

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРОБКА ТА ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ
ДЛЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W 6S50M

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. А. Гогоренко

Здобувач освіти



І. С. Міллер

Миколаїв 2024

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
Олексій ГОГОРЕНКО

«_____» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Міллер Інні Сергіївні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка та оптимізація системи охолодження для головного суднового двигуна MAN B&W 6S50M

2. Керівник роботи канд. техн наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 9480 кВт; номінальна частота обертання колінчатого валу – 127 хв⁻¹; температура навколишнього середовища – 45 °С; температура заборотної охолоджуючої води – 36 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вибір судна, комплектація та модернізація його енергетичної установки; Розробка та дослідження систем охолодження ЕУ судна; Проектування водо-водяного охолоджувача для схеми системи охолодження з одним теплообмінником води; Поліпшення системи охолодження збільшення кількості ВВО; Техніка безпеки при обслуговування системи охолодження суднової енергетичної установки.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Схема системи охолодження; Охолоджувач води

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	<i>/Інна МІЛЛЕР/</i>
(підпис)	(ім'я та прізвище)
_____	<i>/Олексій ГОГОРЕНКО/</i>
(підпис)	(ім'я та прізвище)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведені результати дослідження системи наддуву транспортного дизельного двигуна для підвищення його потужності та паливної економічності. Потужність двигуна становить 110 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 2600 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун Д-245.12С.

У роботі виконано опис конструкції та принципу роботи двигуна типу Д-245.12С, проведено моделювання робочого циклу двигуна, виконано аналіз характеристик турбонаддуву і розрахунок параметрів турбокомпресора.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 84 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 12 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: транспортний двигун, турбонаддув, турбокомпресор, паливна економічність.

The qualification project presents the results of a study on the turbocharging system of a transport diesel engine aimed at improving its power output and fuel efficiency. The engine has a power output of 110 kW at a nominal crankshaft speed of 2600 rpm. The D-245.12C engine was chosen as the base model.

The project includes a description of the D-245.12C engine design and operation, simulation of the working cycle, analysis of turbocharging characteristics and calculation of turbocharger parameters

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 84 pages of explanatory and calculation notes. A total of 12 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: transport engine, turbocharging, turbocharger, fuel efficiency.

					КРМ.142.6221м.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Вибір судна та комплектація його енергетичної установки	6
1.1 Загальна характеристика судна.....	6
1.2 Розміщення головного двигуна в машинному відділенні судна	8
1.3 Основні характеристики головного двигуна 6S50ME	12
1.4 Формування та аналіз альтернативних варіантів складу суднової енергетичної установки	19
1.5 Визначення теплового балансу СЕУ.....	21
1.6 Висновок до розділу.....	23
Розділ 2. Розробка та дослідження систем охолодження СЕУ.....	24
2.1 Система охолодження судна з одним охолоджувачем теплоносія внутрішнього контуру	24
2.2 Метод розрахунку й оптимізації схеми	28
2.3 Розрахунок та оптимізація системи охолодження з одним ВВО	30
2.4 Висновки з оптимізації схеми системи охолодження з одним ВВО...	41
Розділ 3. Розробка проєкту водо-водяного охолоджувача для схеми системи охолодження з одним теплообмінником води	43
3.1 Загальні відомості про водо-водяний охолоджувач	43
3.2 Конструювання водо-водяного охолоджувача	45
3.3 Інші теплообмінні апарати системи охолодження	49
3.4 Висновок до розділу.....	50
Розділ 4. Вдосконалення системи охолодження за рахунок збільшення кількості водо-водяних охолоджувачів.....	52
4.1 Загальні відомості.....	52
4.2 Можливі варіанти схем із збільшеною кількістю ВВО	52
4.3 Дослідження системи охолодження із трьома ВВО	53
4.4 Порівняння схем систем охолодження	57

4.5	Висновок з дослідження систем охолодження	61
Розділ 5. Техніка безпеки при обслуговування системи охолодження суд- нової енергетичної установки.....		63
5.1	Основні вимоги та заходи з експлуатації систем охолодження.....	63
5.2	Контроль параметрів в системах охолодження	64
5.3	Підготовка системи охолодження і передпусковий прогрів ГД	66
5.4	Спостереження і технічний догляд за системою охолодження	67
5.5	Видалення накипу із системи охолодження.....	68
5.6	Обробка охолоджуючої рідини.....	69
5.7	Перевірка системи і аналізи води в експлуатації.....	70
5.8	Водообробка.....	71
5.9	Висновок до розділу.....	72
Висновок.....		74
Список використаної літератури		75

ВСТУП

У сучасному флоті, який займається транспортуванням сухих (суховантажних) та рідких (танкерних) вантажів, застосовуються різні системи охолодження суднових енергетичних установок (СЕУ). Переважно вони інтегровані й обслуговують як основні, так і допоміжні двигуни. Такі системи, зазвичай, відзначаються значною масою та габаритами. Їх ключова складова — теплообмінники, які приблизно на 90 % виготовляються з кольорових, дорогоцінних і водночас дефіцитних металів, сумарна маса яких у системах великотоннажних суден може сягати близько 10 тон. Високий світовий рівень проєктування дає змогу створювати такі системи з урахуванням найсучасніших поглядів на їхню ефективність і компактність.

Сьогодні дедалі частіше використовуються схеми з локальним переохолодженням, які також називають маловитратними, оскільки вони характеризуються низькими витратами теплоносія у внутрішньому контурі через теплообмінники. Інша поширена назва — «системи з повільною швидкістю теплоносія» (slow-flow system), що підкреслює одну з їхніх характерних рис. Відомо, що такі системи можуть бути реалізовані за різними схемами, які проте зберігають єдині принципи побудови [5]. Завдяки цьому вони демонструють приблизно однакові показники компактності й ефективності. Одним із перспективних напрямів підвищення їхніх технічних параметрів є збільшення кількості теплообмінників, що відводять тепло, — така можливість також згадується у [5].

У пропонованій роботі проаналізовано потенціал подальшого вдосконалення маловитратних систем охолодження СЕУ за рахунок збільшення кількості теплообмінників, покликаних відводити надлишкове тепло. Особливу увагу зосереджено на тому, що наявних експериментальних чи розрахункових даних із цього питання практично немає, отже дослідження проводиться в умовах обмеженості інформації.

					КРМ.142.6221м.11.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Вибір судна та комплектація його енергетичної установки

1.1 Загальна характеристика судна

Для подальшої перевірки та апробації досліджуваної системи охолодження обрано танкер проєкту №15965 типу «Дмитрий Медведев». Цей середньотонажний танкер (рис. 1.1) належить до серійних суден, збудованих на Херсонському суднобудівному заводі. Розроблення конструкторської документації здійснювалося в Центральному конструкторському бюро «Изумруд» (м. Херсон). Відповідно до наявних архівних даних [19], приймальний акт за номером 1401 було оформлено саме в межах цього проєкту 15965. Закладку кіля танкера проведено 30 грудня 1981 року, а остаточне приймання судна відбулося 30 червня 1983 року.



Рис. 1.1. Загальний вигляд танкера проєкту №15965 типу «Дмитрий Медведев»

Танкер типу «Дмитрий Медведев» спроектований для одночасного перевезення до чотирьох різних сортів нафтопродуктів (уключно з усіма класами та сировою нафтою) й призначений для плавання без обмежень за районом. Це одногвинтове однопалубне судно з дизельною силовою установкою, обладнане подвійним дном і подвійними бортами, а також однією поздовжньою перебіркою у вантажній зоні.

					КРМ.142.6221м.11.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Машинне й насосне відділення, а також житлові та службові приміщення сконцентровані в кормовій частині. Корпус має бульбову форму носа й транцеву корму, завдяки чому судно демонструє поліпшені ходові та морехідні якості як за повного завантаження, так і в баласті (рис. 1.2). У вантажній зоні передбачено 14 вантажних танків і 2 відстійні, відокремлені від основних відсіків гофрованими поздовжніми й поперечними перебірками. Подібна компоновка полегшує процес завантаження, вивантаження та сортування нафтопродуктів.

За водотоннажності 38 000 т це судно належить до класу «MR» (Medium Range) середньотоннажних танкерів, вантажопідйомність яких зазвичай коливається в діапазоні 25...44,999 тис. т. Обводи й геометричні пропорції корпусу, а також наявність подвійного борта й подвійного дна підвищують безпеку під час експлуатації та забезпечують високу стійкість при різних варіантах завантаження. Завдяки таким конструктивним особливостям танкер типу «Дмитрий Медведев» є придатним для ефективної експлуатації в найрізноманітніших навігаційних і кліматичних умовах.

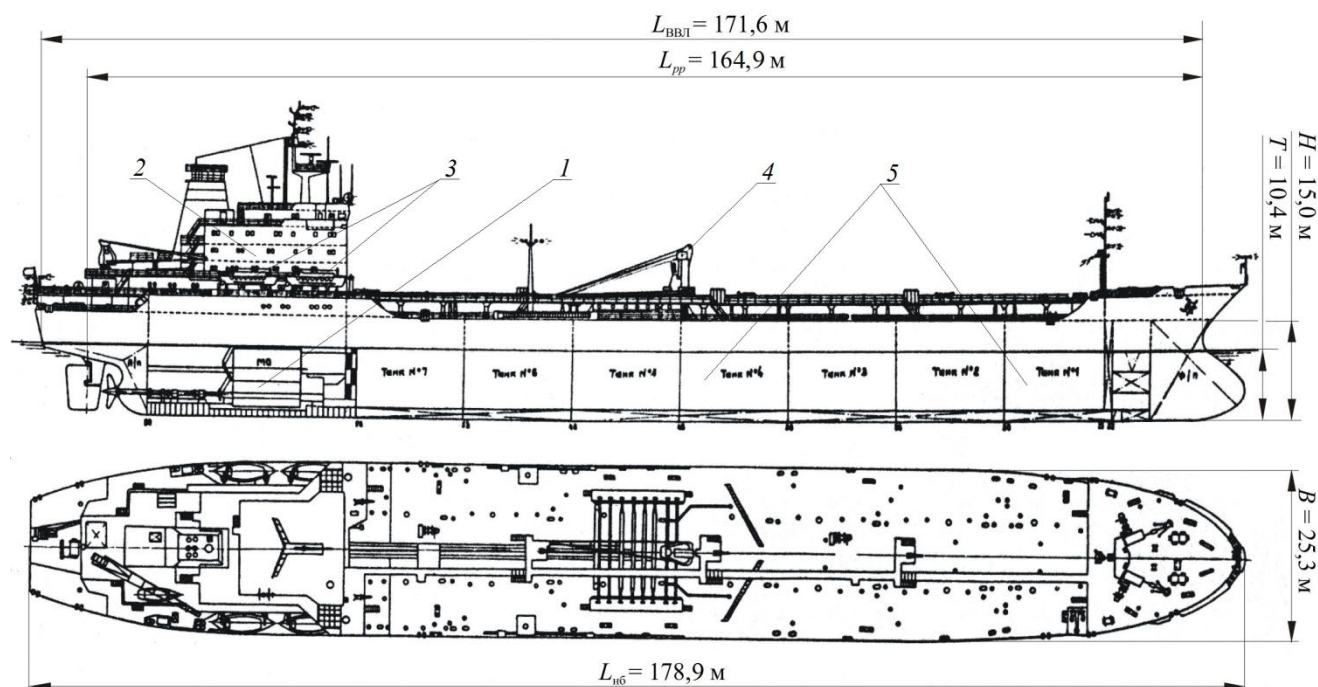


Рис. 1.2. Загальна схема танкера типу «Дмитрий Медведев»:

- 1 – двигун головний; 2 – надбудова; 3 – шлюбки скидні;
4 – кран допоміжний; 5 – танки вантажні

Таблиця 1.1. Характеристики танкера типу «Дмитрий Медведев»

Довжина найбільша $L_{\text{нб}}$, м	178,90
Довжина між перпендикулярами $L_{\text{пр}}$, м	164,90
Ширина судна B , м	25,30
Висота борту H , м	15,00
Осадка (розрахункова) T , м	10,40
Осадка (максимальна) $T_{\text{ввл}}$, м	11,00
Дедвейт (максимальний) DWT , тис. т	28,75
Водотоннажність D , тис. т	38,29
Вантажопідйомність M , тис. т	26,71
Енергетична установка	
Потужність головного двигуна N_e , МВт	$1 \times 7,8$
Потужність дизель-генераторів: - допоміжних $N_e^{\text{ДГ}}$, МВт	$3 \times 0,5$
Швидкість ходу специфікацій на v_{sc} , вузлів	15,10
Дальність плавання L , тис. миль	12

1.2 Розміщення головного двигуна в машинному відділенні судна

Енергетична установка танкера може бути укомплектована одним із двигунів виробництва компанії MAN B&W серії ME в різних модифікаціях. Зокрема, для проєктної розробки СЕУ передбачено встановлення двигуна MAN B&W 6S50ME з номінальною потужністю $N_e = 10680$ кВт (у розрахунковій точці L1) за частоти обертання колінчастого валу 117 хв^{-1} . Така потужність перевищує на 2880 кВт показник базового двигуна 6ДКРН 74/160-3 (MAN B&W 6K74EF), номінальна потужність якого становить 7800 кВт.

Вибір двигуна 6S50ME зумовлений його вищою питомою потужністю та кращими показниками паливної ефективності. Крім того, двигуни серії ME характеризуються сучасними системами упорскування палива й електронного керування процесом згоряння, що сприяє стабільній роботі та зменшенню рівня шкідливих викидів. Це дозволяє оптимізувати витрати палива й підвищити екологічну безпеку під час експлуатації судна.

Технічні та габаритні характеристики двигуна 6S50ME наведено в табл. 1.2, а його загальний вигляд і компоновання можна побачити на рис. 1.3 [20]. Завдяки порівняно компактним розмірам і вдосконаленій конструкції, двигун

6S50ME забезпечує поліпшені технічні параметри суднової енергетичної установки, роблячи його привабливим вибором для середньотонажних танкерів типу «Дмитрий Медведев».

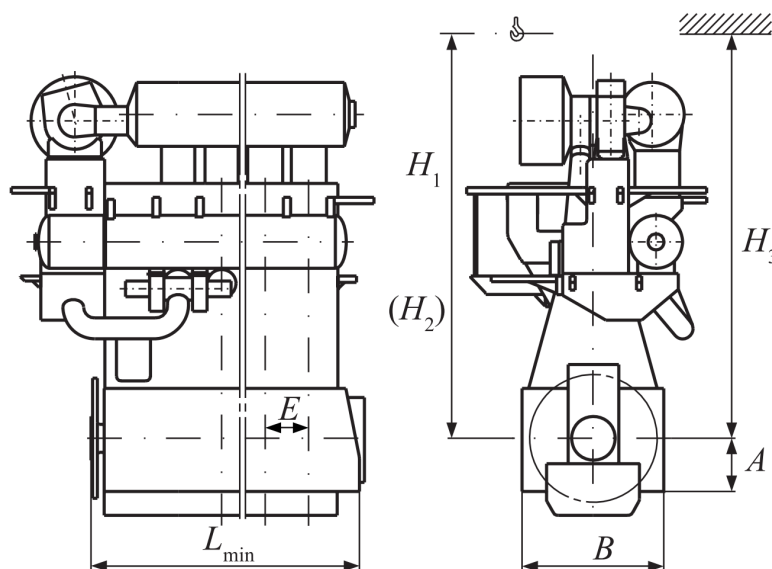


Рис. 1.3. Габаритні розміри двигуна 6S50ME

Таблиця 1.2. Габаритні розміри двигуна 6S50ME

Параметр	A	B	E	H_1	H_2	H_3	L_{min}
Значення, м	1,085	3,150	0,85	8,950	8,375	8,150	6,774

В табл. 1.2 наведено позначення розмірів і висот, необхідних для монтажу й транспортування двигуна MAN B&W 6S50ME. Зокрема: E – відстань між циліндрами; H_1 – для вертикального підйому; H_2 – для підйому під нахилом; H_3 – для підйому електрокраном *MAN B&W Double Jib Crane*.

Під час проектування розташування двигуна у машинному відділенні (МВ) слід враховувати декілька ключових вимог:

1. Передбачити простір для стічно-циркуляційної цистерни під двигуном. Це необхідно для збирання й відведення стоків, що утворюються під час роботи силової установки.

2. Забезпечити достатню висоту МВ, яка потрібна для витягання поршня зі штоком без демонтажу двигуна. Наявність такої висоти дозволить проводити обслуговування й ремонт у штатному режимі.

3. Забезпечити можливість монтажу двигуна з урахуванням кормового розташування машинного відділення, що передбачає врахування простору та доступу для встановлення устаткування.

4. Розмістити тяги верхнього кріплення головного двигуна таким чином, щоб вони залишалися доступними для огляду та технічного обслуговування й не перешкоджали роботі суміжного обладнання.

Першим кроком у проектуванні машинного відділення є визначення положення осі колінчастого вала двигуна за умови прямолінійного розміщення валопроводу (без ухилу), беручи до уваги конфігурацію кормової частини й особливості встановлення гребного гвинта. На рис. 1.4 наведено кормову кінцівку типової конструкції з гребним гвинтом діаметром $D = 5,5$ м і глибиною занурення його осі $h_0 = 7,25$ м.

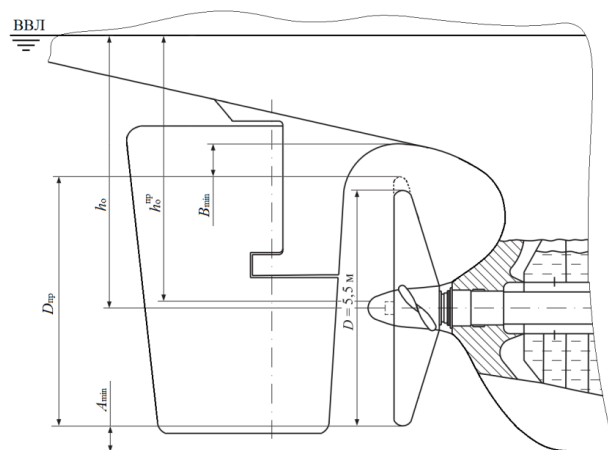


Рис. 1.4. Кормова кінцівка танкеру типу «Дмитрий Медведев»

Для цього судна важливо витримати мінімально допустимі відстані: $A_{min} = 0,35$ м, $B_{min} = 1,02$ м. Водночас найбільший можливий діаметр гребного гвинта, який можна змонтувати на такому судні, становить 6,8 м. Ці параметри слід врахувати, щоб забезпечити оптимальне розташування гребного гвинта в кормовому підзорі та правильне позиціонування осі двигуна.

Для виконання робіт із демонтажу поршня з двигуна на судні передбачено використання стандартного крана з вертикальним методом підйому (рис. 1.5). За висоти машинного відділення 13 900 мм такий кран здатен про-

водити операцію вилучення поршня в кормовій частині. При цьому мінімальна допустима висота його встановлення становить $H_{\text{кр}}^{\text{пр}} = 8950$ мм.

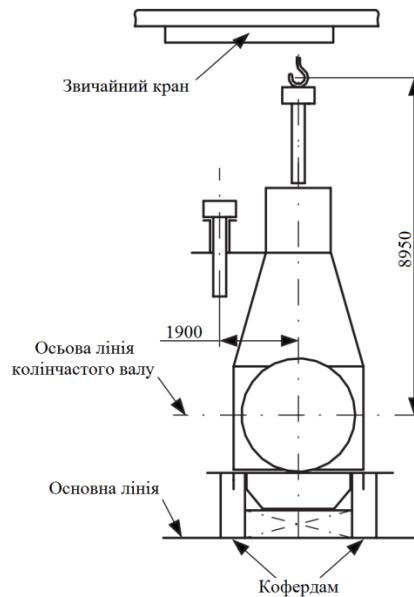


Рис. 1.5. Габаритні розміри щодо застосування крана в МВ

Проведені попередні проєктні проробки, спрямовані на оцінку можливостей розміщення двигуна MAN B&W 6S50ME у машинному відділенні (МВ) танкера (рис. 1.6), продемонстрували, що встановлення цього двигуна задовольняє усі зазначені раніше вимоги.

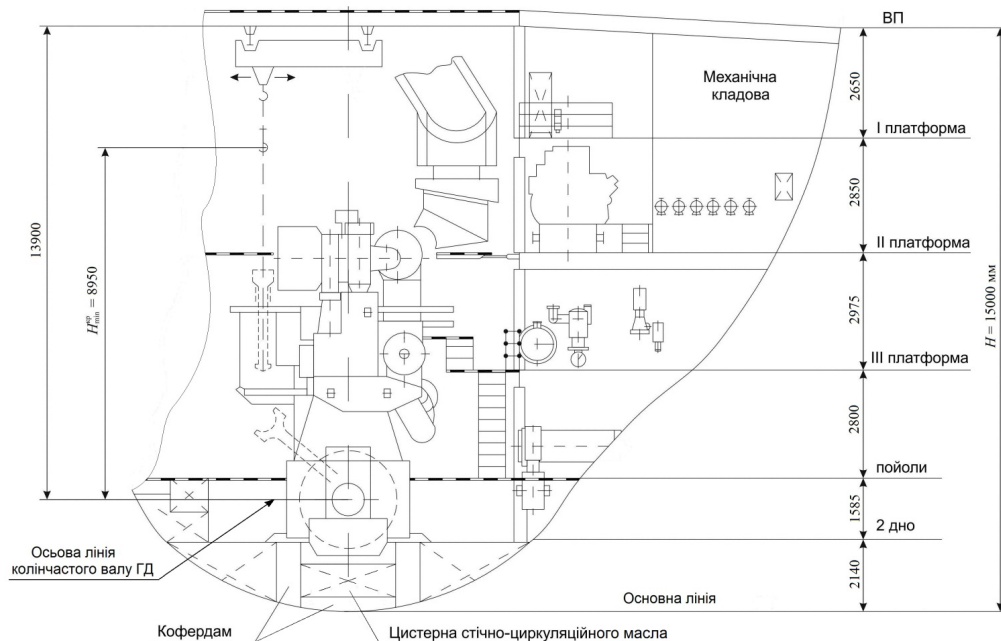


Рис. 1.6. Розміщення ГД в МО танкера типу «Дмитрий Медведев»
(поперечний переріз; розміри в мм)

1.3 Основні характеристики головного двигуна 6S50ME

Головний двигун MAN B&W 6S50ME розрахований на специфікаційну максимальну безперервну потужність 10253 кВт. Параметри турбонагнітача, повітроохолоджувача та об'єму камери згоряння цього двигуна визначаються на основі так званої «точки оптимізації», яка має координати $N_e^o = 9612$ кВт і $n_o = 112$ хв⁻¹.

Витрата палива

Питома витрата палива для двигуна 6S50ME визначається за допомогою рис. 1.7 [1].

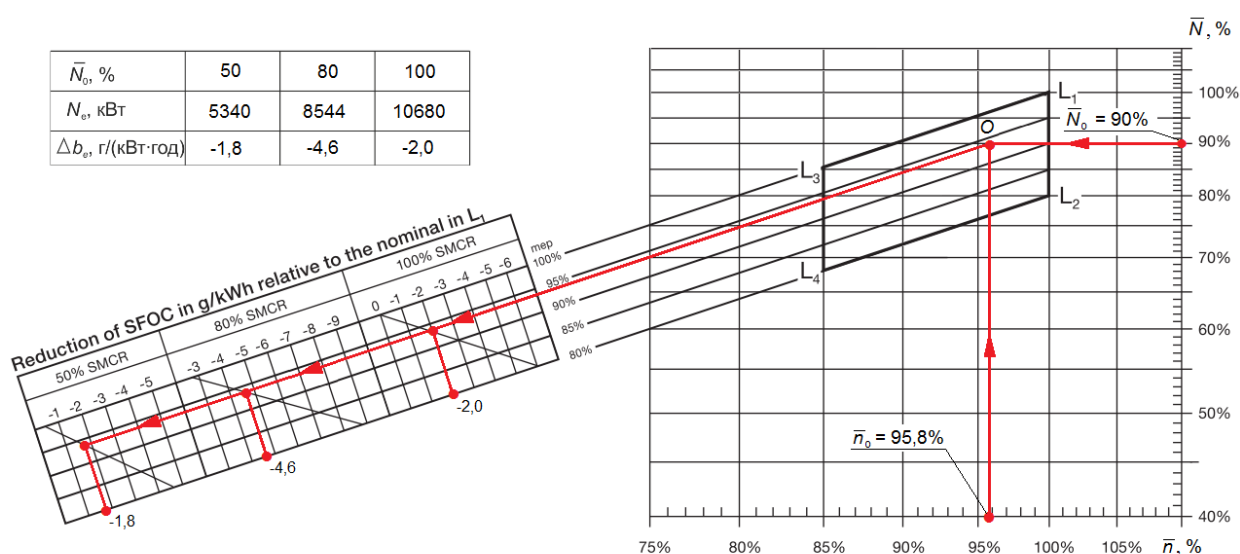


Рис. 1.7. Визначення зменшення питомої витрати палива Δb_e для двигуна 6S50ME, оптимізованого в точці з $N_e^o = 9612$ кВт і $n_o = 112$ хв⁻¹.

Точку оптимізації відображають на діаграмі вибору робочих параметрів МОД. Через цю точку проводять пряму, паралельну осі частоти обертання (n). Точки перетину цієї прямої з лініями, що відповідають 100, 80 і 50 % оптимізованої потужності, ілюструють, наскільки знижується питома витрата палива порівняно з базовим показником (168 г/кВт·год) у самій точці оптимізації. На рис. 1.8 наведено залежність цієї витрати від рівня навантаження двигуна, а також вказано витрату палива за максимальної специфікаційної потужності.

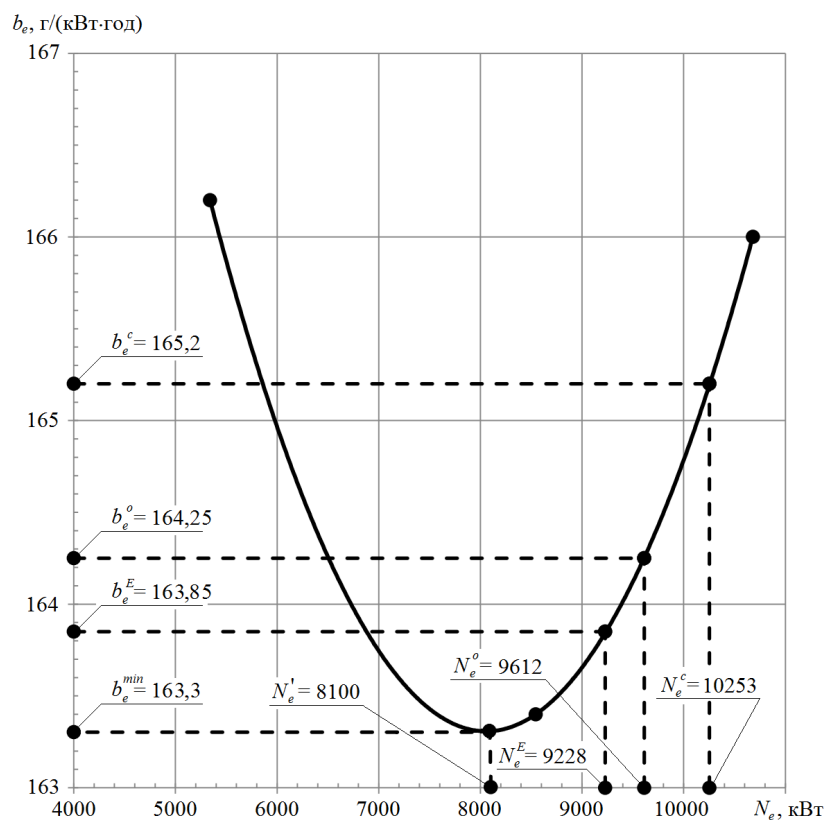


Рис. 1.8. Залежність питомої витрати палива b_e для встановленого на судні двигуна 6S50ME з $N_e^c = 10253$ кВт від ступеня його навантаження (по відношенню до потужності в точці оптимізації з $N_e^o = 9612$ кВт)

Таблиця 1.3. Питома витрата палива при різних режимах

Режим роботи	Параметри роботи двигуна	
	N_e , МВт	b_e , г/(кВт·год)
1. Номінальний	10,68	168,0
2. Специфікаційний	10,253	165,2
3. В точці оптимізації	9,612	164,3
4. Тривалий експлуатаційний	9,228	163,9
5. Мінімальної витрати	8,10	163,3

Конструктивні особливості двигуна

На рис. 1.9 представлений поперечний переріз двигуна 6S50ME [21].

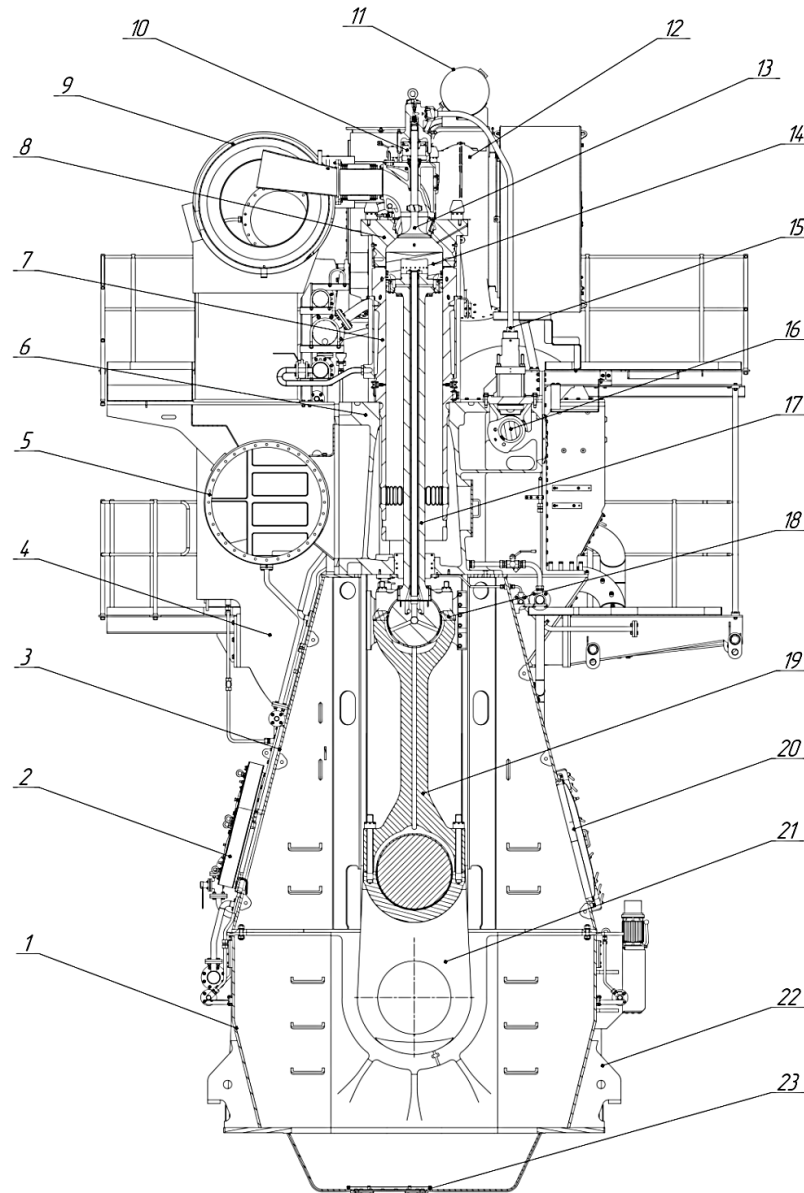


Рис. 1.9. Конструктивні особливості двигуна 6S50ME:

1 – рама фундаментна; 2 – запобіжний клапан картерних газів; 3 – станина; 4 – корпус ОНП; 5 – ресивер повітряний; 6 – блок циліндровий; 7 – втулка циліндра; 8 – кришка циліндра; 9 – колектор випускний; 10 – привід випускного клапану гідропневматичний; 11 – цистерна змащення ТК; 12 – турбокомпресор; 13 – клапан випускний; 14 – поршень; 15 – насос плунжерний; 16 – розподільчий вал випускних клапанів; 17 – шток поршня; 18 – крейцкопф; 19 – шатун; 20 – люк картерний; 21 – вал колінчатий; 22 – лапи; 23 – масляний піддон із горловиною

					КРМ.142.6221м.11.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Двигун 6S50ME є двотактним, крейцкопфним, реверсивним дизелем із наддувом при постійному тиску газів перед турбіною (концепція constant pressure turbocharging). Він належить до двигунів простої дії, оснащений вбудованим головним опорним підшипником, а циліндри розташовано в один вертикальний ряд. Фундаментна рама 1 двигуна складається із високих поздовжніх балок, з'єднаних шляхом зварювання зі зварно-литими поперечними корпусними елементами, в яких містяться рамові (опорні) підшипники з металевими вкладишами, залитими білим металом. Станина 3 має зварну конструкцію й разом із фундаментною рамою та чавунним блоком циліндрів 6 стягується анкерними зв'язками. Блок циліндрів виготовляють із чавуну: всередині нього є порожнини для продувного повітря та водяного охолодження, а також люки для обслуговування й очищення. У його верхній частині передбачено підведення прісної охолоджувальної води та зливні канали. Втулки циліндрів 7 виготовлено з легованого чавуну й підвішено в блоці за допомогою низько розташованих фланців. Кожна втулка має продувні вікна, канали для штуцерів циліндрового змащення та окрему порожнину охолодження у верхній частині, а штуцери подачі мастила розташовано безпосередньо нагорі втулки. Кришка циліндра є цільною, виготовленою зі сталі зі свердліннями для охолоджувальної води, оснащена центральним отвором під випускний клапан 13, двома отворами для форсунок, а також запобіжним та пусковим клапанами й індикаторним краном. Колінчастий вал 21 у двигуні – зварний, зі швами всередині рамових шийок; упорний вал об'єднано з колінчастим, а на обох кінцях передбачено фланці для маховика, мультиплікатора чи інших приєднань. Розподільний вал 16 обертається через ланцюгову передачу й керує поршнями гідравлічних приводів випускних клапанів. Поршень 14 складається з жаростійкої сталеві головки та чавунної спідниці, має чотири поршневі канавки з хромованими поверхнями, а охолодження здійснюється мастилом, що подається крізь телескопічний пристрій у порожнину штока 17. Сам шток, виготовлений зі сталі зі зміцненням робочої поверхні, проходить через сальник у днищі блоку, усередині нього розташовано трубу

					КРМ.142.6221м.11.01.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

для підведення й відведення охолоджувальної оливи. Крейцкопф 18 виготовляють зі сталі й обладнують башмаками з дрібнозернистого чавуна, робочі поверхні яких залиті білим металом; він має кронштейн для телескопічної труби, що подає мастило й охолоджувальну оливу до поршня і підшипників. Шатун 19 виконується з ковкої сталі, а кришки підшипників – із чавуну з фрикційною заливкою. Випускний клапан 13 складається з чавунного корпусу з водяним охолодженням та жаростійкого сталевго шпинделя з твердосплавною наплавкою на тарілці. Він відкривається гідравлічним приводом і закривається під дією стисненого повітря; випускні гази змушують шпиндель клапана обертатися завдяки лопаткам на ньому. Повітря до двигуна надходить від турбокомпресора MAN TCA-55, що частково охолоджується прісною водою й устновлюється на кормовому кінці. Воно засмоктується з машинного відділення крізь фільтр-глушник, стискається в ТК, потім іде через нагнітальний патрубок із компенсатором до охолоджувача наддувного повітря 4 і, зрештою, до ресивера 5 та продувних вікон. Охолоджувач може працювати як на забортній воді з тиском 2,0...2,5 бар, так і на прісній воді з центрального охолоджувального контуру (тиск до 4,5 бар), за умови що різниця температур між повітрям і водою на вході не перевищує 12 °С. Відпрацьовані гази з кожного циліндра скеровуються через центральний випускний клапан 13 до газового колектора 9, а далі – на турбіну газотурбонагнітача 12, де частина теплової енергії перетворюється на механічну для привода компресорної секції турбокомпресора. Така схема забезпечує ефективне згоряння палива, достатнє надходження повітря й видалення відпрацьованих газів, а також підтримує необхідний температурний режим для надійної роботи двигуна і його тривалого ресурсу.

На рис. 1.10 показано схему продувки циліндрів працюючого малообертового двигуна з боковим розташуванням турбокомпресору [21].

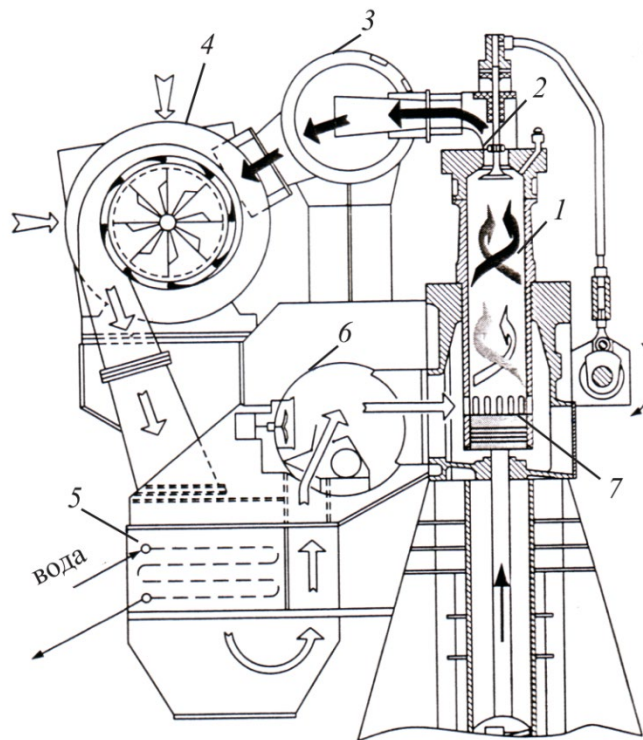


Рис. 1.10. Рух повітря і газів при продувці циліндра працюючого малообертового двигуна (з боковим розташуванням ТК):

1 – циліндр двигуна; 2 – клапан випускний; 3 – колектор газівипускний; 4 – турбокомпресор; 5 – охолоджувач наддувного повітря; 6 – ресивер повітряний; 7 – вікна продувочні

Елементи паливної системи та системи змащення

Паливна система двигуна розроблена так, щоб підтримувати роботу як на дизельних, так і на високо-в'язких сортах палива. Первинна подача від витратної цистерни здійснюється електронасосом, що забезпечує тиск близько 4 бар у низьконапірному контурі, уникаючи газифікації палива у вентиляційній коробці при робочих температурах. Далі пальне прямує до окремого циркуляційного електронасоса, звідки подається в обігрівач і фільтр тонкого очищення, розташований безпосередньо перед двигуном. Упорскування у кожен циліндр виконується індивідуальним бустерним насосом з електронним керуванням, установленим на гідравлічному блоці циліндрів, а час уприскування розраховується блоками керування циліндрами, що належать до комплексної системи управління двигуном. Для гарантованого заповнення

гідравлічного блока паливом продуктивність циркуляційного насоса свідомо вища за потрібну, а надлишок відводиться назад через вентиляційну систему цистерн. Постійний тиск на вході бустерних насосів підтримується пружинним переливним клапаном, завдяки чому перед двигуном він становить 7...8 бар, а сам циркуляційний насос розрахований на 10 бар. Після зупинки двигуна насос продовжує циркулювати нагріте паливо, запобігаючи охолодженню паливних насосів і дегазації паливної магістралі. Упорскування в циліндр здійснює сервогідравлічна система, яку контролює електронний блок: він визначає й регулює потрібні параметри через «Систему контролю двигуна». Паливний плунжер рухається під дією поршня, що змінює свій робочий об'єм у залежності від тиску, котрий регулюють електронно керовані клапани.

Система змащення передбачає подачу мастильного масла з нижньої цистерни за допомогою головного масляного насоса, після чого воно проходить через охолоджувач, термостатичний клапан і повнопоточковий фільтр, перш ніж потрапити у двигун. Далі по дистанційних каналах воно розподіляється на головні та упорні підшипники, механізми охолодження поршня, підшипник повзуна, а також подається до блока гідравлічного живлення. Циліндрове масло постачається зі сховища у витратну цистерну, а з неї — у двигун, переважно під дією гравітації. Як варіант, запасну і витратну цистерни можна об'єднати в одну. Тиск у маслі, що спрямовується на інжектори, підтримується індивідуальними «Альфа-лубрикаторами» (Alpha-lubricator) для кожного циліндра — кожен обладнаний мініатюрними багатопоршневими насосами. Роботу всієї системи контролює блок керування циліндрами (CCU), який визначає частоту змащення на основі даних від тахометра двигунного вала й обсягу подачі палива. Перед пуском циліндри можуть бути попередньо змащені, а під час розгону двигуна оператор має змогу поступово підвищити подачу оливи до 100 %. Такий підхід дає змогу зберігати надійність роботи механізмів і запобігти їх передчасному зносу.

1.4 Формування та аналіз альтернативних варіантів складу суднової енергетичної установки

При оцінюванні різних типів головних двигунів (ГД) найбільш вагомим критерієм виступає прибуток – тобто різниця між доходами та витратами. Саме за ним орієнтуються як під час проєктування енергетичної установки судна, так і при визначенні загальних характеристик самого судна. На цей показник прямо впливають: тип і призначення судна, технічні обмеження з розташування двигуна, його габарити, а також вимоги Регістра до дизельних силових установок. Окрім того, до уваги беруть і наявні двигуни, освоєні промисловістю, або нові зразки, що перебувають у процесі розробки.

Обраний двигун зазвичай оцінюють за номінальною потужністю, швидкістю обертання, надійністю, масо-габаритними характеристиками, питомими витратами пального та олив, особливостями маневрування, безпечністю обслуговування й можливістю автоматизації. З урахуванням досвіду побудови суден цього типу та чинників економічної доцільності (насамперед задля збільшення вантажного простору) головний двигун розташовують максимально близько до кормової частини. Це дає змогу скоротити довжину валопроводу та водночас збільшити обсяг вантажних приміщень.

На сьогодні енергетичні установки з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) переважають у морському транспортному флоті. Їхній успіх пояснюється такими перевагами, як високий коефіцієнт корисної дії (до 54 %), широкий діапазон потужностей, великий ресурс, відносна простота конструкції й монтажу, можливість застосування різних палив та висока ремонтпридатність. Якщо порівняти двигуни малообертові (МОД), середньообертові (СОД) і високообертові (ВОД), то МОД відзначаються нижчою швидкістю обертання вала, що значно подовжує їхній ресурс, а також дає змогу працювати з безпосереднім приводом на гвинт фіксованого кроку. Крім того, витрати на паливо й мастило в суден із МОД менші приблизно на 10 %, а загальні експлуатаційні витрати знижуються на 5 % порівняно із судами, які обладнані СОД. Також МОД часто мають простішу конструкцію, вирізняються

більшою надійністю та ремонтпридатністю і водночас нижчою первинною вартістю.

Відповідно до всіх цих міркувань для танкера обрано двотактний малообертовий двигун MAN B&W 6S50ME із номінальною потужністю 10680 кВт (у точці L_1) за частоти обертання 117 об/хв, що на 2880 кВт перевищує потужність базової моделі 6ДКРН 74/160-3 (MAN B&W 6K74EF) із показником 7800 кВт. Оскільки це двигун нового покоління, його питома витрата пального становить усього 168 г/(кВт·год), що позитивно позначається на економічності судна й дає змогу досягти більшої швидкості при збільшенні вантажопідйомності. Також завдяки меншій витраті палива забезпечується підвищений прибуток судновласника.

Малообертові двигуни, порівняно із середньо- та високообертовими, мають більший ресурс і не потребують додаткових навісних механізмів, які ускладнюють конструкцію та знижують експлуатаційну надійність. Враховуючи всі переваги й недоліки різних типів установок та аналізуючи досвід експлуатації подібних суден, можна дійти висновку, що саме дизельна установка з малообертовим двигуном є найоптимальнішим рішенням для цього танкера.

Далі варто розглянути альтернативні варіанти складу суднової електростанції (СЕС). Оскільки на судні вже встановлений дизель-генератор (ДГ), слід лиш оцінити його ефективність у порівнянні з іншими можливими варіантами – валогенератором (ВГ) та установки теплоутилізаційної (УТГ). Вибір пов'язаний із потребою в електроенергії під час ходового й стоянкового режимів, загальною вартістю обладнання й технічного обслуговування, а також особливостями конструкції.

1. Дизель-генераторна установка. Вирізняється простою конструкцією та легкістю монтажу, має значний резерв потужності, проте в ходовому режимі може передбачати простій кількох дизелів, а їхній ресурс через постійну роботу вичерпується швидше.

2. Валогенератор (ВГ) у поєднанні з кількома ДГ. Перевагою є нижчий рівень шуму й відносно невисока вартість самого валогенератора, але потрібні резервні дизель-генератори для живлення судна на стоянці.

3. Установка теплоутилізаційна (УТГ). Дає змогу отримувати електроенергію в ходовому режимі без додаткових витрат пального для ДГ, однак суттєво ускладнює конструкцію й синхронізацію систем, має високу вартість і менш ефективна при нижчій температурі вихлопних газів сучасних двигунів.

Аналіз переваг і недоліків наявних варіантів свідчить про доцільність використання саме дизель-генераторної установки, що вже існує на судні. Це пов'язано насамперед із нижчою температурою відпрацьованих газів у новітніх МОД, через що УТГ стає менш результативною.

Отже, енергетична установка розглянутого танкера включає в себе двотактний малообертовий двигун MAN B&W 6S50ME та три дизель-генератори. Для зменшення питомої витрати пального основний двигун рекомендовано експлуатувати в діапазоні потужності близько 8000 кВт (див. рис. 1.6). Обрані параметри відповідають типовим для торговельного флоту умовам, що підтверджує доцільність проведення подальших досліджень саме за такими вихідними даними.

1.5 Визначення теплового балансу СЕУ

Для визначення параметрів охолодження в нормальному режимі роботи суднової енергетичної установки насамперед потрібно встановити температури теплоносіїв, які має забезпечувати система, а також обсяги теплових потоків, що надходять до неї під час експлуатації СЕУ. Із цією метою виконують розрахунки циклу головного двигуна на обраному рівні потужності й аналогічні обчислення для дизель-генераторів (ДГ).

Основні дані для розрахунків наведено в табл. 1.4. Вони були отримані в результаті аналізу роботи ГД і ДГ з урахуванням відомостей про судно, представлених у [1, 2]. Для цих та подальших розрахунків було прийнято по-

					КРМ.142.6221м.11.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		21

тужність головного двигуна 9480 кВт, що дещо нижче його номінального значення, проте перевищує потужність при мінімальній питомій витраті палива. Такий вибір зумовлений економічною доцільністю експлуатації судна.

Таблиця 1.1. Результати розрахунків ГД та ДГ

№ З/П	Позначка	Розмірн.	Значення	Назва
1.	Ne	кВт	10680	Потужність головного двигуна
2.	n	хв ⁻¹	117	Оберти колінчатого валу головного двигуна
3.	T_0	°С	45	Температура атмосферного повітря
4.	P_0	кПа	100	Повітря перед компресором
5.	T_{ww1}	°С	36	Вода забортна перед охолоджувачем
6.	$\eta_{ад1}$		0,811	Адіабатний ККД турбокомпресора ГД
7.	p_k	кПа	350	Тиск повітря за компресором
8.	$T_{к1}$	К	486,9	Температура повітря за компресором
9.	T_s	К	314,0	Температура повітря у ресивері ГД
10.	$T_{гw2}$	К	368,0	Температура води за ГД
11.	T_{bw2}	К	368,0	Температура води за ДГ
12.	$T_{гг1}$	К	324,0	Гідравлічне масло на виході з пристрою
13.	$T_{гм1}$	К	324,0	Масло циркуляційне на виході з ГД
14.	$Q_{гw}$	кВт	1450,0	Відведення теплоти у засорчкові порожнини головного двигуна
15.	$Q_{гм}$	кВт	790,0	Відведення теплоти у масло ГД
16.	$Q_{гн}$	кВт	4501,9	Відведення теплоти від ОНП ГД
17.	Q_{bw}	кВт	239,0	Відведення теплоти у засорчкові порожнини ДГ
18.	$Q_{вм}$	кВт	117,0	Відведення теплоти у масло ДГ
19.	$Q_{вн}$	кВт	369,0	Відведення теплоти від ОНП ДГ
20.	$Q_{гг}$	кВт	40,0	Відведення теплоти від гідравліки
21.	$G_{гw}$	кВт	23	Витрата води через насос ГД
22.	$G_{гн}$	кВт	25,9	Витрата надувного повітря ГД
23.	$G_{гм}$	кВт	57	Витрата циркуляційного масла через ГД
24.	$G_{гг}$	кг/с	5	Витрата гідравлічного масла
25.	G_{ww}	кг/с	178	Витрата заб. води через охолоджувач (ВВО)
26.	Z_B	шт.	3	Кількість ДГ

1.6 Висновок до розділу

Таким чином, у цьому розділі здійснено всебічний аналіз та обґрунтування вибору типу головного двигуна і складу суднової енергетичної установки для середньотоннажного танкера. Розглянуто переваги та недоліки різних типів двигунів внутрішнього згоряння, а також альтернативні варіанти складу суднової електростанції (валогенератор, УТГ). Враховуючи економічну ефективність, конструктивні особливості, масо-габаритні показники та експлуатаційні витрати, оптимальним рішенням визнано установку двотактного малообертового двигуна MAN B&W 6S50ME і використання дизель-генераторів для потреб суднової електростанції.

Подальші розрахунки системи охолодження ґрунтуються на ретельно визначених теплових потоках і температурних параметрах, зокрема на розрахунковому режимі роботи головного двигуна (10680 кВт) та дизель-генераторів, що забезпечують нормальну експлуатацію судна. Обрані режими та конструктивні рішення спрямовані на досягнення балансу між надійністю систем, паливною економічністю та максимальним використанням вантажних об'ємів.

					КРМ.142.6221м.11.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

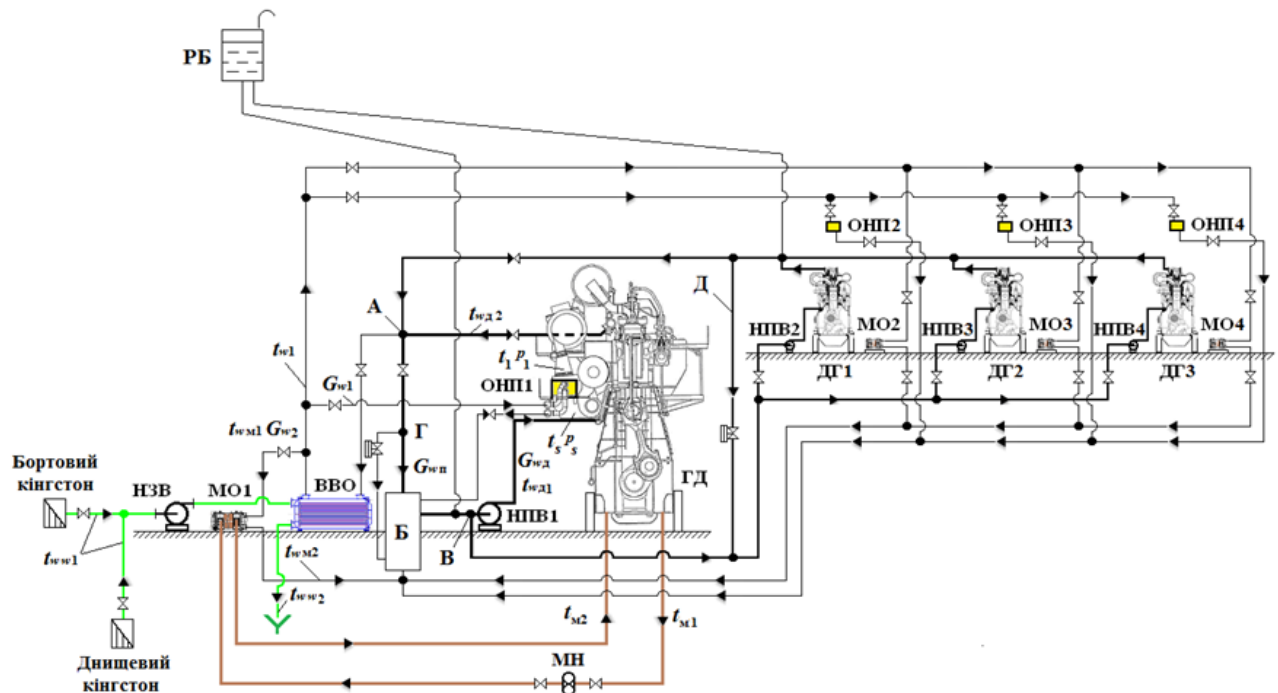
РОЗДІЛ 2

Розробка та дослідження систем охолодження СЕУ

Сучасні системи охолодження СЕУ мають проєктуватися на основі визначених принципів [5]. Вони можуть бути облаштовані одним або кількома розсіювачами тепла (ВВО), проте всі мають відповідати вимогам низьких витрат та єдиних конструктивних правил. У цій роботі розглянуто системи охолодження з різною кількістю ВВО, щоб отримати кількісні показники параметрів, які можуть вплинути на вибір конкретної схеми охолодження для виробника. Тож послідовно проаналізуємо системи з різною кількістю ВВО.

2.1 Система охолодження судна з одним охолоджувачем теплоносія внутрішнього контуру

У цій роботі розглядатимемо системи охолодження з двома та трьома охолоджувачами теплоносія внутрішнього контуру (ТВК), який становить собою екстрол (прісна воду, збагачена інгібіторами). Водночас система з одним охолоджувачем ТВК реалізована згідно зі схемою, поданою на рис. 2.1.



Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.11.02.ПЗ.

Лист

24

Рис. 2.1. Схема системи охолодження з одним охолоджувачем ТВК (ВВО), запропонованої у [4]: ГД – головний двигун; ДГ – дизельгенератор; ОНП – охолоджувач надувного повітря; МО – охолоджувач масла ГД; МН – масляний насос ГД; НПВ – насос прісної води (ТВК); НЗВ – насос заборотної води

Система охолодження типу 1В1НМ належить до маловитратних і містить єдиний водоводяний охолоджувач (ВВО). Вона передбачає один циркуляційний контур охолодження прісною водою, один насос заборотної води (НЗВ) та два насоси прісної води (НПВ1,2). Витрата насоса НПВ1 дорівнює витраті, необхідній для охолодження двигуна. Після двигуна частина води спрямовується в змішувальний бак через перепуск, де відбувається змішування з водою після маслоохолоджувача й ОНП, а інша частина— безпосередньо до ВВО.

У процесі змішування температура води знижується до потрібного рівня. З ВВО охолоджена вода розгалужується на паралельні потоки для подальшого охолодження ОНП головного двигуна, ОНП дизель-генераторів і маслоохолоджувачів (МО) головного двигуна та дизель-генераторів. Необхідні витрати води для кожного теплообмінника регулюються дроселями, встановленими перед ними. Головною особливістю системи є можливість керування витратами теплоносія через кожен теплообмінник за допомогою цих дроселів. Принципову схему системи охолодження типу 1В1НМ наведено на рис. 2.2.

На рис. 2.2 зображено схему системи охолодження, яка максимально наближена до тієї, що реалізована виробником енергетичної установки [19]. Вона відповідає критеріям раціонального проектування. Схему на рис. 2.1 можна замінити на рівноцінну за ефективністю (із такою самою масою серцевин теплообмінників) та зображену в більш спрощеному вигляді, з урахуванням усіх особливостей оригінального варіанта. Нова схема функціонує майже ідентично до наведеної на рис. 2.1, але дає переваги під час оптиміза-

Усі позначки на схемі відповідають позначенням у табл. 2.1, де наведено результати розрахунку й оптимізації системи. На схемі видно два циркуляційні контури: перший (позначений темно-синім кольором) є повнопоточним контуром головного двигуна. Витрата насоса головного двигуна дорівнює кількості теплоносія, що проходить через охолоджувальні порожнини головного двигуна, і задається виробником.

Другий контур (зображений блакитним кольором) є маловитратним: у ньому розміщено всі теплообмінники, а також підключені всі допоміжні двигуни. Кожен допоміжний двигун має власну систему охолодження, в якій теплоносій (ТВК) охолоджується забортною водою у спільному водоводяному охолоджувачі (ВВО). Загалом системи охолодження допоміжних двигунів (ДГ) повинні проектуватися раціонально, відповідно до визначених принципів. Однак у цій роботі, для спрощення, не розглядаються аспекти раціоналі-

зації таких систем. При цьому всі допоміжні двигуни включені до загальної системи охолодження судна та передають у неї певну кількість тепла. З точки зору даного дослідження, основною функцією допоміжних двигунів є саме виділення тепла в систему.

У першому циркуляційному контурі (див. рис. 2.2), більша частина теплоносія ТВК після проходження охолоджувальних порожнин головного двигуна повертається на вхід насоса головного двигуна.

Водночас, менша частина витрати ТВК, після відбору тепла двигуном, спрямовується до контуру з водоводяним охолоджувачем (ВВО), теплообмінниками та допоміжними двигунами. При цьому потік ТВК, що виходить із двигуна, змішується з потоком після теплообмінників, а сформований змішаний потік надходить на охолодження у ВВО. Охолоджений у ВВО ТВК частково постачається на допоміжні двигуни, а частково – до теплообмінників головного двигуна. Далі потік після трьох теплообмінників частково повертається на вхід насоса головного двигуна, де змішується з потоком після двигуна, забезпечуючи необхідну температуру ТВК перед його повторним входом у двигун. Інша частина цього потоку після теплообмінників спрямовується у ВВО для подальшого охолодження.

У проведених розрахунках опріснювач води (дистилятор) не брався до уваги, оскільки під час своєї роботи він може відводити значну кількість тепла, полегшуючи роботу ВВО. Було прийнято, що ВВО повинен забезпечити необхідне охолодження ТВК без залучення дистилятора, створюючи тим самим максимально можливі (але все ж реальні) навантаження на систему.

Основні дані системи охолодження цього судна, наведені у [20], що використовувалися під час розрахунків, наведено в табл. 1. Для всіх варіантів схем передбачалося, що теплообмінні поверхні та конструктивні особливості всіх теплообмінників однакові й відповідають типовим виробничим можливостям у цій галузі.

За відсутності роботи головного двигуна підвищену температуру води в системі можуть підтримувати дизель-генератори. Для врахування теплово-

					КРМ.142.6221м.11.02.ПЗ.	Лист
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

го впливу всіх двигунів під час проєктування системи охолодження необхідно знати особливості їх роботи та ступінь одночасного ввімкнення, що дає змогу оцінити максимальну можливу кількість тепла, яку потрібно відводити у ВВО. Попри те, що технічно це можливо, детальний розгляд такого сценарію в цій роботі не проводився через відсутність необхідних вихідних даних. Тут систему охолодження розраховано лише на теплові потоки від головного двигуна.

Регулювання температур теплоносія за змінних режимів роботи та різної температури довкілля здійснюється за допомогою спеціальних дроселюючих і перепускних клапанів, а також коригування параметрів роботи насоса. Однак це окреме, досить масштабне питання, яке у межах даної роботи не розглядалося, оскільки виходить за обсяг дипломного проєктування.

2.2 Метод розрахунку й оптимізації схеми

Методика розрахунку й оптимізації запропонованої схеми системи охолодження представлена у [5].

Стисло задачу прямого розрахунку системи можна сформулювати так.

Дано: температура забортної води на вході T_{ww1} , температура наддувного повітря на виході із компресора T_1 , температури охолоджувальної води, масла та гідравлічної рідини на виході із двигуна T_{wd2} , T_{m1} , T_{r1} . Відомі температура атмосферного повітря в ресивері двигуна T_s , витрата ТВК через двигун G_{wd} (дорівнює витраті через циркуляційний насос ТВК двигуна), витрата забортної води через циркуляційний насос G_{ww} , витрата масла G_m , витрата гідравлічної рідини G_r , а також витрата наддувного повітря G_{nb} . Задані величини теплових потоків в охолоджувальну воду, масло та гідравлічну рідину (значення Q_d , Q_m і Q_r відповідно). Задаються основні конструктивні дані всіх теплообмінних апаратів, а також рівень ефективності використання мас серцевин. Задаються гранично допустимі опори всіх теплообмінних апаратів по всіх теплоносіях.

Визначити: ефективності всіх теплообмінників системи, витрати ТВК через усі її гілки, а також усі невідомі температури теплоносіїв у контрольних точках системи (див. рис. 2.2, де зазначені ці точки та температури). Під час прямого розрахунку необхідно також визначити маси теплообмінних елементів (серцевин) кожного теплообмінника системи M_i і сумарну масу всіх серцевини, M_Σ .

Основою для прямого теплового розрахунку принципової схеми системи охолодження є система рівнянь, яка складається з:

1. Рівнянь теплових балансів для всіх теплообмінників та для системи охолодження в цілому.
2. Рівнянь для визначення теплових потоків у системі.
3. Рівняння теплового балансу в точці змішування потоків води на вході в насос.
4. Рівнянь матеріальних балансів у місцях розподілу та злиття потоків ТНК і ТВК.
5. Виразів для ККД (коефіцієнта корисної дії) усіх теплообмінників.
6. Виразів зв'язку між ККД теплообмінників та їх числом NTU (число одиниць переносу тепла).
7. Виразів зв'язку між NTU та масами серцевин M_i усіх теплообмінників.

При прямому розрахунку таких систем кількість невідомих перевищує кількість рівнянь. Тому для отримання однозначного рішення потрібно зафіксувати значення деяких невідомих. У цьому випадку необхідно задати значення трьох невідомих (назвемо їх вільними невідомими) з-поміж тих, що треба визначити. Решта змінних будуть обчислені в процесі розв'язання даної системи рівнянь. При пошуку оптимуму значення вільних невідомих варіюють, щоб досягти оптимальних параметрів системи.

Якщо в якості вільних невідомих вибрати шукані витрати теплоносія, що, безумовно, логічно, тоді задача буде вирішуваною, проте при цьому виникнуть труднощі при пошуку оптимуму, а також ускладниться алгоритм розв'язання. Розв'язання задачі спрощується, якщо як три вільні невідомі задати

температури ТНК після теплообмінників – тобто температуру за ОНП, t_{w2} , за МО, t_{wm2} , і за Г, t_{wt2} .

При варіюванні цими параметрами є сенс врахувати наступне. Температури t_{wm2} , t_{wt2} можна прийняти рівними, з огляду на незначну масу серцевини охолоджувача Г. Проте значення цієї пари температур можуть бути різними, оскільки вони впливають на витрати ТВК через теплообмінники, а отже, і на сумарну масу серцевин усіх теплообмінників. Діапазон зміни пари температур t_{wm2} , t_{wt2} встановлюється досить просто: максимальне значення прирівнюється до температури ТВК після двигуна, а мінімальне можна обрати на 30...40 К нижчим. Подібний підхід застосовується і до температури ТВК за ОНП, t_{w2} .

2.3 Розрахунок та оптимізація системи охолодження з одним ВВО

Для визначення оптимальних розходів ТВК по гілках системи охолодження було проаналізовано залежність суми мас серцевин теплообмінників M_{Σ} від різних температур ТВК. При цьому вихідною передумовою було те, що раціональні розходи мають забезпечувати мінімальне значення M_{Σ} , що, в свою чергу, призводить до зниження вартості та габаритів конструкції. Задача вирішувалася методом спуску по координатах із проведенням ітерацій по певним параметрам.

В узгодженні з обраним методом розв'язання задачі спочатку встановлювали залежність суми мас серцевин теплообмінників M_{Σ} від значень температури ТВК за ВВО, t_{w1} , за умови фіксованих температур ТВК за МО, Г та ОНП ($t_{гwm2}$, $t_{гwh2}$, t_{wt2}), а також інших незмінних контрольних температур теплоносія (температур наддувного повітря перед двигуном, ТВК, масла та гідравлічної рідини на виході з двигуна). При цьому значення температур ТВК за МО і Г (t_{wm2}), а також за ОНП ($t_{гwh2}$) приймали орієнтовні значення, що було допущенням першого наближення.

Після визначення значення t_{w1} , при якому досягається мінімум M_{Σ} , це значення t_{w1} фіксується, і на його основі будується залежність M_{Σ} від t_{wm2} . З

					КРМ.142.6221м.11.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		30

цієї залежності вибирається значення t_{wm2} , при якому M_{Σ} мінімальне, після чого проводиться наступне наближення – знову шукається залежність M_{Σ} від t_{w1} при вже встановленому новому значенні t_{wm2} . Криві $M_{\Sigma} = f(t_{w1}, t_{wm2})$ побудувалися при постійно заданій температурі ТВК за ОНП, $t_{гwh2}$, яка спочатку обиралася орієнтовно. Потім, у другому наближенні, значення $t_{гwh2}$ уточнювалося з залежності $M_{\Sigma} = f(t_{гwh2})$, де температури t_{w1} та t_{wm2} фіксувалися. Спочатку ці температури також приймалися орієнтовно, а згодом визначалися на підставі проведених побудов. Такі процедури повторювалися до досягнення мінімального значення M_{Σ} , яке виявлялося приблизно однаковим для всіх розглянутих залежностей.

Для побудови таких залежностей було проведено розрахунки системи охолодження з використанням спеціального розрахункового комплексу, який дозволяє одночасно визначати параметри як самої системи, так і всіх її теплообмінників. Даний комплекс було розроблено на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК [5]. В результаті розрахунків отримано таблицях 2.1–2.4, на основі яких і побудовано всі розглянуті залежності.

Таблиця 2.1. Параметри, отримані при розрахунках системи охолодження з одним ВВО

Назва	Параметри	Розм.
Тепловідведення у засорчкові порожнини ГД	$Q_{гw}$	кВт
Тепловідведення у масло головного двигуна	$Q_{гм}$	кВт
Тепловідведення від ОНП головного двигуна	$Q_{гн}$	кВт
Тепловідведення у засорчкові порожнини ДГ	Q_{bw}	кВт
Тепловідведення у масло допоміжного двигуна	Q_{bm}	кВт
Тепловідведення від ОНП допоміжного двигуна	Q_{bn}	кВт
Тепловідведення від гідравліки	$Q_{гг}$	кВт
Витрата води через головний двигун ГД	$G_{гw}$	кг/с
Витрата води через охолоджувач масла	$G_{гwm}$	кг/с
Витрата води через Г	$G_{гwt}$	кг/с
Витрата води через ОНП	$G_{гwh}$	кг/с
Витрата наддувного повітря ГД	$G_{гн}$	кг/с

Витрата масла ГД	$G_{ГМ}$	кг/с
Витрата гідравлічного масла	$G_{ГГ}$	кг/с
Витрата прісної води через ВВО	G_{wOB}	кг/с
Витрата заборної води через ВВО	G_{ww}	кг/с
Витрата прісної води через перепуск головного двигуна	$G_{ГВП}$	кг/с
Перепуск після теплообмінників	$G_{ГВП1}$	кг/с
Витрата охолодженої прісної води на ГД	$G_{ГW\Sigma}$	кг/с
Витрата охолодженої прісної води на ДГ	$G_{BW\Sigma}$	кг/с
Число ОНП ГД	Z	шт.
Число допоміжних двигунів	Z_B	шт.
Температура повітря перед компресором	T_0	°C
Тиск повітря перед компресором	P_0	Па
Тиск повітря за компресором	P_1	Па
Температура заборної води перед ВВО	T_{ww1}	°C
Температура заборної води за ВВО	T_{ww2}	°C
Температура T_1 або T_k , повітря за компресором	$T_l (T_k)$	°C
Температура T_2 або T_s , повітря за ОНП	$T_2 (T_s)$	°C
Температура води перед головним двигуном	$T_{ГW1}$	°C
Температура води за головним двигуном	$T_{ГW2}$	°C
Температура води за ВВО і перед ОНП, МО, Г	T_{w1}	°C
Температура води за ОНП	$T_{ГWH2}$	°C
Температура води за Г	$T_{ГWG2}$	°C
Температура води після МО	$T_{ГWM2}$	°C
Температура води після усіх теплообмінників	$T_{ГW4}$	°C
Температура масла після ГД і на вході у МО	T_{M1}	°C
Температура масла за МО	T_{M2}	°C
Температура гідравлічного масла перед Г	$T_{Г1}$	°C
Температура гідравлічного масла після Г	$T_{Г2}$	°C
Температура води перед ВВО	T_{w3}	°C
Температура у гілці ГД перед ВВО	$T_{w\Sigma Г}$	°C
Температура у гілці ДГ перед ВВО	$T_{w\Sigma B}$	°C

Таблиця 2.2. Вплив температури за ВВО, t_{w1} при постійному значенні температур за МО та Г, $t_{ГWM2}$, $t_{ГWT2}$

Параметри	Розм.	Вплив t_{w1} , $t_{ГWM2} = 45,5$ °C			
$Q_{ГW}$	кВт	1450			
$Q_{ГМ}$	кВт	790			
$Q_{ГН}$	кВт	4137,4			
Q_{BW}	кВт	239			
Q_{BM}	кВт	117			
Q_{BH}	кВт	369			
$Q_{ГГ}$	кВт	40			
$G_{ГW}$	кг/с	23			
$G_{ГWM}$	кг/с	25,1	29	34,3	41,9
$G_{ГWT}$	кг/с	1,3	1,5	1,7	2,1
$G_{ГWH}$	кг/с	16,5	16,7	17,0	17,3
$G_{ГН}$	кг/с	25,9			
$G_{ГМ}$	кг/с	57			
$G_{ГГ}$	кг/с	5			
G_{WOB}	кг/с	60,2	64,9	71,1	79,8
G_{WW}	кг/с	178			
$G_{ГWП}$	кг/с	8,3	8,5	8,7	8,9
$G_{ГWП1}$	кг/с	8,3	8,5	8,7	8,9
$G_{ГW\Sigma}$	кг/с	51,12	55,7	61,7	70,2
$G_{BW\Sigma}$	кг/с	9,1	9,3	9,4	9,6
Z	шт.	1			
ZB	шт.	3			
T_0	°C	45			
P_0	кПа	100			
P_1	кПа	350			
T_{WW1}	°C	36			
T_{WW2}	°C	56	57,2	58,8	61,1
$T_l (T_K)$	°C	213,9	213,9	213,9	213,9
$T_2 (T_S)$	°C	55			
$T_{ГW1}$	°C	79,9			
$T_{ГW2}$	°C	95			
T_{w1}	°C	38	39	40	41
$T_{ГWH2}$	°C	98			
$T_{ГWT2}$	°C	45,5			
$T_{ГWM2}$	°C	45,5			
$T_{ГW4}$	°C	67,21	65,74	64,07	62,14
T_{M1}	°C	51			

T_{M2}	°C	43,8			
$T_{Г1}$	°C	51			
$T_{Г2}$	°C	46,83			
T_{w3}	°C	72,1	70,6	68,8	66,7
$T_{w\Sigma Г}$	°C	67,96	66,5	64,8	62,8
$T_{w\Sigma В}$	°C	95			
M_{HB}	кг	380,3	388,5	397,8	408,9
M_B	кг	5953,2	5199,9	5130,3	4804,5
M_{MO}	кг	2550,1	3158,0	3306	3882,9
$M_{Г}$	кг	126,4	129,6	139,3	139,1
M_{Σ}	кг	9010,1	8876,1	8973,3	9235,5

Таблиця 2.3. Вплив температури за МО та Г, $t_{ГWM2}$, $t_{ГWT2}$ при постійному значенні температури за ВВО, t_{w1}

Параметри	Разом	Вплив $t_{ГWM2}$, $t_{w1}=39$ °C; $t_{ГWH2} = 98$ °C				
$Q_{ГW}$	кВт	1450				
$Q_{ГМ}$	кВт	790				
$Q_{ГН}$	кВт	4137,4				
Q_{BW}	кВт	239				
Q_{BM}	кВт	117				
Q_{BH}	кВт	369				
$Q_{ГГ}$	кВт	40				
$G_{ГW}$	кг/с	23				
$G_{ГWM}$	кг/с	37,7	31,4	29,0	26,9	23,6
$G_{ГWT}$	кг/с	1,9	1,6	1,5	1,4	1,2
$G_{ГWH}$	кг/с	16,7				
$G_{ГН}$	кг/с	25,9				
$G_{ГМ}$	кг/с	57				
$G_{ГГ}$	кг/с	5				
G_{WOB}	кг/с	74,1	67,5	64,9	62,6	59,2
G_{WW}	кг/с	178				
$G_{ГWП}$	кг/с	8,5				
$G_{ГWП1}$	кг/с	8,5				
$G_{ГW\Sigma}$	кг/с	64,8	58,2	55,7	53,5	49,9
$G_{BW\Sigma}$	кг/с	9,3				
Z	шт.	1				
ZB	шт.	3				
T_0	°C	45				
P_0	кПа	100				

P_1	кПа	350				
T_{ww1}	°C	36				
T_{ww2}	°C	60,3	58,0	57,2	56,5	55,3
$T_l(T_k)$	°C	213,9				
$T_2(T_s)$	°C	55				
$T_{гw1}$	°C	79,9				
$T_{гw2}$	°C	95				
T_{wl}	°C	39				
$T_{гwh2}$	°C	98				
$T_{гwt2}$	°C	44	45	45,5	46	47
$T_{гwm2}$	°C	44	45	45,5	46	47
$T_{гw4}$	°C	61,9	64,5	65,7	66,9	69,0
T_{m1}	°C	51				
T_{m2}	°C	43,8				
$T_{г1}$	°C	51				
$T_{г2}$	°C	46,8				
T_{w3}	°C	66,7	69,3	70,6	71,7	73,6
$T_{w\Sigma\Gamma}$	°C	62,6	65,3	66,5	67,7	69,7
$T_{w\Sigma B}$	°C	95				
M_{HB}	кг	388,7				
M_B	кг	6021,8	5311,9	5200,0	5214,0	4960,6
M_{MO}	кг	2695,3	3060,9	3118,2	3252,9	4017,7
M_Γ	кг	107,3	123,2	129,6	139,2	163,8
M_Σ	кг	9213,1	8884,7	8836,5	8994,9	9530,8

Таблиця 2.4. Вплив температури за ОНП, $t_{гwh2}$, при постійному значенні температур t_{w1} та $t_{гwm2}$

Параметри	Разом	Вплив $t_{гwh2}$, $t_{w1}=39\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{гwm2}=45,5\text{ }^{\circ}\text{C}$			
$Q_{гw}$	кВт	1450			
$Q_{гm}$	кВт	790			
$Q_{гh}$	кВт	4137,4			
Q_{bw}	кВт	239			
Q_{bm}	кВт	117			
Q_{bh}	кВт	369			
$Q_{гг}$	кВт	40			
$G_{гw}$	кг/с	23			
$G_{гwm}$	кг/с	29			
$G_{гwt}$	кг/с	1,5			
$G_{гwh}$	кг/с	17,0	16,7	16,5	16,2

$G_{ГН}$	кг/с	25,9			
$G_{ГМ}$	кг/с	57			
$G_{ГГ}$	кг/с	5			
G_{wOB}	кг/с	65,22	64,93	64,65	64,38
G_{ww}	кг/с	178			
$G_{ГВП}$	кг/с	8,5			
$G_{ГВП1}$	кг/с	8,5			
$G_{ГW\Sigma}$	кг/с	55,9	55,7	55,4	55,1
$G_{BW\Sigma}$	кг/с	9,3			
Z	шт.	1			
Z_B	шт.	3			
T_0	°C	45			
P_o	кПа	100			
P_1	кПа	350			
T_{ww1}	°C	36			
T_{ww2}	°C	57,3	57,2	57,1	57
$T_l(T_k)$	°C	213,9			
$T_2(T_s)$	°C	55			
$T_{ГW1}$	°C	79,9			
$T_{ГW2}$	°C	95			
T_{wl}	°C	39			
$T_{ГWH2}$	°C	97	98	99	100
$T_{ГWT2}$	°C	45,5			
$T_{ГWM2}$	°C	45,5			
$T_{ГW4}$	°C	65,6	65,7	65,9	66,1
T_{M1}	°C	51			
T_{M2}	°C	43,8			
$T_{Г1}$	°C	51			
$T_{Г2}$	°C	46,8			
T_{w3}	°C	70,4	70,6	70,7	70,9
$T_{w\Sigma Г}$	°C	66,4	66,5	66,7	66,8
$T_{w\Sigma B}$	°C	95			
M_{HB}	кг	386,6	388,7	391,4	393,6
M_B	кг	5200,0	5303,7	5385,7	5450,9
M_{MO}	кг	3081,7	3081,7	3081,7	3081,7
$M_{Г}$	кг	134,4			
M_{Σ}	кг	8804,8	8911,2	8995,4	9053,5

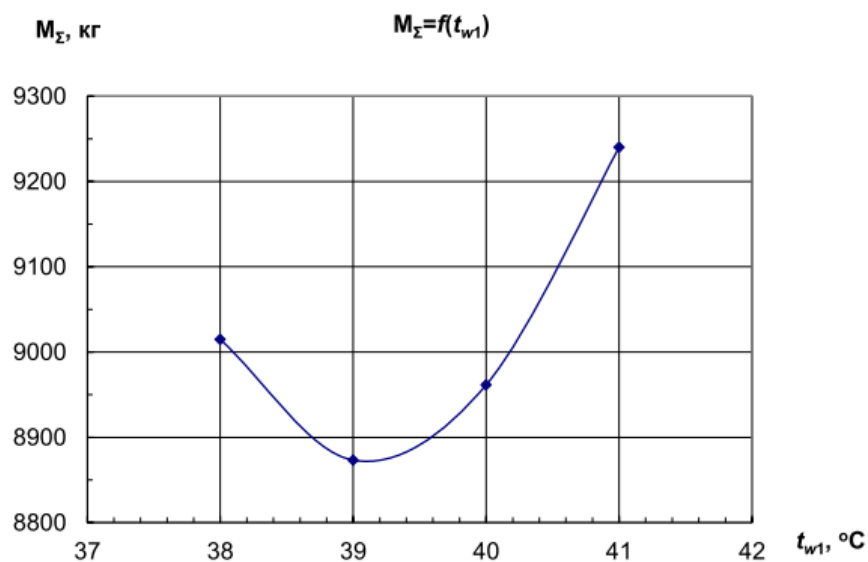


Рис. 2.1. Залежність M_Σ від T_{w1} при $t_{\text{ГWM}2} = 45,5\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГWH}2} = 98\text{ }^\circ\text{C}$

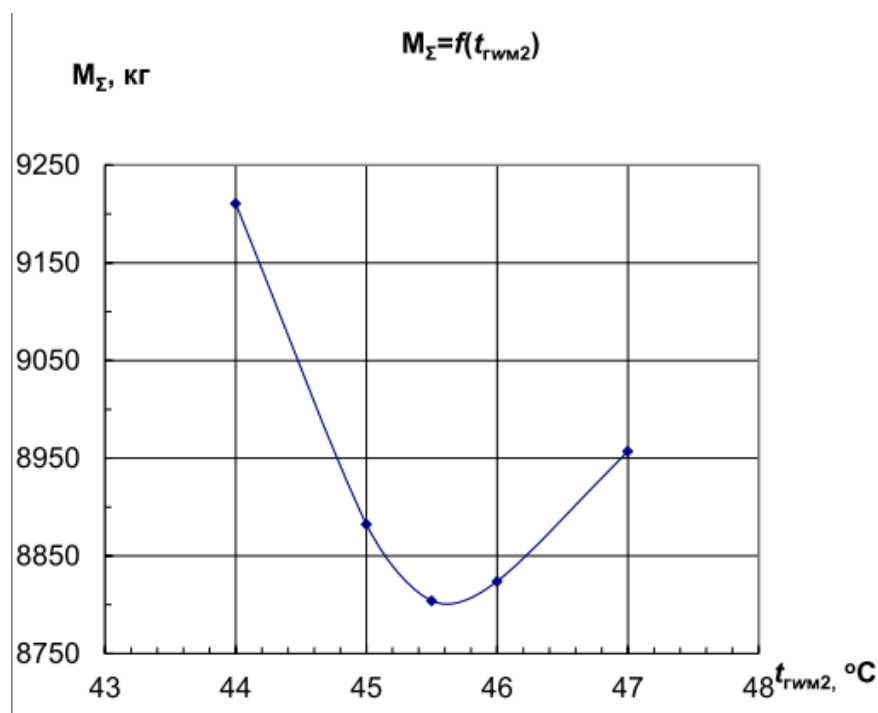


Рис. 2.2. Залежність M_Σ від $T_{\text{ГWM}2}$ при $t_{w1} = 39\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГWH}2} = 98\text{ }^\circ\text{C}$

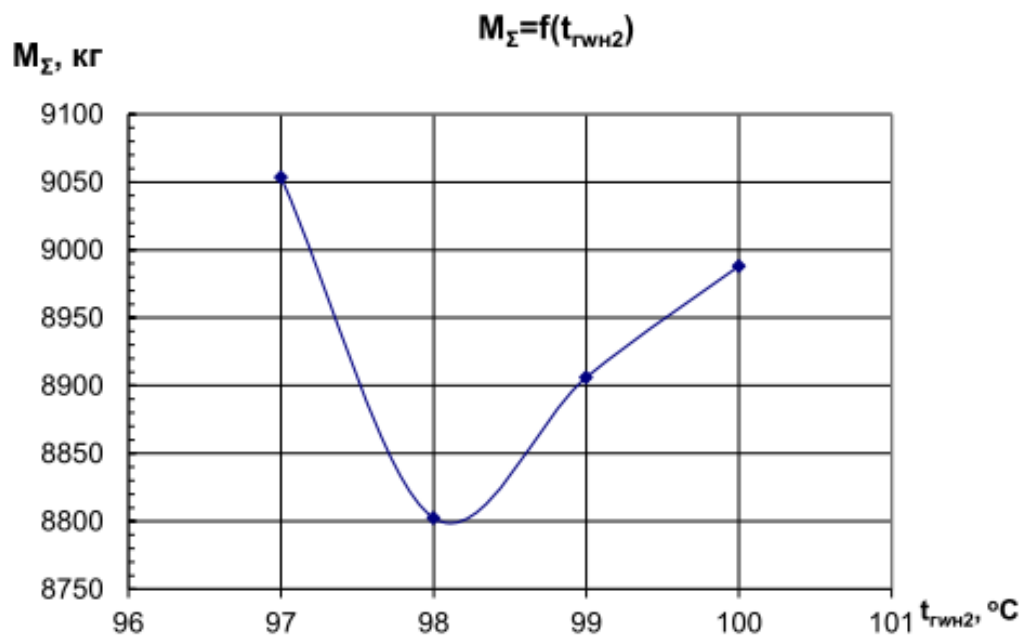


Рис. 2.3. Залежність M_{Σ} від $T_{\text{ГВН2}}$ при $t_{\text{w1}} = 39^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГВМ2}} = 45,5^\circ\text{C}$

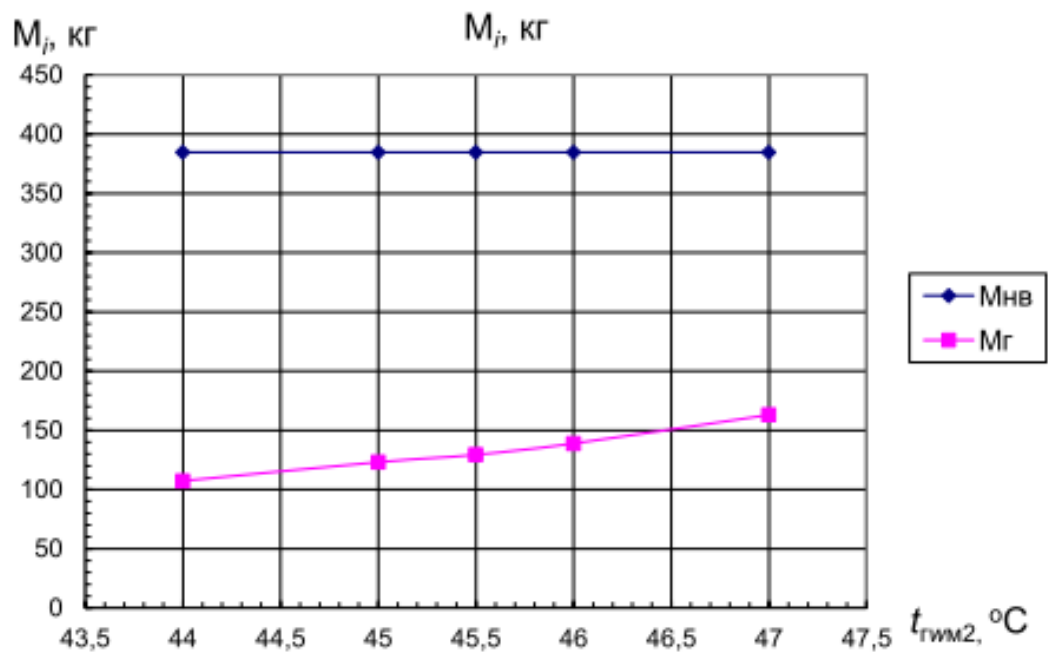


Рис. 2.4. Залежність M_i від $T_{\text{ГВМ2}}$ при $t_{\text{w1}} = 39^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГВН2}} = 98^\circ\text{C}$

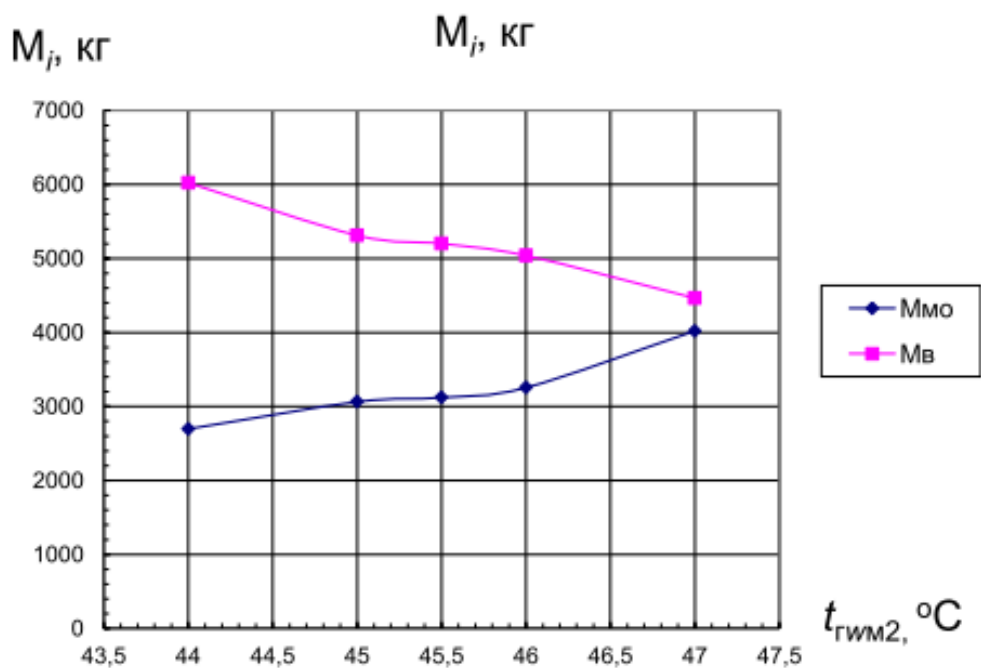


Рис. 2.5. Залежність M_i від $T_{гwm2}$ $t_{w1} = 39^\circ\text{C}$; $t_{гwm2} = 98^\circ\text{C}$

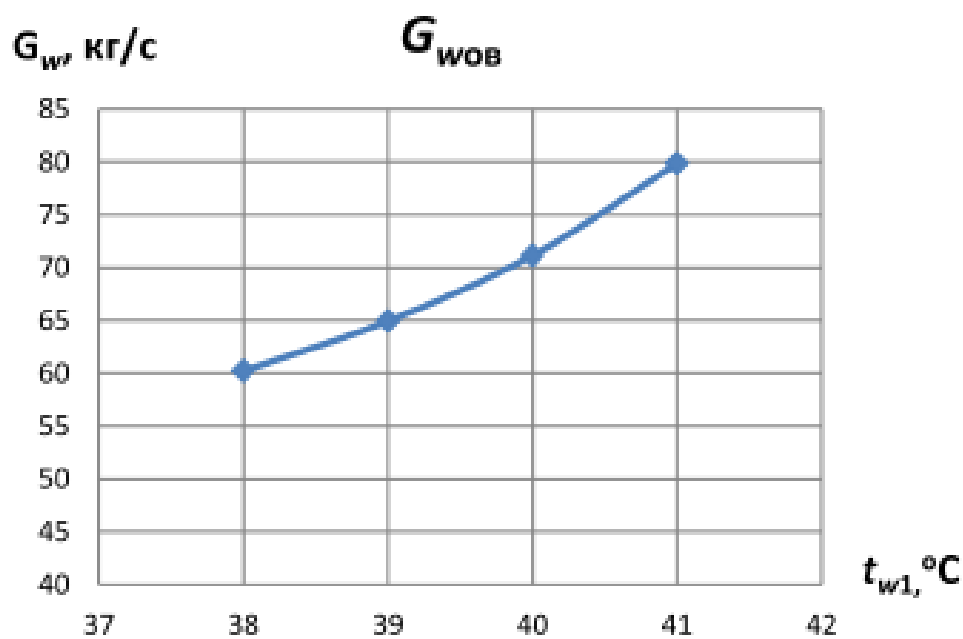


Рис. 2.6. Залежність G_w від T_{w1} при $t_{гwm2} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{гwm2} = 98^\circ\text{C}$

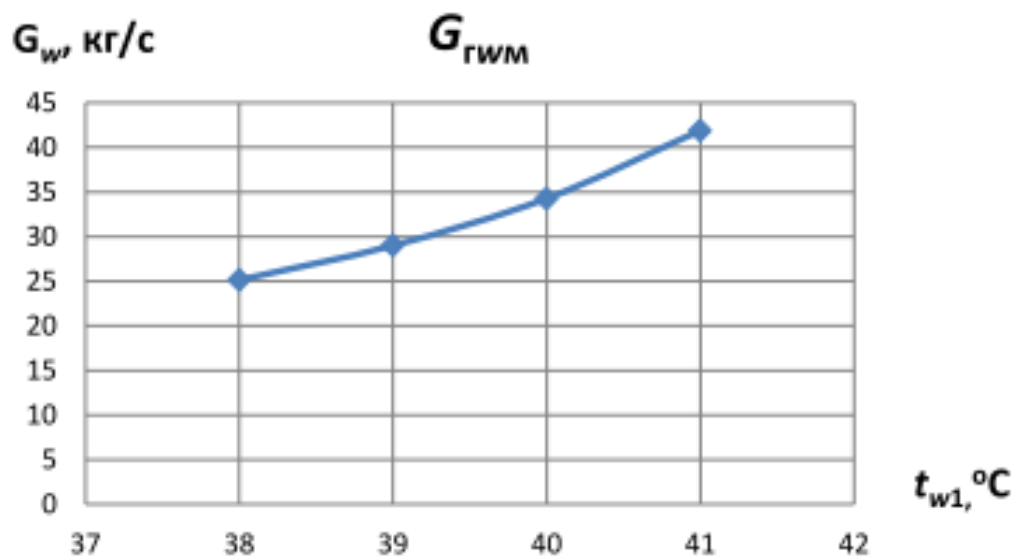


Рис. 2.7. Залежність $G_{\text{ГВМ}}$ від T_{w1} при $t_{\text{ГВМ}2} = 45,5 ^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГВН}2} = 98 ^\circ\text{C}$

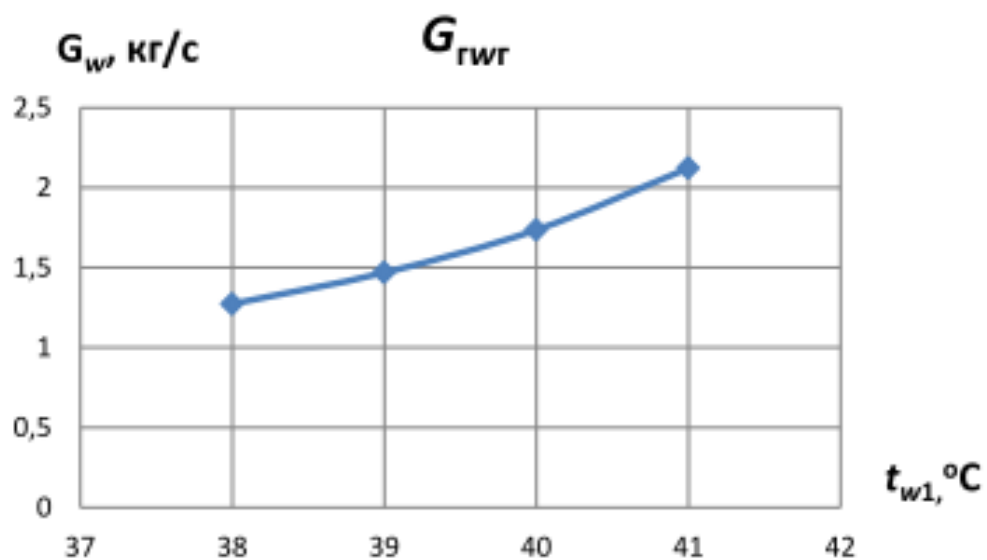


Рис. 2.8. Залежність $G_{\text{ГВГ}}$ від T_{w1} при $t_{\text{ГВМ}2} = 45,5 ^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГВН}2} = 98 ^\circ\text{C}$

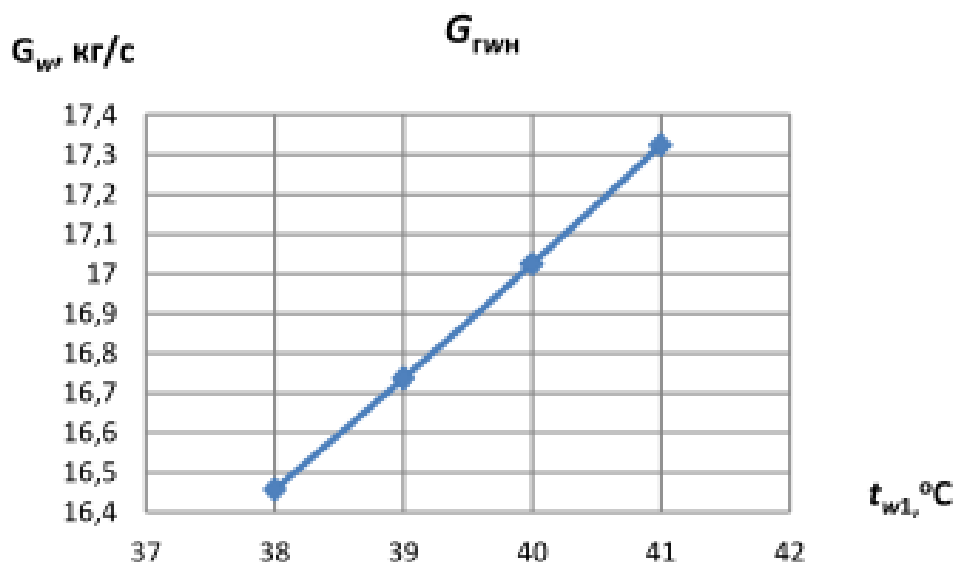


Рис. 2.9. Залежність $G_{\text{ГВН}}$ від T_{w1} при $t_{\text{ГВМ}2} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГВН}2} = 98^\circ\text{C}$

2.4 Висновки з оптимізації схеми системи охолодження з одним ВВО

Таким чином, наведені таблиці та графіки складають основну матеріальну базу дослідження, а аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити наступні висновки:

1. Мінімальна маса серцевин теплообмінників. За даними графіків на рис. 2.1–2.3 (отриманих у останньому наближенні), мінімальне значення сумарної маси серцевин M_{Σ} становить приблизно 8,8 тон. Це значення досягається при наступних умовах: $t_{\text{ГВН}2} = 98^\circ\text{C}$, $t_{w1} = 39^\circ\text{C}$, а також $t_{\text{ГВМ}2}$ і $t_{w2} = 45,5^\circ\text{C}$. Слід зазначити, що як температурні значення, так і значення M_{Σ} є приблизними через особливості визначення функції цілі. За попередніми чисельними розрахунками, точність визначення M_{Σ} становить приблизно ± 40 кг, а точність визначення температур – $\pm 0,25^\circ\text{C}$.

2. Вплив температур ТВК на маси серцевин теплообмінників. З аналізу графіків (рис. 2.4, 2.5) видно, що зміна температури ТВК впливає на маси серцевин теплообмінників по-різному. При зростанні $t_{\text{ГВМ}2}$ маса серцевини теплообмінника ОНП залишається практично незмінною, маси серцевин теплообмінників МО та Г зростають, а маса серцевини ВВО зменшується. Зниження

маси серцевини ВВО є вирішальним фактором до певного значення $t_{гвм2}$, що в свою чергу забезпечує зменшення загальної маси M_{Σ} до заданих меж. Подібну закономірність можна також виявити при аналізі залежностей мас від t_{w1} , або або $t_{гвн2}$, хоча ці залежності не були окремо побудовані та розглянуті.

3. Розходи прісної води через теплообмінники. Залежності, представлені на рис. 2.6–2.9, дозволяють визначити розходи прісної води через теплообмінники в режимі, при якому M_{Σ} мінімальне. Аналіз показує, що з підвищенням температури t_{w1} витрати води зростають для всіх теплообмінників, проте з різною інтенсивністю. Найменша витрата спостерігається для охолоджувача Г, а найбільший – для ВВО.

РОЗДІЛ 3

Розробка проєкту водо-водяного охолоджувача для схеми системи охолодження з одним теплообмінником води

3.1 Загальні відомості про водо-водяний охолоджувач

У даній системі водо-водяний охолоджувач (ВВО) виконано за типовою кожухотрубною схемою, зображення якої представлено на рис. 3.1, а її зовнішній вигляд – на рис. 3.2.

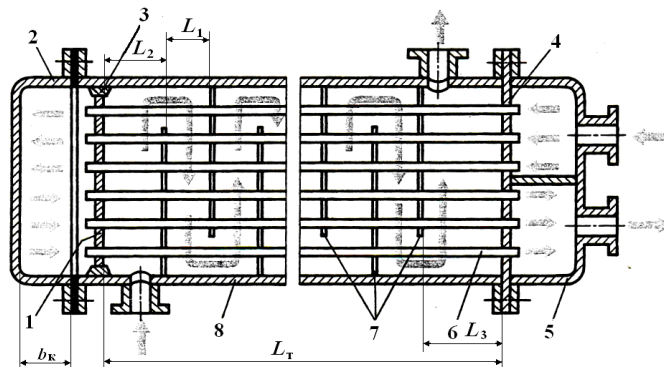


Рис. 3.1. Схема реверсивного кожухотрубного ВВО із сегментними діафрагмами: 1 – рухома трубна дошка; 2 – водяна кришка із поворотною камерою; 4 – нерухома трубна дошка; 5 – кришка водяна із прийомним і відвідним патрубками; 6 – трубка; 7 – діафрагма; 8 – трубчастий корпус (кожух); L_t – довжина трубок між дошками; L_1 – відстань між діафрагмами в середині пучка; L_2 – відстань між діафрагмою і рухомий дошкою; L_3 – те ж для нерухомої дошки; b_k – висота поворотної камери

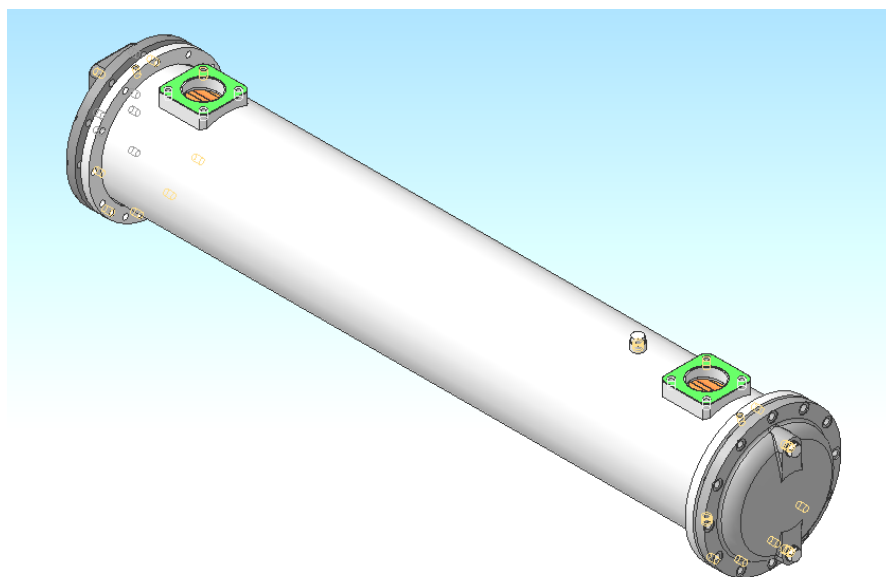


Рис. 3.2. Зовнішній вигляд водо-водяного охолоджувача

Охолоджуюча (забортна) вода подається (відбирається) через кришки, а прісна вода (ТВК) — через квадратні фланці (патрубки), розташовані на корпусі. Фактичне розміщення патрубків для забортної води залежить від кількості водних ходів: при парній кількості патрубки встановлюють з одного боку корпусу, а при непарній — з обох боків. У нашому випадку число ходів становить три, тобто є непарним, тому патрубки мають бути розташовані з різних боків. Трубний пучок зображено на рис. 3.3.

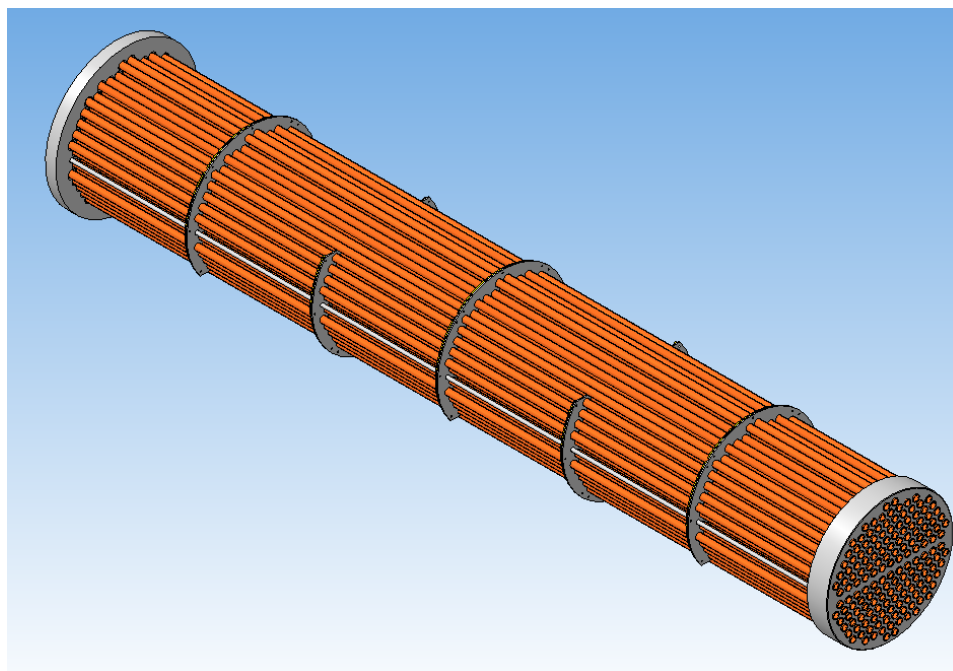


Рис. 3.3. Загальний вигляд трубного пучка з сегментними діафрагмами

На трубному пучку помітні сегментні діафрагми, що надягаються на трубки і забезпечують багатократне протікання потоком ТВК. Одна сторона трубок закріплена в нерухомій трубній дошці (з більшим діаметром), а інша — в рухомій, що дозволяє компенсувати їх термічне подовження. Зовнішній вигляд діафрагм показано на рис. 3.4. Протічки між корпусом та діафрагмою, які утворюють байпасний потік, усуваються за допомогою пластмасових гнучких ущільнень, встановлених на кожній діафрагмі (конструкція ущільнень зображена на рис. 3.5).

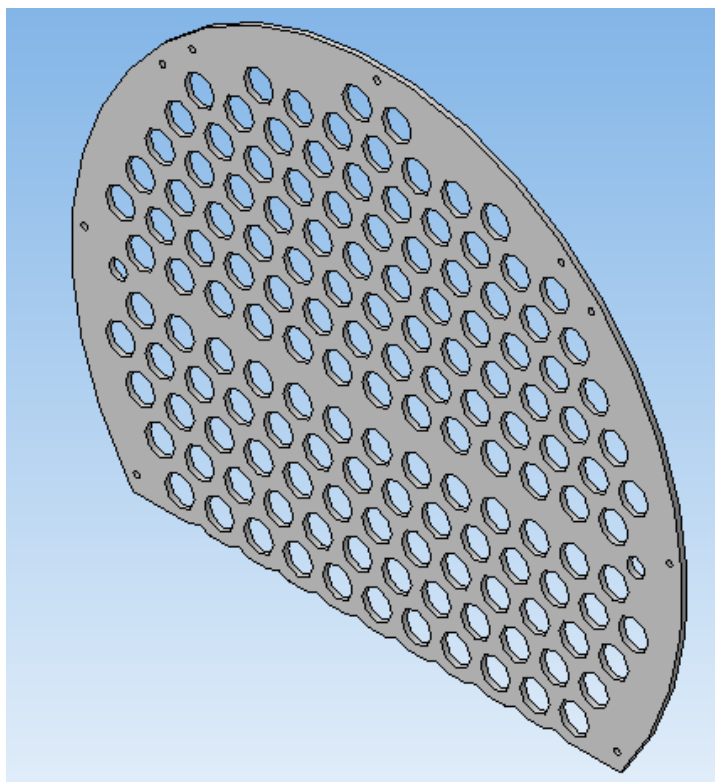
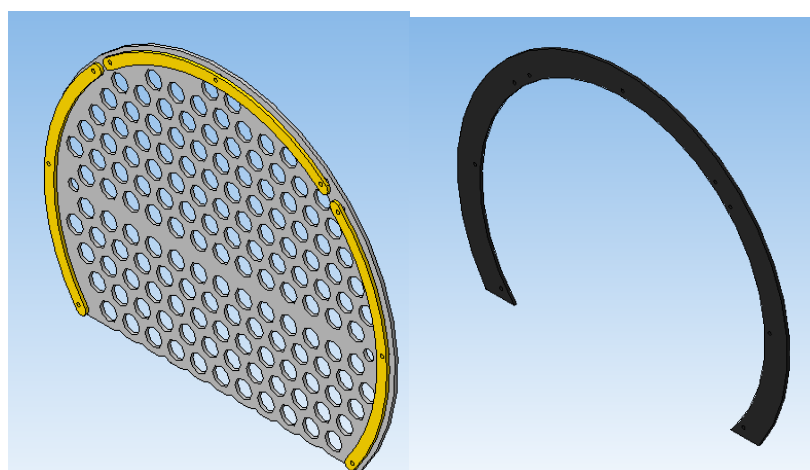


Рис. 3.4. Загальний вигляд діафрагми



а

б

Рис. 3.5. Діафрагма з накладками для кріплення гумового ущільнення (*а*),
гумове ущільнення (*б*)

3.2 Конструювання водо-водяного охолоджувача

У системі використовується один ВВО. Відповідно до схеми взаємного потоку теплоносіїв, його конструкцію можна виконати за різними варіантами, наведеними на рис. 3.6. Остаточний вибір залежить від процесу оптимі-

зації як системи охолодження, так і конструкції ВВО, при цьому запропонована схема повністю відповідає розрахунковій конструкції.

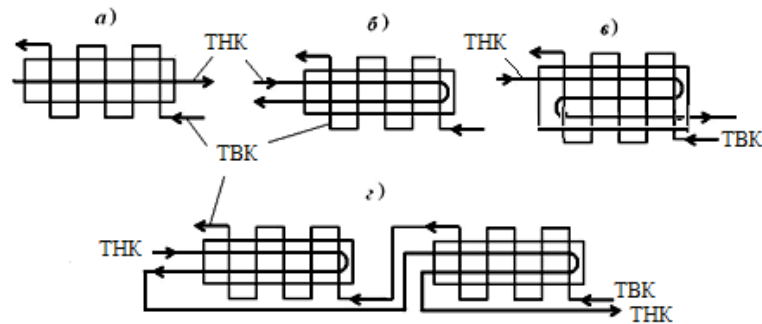


Рис. 3.6. Схеми взаємної течії теплоносіїв, можливі для ВВО: а) – багаторазовий перехресний ток при загальній протитечії; б) – однократний реверсивний ток; в) – однократний реверсивний ток; з) – двократний реверсивний ток

Термодинамічно реверсивний ток є ідентичним для схем б та в, хоча в схемі б ТНК проходить через пучок двічі, а в схемі в – тричі. Для обох варіантів його розглядають як однократний реверсивний ток. Якщо ж теплообмінник спроектовано за схемою з, його термодинамічна ефективність підвищується, і його вже класифікують як двократний реверсивний ток при загальній протитечії теплоносіїв. Конструктивно такий теплообмінник може бути реалізований в одному корпусі або розділений на два чи навіть більше корпусів.

Під час розрахунків системи для досягнення точки оптимуму визначено параметри ВВО, які наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Розрахункові значення параметрів ВВО

№ з/п	Параметр, од. виміру	Позначення	Значення
Параметри ВВО та теплоносіїв			
1.	Витрата прісної води, кг/с	G_w	64,93
2.	Температура прісної води на вході, °С	t_{w1}	70,6
3.	Тиск прісної води на вході, кПа	p_{w1}	200
4.	Температура прісної води за ВВО, °С	t_{w2}	39
5.	ККД ВВО	η	0,9130
6.	Середня швидкість прісної води між трубками	w_w	0,83

	ми, м/с		
7.	Швидкість прісної води у патрубку, що під- водить, м/с	$w_{\text{впід}}$	1
8.	Швидкість прісної води у патрубку, що від- водить, м/с	$w_{\text{ввід}}$	1
9.	Втрата тиску по прісній воді, кПа	ΔP_w	55,91
10.	Витрата забортної води, кг/с	G_{ww}	178
11.	Температура забортної води на вході, °С	t_{ww1}	36,1
12.	Температура забортної води на виході, °С	t_{ww2}	47,9
13.	Тиск забортної води на вході, кПа	P_{ww}	200
14.	Швидкість забортної води у трубках, м/с	w_{ww}	1,11
15.	Швидкість забортної води у патрубку, що підводить, м/с	$w_{\text{ввпід}}$	1
16.	Швидкість забортної води у відвідному пат- рубку, м/с	$w_{\text{ввот}}$	1
17.	Солоність забортної води, %	Π	10
18.	Втрата тиску по забортній воді, кПа	ΔP_{ww}	52,4
19.	Коефіцієнт опору забруднень, м ² ·К/Вт	R_{Σ}	0,0004
20.	Коефіцієнт використання маси пучка труб, Вт/(кг·К)	k_g	175,7
21.	Кількість теплоти, переданої у ВВО, кВт	Q	8592,4
22.	Схема взаємної течії теплоносіїв	Схема	4
23.	Число ходів по прісній воді, шт.	b_w	16
24.	Число ходів по забортній воді, шт.	b_{ww}	3
25.	Число протитечійних реверсивних елемен- тів, шт.	b_p	4
Параметри трубки та трубної решітки			
26.	Несучий діаметр трубки, мм	d_0	12,0
27.	Внутрішній діаметр трубки, мм	d_w	10,0
28.	Шаг між трубками, перпендикулярний руху води, мм	S_1	16,0
29.	Шаг між трубками по глибині, мм	S_2	13,9
30.	Відстояння центрального ряду від осьової лінії, м	$S_{\text{ц}}$	6,9
31.	Відстань між рядами труб, мм	$S_{\text{п}}$	1,9
32.	Зазор між трубою та діафрагмою на сторо- ну, мм	δ_d	0,1
33.	Відносна висота вирізу діафрагми на діамет- рі D_0	$h_{\text{со}}$	0,175
34.	Відносна величина відстані між діафрагмами	k_D	0,18
35.	Товщина діафрагми, мм	S_d	6,0
36.	Максимальне число труб у поперечному ря-	Z_d	83

	ді, шт.		
37.	Можливе число труб у вирізі сегмента, шт.	Z_{cv}	704
38.	Наявність труб у вирізі	так/ні	ні
39.	Число поперечних рядів труб у відсіку, шт.	Z_2	62
40.	Загальне число труб у пучку, шт.	$Z_{дійсн}$	4692
41.	Число труб в пучку між вирізами діафрагм, шт.	Z	4692
42.	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o , град	φ_{ao}	98,8
43.	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t , град	φ_{at}	99,8
44.	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o , мм	H_{co}	231
45.	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t , мм	H_{ct}	238
46.	Діаметр кола, описаного навколо пучка, мм	D_o	1324
47.	Глибина одного відсіку по ходу води, мм	$L_{п}$	859
48.	Загальна кількість діафрагм	$Z_{дф}$	15
49.	Відстань між діафрагмами, мм	L_1	238
50.	Довжина трубок у відсіку, де підводять воду, мм	L_2	238
51.	Довжина трубок у відсіку, де відводять воду, мм	L_3	238
52.	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами, мм	L_t^*	3903
53.	Внутрішній діаметр кожуху, мм	D_t	1337
54.	Внутрішній діаметр патрубка для підведення прісної води, мм	$D_{под}$	290
55.	Внутрішній діаметр патрубка для відведення прісної води, мм	$D_{от}$	290
56.	Внутрішній діаметр патрубка для підведення забортної води, мм	$D_{под}$	476
57.	Внутрішній діаметр патрубка для відведення забортної води, мм	$D_{от}$	476
58.	Маса пучка труб, кг	$M_{п}$	5263,1
59.	Повна площа поверхні теплообміну, m^2	F	690,4

* Надається для всього теплообмінника: при $bp = 4$ довжина одного елемента дорівнює $L_t/4$.

** Число 4 – умовне позначення для схеми однократного реверсивного току.

У цьому прикладі ВВО поділено на чотири секції, кожна з яких працює в протитечійній конфігурації до потоку ТНК. Завдяки такому рішення забезпечується чотириразовий реверсивний потік за умови загальної протитечії теплоносіїв. При цьому кожна секція діє як окремий теплообмінник.

Отже, для системи з одним ВВО в оптимальній точці пропонується саме 4-секційний теплообмінник з внутрішнім діаметром корпусу $D_T = 1,337$ м. Довжина трубок в одній секції становить $3,903/4 = 976$ мм, а сумарна маса пучків для всіх чотирьох секцій дорівнює 5,263 тони.

3.3 Інші теплообмінні апарати системи охолодження

У точці оптимуму система з одним ВВО передбачає використання інших теплообмінників, основні характеристики яких наведено в табл.3.2.

Таблиця 3.2. Основні параметри теплообмінників у системі з одним ВВО

№ з/п	Назва теплообмінника	Параметри	Розмірність	Значення
ОНП (охолоджувач наддувного повітря)				
1.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	—	3
2.	Число паралельно працюючих ОНП	Z	—	1
3.	Число термодинамічних ходів по воді	b_{WT}	—	5
4.	Число гідравлічних ходів по воді	b_{WT}	—	1
5.	Коефіцієнт використання маси пучка	k_{gHB}	Вт/кг·К	218,1
6.	ККД ОНП	η_{HB}		0,912
7.	Опір за наддувним повітрям	Δp_{HB}	кПа	142,4
8.	Опір по воді	Δp_{WHB}	кПа	24,6
9.	Відношення енергоємностей на ОНП	S_{HB}	—	0,364
10.	Маса 1 пучка ОНП	M_{HB}	кг	397,6
11.	Довжина по ходу повітря	L	мм	430
12.	Ширина пучка	B	мм	896
13.	Висота пучка	H	мм	879
МО (охолоджувач масла головного двигуна)				
14.	Довжина МО	L_T	мм	2920
15.	Внутрішній діаметр кожуха МО	D_T	мм	339
16.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	—	4
17.	Число ходів по маслу	b_M	—	12

18.	Число ходів по прісній воді	b_w	—	3
19.	Число протитічних реверсивних елементів	b_p	—	4
20.	Коефіцієнт використання маси пучка	k_{gMO}	Вт/кг·К	52,7
21.	ККД МО	η_{MO}	—	0,581
22.	Загальний опір по маслу всіх блоків МО	Δp_M	кПа	213,6
23.	Загальний опір по воді всіх блоків МО	Δp_{wM}	кПа	33,13
24.	Відношення енергоємностей на МО	S_M	—	0,958
25.	Маса пучка всіх блоків МО	M_{MO}	кг	2746,6
Г (охолоджувач гідравлічної рідини головного двигуна)				
26.	Довжина охолоджувача	L_T	мм	1671
27.	Внутрішній діаметр	D_T	мм	265
28.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	—	4
29.	Число ходів по маслу	b_T	—	31
30.	Число ходів прісною водою	b_w	—	3
31.	Число протитічних реверсивних елементів	b_p	—	4
32.	Коефіцієнт використання маси пучка	k_{gT}	Вт/кг·К	47,2
33.	ККД Г	η_T	—	0,501
34.	Загальний опір по маслу	Δp_T	кПа	173,1
35.	Загальний опір по воді	Δp_{wT}	кПа	34,2
36.	Відношення енергоємностей на Г	S_T	—	0,756
37.	Маса пучка Г	M_T	кг	139,2

3.4 Висновок до розділу

У розділі наведено проєкт і конструктивні особливості водо-водяного охолоджувача для схеми з одним теплообмінником води. Зокрема, розглянуто типову кожухотрубну конструкцію, описано принцип її роботи та особливості розташування патрубків, трубних дощок і сегментних діафрагм. Проаналізовано різні схеми взаємного протікання теплоносіїв у межах одного корпусу чи кількох корпусів, що дає можливість досягти різної кількості реверсивних ходів.

Особливу увагу приділено проєктуванню та оптимізації конструкції ВВО:

- Поділ теплообмінника на чотири секції забезпечує чотириразовий реверсивний потік при загальній протитечії теплоносіїв, завдяки чому підвищується термодинамічна ефективність.

- Кожна секція, фактично, функціонує як окремий теплообмінник, що полегшує регулювання та обслуговування.

- У результаті розрахунків для оптимальної точки системи з одним ВВО обрано 4-секційний теплообмінник, у якого діаметр корпусу $D_t = 1,337$ м, довжина трубок 0,976 м і сумарна маса пучків 5,263 т.

Крім того, у межах тієї ж оптимальної схеми системи охолодження з одним ВВО передбачено використання низки інших теплообмінників із визначеними технічними параметрами (табл. 3.2). Усе це в комплексі дає змогу забезпечити ефективне охолодження, оптимальний розподіл теплоносіїв та надійну роботу системи.

					КРМ.142.6221м.11.03.ПЗ.	Лист
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

Вдосконалення системи охолодження за рахунок збільшення кількості водо-водяних охолоджувачів

4.1 Загальні відомості

Для підвищення ефективності системи охолодження передбачається збільшити кількість водо-водяних охолоджувачів (ВВО). Це потребує внесення певних коректив у схему, втім вона залишиться маловитратною й збереже той самий принцип дії, що й у варіанті з одним ВВО. Основна відмінність полягатиме в тому, що кожен новий охолоджувач переважно призначатиметься для охолодження рідини після окремих теплоджерел. Додаткові зміни будуть зумовлені встановленням додаткових вузлів розсіювання тепла. При цьому важливо забезпечити такий розподіл теплових потоків, щоб кожен ВВО, наскільки можливо, працював із приблизно рівним тепловим навантаженням.

4.2 Можливі варіанти схем із збільшеною кількістю ВВО

Варіант системи охолодження з двома ВВО наведено на рис. 4.1, а приклад схеми з трьома ВВО показано на рис. 4.2.

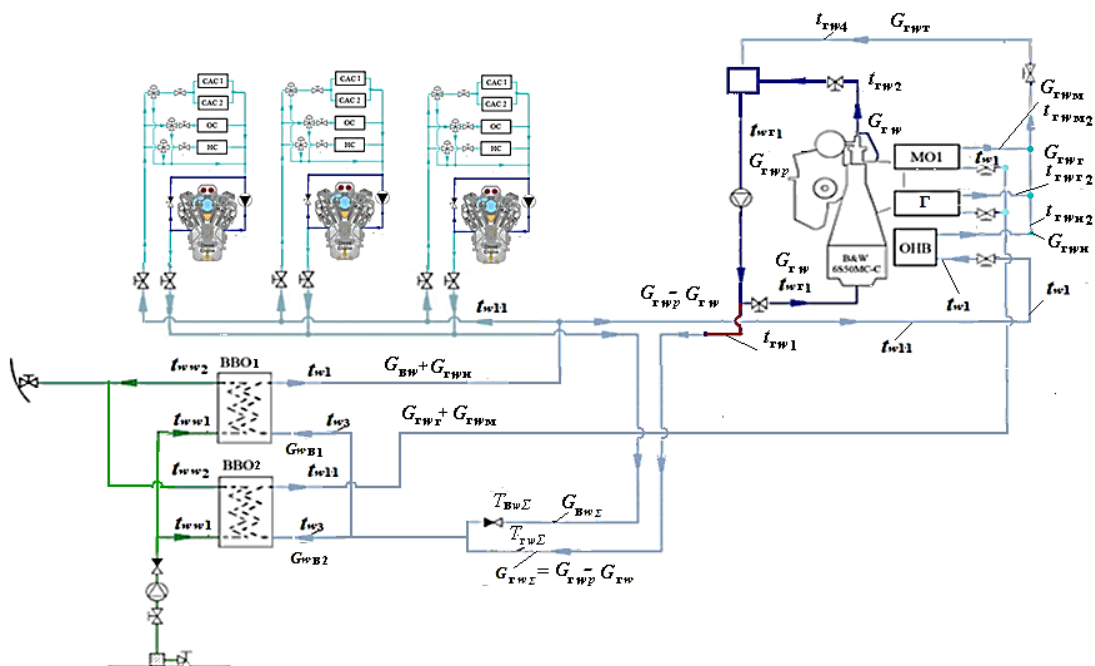


Рис. 4.1. Система охолодження з двома ВВО: в ОНП та ГД охолоджений ТВК надходить із ВВО1; в МО і Г охолоджений ТВК надходить із ВВО2

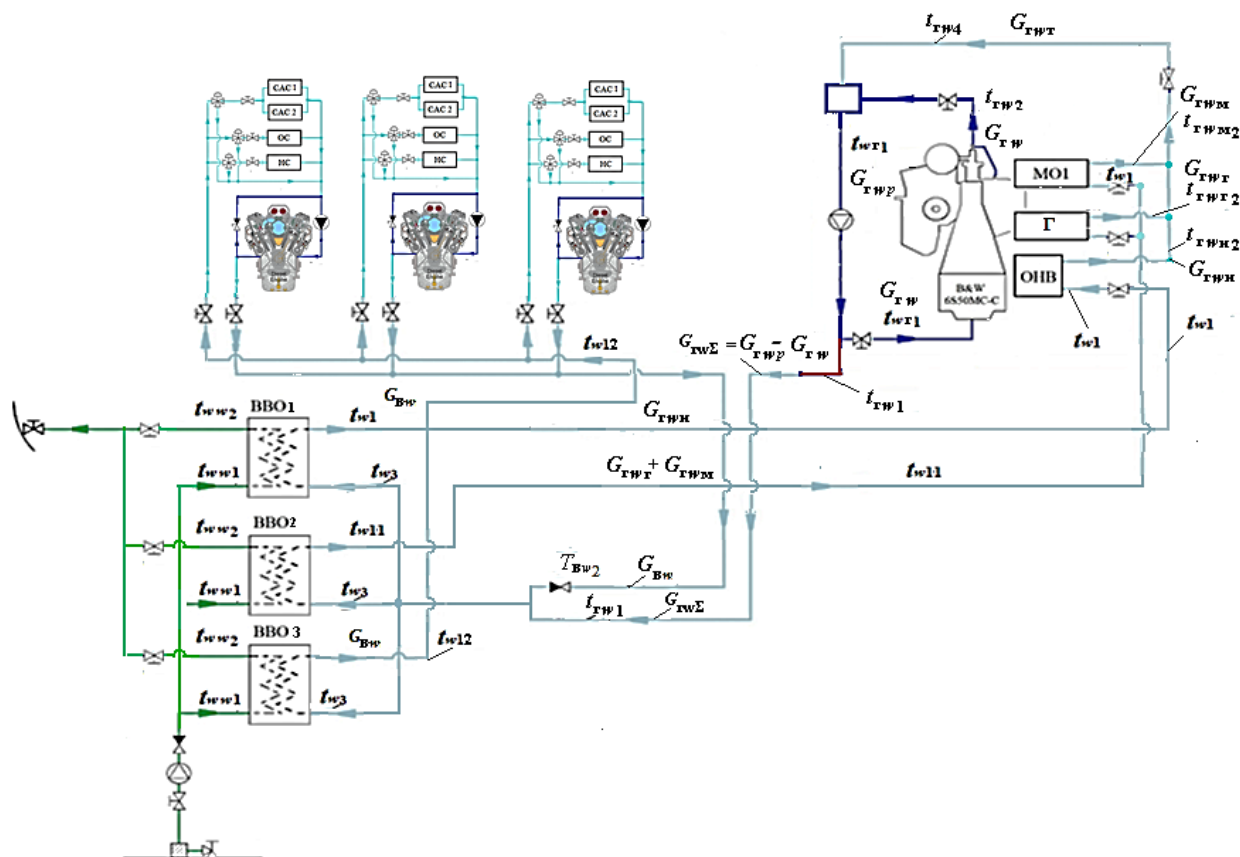


Рис. 4.2. Система охолодження з трьома ВВО: в ОНП охолоджений ТВК надходить із ВВО1; в МО і Г охолоджений ТВК надходить із ВВО2, в ГД охолоджений ТВК надходить із ВВО3

За результатами розрахунків, схема з двома ВВО виявилася проміжною. Натомість варіант із трьома ВВО може стати найоптимальнішим, тому надалі доцільно зосередити увагу саме на дослідженні системи з трьома ВВО.

4.3 Дослідження системи охолодження із трьома ВВО

На підставі розрахунків системи з чотирма ВВО отримано залежності, подібні до тих, що наведено для системи з одним ВВО. Ці залежності будувалися та аналізувалися неодноразово, з урахуванням параметрів, отриманих при локальних мінімумах M_{Σ} для кожної окремої залежності (за фіксованих інших параметрів). Такий поетапний підхід дав змогу поступово наближати-

ся до потенційного глобального мінімуму M_{Σ} , ураховуючи всі змінні, що підлягають варіюванню. Пошук оптимуму здійснювався методом «спуску за координатою».

Задля скорочення обсягу роботи, таблиці, що лягли в основу побудови вказаних залежностей, тут не наводяться: вони ідентичні за структурою до тих, які були використані під час аналізу системи з одним ВВО. Нижче подано самі залежності, отримані у ході цих розрахунків.

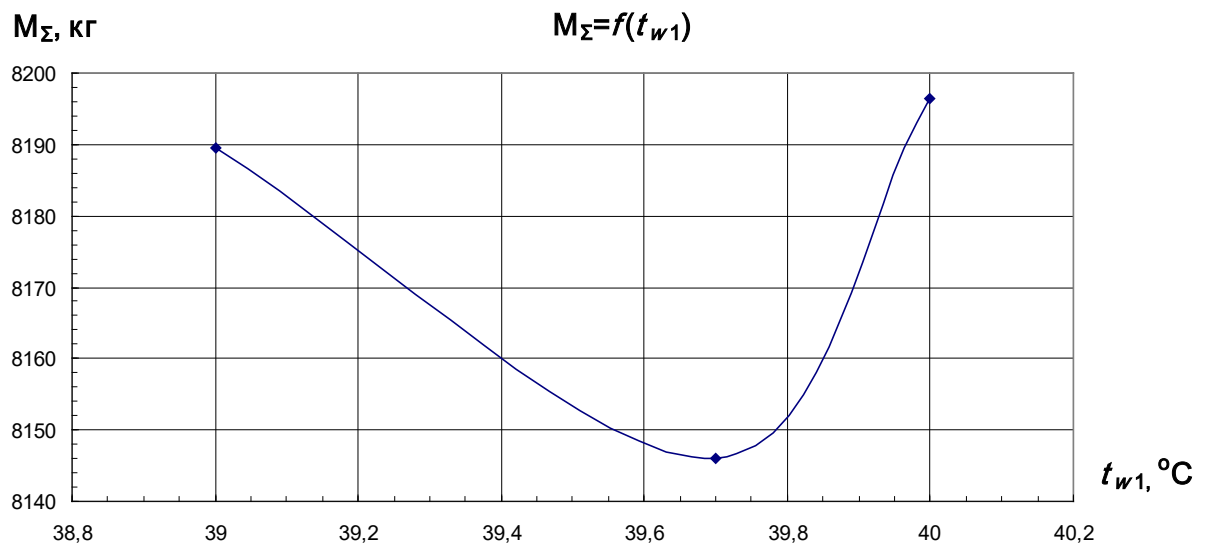


Рис. 4.3. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО1, t_{w1} , при $t_{w11} = 37,3 ^\circ\text{C}$ та $t_{w12} = 55,2 ^\circ\text{C}$; $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

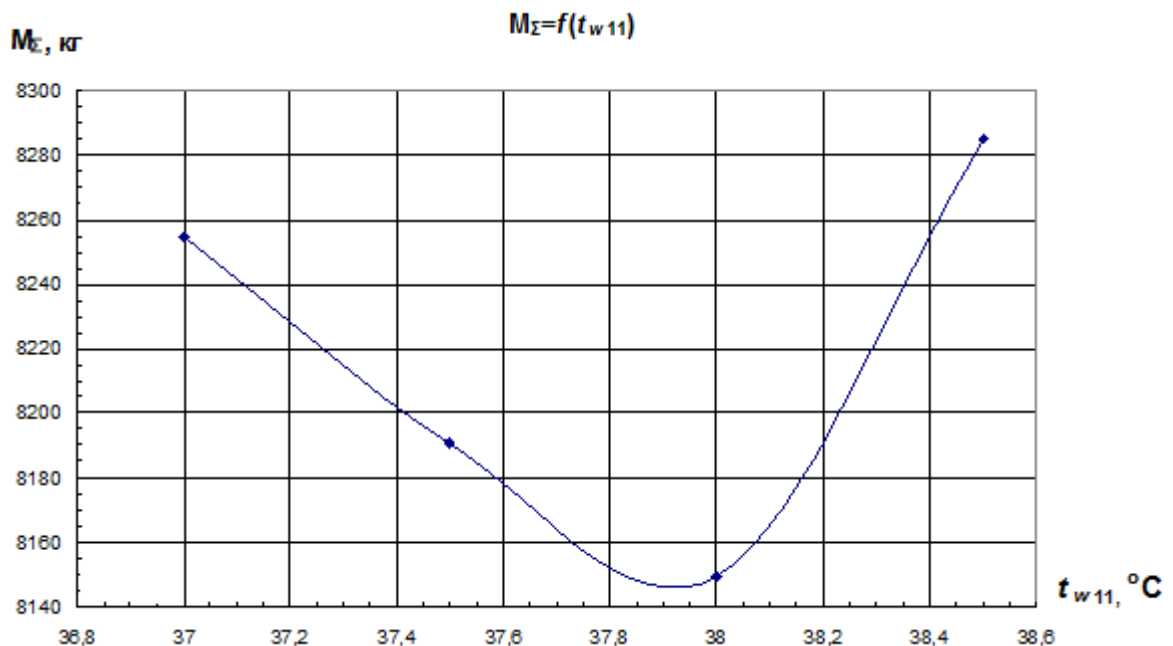


Рис. 4.4. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО2, t_{w11} , при; $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$;
 $t_{w12} = 55,2^{\circ}\text{C}$, $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

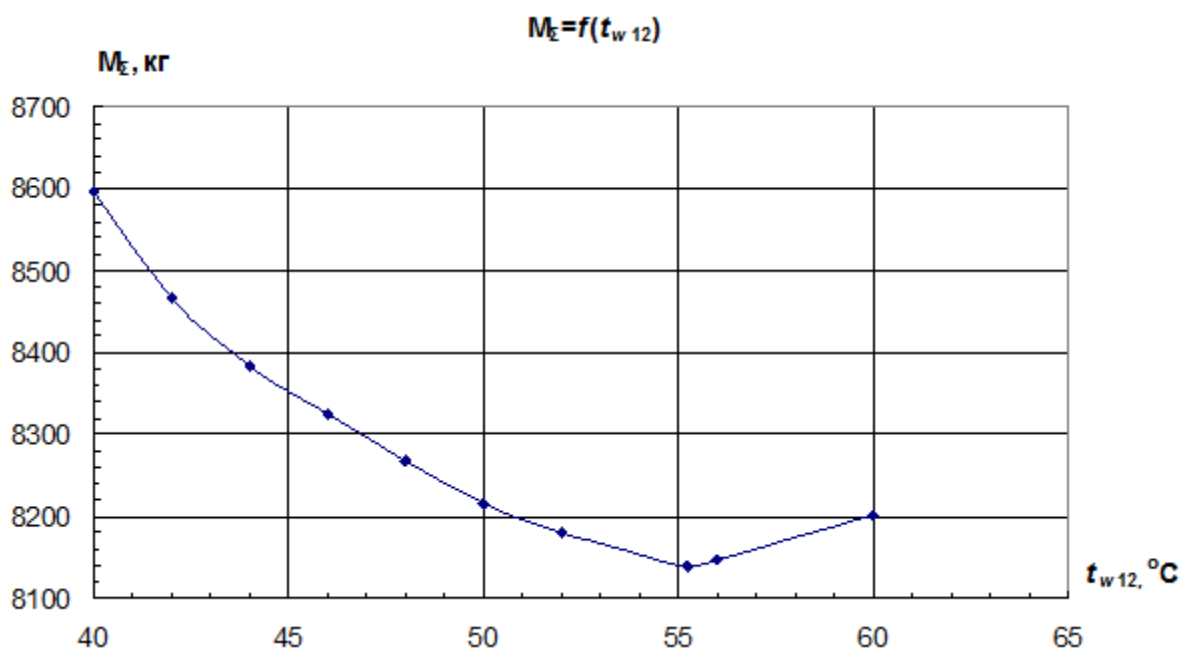


Рис. 4.5. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО3, t_{w12} , при; $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$;
 $t_{w12} = 37,3^{\circ}\text{C}$, $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

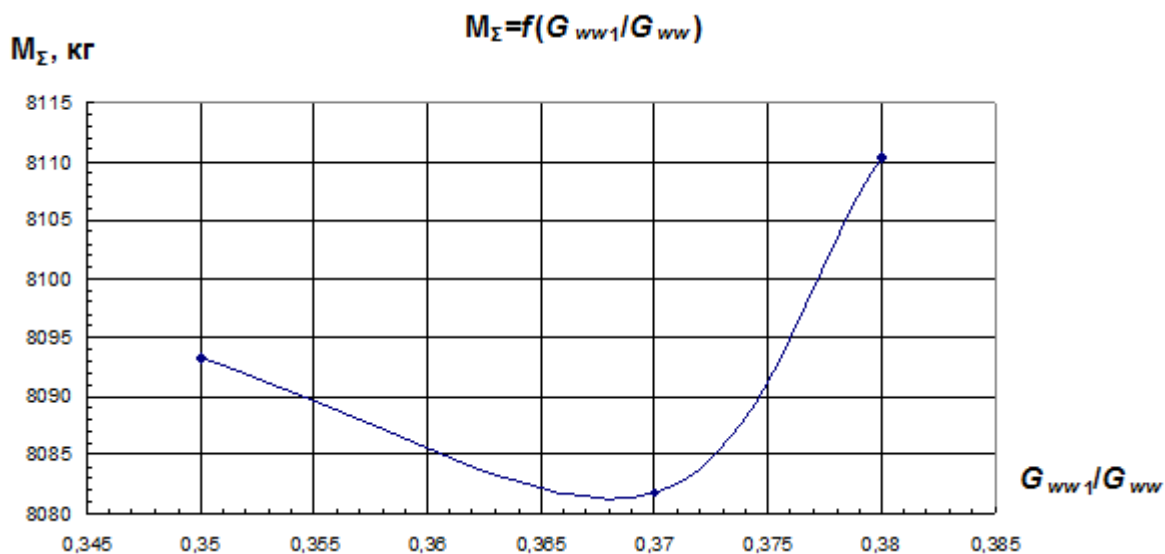


Рис. 4.6. Залежність M_{Σ} від співвідношення G_{ww1}/G_{ww} (витрата заборотної води через ВВО1 до витрати заборотної води через насос); при: $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$; $t_{w11} = 38^{\circ}\text{C}$; $t_{w12} = 55,2^{\circ}\text{C}$, $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

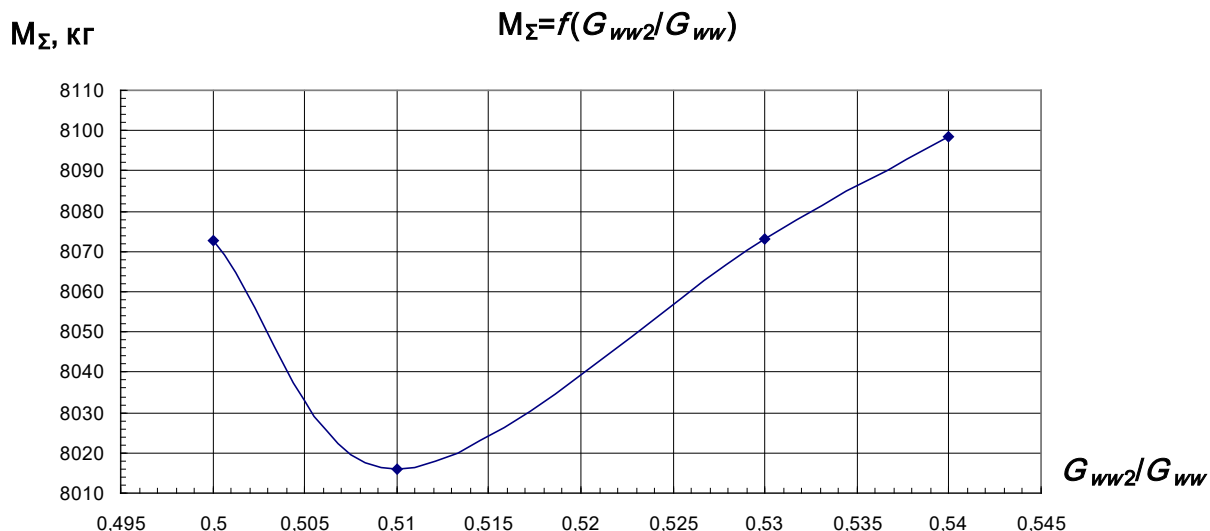


Рис. 4.7. Залежність M_{Σ} від співвідношення G_{ww2}/G_{ww} (витрата заборотної води через ВВО2 до витрати заборотної води через насос); при: $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$;

$$t_{w11} = 38^{\circ}\text{C} ; t_{w12} = 55,2^{\circ}\text{C}, G_{ww1}/G_{ww} = 0,37$$

Варто зазначити, що наведені залежності не є остаточними. Хоча вони були отримані доволі ретельно й добре ілюструють основний підхід, після них було побудовано додаткові аналогічні залежності з урахуванням постійного коригування оптимальних температур. До того ж, пошук мінімальної маси кожухотрубних теплообмінників – процес складний: багаторазове повернення до вже розрахованих результатів кожного разу відкриває нові можливості для покращень. З огляду на обмеження в часі та складність розрахунків, кінцеві залежності наведено в спрощеному вигляді, тож для демонстрації їх тут не подано.

Утім, у результаті повторних наближень встановлено, що шуканий мінімум досягається за таких параметрів: $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$; $t_{w11} = 38^{\circ}\text{C}$; $t_{w12} = 55,3^{\circ}\text{C}$; $G_{ww1}/G_{ww} = 0,38$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$. При цьому сумарна маса M_{Σ} становить приблизно 7,808 тон, що трохи менше, ніж значення, отримані з попередніх залежностей.

Наведені залежності слугують базою для визначення оптимальних параметрів системи охолодження, зокрема, вони дають можливість раціонально розподілити витрати теплоносіїв по окремих гілках. Параметри, за яких дося-

гнуто найменшу сумарну масу серцевин, у подальшому використовуються для розрахунку всіх конструктивних характеристик теплообмінників.

Отже, перехід до схем із більшою кількістю ВВО підтвердив можливість зменшення загальної маси серцевин теплообмінників у системі. Цього вдається досягти завдяки формуванню більш незалежних, ніж у варіанті з одним ВВО, ланцюгів між джерелами тепла та елементами розсіювання, а також раціональному розподілу витрат ТВК у кожному з них.

4.4 Порівняння схем систем охолодження

Для детального порівняння різних варіантів систем було складено таблиці 4.1 та 4.2. У таблиці 4.1 наведено всі ключові параметри обох систем і їхніх охолоджувачів, а в таблиці 4.2 — лише маси теплообмінників та витрати насосів, оскільки саме вони суттєво відрізняються.

У результаті для системи з трьома ВВО досягнуто мінімальної сумарної маси серцевин M_{Σ} на рівні 7,808 тони. Порівняно із системою, де використовується тільки один ВВО, загальна маса серцевин теплообмінників зменшилася приблизно на 0,7 тони. При цьому в системі з трьома ВВО можна застосовувати один насос ТВК, а сумарна продуктивність насосів ТВК знизилась із 76,6 кг/с (53,6 + 23) до 67,4 кг/с.

За даними таблиці 4.1, у системі з трьома ВВО:

- маса серцевин ВВО скоротилася з 4,703 до 4,240 тони,
- маса серцевин МО зменшилася з 2,888 до 2,460 тони,
- маса серцевин ОНП зросла на 0,201 тони.

Загальний вигреш у масі серцевин становить 0,688 тони, тобто понад 8 %.

Таблиця 4.1. Розрахункові значення параметрів двох систем охолодження:
стовпець 3 – з трьома ВВО, 4 – з одним ВВО

Позначення	Розмірність	Значення		Найменування
1	2	3	4	5
$G_{Гвр}$	кг/с	67,4		Витрата насосу ТВК для схеми зі трьома ВВО (схема б)
G_{WOB}	кг/с		53,6	Витрата насосу ТВК через ВВО в схемі із одним ВВО (схема а)
$G_{Гв}$	кг/с		23	Продуктивність насоса ТВК через ГД в схемі а
$G_{Гв\Sigma}$	кг/с	44,4	48,1	Витрата ТВК від ГД на ВВО
$G_{ГвМ}$	кг/с	24,7	25,0	Витрата ТВК через МО
$G_{ГвГ}$	кг/с	1,24	1,2	Витрата ТВК через Г
$G_{ГвН}$	кг/с	18,3	18,0	Витрата ТВК через ОНВ
$G_{ГвТ}$	кг/с	44,4	44,4	Витрата ТВК через все теплообмінники
G_{WB1}	кг/с	18,4	53,6	Витрата ТВК через ВВО1
G_{ww1}	кг/с	65,8		Витрата заборотної води через ВВО1
G_{ww2}/G_{ww}		0,35		Відношення розходу заб. води через ВВО1 до розходу заб. води через насос
G_{WB2}	кг/с	26,04		Витрата ТВК через ВВО2
G_{ww2}	кг/с	90,77		Витрата заборотної води через ВВО2
G_{ww2}/G_{ww}		0,5		Відношення розходів заб. води через ВВО2 до розходу заб. води через насос
G_{WB3}	кг/с	13,03		Витрата ТВК через ВВО3
G_{ww3}	кг/с	21,35		Витрата заборотної води через ВВО3
G_{ww}	кг/с	178	178	Витрата заборотної води через ВВО
Z	шт.	1	1	Число ОНП ГД
Z_B	шт.	3	3	Число ДГ
T_0	°C	45	45	Температура повітря перед компресором
P_0	кПа	100	100	Тиск повітря перед компресором
P_1	кПа	350	350	Тиск повітря після компресору
T_{ww1}	°C	36	36	Температура заборотної води перед ВВО
T_{ww2}	°C	48,66		Температура заборотної води за ВВО1
T_{ww22}	°C	93,4		Температура заборотної води за ВВО2
T_{ww23}	°C	53,7		Температура заборотної води за ВВО3
T_{ww2}	°C		53,6	Температура заборотної води за ВВО (для одного ВВО)
T_o	°C	45	45	Температура повітря перед компресором
$T_l (T_k)$	°C	214	214	Температура повітря за компресором
$T_2 (T_s)$	°C	41	41	Температура повітря за ОНВ

$T_{гw1}$	°C	80	80	Температура повітря перед дизелем
$T_{гw2}$	°C	95	95	Температура води за головним двигуном
T_{bw2}	°C	95	95	Температура води за ДГ
T_{w1}	°C	39,6	38,0	Температура води за ВВО1 (за ВВО для одного ВВО)
T_{w11}	°C	38		Температура води за ВВО2
T_{w12}	°C	55,1		Температура води за ВВО3
$T_{гwh2}$	°C	98	98	Температура води за ОНВ
$T_{гwt2}$	°C	45,5	46	Температура води за Г
$T_{гwm2}$	°C	45,5	46	Температура води да після МО
$T_{гw4}$	°C	68,77	68,5	Температура води після усіх теплообмінників
$T_{м1}$	°C	51,0	51,0	Масло на виході з ГД та на вході в МО
$T_{м2}$	°C	43,7	43,7	Масло за МО
$T_{г1}$	°C	51	51	Температура гідравлічного масла перед Г
$T_{г2}$	°C	46,7	46,7	Температура гідравлічного масла після Г
T_{w3}	°C	83,3	78,2	Температура води перед всіма ВВО
$T_{гw1}$	°C	80	74,8	Температура у гілці ГД перед ВВО
T_{bw2}	°C	95	95	Температура у гілці ДГ перед ВВО
ОНП (Охолоджувач наддувного повітря)				
<i>схема</i>		3	3	Умовний індекс схеми
<i>Z</i>		1	1	Число паралельно працюючих ОНП
b_{wt}		6	7	Число термодинамічних ходів по воді
b_{wt}		1	1	Число гідравлічних ходів по воді
k_{ghb}	Вт/кг·К	185,5	195,0	Коефіцієнт використання маси пучка
η_{hb}		0,992	0,984	ККД ОНП
Δp_{hb}	мм.в.ст.	128,5	140,8	Опір по повітрю
Δp_{whb}	кПа	48,3	40,0	Опір по воді
S_{hb}		0,336	0,341	Відношення енерговмістів потоків на ОНП
M_{hb}	кг	999,5	798,3	Маса 1 пучка ОНП
ВВО1 (Водяной охолоджувач ТВК №1)				
<i>схема</i>		1		Умовний індекс схеми
b_w		40		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		1		Число ходів по забортній воді
b_p		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{gb}	Вт/кг·К	182,2		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{b1}		0,921		ККД ВВО
Δp_{wb}	кПа	56,3		Опір по ТВК
Δp_{wwb}	кПа	51,1		Опір по забортній воді

S_{B1}		0,291		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,52		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B1}	кг	1335,7		Маса пучка ВВО
ВВО2 (Водяной охладжувач ТВК №2)				
<i>схема</i>		4		Умовний індекс схеми
b_w		25		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		3		Число ходів по забортній воді
b_p		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{gB}	Вт/кг·К	180,4		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{B2}		0,957		ККД ВВО
Δp_{WB}	кПа	46,1		Опір по ТВК
Δp_{WWB}	кПа	60,1		Опір по забортній воді
S_{B2}		0,297		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,174		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B2}	кг	2576,7		Маса пучка ВВО
ВВО3 (Водяной охладжувач ТВК №3)				
<i>схема</i>				Умовний індекс схеми
b_w		2		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		2		Число ходів по забортній воді
b_p		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{gB}		197,3		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{B2}		0,957		ККД ВВО
Δp_{WB}		47,7		Опір по ТВК
Δp_{WWB}		51,2		Опір по забортній воді
S_{B3}		0,634		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,53		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B3}		328,1		Маса пучка ВВО
МО (Охладжувач масла)				
<i>схема</i>		4	4	Умовний індекс схеми
b_M		22	16	Число ходів по маслу
b_w		4	4	Число ходів по воді
b_p		4	4	Число протиточних реверсивних елементів
k_{gMO}	Вт/кг·К	58,44	54,4	Коефіцієнт використання маси пучка
η_{MO}		0,57	0,61	ККД МО
Δp_M	кПа	203,2	230,5	Опір по маслу
Δp_{WM}	кПа	57,5	58,2	Опір по забортній воді

S_M		0,946	0,961	Відношення енерговмістів потоків на МО
k_D		0,11	0,14	Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{MO}	кг	2460,2	2888,2	Маса пучка МО
Г (Охолоджувач гідравлічної рідини)				
<i>схема</i>		4	4	Умовний індекс схеми
b_Γ		17	23	Число ходів по рідині
b_w		4	5	Число ходів по воді
b_p		2	2	Число протитічних реверсивних елементів
$k_{g\Gamma}$	Вт/кг·К	54,3	59,8	Коефіцієнт використання маси пучка
η_Γ		0,584	0,601	ККД Г
Δp_Γ	кПа	138,1	161,8	Опір по рідині
$\Delta p_{w\Gamma}$	кПа	27,1	54,7	Опір по воді
S_Γ		0,547	0,553	Відношення енерговмістів потоків на Г
k_D		0,38	0,31	Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_Γ	кг	106,4	106,1	Маса пучка Г
η_o		0,971	0,971	ККД системи по охолодженню повітря
M_Σ	кг	7808,4	8496,2	Загальна маса системи

Таблиця 4.2. Аналіз результатів

Позначення	Розмірність	Три ВВО	Один ВВО
ВВО	кг	4240,5	4703
МО	кг	2460,2	2888,2
Г	кг	106,4	106,1
ОНП	кг	999,5	798,3
$G_{гвр}$	кг/с	67,4	
$G_{вов}$	кг/с		53,6
$G_{гв}$	кг/с		23
G_{ww}	кг/с	178	178

4.5 Висновок з дослідження систем охолодження

Проведені розрахунки й аналіз показали, що перехід до системи з трьома водо-водяними охолоджувачами за умови раціонального розподілу витрат теплоносіїв по гілках може призвести до суттєвого зменшення сумарної маси серцевин теплообмінників порівняно із системою, де використовується лише один ВВО. Це, своєю чергою, дає змогу знизити як початкову ва-

ртість, так і подальші експлуатаційні витрати, оскільки зменшується кількість насосів, а разом із нею й енергоспоживання на перекачування ТВК.

Таким чином, виробник отримує ширші можливості для вибору найбільш економічно вигідного варіанта: можна варіювати конструктивну схему і при цьому отримувати вигоду від зменшення маси серцевин теплообмінників. Це особливо важливо в умовах, коли оптимальне поєднання ефективності охолодження та витрат на реалізацію й обслуговування системи є пріоритетним завданням.

					КРМ.142.6221м.11.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

РОЗДІЛ 5

Техніка безпеки при обслуговування системи охолодження суднової енергетичної установки

5.1 Основні вимоги та заходи з експлуатації систем охолодження

Безпечна експлуатація системи охолодження суднової енергетичної установки є одним із ключових завдань у забезпеченні надійної та безаварійної роботи судна. Порушення правил техніки безпеки може спричинити травмування персоналу, пошкодження обладнання чи виникнення надзвичайних ситуацій. Система охолодження містить ряд елементів, що працюють під тиском, із високими температурами та в умовах взаємодії з різними робочими середовищами. Тому до робіт з обслуговування та ремонту допускаються лише фахівці, які пройшли відповідне навчання і мають належну кваліфікацію. Екіпаж судна та обслуговуючий персонал повинні регулярно проходити інструктаж із техніки безпеки, вивчати правила експлуатації системи охолодження та мати навички оперативного реагування на можливі відхилення в роботі обладнання.

Перед початком обслуговування чи ремонту окремих компонентів слід відключити системи живлення, зафіксувати запірну арматуру в безпечному положенні та позначити місця проведення робіт попереджувальними знаками. Усі дії мають виконуватися згідно з інструкціями виробника обладнання й технологічними картами, передбаченими регламентом експлуатації суднових енергетичних установок. Особливу увагу слід звертати на роботу з гарячими рідинами, парами та поверхнями, дотик до яких може стати причиною опіків чи травм. Персонал має бути забезпечений засобами індивідуального захисту, серед яких тепло- та хімічностійкі рукавиці, захисні окуляри, спеціальний одяг і взуття.

Під час запуску й зупинки системи охолодження важливо стежити за показниками манометрів, термометрів та інших контрольно-вимірювальних приладів. У разі відхилень від номінальних параметрів (температури, тиску,

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

витрат тощо) слід негайно вжити заходів для їх усунення, дотримуючись за-тверджених інструкцій. Заборонено під час роботи системи охолодження проводити несанкціоновані відкриття люків, фланців, кришок теплообмінників та інших елементів, де може бути присутній тиск. Усе обладнання необхідно регулярно перевіряти на герметичність і відсутність несправностей. У разі виявлення дефектів устаткування чи витоків рідин необхідно зупинити роботу системи (за погодженням із командним складом), зафіксувати проблему та провести ремонт згідно з приписами суднового класу й виробника.

Персонал, який працює у безпосередній близькості до системи охолодження, має вживати заходів для уникнення перегріву, отруєнь хімічними реагентами (якщо вони застосовуються в охолоджувальних рідинах), а також захищатися від можливих травм і нещасних випадків. Для цього повинна бути організована система вентиляції машинного відділення з метою забезпечення належного повітрообміну та зниження концентрації парів у разі витоків. Усі процедури мають виконуватись із дотриманням правил охорони праці, протипожежної безпеки та екологічних нормативів, зокрема збору й утилізації використаних охолоджувальних рідин.

Дотримання цих вимог та заходів при експлуатації системи охолодження гарантує безпечну й ефективну роботу обладнання, зводить до мінімуму ризик аварійних ситуацій, захищає здоров'я персоналу та забезпечує належну надійність суднової енергетичної установки.

5.2 Контроль параметрів в системах охолодження

Одним із найважливіших аспектів безпечної та ефективної експлуатації системи охолодження є постійний контроль її робочих параметрів. Своєчасне виявлення відхилень дозволяє запобігти аварійним ситуаціям, мінімізувати зношування обладнання й забезпечити стабільність теплових процесів у судновій енергетичній установці. До основних показників, які потребують регулярного моніторингу, належать температура, тиск і витрати охолоджувальних рідин (ТВК, забортна вода тощо). Зчитування цих даних здійснюється за

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

допомогою встановлених на системі контрольно-вимірювальних приладів: манометрів, термометрів, витратомірів, а також електронних сенсорів, інтегрованих у систему автоматичного регулювання.

Надійність роботи контрольно-вимірювальних приладів суттєво впливає на безпеку експлуатації системи охолодження, тому вони повинні періодично перевірятися на точність показань та проходити державну або відомчу перевірку. У разі виявлення відхилень або несправностей прилади знімають з експлуатації для діагностики й ремонту. Стан трубопроводів, теплообмінників та насосів оцінюють як шляхом візуального огляду, так і за результатами аналізу отриманих даних вимірювань. При підозрі на витіки, забруднення чи інші несправності проводять позапланову перевірку та, у разі необхідності, ремонт або заміну несправних вузлів.

Контроль температур забезпечує оптимальні умови роботи теплообмінного обладнання та допомагає запобігти перегріву чи надмірному охолодженню механізмів. Недотримання встановленого температурного режиму може призвести до зниження ефективності теплопередачі, корозії матеріалів та підвищеного зношування деталей. Не менш важливо стежити за тиском у трубопроводах системи охолодження: надмірний тиск може призвести до розриву труб або пошкодження арматури, у той час як знижений тиск сигналізує про можливі витіки або несправності насосної групи. Слід також аналізувати пропорційність витрат охолоджувальної рідини відносно теплового навантаження, враховуючи зміни експлуатаційних умов.

Особливої уваги заслуговує контроль стану охолоджувальної рідини: необхідно стежити за її хімічним складом, вмістом домішок та ступенем забруднення, оскільки надмірна концентрація солей чи механічних частинок може викликати відкладення на стінках теплообмінників, збільшити корозійну активність середовища і, як наслідок, зменшити термін експлуатації обладнання. Для запобігання таким негативним явищам проводять регулярні аналізи охолоджувальних рідин і за потреби вживають заходів з очищення або заміни рідини.

Наявність ефективної автоматичної системи контролю й управління параметрами охолодження допомагає оперативно реагувати на відхилення від нормальних режимів. Ця система може включати аварійну сигналізацію та блокування, що спрацьовують у разі критичного зниження чи підвищення тиску або температури. Усі процедури з перевірки, обслуговування й калібрування вимірювальної апаратури повинні бути передбачені регламентом експлуатації суднової енергетичної установки та виконуватися в чіткій відповідності до вимог виробника обладнання й правил техніки безпеки.

Загалом, забезпечення належного контролю параметрів в системах охолодження є основою для стабільної роботи судових енергетичних установок, підвищення їхньої надійності, економічності й запобігання можливим аварійним ситуаціям.

5.3 Підготовка системи охолодження і передпусковий прогрів ГД

Перед запуском головного двигуна необхідно здійснити підготовку системи охолодження, щоб забезпечити належні умови для безпечного й ефективного його розігріву. Спочатку перевіряють стан та рівень охолоджувальної рідини в усіх ємностях і магістралях, а також переконуються у відсутності витоків чи пошкоджень трубопроводів, запірно-регулювальної арматури та фланцевих з'єднань. Якщо при огляді виявлено дефекти або сліди нещільностей, їх усувають, після чого знову контролюють герметичність і працездатність усієї системи. На цьому етапі також важливо проконтролювати чистоту та необхідний хімічний склад охолоджувальної рідини.

Під час підготовки системи охолодження виконується видалення повітря з порожнин і кишень, де воно може накопичуватися та перешкоджати нормальній циркуляції. Для цього використовують спеціальні повітровипускні пристрої або зворотні клапани, передбачені конструкцією трубопроводів. Далі проводять прогрів двигуна за допомогою циркуляції теплого теплоносія, підключаючи допоміжні системи чи нагрівальні пристрої. Такий попередній прогрів запобігає різким тепловим навантаженням і допомагає уникнути ви-

никнення конденсату, що може спричинити корозію робочих поверхонь. У процесі прогріву контролюють температуру, тиск і витрати рідини, а також роботу насоса і теплообмінників. При виявленні відхилень знижують або коригують нагрів, щоб запобігти перегріву системи та двигуна. Після досягнення необхідного температурного рівня перевіряють працездатність усіх контрольно-вимірювальних приладів і переконуються у відсутності аварійних сигналів, готуючи систему до повноцінного запуску головного двигуна.

5.4 Спостереження і технічний догляд за системою охолодження

Підтримання належного технічного стану системи охолодження суднової енергетичної установки вимагає регулярного спостереження та дотримання відповідних процедур обслуговування. У процесі експлуатації необхідно періодично перевіряти справність контрольно-вимірювальних приладів (манометрів, термометрів, витратомірів), герметичність трубопроводів, з'єднань та арматури, а також контролювати відсутність витоків охолоджувальної рідини та сторонніх шумів у роботі насосів.

Особливу увагу звертають на чистоту поверхонь теплообміну: відкладення на внутрішніх або зовнішніх стінках труб негативно впливають на теплопередачу, що може спричинити зниження ефективності охолодження та перевитрати енергоресурсів. Для запобігання надмірному забрудненню теплообмінників рекомендується проводити їх періодичне промивання або очищення згідно з регламентом виробника й вимогами класифікаційного товариства. У разі виявлення значних відкладень чи ушкоджень потрібно вжити заходів з ремонту або заміни відповідних елементів.

Технічний догляд передбачає систематичну перевірку рівня та якісних характеристик охолоджувальної рідини (ТВК, забортна вода чи інші робочі середовища), виявлення можливих змін у її хімічному складі та вмісті твердих домішок. За потреби проводять корекцію складу рідини, а також планову або позапланову її заміну. Важливо здійснювати діагностику стану фільтрів,

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

що захищають систему від потрапляння механічних частинок і сторонніх включень: при забрудненні їх своєчасно очищують або замінюють.

Під час роботи обладнання проводять профілактичні огляди насосних агрегатів, перевіряють наявність мастильних матеріалів у підшипниках, а також аналізують шум, вібрацію та нагрівання вузлів. У разі виявлення відхилень (перегрів, вібрації, підтікання, зниження продуктивності) слід вжити необхідних заходів для усунення несправностей: від регулювання або заміни ущільнювальних елементів до комплексного ремонту або заміни агрегату.

Регулярне спостереження й технічний догляд за системою охолодження дають змогу завчасно виявляти й усувати несправності, забезпечувати безпечну роботу суднової енергетичної установки та підтримувати її ефективність на високому рівні.

5.5 Видалення накипу із системи охолодження

Накип, що утворюється на поверхнях теплообміну, суттєво погіршує процес теплопередачі, підвищує гідравлічні втрати й може призвести до перевитрати палива та зниження продуктивності суднової енергетичної установки. Головною причиною появи відкладень є використання забортної чи прісної води з підвищеним умістом солей і механічних домішок, які осідають на стінках труб і теплообмінників при зміні температури або тиску. Крім того, надмірне накопичення накипу може спричинити корозійні процеси, пошкодження обладнання та передчасний вихід його з ладу.

Для ефективного видалення накипу в системі охолодження застосовують механічний або хімічний метод, а нерідко й їх комбінацію. Механічне очищення передбачає розбирання теплообмінників і трубопроводів (за необхідності), після чого виконують очищення поверхонь спеціальними скребками, йоржами чи піскоструминними установками. Цей спосіб дає змогу видалити великі відкладення, однак вимагає зупинки системи, залучення додаткової робочої сили та наявності відповідного обладнання. У разі хімічного промивання по замкненому циклу пропускають розчини кислот чи лужних ком-

позицій, які розчиняють відкладення, але при цьому можуть пошкодити металеві елементи системи, якщо не дотримуватися встановлених інструкцій. Тому важливо суворо контролювати концентрацію, температуру та тривалість такого промивання, а також нейтралізувати залишки хімічних речовин у системі до відновлення нормальної експлуатації.

Після видалення накипу слід провести повторну промивку системи чистою водою, щоб позбутися залишків очисних реагентів і фрагментів відкладень. Результатом процедур очищення має бути відновлення прохідності труб, зниження гідравлічного опору, покращення теплопередачі та довготривале забезпечення оптимальних параметрів роботи системи охолодження. Надалі рекомендується здійснювати профілактику утворення накипу, стежити за якістю циркулювальної води й регулярно перевіряти стан теплообмінних поверхонь. Це допоможе скоротити кількість вимушених зупинок і ремонтів, підвищити експлуатаційну надійність та ефективність суднової енергетичної установки.

5.6 Обробка охолоджуючої рідини

Належна обробка води, яка використовується як охолоджувальне середовище в судновій енергетичній установці, відіграє важливу роль у підтриманні надійної та довготривалої роботи системи охолодження. Основною метою обробки є запобігання утворенню накипу, зменшення корозійних процесів та обмеження мікробіологічних забруднень. Залежно від типу й джерела води (забортна чи прісна), а також конструктивних особливостей системи охолодження, застосовують різні методи фізичної й хімічної обробки.

Фізична обробка полягає у фільтруванні, де воду пропускають через механічні фільтри чи відстійники, що затримують тверді домішки, завислі частинки та більші біологічні об'єкти. Крім того, у деяких системах передбачено встановлення сепараторів або циклонних пристроїв, завдяки яким зменшується забрудненість і ризик утворення великих відкладень на поверхнях

теплообміну. Регулярний контроль стану фільтрів і своєчасна їх заміна чи очищення є важливими складовими належної експлуатації.

Хімічна обробка спрямована на регулювання кислотно-лужного балансу (рН), зниження твердості води, а також захист металевих елементів від корозії. Для цього можуть використовуватися різноманітні реагенти: інгібітори корозії, антикорозійні присадки, антинакипні препарати й біоциди. Підбір складу, концентрації й способу введення цих речовин залежить від робочих параметрів і матеріалів обладнання (вид металу, допустимі температури та тиски). Контроль ефективності хімічної обробки здійснюється шляхом аналізу проб води на показники жорсткості, вміст розчинених солей та мікроорганізмів, а також за результатами вимірювання швидкості корозії методом спеціальних корозиметрів або порівняння маси контрольних зразків.

Застосування якісної обробки охолоджувальної води дає змогу мінімізувати утворення накипу, уповільнити процеси корозії й збільшити термін експлуатації теплообмінників, трубопроводів та інших елементів системи. Завдяки цьому зменшуються експлуатаційні витрати на очищення та ремонт, підвищується загальна ефективність роботи суднової енергетичної установки і забезпечується надійність охолодження в широкому діапазоні експлуатаційних умов.

5.7 Перевірка системи і аналізу води в експлуатації

У процесі експлуатації системи охолодження суднової енергетичної установки надзвичайно важливо проводити регулярні перевірки її технічного стану та аналіз охолоджувальної рідини, щоб своєчасно виявляти можливі відхилення від нормативних значень і запобігати розвитку несправностей. Перевірку доцільно здійснювати як у рамках планових регламентних робіт, так і в разі виникнення ознак нестабільної або неефективної роботи обладнання (зниження або підвищення тиску, температури, поява вібрації тощо).

Збирання зразків води проводять у визначених контрольних точках системи (перед і після теплообмінників, у магістральних трубопроводах, на

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вході та виході з насосів) для аналізу хімічного складу, фізико-хімічних показників (рН, твердість, вміст солей, розчиненого кисню, заліза, наявність мікроорганізмів тощо) і наявності різних домішок та відкладень. Результати аналізів дають змогу вчасно вжити заходів з хімічної обробки води, скоригувати дозування реагентів або провести додаткове очищення й промивання трубопроводів та теплообмінників.

Для точної оцінки стану та надійності роботи системи перевіряють корозійні процеси, визначаючи швидкість втрати маси контрольних зразків металу (корозиметрів) або аналізуючи стан внутрішніх поверхонь теплообмінного обладнання під час планових оглядів. Особливу увагу приділяють герметичності з'єднань, якості ущільнень, продуктивності насосів і роботі запірно-регулювальної арматури. Під час перевірки системи контролюють справність контрольно-вимірювальних приладів і калібрують їх у разі необхідності.

Отримані дані про стан охолоджувальної рідини й функціонування системи заносять до експлуатаційної документації й аналізують у динаміці, що дає змогу виявляти тенденції до накопичення відкладень чи підвищення корозійного впливу. За підсумками аналізу приймають рішення про профілактичні або ремонтні роботи (очищення, промивання, ремонт теплообмінників чи трубопроводів), а також коригують режим експлуатації системи. Такий підхід забезпечує сталу роботу суднової енергетичної установки, знижує витрати на обслуговування й підвищує її ресурс.

5.8 Водобробка

Забезпечення належної якості води в системах охолодження суднової енергетичної установки потребує застосування комплексу заходів з водобробки, оскільки жорсткість, корозійна активність і вміст мікроорганізмів можуть суттєво впливати на роботу обладнання та його довговічність. Найчастіше використовуються реагентні та безреагентні методи водобробки. Реагентні методи передбачають внесення в робоче середовище різноманітних

хімічних інгібіторів корозії, флокулянтів або стабілізаторів жорсткості з метою зменшення відкладень солей накипу й гальмування корозійних процесів. Підбір конкретних реагентів залежить від вихідних характеристик води та конструктивних особливостей системи охолодження. Важливо дотримуватися інструкцій виробника цих реагентів, оскільки неправильне дозування чи порушення технології введення можуть призвести до пошкодження металевих поверхонь теплообмінників і труб.

Безреагентні технології включають застосування електромагнітного або ультразвукового впливу на потік води з метою зміни структури солей, а також відокремлення зважених частинок. Застосування таких методів може істотно знизити рівень відкладень без потреби в хімічних речовинах, однак ефективність подібних систем залежить від конкретних умов експлуатації, типу води та ступеня забруднення. В окремих випадках може бути доцільним поєднання реагентної і безреагентної обробки води, що дає змогу досягти бажаного результату при відносно невисоких витратах.

Після проведення водообробки проводиться аналіз фізико-хімічних показників, а також здійснюється контроль корозійної активності та утворення накипу. Залежно від отриманих результатів може бути скоригована концентрація або склад реагентів, змінена схема циркуляції чи інші експлуатаційні параметри. Важливо враховувати й екологічні аспекти: реагенти та продукти їх розкладання не повинні негативно впливати на довкілля, а при зливанні відпрацьованих вод необхідно дотримуватися вимог щодо захисту морського середовища й міжнародних конвенцій із запобігання забрудненню. Своєчасні та регулярні заходи з водообробки дають змогу уникнути передчасного виходу обладнання з ладу, скоротити витрати на ремонт і технічний догляд та підвищити енергоефективність суднової енергетичної установки.

5.9 Висновок до розділу

Безпечна експлуатація системи охолодження суднової енергетичної установки ґрунтується на чіткому дотриманні правил техніки безпеки та регла-

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ментів обслуговування. Першочерговим є регулярний контроль основних параметрів системи (тиску, температури, витрат, складу охолоджувальної рідини) та своєчасна діагностика можливих відхилень. Важливу роль відіграє попередній прогрів двигуна, що запобігає різкому тепловому навантаженню й передчасному зношуванню обладнання. Для підтримання високої ефективності системи проводять періодичне видалення накипу й хімічну обробку охолоджувальної води, а також ретельно перевіряють герметичність та стан з'єднань.

Сукупність цих заходів дає змогу уникнути перегріву, запобігти аварійним ситуаціям, знизити витрати на ремонтні роботи та продовжити термін служби теплообмінного обладнання і трубопроводів. Регулярний аналіз проб води та дотримання встановлених процедур при роботі з реагентами дозволяють контролювати корозійні процеси та запобігати надмірним відкладенням. Усе це сприяє надійній і безпечній роботі системи охолодження, а відтак – стабільній і ефективній експлуатації суднової енергетичної установки в цілому.

					КРМ.142.6221м.11.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

ВИСНОВОК

У ході виконання кваліфікаційної роботи проаналізовано можливість встановлення на суховантажному судні проєкту 15965 більш потужного двигуна, що відкриває перспективи поліпшення економічних показників експлуатації судна. Завдяки заміні дизельного двигуна на MAN B&W 6S50ME, що відзначається вищою ефективністю та продуктивністю, з'являються додаткові резерви для зниження витрат палива та підвищення швидкісних характеристик.

Згідно з технічним завданням, запропоновано нову схему системи охолодження для розглянутого двигуна, яка ґрунтується на використанні більшої кількості водо-водяних охолоджувачів. У результаті аналітичного дослідження та низки розрахунків різних варіантів системи охолодження підтверджено, що збільшення числа ВВО може сприяти підвищенню компактності системи, зменшенню загальної маси теплообмінного обладнання та, відповідно, скороченню витрат енергії на охолодження. Отримані графічні й табличні залежності слугують доказовою базою для зроблених висновків і підтверджують ефективність запропонованого підходу.

Додатково в роботі розглянуто проєктування та конструктивні особливості самих водо-водяних охолоджувачів, що дає змогу уявити їхній загальний вигляд і оцінити перспективи інтеграції в судові системи охолодження. Запропонована конфігурація забезпечує гнучкість у налаштуванні витрат теплоносія, а також раціональний розподіл теплових потоків, що знижує ризик локального перегріву обладнання.

Робота виконана відповідно до вимог кафедри ДВЗ, У та ТЕ, включаючи дослідну частину, яка підтверджує рівень та повноту кваліфікаційної роботи для здобуття ступеня магістр. Результати досліджень можуть бути використані в проєктній практиці при модернізації судових енергетичних установок та оптимізації їхніх систем охолодження.

					КРМ.142.6221м.11.ПЗ.	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Проектна технічна документація по судну "Дмитрий Медведев".
4. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки: навчальний посібник / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
5. Енциклопедія суднової енергетики: підручник / В. М. Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
6. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. MAN B&W S50ME-B9.3-TII. Project Guide. Status: Edition 0.5, May 2014. – 302 p.
7. Moshentsev Y.; Gogorenko O.; Dvirna O.; Kubit A. Analysis of the Sum Minimization Possibilities of Heat Exchanger Core Masses in Internal Combustion Engine Cooling Systems. Appl. Sci. 2024, 14, 314.
8. 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
9. 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
10. Мошенцев Ю. Л. Базова схема системи охолодження ДВЗ, як основа для створення високоефективних систем / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023. – № 1 (490). с. 86-95.

11. 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.

12. Мошенцев Ю. Л. Системи охолодження та теплообмінні апарати двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко, Д. С. Мінчев. – Миколаїв: видавець Торубара В. В., 2020. – 234 с.

13. 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.

14. 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.