
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	57341,22
17	bw		Число ходів прісної води	47
18	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по заборної води	1
	bp		Число противоточних реверсивних елементів	1
Параметри трубки и трубний решітці				
19	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0120
20	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0100
21	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху води	0,0160
22	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0139
23	S_{Π}	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0069
24	S_{Π}	м	Відстань між рядами труб	0,0019
	δ_d	м	Зазор між трубкою і діафрагмою на сторону	0,0001
25	h_{co}		Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_0	0,109
26	k_D		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,200
27	S_d	м	Товщина діафрагми	0,00025
28	Z_d		Максимальне число труб в поперечному ряду	7
29	Z_{cv}		Можливе число труб у вирізі сегмента	0
30	Z_2		Число поперечних рядів труб в отсеке	6
31	Z_{max}		Загальне число труб в пучке	36
32	Z		Число труб в пучку між вирізами діафрагм	36
33	$\Phi_{ao, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_0	77,03
34	$\Phi_{at, град}$		Центральний кут сегментного ви-	82,41

			різу на діаметрі D_T	
35	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	0,012
36	$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_T	0,014
37	D_o	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,109
38	$L_{п}$	м	Глибина одного відсіку по ходу води	0,083
39	$Z_{дф}$		Загальне число діафрагм	46
40	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,022
41	L_2	м	Довжина трубок в підводному відсіку	0,025
42	L_3	м	Довжина трубок лише у відвідному відсіку	0,024
43	L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	1,306
44	D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,113
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка прісної води	11,398
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка прісної води	11,398
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка заб. води	71,202
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка заб. води	71,202
45	$M_{п}$	кг	Маса пучка труб	13,51
46	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну	1,77
	Індикатор			Вірно

Таблиця 3.2 Результати розрахунків ВВО2

№ п/п	Позначення	Найменування		Значення
Параметры МО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	0,21
2	tw_1	°C	Температура прісної води на вході	108,0
3	pw_1	кПа	Тиск прісної води на вході	200,0
4	tw_2	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	39,60
5	η		ККД ВВО	0,900
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води між трубками	0,35
	$w_{w\text{под}}$	м/с	Швидкість прісної води в підвідному патрубку	2,00
	$w_{w\text{от}}$	м/с	Швидкість прісної води у відвідному патрубку	2,00
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	30,12

8	G_{ww}	кг/с	Витрата заборної води	6,00
9	t_{ww1}	°C	Температура заборної води на вході	32,0
	t_{ww2}	°C		34,5
10	P_{ww}	кПа	Тиск заборної води на вході	200,0
11	w_{ww}	м/с	Швидкість заборної води в трубах	2,111
	$w_{wwпод}$	м/с	Швидкість заборної води в підвідному патрубку	1,500
	$w_{wwот}$	м/с	Швидкість заборної води у відвідному патрубку	1,500
12	Π	%	Солоність заборної води	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Опір по заборної води	11,4
14	R_{Σ}	м ² ·К/Вт		0,0004
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	188,14
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	60041,86
17	bw		Число ходів прісної води	49
18	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по заборної води	1
	bp		Число противоточних реверсивних елементів	1
Параметри трубки и трубної решітки				
19	d_0	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0120
20	d_w	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху води	0,0100
21	S_1	м	Крок між трубками по глибині.	0,0160
22	S_2	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0139
23	S_{Π}	м	Відстань між рядами труб	0,0069
24	S_{Π}	м	Зазор між трубою і діафрагмою на сторону	0,0019
	δ_d	м	Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_0	0,0001
25	h_{co}		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,109
26	k_D		Товщина діафрагми	0,200
27	S_d	м	Максимальне число труб в поперечному ряду	0,006
28	Z_d		Можливе число труб у вирізі сегмента	7
29	Z_{cv}		Число поперечних рядів труб в отсеке	0
30	Z_2		Загальне число труб в пучке	6
31	Z_{max}		Число труб в пучку між вирізами діафрагм	36
32	Z		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_0	36
33	$\Phi_{ao, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	77,03
34	$\Phi_{at, град}$		Висота сегментного вирізу на ді-	82,41

			метри Do	
35	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі Dt	0,012
36	$H_{ст}$	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,014
37	Do	м	Глибина одного відсіку по ходу води	0,109
38	$L_{п}$	м	Загальне число діафрагм	0,083
39	$Z_{дф}$		Відстань між діафрагмами	48
40	L_1	м	Довжина трубок в підводному відсіку	0,022
41	L_2	м	Довжина трубок лише у відвідному відсіку	0,025
42	L_3	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини дафрагмами	0,024
43	L_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	1,362
44	D_T	м	Внутрішній діаметр підвідного патрубка прісної води	0,113
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка прісної води	12,002
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка заб. води	12,002
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка заб. води	70,203
	$D_{от}$	мм	Маса пучка труб	70,203
45	$M_{п}$	кг	Повна площа поверхні теплообміну	14,09
46	F	м ²		1,85
	Індикатор			Вірно

Розрахувавши охолоджувачі воді ВВО1 и ВВО2 були отримані основні параметри цих теплообмінників.

Для ВВО1: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,306 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,113 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; маса пучку труб – 13,51 кг; повна площа поверхні теплообміну – 1,77 м².

Для ВВО2: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,362 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,113 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; маса пучку труб – 14,09 кг; повна площа поверхні теплообміну – 1,85 м². Вірність результатів підтверджує встановлений у програмі індикатор «Вірно».

Згідно розрахунків видно, що ВВО1 и ВВО2 мають майже однакові розміри. Такі умови забезпечують зручне розташування теплообмінників у машинному відділенні катера.

Результати розрахунків охолоджувача масла

В табл. 3.3 наведені результати розрахунку кожухо-трубного рідинно-масляного охолоджувача масла.

Таблиця 3.3. Результати розрахунку МО

№ п/п	Позначення		Визначення	Результат
Параметри МО и теплоносіїв				
1	G	кг/с	Витрата масла	1,12
2	$t_{м1}$	°С	Температури масла на вході	90,00
3	$p_{м1}$	кПа	Тиск масла на вході	439,00
4	$t_{м2}$	°С	Температура масла за охолоджувачем	83,61
5	η		ККД ОМ	0,3348
6	w_m	м/с	Швидкість масла в стислому перерізі пучка	1,84
7	ΔP_M	кПа	Опір по маслу	22,05
8	G_w	кг/с	Витрата води	0,21
9	t_{w1}	°С	Температура води на вході	39,60
10	t_{w2}	°С	Температура води на виході	56,47
11	P_w	кПа	Тиск води на вході	180,0
12	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	1,0
13	ΔP_w	кПа	Опір по воді	10,68
14	$R_{ст}$	м²·К/Вт	Термічний опір матеріалу трубки з шаром забруднення або без нього	2,43E-03
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	64,16
16	Q	кВт	Кількість теплоти, переданої у МО	14,81
Параметри трубки и трубної решітки				
17	Тип ПТ			монометал
18	D	м	Зовнішній діаметр оребрення	0,0245
19	d_o	м	Несущий діаметр трубки	0,0125
20	d_1	м	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки і внутрішній діаметр оребреної рубашки (для біметалевої трубки)	0,0118
21	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,01
22	u	м	Крок між ребрами	0,002
23	δ_1	м	Товщина ребра біля основи	0,00055
24	δ_2	м	Товщина ребра біля вершини	0,0002
25	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	0,027
26	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0234
27	схема			4
28	b_o		Дорівнює числу послідовно включених	2

			реверсивних елементів, протivotочно встановлених у водяному струмі (див. рис.5 г, додаток 1) для реверсивного МО.	
29	b_m		Число ходів масла при будь-якій схемі (див. рис.5 дод.1).	27
30	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	3
31	S_d	м	Товщина діафрагми	0,0025
32	Z_d		Дійсне число труб в поперечному ряду в центрі перерізу	3
33	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	3
34	Z_{cv}		Число труб у вирізі сегмента	0
35	Z		Загальне число труб в пучку	10
36	$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,016
37	D_o	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,0960
38	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,105
39	$D_{ду}$	м	Діаметр ущільнення діафрагмового	0,104
40	δ_d	м	Зазор на бік між трубкою і діафрагмою	0,0005
41	L_p	м	Довжина одного відсіку по ходу масла	0,071
42	$Z_{дф}$		Загальне число діафрагм	26
	k_D			0,300
43	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,029
44	L_2	м	Відстань між діафрагмою і трубної до- шкою в приймальному відсіку	0,031
45	L_3	м	Відстань між діафрагмою і трубної до- шкою у вихідному відсіку	0,031
46	L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з ура- хуванням затінення частини довжини діафрагмами	0,906
47	$D_{пв}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патруб- ка воду	22
48	$D_{овв}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патруб- ка воду	22
49	D_p	мм	Внутрішній діаметр підвідного масло- відвідного патрубка	40
50	$D_{оп}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного масло- відвідного патрубка	40
51	M_p	кг	Маса пучка труб	7,07
52	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку оребрення	2,79
53	Індикатор		Індикатор коректності роботи програми	Вірно!

Описані вище результати дали можливість отримати основні параметри охолоджувача масла: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 0,906 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,104 м; загальне чи-

сло труб в пучку – 10; маса пучку труб – 7,07 кг; повна площа поверхні теплообміну зі сторони оребрення – 2,79 м².

Усі визначені параметри задовольняють умови розташування теплообмінника у машинному відділенні катера та потреби двигуна в охолодженні масла.

Результати розрахунків охолоджувача наддувочного повітря

В табл. 3.4 наведені результати розрахунку охолоджувача наддувочного повітря.

Таблиця 3.4. Результати розрахунку охолоджувача наддувочного повітря

№ п/п	Параметр		Визначення	Результат
1	G_B	кг/с	Витрати повітря	0,29
2	G_w	кг/с	Витрати води	0,20
3	T_{B1}	К	Температура повітря на вході	415,80
4	T_{B2}	К	Температура повітря за ОНП в першому приближенні	316,63
5	t_{B1}	°С	Температура повітря на вході	142,80
6	t_{B2}	°С	Температура повітря за ОНП в першому приближенні	43,63
7	T_{w1}	К	Температура повітря на вході	312,60
8	T_{w2}	К	Дійсна температура води за радіатором	346,60
9	t_{w1}	°С	Температура повітря на вході	39,60
10	t_{w2}	°С	Дійсна температура води за радіатором	73,60
11	P_1	Па	Тиск повітря на вході	220000
12	L_{Π}	м	Конструктивна довжина пучку	0,391
13	B_{Π}	м	Конструктивна ширина пучку	0,170
14	H_{Π}	м	Конструктивна висота пучку	0,141
15	b_{WT}		Число термодинамічних ходів по воді	16
16	b_{WT}		Число конструктивних ходів по воді в одному термодинамічному ході	4
17	d_w	м	Висота поперечного перерізу трубки	0,0038
18	S_1	м	Відстань між трубками в поперечному ряду	0,0100
19	S_2	м	Крок між поперечними рядами трубок	0,0230
20	S_3	м	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	0,017
21	S_4	м	Крок між ребрами	0,002
22	$\delta_{ст}$	м	Товщина стінки трубки	0,00040
23	$\delta_{пл}$	м	Товщина пластини оребрення	0,00008
24	h_{Γ}	м	Висота гофра від поверхні	0,002
25	e	м	Ширина гофра	0,0050
	S	м	Крок між гофрами по ходу повітря в одному ряду	0,0230
26	$Z_2'_{\Gamma}$	шт	Число поперечних рядів гофров на до-	2

			вжині S2	
27	Z_r	шт	Загальне число гофоров на пластині	16
31	Z_l	шт	Найбільше можливе число трубок в поперечному ряді	17
32	Z_2	шт	Число поперечних рядів трубок	17
33	Z	шт	Число труб в пучку, відповідні розрахунковому значенню числа Z_2	289
34	Схема		1-Потік повітря переміщується, потік води не переміщується; 2-Потік повітря не переміщується, потік води переміщується; 3-Обидва потоки не переміщуються.	3
35	F	m^2	Площа поверхні зі сторони оребрення	8,26
36	M_{Π}	кг	Маса пучка	8,97
37	T_{wf}	К	Середня температура води в радіаторі	329,31
38	T_{bf}	К	Середня температура повітря в ОНП	351,79
39	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	0,949
40	Re_w		Число Рейнольдса по воді	9427,9
41	Re		Число Рейнольдса по повітрю	3624,8
42	ΔP	Па	Повітряний опір ОНП	2489,1
43	ΔP	мм.в.ст	Повітряний опір ОНП	254,0
44	DP_w	кПа	Сумманий опір руху потоку води	37,9
45	k	Вт/(m^2K)		153,4
46	K_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучку	140,4
47	K_v	Вт/ m^3K	Коефіцієнт використання об'єму пучку	135164,5
48	$\overline{\rho}$			1,2985
49	η		ККД радіатора у другому приближенні	0,9609
50	Індикатор			Вірно

Після розрахунку охолоджувача наддувочного повітря було отримано основні дані, із яких можливо виділити основні: температура на вході – 39,60 °С; тиск повітря на вході – 220 кПа; конструктивна довжина пучка – 0,391 м; конструктивна ширина пучка – 0,170 м; конструктивна висота пучка – 0,141 м; число поперечних рядів трубок – 17 шт.

За результатами розрахунку видно, що теплообмінник має не велику форму і його зручно встановити на самому двигуні. Незважаючи на невеликі розміри охолоджувач наддувочного повітря надійно та якісно виконує свої функції.

Результати розрахунку системи охолодження

Після розрахунку охолоджувачів води, масла та наддувочного повітря було проведе розрахунок самої системи охолодження. Результати розрахунку системи представлені у табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Результати розрахунку системи охолодження

№ п/п	Параметр			Визначення	Результати	
1	Q_d	кВт		Тепловідвід в зарубашечну воду	74,1	
2	Q_m	кВт		Тепловідвід в масло	14,8	
3	G_B	кг/с		Витрати вентиляційного повітря	12	
4	G_{ww1}	кг/с		Витрати заб. води через ВВО1	6,00	
5	G_{ww2}	кг/с		Витрати заб. води через ВВО2	6,00	
6	G_{w1}	кг/с		Витрати води через ОНВ	0,20	
7	G_{w2}	кг/с		Витрати води через МО	0,21	
8	$G_{wп}$	кг/с		Витрати води через перепуск	1,39	
9	G_w	кг/с		Витрати води через дизель	1,8	
10	$G_{нв}$	кг/с		Витрати наддувочного повітря	0,286	
11	G_m	кг/с		Витрати масла	1,12	
12	T_{b1}	К	°С	Повітря перед компресором	313	40
13	T_{ww1}	К	°С	Заб. вода перед ВВО	305	32
14	$T_1 (T_k)$	К	°С	T_1 або T_k , повітря перед комп-ресором	415,8	142,8
15	$T_2 (T_s)$	К	°С	T_2 або T_s , повітря за ОНВ	316,6	43,6
16	T_{ww21}	К	°С	Заб. вода за ВВО1	307,4	34,4
17	T_{ww22}	К	°С	Заб. вода за ВВО2	307,5	34,5
18	T_{wd1}	К	°С	Вода перед дизелем	371,2	98,2
19	T_{wd2}	К	°С	Температура води за двигуном	381	108,0
20	T_{w1}	К	°С	Вода перед ОНП	312,6	39,6
21	T_{w2}	К	°С	Вода за ОНП	346,6	73,6
22	T_{wm1}	К	°С	Вода перед МО	312,6	39,6
23	T_{wm2}	К	°С	Вода після МО	329,5	56,5
24	T_{m1}	К	°С	Масло на виході із двигуна або на вході в МО	363,0	90,0
25	T_{m2}	К	°С	Масло за МО	356,6	83,6
ОНП						
26	схема				3	
27	b			Число ходів по воді	16	
28	$k_{гнв}$	Вт/кг·К			140,39	
29	$\eta_{нв}$			ККД ОНП	0,961	
30	$S_{нв}$			Відношення енергоємностей за ОНП	0,343	
31	$M_{нв}$	кг		Маса ОНП	9,032	8,97
ВВО1						
32	схема			Схема	1	
33	bp			Число противоточних реверсив-них елементів	1	
34	bw			Число ходів прісної води	48	
35	k_{gb1}	Вт/кг·К			186,79	

36	η_{B1}			ККД P1	0,900	
37	S_{B1}			Відношення енергоемностей на P1	0,035	
38	M_{B1}	кг		Маси B1 відрізняються, т.к. в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами	10,6	13,51
BBO2						
39	схема				1	
40	bp			Число противоточних реверсивних елементів	1	
41	bw			Число ходів прісної води	50	
42	k_{GB2}	Вт/кг·К			0,90	
43	η_{B2}			ККД P2	0,900	
44	S_{B2}			Відношення енергоемностей на P2	0,036	
45	M_{B2}	кг		Маси B2 відрізняються, т.к. в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами	11,0	14,09
МО						
46	схема				4	
47	bp			Число противоточних реверсивних елементів	2	
48	bm			Число ходів масла	28	
49	k_{gMO}	Вт/кг·К			64,16	
50	η_{MO}			ККД МО	0,335	
51	S_M			Відношення енергоемностей на МО	0,379	
52	M_{MO}	кг		Маси МО відрізняються, оскільки в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами, відрізняється и теплоємності теплоносіїв	6,01	7,07
53	M_{Σ}	кг		Сума мас всіх теплообмінників в системі	36,58	43,64
54	η_{co}				0,8950	
	Індикатор				Вірно	

3.4 Дослідження системи охолодження двигуна Volvo Penta

Розрахунок системи охолодження проводиться у «зворотньому розрахунку». Метою дослідження є одержання оптимального значення витрат забортової води.

Дослідження дозволило отримати оптимальне значення витрат забортової води та змодельовати ситуацію коли в процесі експлуатації відбудеться

засмічення проточної частини відцентрового насоса, трубопроводів, фільтрів. При виникненні таких ситуацій зменшення витрат забортної води станеться само собою.

Після проведення дослідження був побудований графік дослідження витрат забортної води системою охолодження двигуна Volvo Penta.

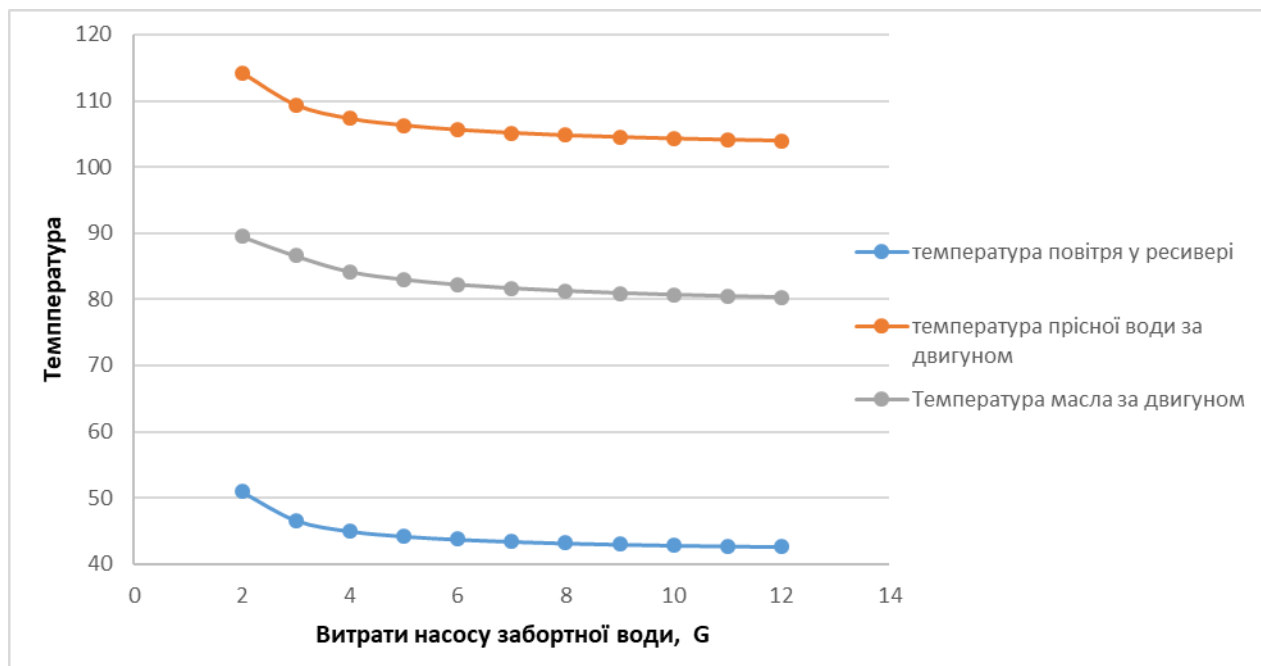


Рис. 3.5. Залежності температур теплоносіїв від витрат забортної води системою охолодження двигуна Volvo Penta

На графіку рис. 3.5 видно, що при зменшенні витрат забортної води збільшується температура двигуна в цілому. Підвищення температура є високою, але двигун може працювати при таких температурах. Отже можна зробити висновок, що спроектована система охолодження є надійною, навіть у екстремальних ситуаціях, так як забруднення відцентрового насоса системи.

3.5 Висновок по розділу

У цьому розділі проведено опис системи та її елементів. До складу системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7A входять: водо-масляний охолоджувач (МО), 2 водо-водяних охолоджувача (ВВО1 та ВВО2), охолоджувач наддувного повітря (ОНП), відцентровий насос забортної води та на-

сос прісної води. Водо-водяні охолоджувачі (ВВО1 та ВВО2) однаковий діаметр, але різну довжини та масу.

Конструктивні параметри для ВВО1 – довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,306 м, внутрішній діаметр кожуха – 0,113 м, загальне число труб – 36, число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; для ВВО2 – довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,362 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,113 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36. У водо – водяних охолоджувачах охолоджуючою рідиною є забортна вода (другий контур), яка після проходження через пучок труб виходить за борт катера. Охолоджувальною рідиною є прісна вода (перший контур) яка в свою чергу охолоджує наддувочне повітря в ОНП та масло в МО. Різниця у розмірах ВВО1 і ВВО2 не велика, тому їх зручно розташувати по обидва борти катера (ВВО2 з лівого борту, ВВО1 з правого борту).

Водо-масляний охолоджувач має менші конструктивні розміри ніж водо-водяні охолоджувачі: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 0,906 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,104 м; загальне число труб в пучку – 8. Охолоджена прісна вода до МО потрапляє з ВВО2 і тому його зручно розташувати з лівого борту катера (розташування ВВО1, ВВО2 і МО показано на креслені номер 2).

Охолоджувач наддувочного повітря в порівнянні з іншими охолоджувачами має менші розміри: конструктивна довжина пучка – 0,391 м; конструктивна ширина пучка – 0,170 м; конструктивна висота пучка – 0,141 м; число поперечних рядів трубок – 17 шт. З урахування не великих розмірів ОНП монтується на саму двигуні, що є зручним та економить місце у машинному відділенні катера.

В результаті розрахунку системи було розраховані температури, які дозволяють проаналізувати надійність на працездатність спроектованої системи охолодження. Отримані температури: води за компресором $T_k = 142,8\text{ }^{\circ}\text{C}$; повітря за ОНП, $T_s = 43,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; забортної води за ВВО1; $T_{ww21} = 34,4\text{ }^{\circ}\text{C}$; забортної

					КРМ.142.6221м.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

води за ВВО2, $T_{ww21} = 34,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; води перед дизелем, $T_{wd1} = 98,2\text{ }^{\circ}\text{C}$; води за дизелем, $T_{wd2} = 108,0\text{ }^{\circ}\text{C}$; води перед ОНП, $T_{w1} = 39,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; води за ОНП, $T_{w2} = 73,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; води перед МО, $T_{ww21} = 39,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; води за МО, $T_{wm1} = 56,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; масла на виході з двигуна, $T_{m1} = 90,0\text{ }^{\circ}\text{C}$; масло за МО, $T_{m2} = 83,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Після розрахунку системи був проведений експеримент, який дозволив дослідити, як поведе система при зменшені витрат заборотної води насосом (наприклад в результаті перекриття частини фільтра, розташованого перед насосом водоростями або сміттям). Дослід показав, що в результаті засмічення фільтра система зможе забезпечувати охолодження двигуна.

					КРМ.142.6221м.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

Розділ 4

Економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження суднового двигуна Volvo Penta типу D7A

4.1 Обґрунтування необхідності модернізації системи охолодження

Компанія Volvo Penta є одним із лідерів виробництва суднових двигунів для яхт, катерів та дизель – генераторів, які використовуються на великих та малих промислових судах. В умовах світової кризи та великої вартістю на паливно-мастильні матеріали, все більше набуває актуальності такий фактор, як економічність двигуна. Volvo Penta використовує та продовжує розробляти нові системи, які дозволять більш раціональніше використовувати усі складові силової установки.

Вдосконалена систем охолодження забезпечить зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна до оптимальних значень, що в свою чергу дозволить досягти поставлених цілей. Зв'язок між температурою наддувного повітря, витратою палива і викидами із відхідними газами в навколишнє середовище підтверджено розрахунками та експериментальними даними багатьох науковців. Крім того, модернізація схеми системи охолодження серед інших заходів, які можуть призвести до подібного ефекту від впровадження, буде самою малокоштовною.

Метою проектування і модернізації системи є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою охолодження в порівнянні з аналогічним двигуном зі звичайною системою охолодження.

Економічна ефективність від впровадження системи охолодження суднового двигуна визначається за методичними вказівками «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

					КРМ.142.6221м.01.04.ПЗ.	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Метод призначений для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників ефективності та економічності в норма-
тивах і нормах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

При визначенні економічного ефекту від впровадження в експлуатацію двигуна із модернізованою схемою системою охолодження для порівняння беремо аналогічний двигун зі звичайною системою охолодження.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна Volvo Penta.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначен- ня	Двигун аналог	Спроектова- ний двигун
Потужність двигуна, кВт		N_e	150	150
Частота обертання КВ, хв ⁻¹		n	2300	2300
Діаметр циліндра, м		D	0,108	0,108
Хід поршня, м		S	0,13	0,13
Маса суха, кг		G	690	690
Габарити, м:	довжина		1,76	1,76
	ширина		1,1	1,1
	висота		1,19	1,19
Питома витрата палива, кг/кВт·год.		g_p	0,209	0,1893
Питома витрата масла, кг/кВт·год.		g_m	0,00014	0,00014
Механічний ККД		η_m	0,82	0,84
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремон- тах		ϵ_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,9	0,9
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ре- монту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	4500	4500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	5000	5000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	120000	120000
Ціна установки, грн.		Π	460000	620000
Ціна палива, грн./т		Π_p	52000	52000
Ціна масла, грн./т		Π_m	87000	87000
Нормативний коефіцієнт порівняння еконо- мічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна

1) Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\pi} \cdot N_e \cdot t.$$

Річна продуктивність для аналога (індекс 1) і для двигуна із модернізованою системою охолодження (індекс 2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 150 \cdot 4500 = 657500 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,9 \cdot 150 \cdot 4500 = 657500 \text{ кВт за рік.}$$

2) Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{120000}{4500} = 26,6 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{120000}{4500} = 26,6 \text{ років.}$$

3) Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\pi} = g_{\pi} \cdot N \cdot \Pi_{\pi} \cdot 10^{-3}.$$

Річні поточні для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$З_{\pi 1} = 0,209 \cdot 657500 \cdot 52000 \cdot 10^{-3} = 6602310,0 \text{ грн.}$$

$$З_{\pi 2} = 0,1893 \cdot 657500 \cdot 52000 \cdot 10^{-3} = 5979987,0 \text{ грн.}$$

4) Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{м} 1} = 0,00014 \cdot 607500 \cdot 87000 \cdot 10^{-3} = 7399,4 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{м} 2} = 0,00014 \cdot 607500 \cdot 87000 \cdot 10^{-3} = 7399,4 \text{ грн.}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

6) Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4500 \cdot 460000}{5000} = 20700,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4500 \cdot 620000}{5000} = 27900,0 \text{ грн.}$$

7) Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 4500 \cdot 460000}{120000 \cdot 1,1} = 4704,5 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 4500 \cdot 620000}{120000 \cdot 1,1} = 6340,9 \text{ грн.}$$

8) Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}$$

Річні витрати у споживача визначаються для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$U_1 = 6602310,0 + 7399,4 + 20700,0 + 4704,5 = 6635113,9 \text{ грн.}$$

$$U_2 = 5979987,0 + 7399,4 + 27900,0 + 6340,9 = 6021627,3 \text{ грн.}$$

9) Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з модернізованою системою охолодження визначається за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{607500}{607500} \cdot 6635113,9 = 6635113,9 \text{ грн.}$$

$$E_k = \left[460000 \cdot \frac{607500}{607500} \cdot \left(\frac{\frac{1}{26,6} + 0,15}{\frac{1}{26,6} + 0,15} \right) + \frac{6635113,9 - 6021627,3}{\frac{1}{26,6} + 0,15} \right] - 620000 = 3111928,7 \text{ грн.}$$

Отже $E_k = 3111928,7$ грн.

10) Термін окупності двигуна з модернізованою системою охолодження визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 6635113,9 - 6021627,3 = 613486,6 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{160000}{613486,6} = 0,26 \text{ року.}$$

4.3 Висновок по розділу

У розділі було розраховано і порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна Volvo Penta типу D7A із запропонованою схемою системою охолодження і аналогічного двигуна з традиційною повнопоточною системою охолодження. Визначено економічний ефект.

Розрахунок підтвердив доцільність застосування маловитратної схеми системи охолодження для суднового двигуна. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат споживача в порівнянні з аналогічним двигуном за рахунок зниження витрат на паливо.

Річний економічний ефект зумовлений зниженням поточних витрат тільки на дизельне паливо складає близько 3,1 млн. грн. Термін окупності проєкту складає три місяця за умови використання суднової установки протягом 4,5 тис. годин на рік.

					КРМ.142.6221м.01.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

Розділ 5

Організація охорони праці та захисту навколишнього середовища

Охорона праці – це система правових, організаційно-технічних, соціально - економічних, лікувально-профілактичних і санітарно-гігієнічних 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 з реалізації конституційного права громадян на охорону свого життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, організації або установи, чи уповноваженим їх органом та працівником з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні. Закон поширюється на всі організації та підприємства, незалежно від видів їхньої діяльності і форм власності на всіх громадян, що працюють. У статті 43, вищезазначеного Закону, йдеться: «Держава створює умови для повного виконання громадянами права на працю. Використання примусової праці заборонено, кожен має право на належні, безпечні та здорові умови праці, на заробітну плату не нижче визначеної законом».

5.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні

Для розробки ефективних заходів щодо охорони праці екіпажу судна в машинному відділенні (МВ) необхідно з'ясувати причини виникнення небезпечних і шкідливих факторів і їх величини. До потенційно небезпечних і шкідливих речовин у МВ проектного судна відносяться: машини, що рухаються, і механізми, де незахищені рухливі елементи устаткування; ємності й установки, що працюють під тиском; електроустаткування; пожежна небез-

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зпека; шкідливі речовини; шум і вібрація; теплове випромінювання; висвітлення.

5.1.1 Машини і механізми, що рухаються, та незахищені рухливі елементи устаткування

Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку в МВ 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 катері передбачено два виходи з МВ на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого. Виходи з МВ зрошувані. Настили у МВ 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.

5.1.2 Безпека ємностей і установок, що працюють під тиском

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:

– корпуси ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 під час випробування на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5 % по текучості на міцність сталевих балонів – складає:

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

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

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

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

5.1.3 Електробезпека

На проектованому судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПВЕ-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 400 В 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 судах 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 пристрої, 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 судах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки. Передбачаються також, засоби індивідуального захисту гумові рукавички, інструмент, з ізольованими ручками.

5.1.4 Пожежна безпека

Пожежі в МВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ПММ, 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 пожежогасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МВ;

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

– 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 МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

На проектуваному катері встановлена система виявлення пожежі фірми «Consilium» типу CS 4000. А також передбачено устаткування для пожежогашіння:

- 1) у вантажних трюмах, це система розбризкування води «Novenco», та система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂»;
- 2) у МВ - система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂».

5.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ

У результаті роботи ГД і 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 МВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізмів.

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

Температура повітря в МВ 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 МВ, в літній час, дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час – 0,15...0,5 м/с.

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

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 МВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МВ.

5.1.6 Шум і вібрація

Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, рефрижераторні установки, кондиціонери, 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 МВ, обладнаними звукоізолюваними ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізолюваними 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 координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, які представляють собою віброгасильні та вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових судах - ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичними параметрами і три-

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

валістю 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. 5.1

Таблиця 5.1 Граничні спектри рівнів вібрації

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

5.1.7 Теплове випромінювання

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 випромінювань, застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів, згідно з санітарними правилами для морських суден.

5.1.8 Освітлення

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

- 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 МВ повинне бути стійким до вібрації, вибухо- і пожежобезпечним;
- світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпуче вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення в МВ повинно бути не меншим 10% від основного, аварійне освітлення повинне бути стій-

ким до вібрації, вибухів і пожежної безпеки, повинне бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення.

5.1.9 Захист від електромагнітних випромінювань

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 стандартом. Нормовані параметрами в діапазоні частот 60...300 кГц, є напруженості E і H електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 Гранично припустима напруженість електромагнітного поля

По електричній складовій		
f , МГц	0,06...3,0	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

5.1.10 Захист від запиленості і загазованості

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, CO і CO_2 . 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 проточно-витяжну вентиляцію [41, 43].

5.2 Оцінка виникнення пожежної ситуації у МВ при займанні льяльних вод

Скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах може стати причиною пожежі. Дуже часто в льялах накопичуються нафтопродукти в результаті витоків з невиявлених розривів у паливних і мастильних трубопроводах.

При випаровуванні нафтопродуктів у льялах утворюються легкозаймисті пари. При змішуванні їх з повітрям може відбутися займання - для цього досить недбало кинутого недопалка чи сірника, іскри.

Пожежі в льялах можуть швидко поширюватися й охоплювати механізми та трубопроводи, у зв'язку з чим їх дуже складно брати під контроль. Гасити такі пожежі набагато важче, ніж пожежі, які виникають у МВ.

Льяли вимагають постійного спостереження. Скупчення нафтопродуктів завжди є ознакою витoku, тому при його виявленні необхідно знайти розрив у паливному чи мастильному трубопроводах. Крім того, варто регулярно перевіряти сепаратори трюмних вод, щоб уникнути переливу, що також може стати причиною скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах.

5.2.1 Вихідні дані

Маса паливних фракцій льяльних вод $M = 950$ кг.

Площа поверхні, яку займають льяльні води, $F = 120$ м².

5.2.2 Інженерні розрахунки

Ступінь вогнестійкості - І.

Межа вогнестійкості - 4 години.

Межа горючого навантаження, для горючої рідини,

$$m_{гж} = M / F = 950 / 120 = 7,92 \text{ кг/м}^2.$$

Горюче навантаження, в умовній паливній рідині,

$$m_{угж} = 2,7; m_{гж} = 2,7 \cdot 7,92 = 21,4 \text{ кг/м}^2.$$

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Масова швидкість вигорання рідини

$$V_m = 0,85 \text{ кг/(м}^2 \text{ хв.)}$$

Температура полум'я матеріалу, що горить

$$t_{гж} = 1100^\circ \text{C}.$$

Час із моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення

$$t_p = \frac{\sqrt{F}}{\sqrt{\pi \cdot v_p}} = \frac{\sqrt{120}}{\sqrt{3,14 \cdot 0,5}} = 8,74 \text{ с},$$

де $v_p = 0,5 \text{ м/с}$ - швидкість розповсюдження вогню.

Тривалість пожежі

$$t_n = \frac{m_{угж}}{v_m} = \frac{21,4}{0,85} = 25,2 \text{ хв.}$$

Середньооб'ємна температура в приміщенні

$$t_{об} = 504 \cdot (0,67 \cdot m_{угж} + 2)^{0,148} = 504 \cdot (0,67 \cdot 21,4 + 2)^{0,148} = 762^\circ \text{C}.$$

Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення

$$t_{не} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg t_{nn} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg 25,2 = 750^\circ \text{C}.$$

Результати розрахунку наведені в табл. 5.3

Таблиця 5.3. Оцінка пожежного стану

Ступінь вогнестійкості	I
Межа вогнестійкості, години	4
Величина горючого навантаження, кг/м ²	21,4
Масова швидкість вигорання матеріалу, кг/(м ² ·хв.)	0,85
Температура полум'я згорання матеріалу, °C	1100
Час з моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення, с	8,74
Тривалість пожежі, хв.	25,2
Середньооб'ємна температура в приміщенні, °C	762
Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення, °C	750

5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

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.

5.3.1 Теплове забруднення атмосфери і її запобігання при експлуатації судна

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 та котлі.

5.3.2 Запобігання забрудненню нафтовмістними водами

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 льяльних 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 15 мг/л;

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

– наявність швидкозапорної арматури, що забезпечує переключення потоку усмоктуваних вод у напрямку, “за борт” - “відстійний танк”, при підвищенні змісту нафти у воді більш ніж 15 мг/л.

5.3.3 Додаток 1 до Конвенції МАРПОЛ 73/78

Правила запобігання забруднення нафтою. Згідно вимогам 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 пристрій - (зазвичай триходовий 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 МВ 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 інсценераторів - 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.

Нормативи скиду

Акваторії Світового океану, які обмивають узбережжя регіонів з найбільш високою щільністю населення по Конвенції МАРПОЛ 73/78 виділені в особливі райони.

Поза особливих районів забороняється скид в море нафтоутримуючих сумішей за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

Для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МВ: судно за 12 мильною зоною, викид на шляху, де склад нафти в скиді менше 15 мг/л, на судні у дії АСС.

Підсумовуючи, що викид у море нафтових залишків і відходів (шламу) категорично заборонений улюбій точці Світового океану, кожне судно повинне мати танк для збереження на борту і здачі на берег нафтових залишків і відходів (шламу), Контролюючі органи у портах заходу контролюються тим, що для легкого палива – 0,5 %, а для важкого палива – 1,5 % спаленого, складає шлам.

Особливі райони:

Середземне, Балтійське, Чорне, Червоне моря, Карибське море з Мексиканською затокою, Північне море з Ірландським, Кельтським морями і Англійським каналом, район заток (Перська затока), Аденська затока і район Арктики.

Координати які обмежують особливі райони, приведені у тексті Конвенції МАРПОЛ 73/78.

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В особливих районах забороняється викид у море нафтовмістних сумішей, за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

- 1) для контейнеровозів: забороняється викид нафтовмістного баласту.
- 2) для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МВ: судно за 12-мильною зоною, при русі, коли вміст нафти у скиді менше 15 мг/л, на судні при дії: фільтруючого устаткування, приладу контролю (АСС) і автоматичного запірного пристрою, який забезпечує припинення викиду при перевищенні показника у скиді – 15 мг/л.

В районі Арктики забороняється будь-який скид нафтовмістної суміші.

Ізольований баласт - це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, які мають автономну систему викачування і окремі, тільки для цієї цілі насоси, скидаються за борт без обмеження.

Чистий баласт - це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, або ретельно вимиті вантажні танки, викачується за борт через загальну баластну систему загальними баластними насосами, поза особливих районів, на ходу судна, за 12 мильною зоною.

Нафтозабруднений баласт - це забортна вода, прийнята у вантажні танки і яка викачується за борт через загальну баластну систему загальними баластними насосами поза особливих районів, за 12 мильною зоною через відс-тійний танк, під контролем САЗРІУС.

Виняток: судна, які здійснюють постійні рейси між портами особливо-го району, можуть мати тільки танки для збору і збереження на борту нафто-вмістних вод, місткістю, достатньою для збору цієї води за весь період пере-ходу, за умов, що порти заходу мають берегові приймальні пристрої.

Всі операції з баластом, бункером, мастильними маслами в МВ суден, які не є танкерами, заносяться у журнал нафтових операцій, частина I, всі операції з вантажем, баластом на нафтових танкерах, заносяться у журнал нафтових операцій, частина II.

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

Згідно з вимогами Додатка І до Конвенції МАРПОЛ 73/78, окрім документів по Доповненню IV і Доповненню V, кожне судно повинне мати на борту:

1) «Свідоцтво про типовий іспит фільтруючого устаткування», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.

2) «Свідоцтво про типовий іспит прибору контролю», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.

3) «Міжнародне свідоцтво по запобіганню забруднення нафтою», видається класифікаційним товариством на 5 років зі щорічним переосвідченням. У доповнення «А» до цього свідоцтва вказується все устаткування по очистці нафтовмістних вод, номери і місткість збірних танків, система накопичення і ліквідації шламу.

4) «План надзвичайних заходів по боротьбі з забрудненням нафтою» (SOPEP), розробляється для кожного судна в залежності від його устаткування, призначення судна, екіпажу на російській, англійській мовах, повинен бути ухвалений класифікаційним товариством.

У Додатку до Плану приводиться «Перелік національних пунктів зв'язку, відповідальних за прийом, передачу і обробку термінових повідомлень про інциденти, пов'язані зі скидом нафти і інших шкідливих речовин з суден», який видається ІМО щорічно. Необхідно мати на судні самий свіжий варіант «Переліку».

5) Журнал нафтових операцій, частина І «Операції в машинних приміщеннях» для всіх суден (включаючи танкери).

Журнал посторінково підписується капітаном, зберігається на судні у доступному для перевірки місці, пред'являється портовій владі по їхній вимозі, копії записів завіряються капітаном, журнал зберігається на судні 3 роки після внесення останнього запису. В журналі повинні бути пронумеровані сторінки і він щоб був завірений капітаном порту.

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.3.4 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 грубодисперсні 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.

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. 5.4.

Таблиця 5.4. 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

5.3.5 Основні типи установок очищення НВ

Установка «Фрам», (Голландія). Установка триступінчастого очищення, працююча за схемою коалесценція - відстоювання – коалесценція. Переваги установки «Фрам» перед іншими установками, що сполучають два способи очищення (коалесценцію і відстоювання), є застосування коалісцируючого елементу перед відстійним сепаратором, що дозволяє більш ефективно проводити відстоювання за рахунок укрупнених часток нафтопродуктів. Ступінь очищення до 10...15 мг/л.

Установка «Фрамарин», (Голландія). Принципова схема установки «Фрамарин» забезпечує очищення відстоюванням і коалесценцією. В установці використовуються теж методи очищення, що й в установці «Фрам», але модифіковані, застосовані гофровані пластини для відстійника і здвоєний коалісцируючий фільтр, що дозволяє підвищити ефективність очищення. Недоліком установки є нездатність витягати з НВ, емульговані нафтопродукти і дрібнозернисті елементи, а також, відокремлює плівкові нафтопродукти.

Установка «Аквамарин», (Швеція). Примусова схема установки «Аквамарин», містить у собі очищення, відстій, коалесценцію й абсорбцію. Установка дозволяє витягати емульговані і мілкодисперсні елементи. Ступінь очищення 10 мг/л.

Сепаратор СК-4М, з доочистним фільтром ФДН - 4М. Принципова схема установки містить у собі очищення коалісценцією і адсорбцією. Установка дозволяє витягати емульговані елементи. Ступінь очищення 15 мг/л.

На проектованому судні, контейнеровозі Cala Puncaldo, встановлене устаткування, що забезпечує виконання вимог Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення із суден, у відношенні нафтовмістних вод. Для очищення НВ, на судні застосовується один сепаратор льяльних вод фірми «BV Industrietechnik GmbH» типу TCH 5 HD продуктивністю 32 м³/добу при тиску 0,23 МПа. Ступінь очищення сепаратора складає 5 ppm. Показники очищення відповідають вимогам конвенції «МАРПОЛ - 73/78».

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		82

Скидання льяльних вод, очищених у сепараторі, здійснюється через отвір, що контролюється за допомогою системи контролю нафтовміщення у водах, що зливаються за борт.

При перевищенні норми змісту води, що зливається за борт, автоматично закривається клапан у цистерну льяльних вод.

5.3.6 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 змутніння води, що в підсумку приводить до порушення «харчового ланцюжка» водойми;

«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:

					КРМ.142.6221м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		83

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. Для обробки СВ на проектуваному судні встановлюється установка фірми «Hamworthy» типу ST3S.

5.3.7 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;
- 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 25 мм;
- в особливих районах забороняється скидати будь-які види сміття, крім харчових відходів, які можна скидати за межами 12-ти мильної зони. На судні використовується установка для спалювання сміття і відходів (інсинера-

тор) фірми «Teamtec» типу G3500C. Цей тип сміттєспалювача схвалений і допущений до застосування Морським Регістром.

Проаналізувавши можливі види забруднення водяних басейнів із суден, у ході проектування була передбачена установка приладів і устаткування, необхідних для запобігання забруднення, а також, для виконання вимог Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78.

5.4 Висновок по розділу

Для можливості дотримання заходів з охорони праці у машинному відділенні прогулянковий катер Marieholm 24 був проведений аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів. Розроблені заходи щодо усунення, або зниження до нормативних вимог цих факторів. Виконані розрахунки оцінки виникнення пожежної ситуації у МВ при займанні льяльних вод.

Для можливості дотримання вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78 і організації ІМО, на прогулянковому катер Marieholm 24:

- системи виявлення пожежі;
- устаткування для пожежогасіння;
- сепаратор для очистки льяльних вод з системою контролю викидів;
- інсинератор для ліквідації (спалювання) сміття;
- система контролю викиду нафтоутримуючих вод;
- установка для очищення стічних вод;
- необхідні цистерни для змиву льяльних і стічних вод;
- передбачена конструкція баластних і відстійних танків, згідно вимог цих організацій установка глушників-іскрогасників (іскроуловлювачів) на газіводі двигуна.

Висновок

Згідно з темою кваліфікаційної роботи була спроектована модернізована схема системи охолодження для двигуна Volvo Penta типу D7A потужністю 150 кВт.

Модернізація системи охолодження проводилась із метою підвищення економічності двигуна, знизити витрати енергії на привід допоміжних механізмів, покращити екологічні показники та спроектувати систему, яка відповідає сучасним вимогам.

Підвищення економічності двигуна та покращення екологічних параметрів вдалося досягти завдяки зниженню температури наддувного повітря до 43,6 °С. Задача зниження витрат енергії на привід допоміжних механізмів та проектування компактної системи охолодження була вирішена шляхом змінення традиційної схеми системи охолодження двигуна на сучасну малоросхідну систему.

В результаті моделювання системи були розраховані температури, які дозволяють проаналізувати надійність та працездатність спроектованої системи охолодження. Отримані температури: води за компресором $T_k = 142,8$ °С; повітря за ОНП, $T_s = 43,6$ °С; забортної води за ВВО1; $T_{ww21} = 34,4$ °С; забортної води за ВВО2, $T_{ww21} = 34,5$ °С; води перед двигуном, $T_{wd1} = 98,2$ °С; води за двигуном, $T_{wd2} = 108,0$ °С; води перед ОНП, $T_{w1} = 39,6$ °С; води за ОНП, $T_{w2} = 73,6$ °С; води перед МО, $T_{ww21} = 39,6$ °С; води за МО, $T_{wm1} = 56,5$ °С; масла на виході з двигуна, $T_{m1} = 90,0$ °С; масло за МО, $T_{m2} = 83,6$ °С.

При переході до малоросхідної схеми системи охолодження виявилась потреба змінення конструкції теплообмінників. Основною відмінністю спроектованих теплообмінників від традиційних – підвищення ходів по воді. Перехід до багатоходовості викликаний зниженням витрат теплоносія внутрішнього контуру, характерного для малоросхідних систем охолодження. Нові конструкції теплообмінників представлені на кресленнях магістерської роботи.

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ.	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після розрахунку системи був проведений експеримент, який дозволив дослідити, як поводитиме себе система при зменшені витрат заборотної води насосом (наприклад в результаті перекриття частини фільтра, розташованого перед насосом водоростями або сміттям). Дослід показав, що в результаті за-
смічення фільтра система зможе забезпечувати охолодження двигуна.

Крім спеціальної частини у роботі розглянуто питання охорони праці і екологічної безпеки при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння.

Техніко-економічний розрахунок підтвердив доцільність впровадження маловитратної схеми системи охолодження для суднового двигуна. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат на паливо в порівнянні з аналогічним двигуном з повнопотоковою системою охолодження складає близько 3,1 млн. грн. Термін окупності проекту становить три місяці за умови використання суднової установки протягом 4,5 тис. годин на рік.

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		87

Список використаної літератури

1. Керівництво по експлуатації двигуна Volvo Penta D7A TA, 2007. – 72 с.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. 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.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
7. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
8. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
9. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		88

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

12. 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.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89