

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ MAN 6S60ME-C7

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

М. Л. Духовий

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Духовому Максиму Леонідовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вибір раціональної системи охолодження головного суднового двигуна типу MAN 6S60ME-C7

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Гогоренко О. А.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 11580 кВт; частота обертання колінчатого валу – 123 хв⁻¹; $P_k = 3,2$; ступінь стиску – 14; максимальна температура охолоджуючої рідини – 108 °С; температура оточуючого повітря – 40 °С; температура забортної води 32 °С

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Застосування двигуна на судні; Моделювання робочого циклу двигуна; Вдосконалення системи охолодження і її теплообмінних апаратів; Економічне обґрунтування вдосконалення системи охолодження; Охорона навколишнього середовища при експлуатації двигунів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; машинне відділення судна; схема системи
охолодження; охолоджувач масла; охолоджувач наддувного повітря; водо-водяний
охолоджувач

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/М. Л. Духовий/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Застосування двигуна типу MAN 6S60ME-C7 на контейнеровозі.....	6
1.1 Загальна характеристика контейнеровозу.....	6
1.2 Вимоги, які пред'являються до дизелів, що працюють на судах.....	6
1.3 Режими роботи головних двигунів на судах.....	9
1.4 Обґрунтування застосування раціональної системи охолодження.	10
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу MAN 6S60ME- C7.....	13
2.1 Порівняння двигуна MAN 6S60ME-C7 з подібними.....	13
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	14
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	14
2.4 Розрахунок робочого циклу.....	16
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	25
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна типу MAN 6S60ME-C7.....	27
2.7 Розрахунок розходів води, масла та повітря.....	29
2.8 Висновок по розділу.....	30
РОЗДІЛ 3. Вдосконалення системи охолодження головного суднового двигуна типу MAN 6S60ME-C7.....	32
3.1 Вступ.....	32
3.2 Запропонована система охолодження. Вибір та особливості.....	34
3.2.1 Вимоги до запропонованої системи. Обирання схеми системи.....	34
3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження.....	35
3.3 Розрахунок системи охолодження двигуна.....	38
3.3.1 Методика розрахунку системи охолодження.....	39
3.3.2 Методики розрахунку теплообмінників.....	45

3.3.3	Результати розрахунку запропонованої системи охолодження.....	47
3.4	Висновок по розділу.....	51
РОЗДІЛ 4. Економічне обґрунтування застосування раціональної системи охолодження		53
4.1	Обґрунтування необхідності вдосконалення системи охолодження..	53
4.2	Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з раціональною системою охолодження	55
4.3	Висновок по розділу.....	57
РОЗДІЛ 5. Охорона навколишнього середовища.....		58
5.1	Вступ.....	58
5.2	Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації судових двигунів.....	58
5.3	Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів...	63
5.4	Висновок по розділу.....	65
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ.....		66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....		67
ДОДАТКИ.....		69

ВСТУП

Згідно з завданням кафедри дана робота націлена на вибір раціональної схеми системи охолодження і теплообмінних апаратів головного суднового двигуна типу MAN 6S60ME-C7. Двигун має номінальну потужність 11580 кВт при 123 об/хв. колінчатого валу. Даний двигун міг би поліпшити показники економічності та екологічності, які сьогодні вже знаходяться на межі допустимих значень. Покращення цих показників можна забезпечити шляхом зниження температури наддувного повітря. Сьогодні в цьому напрямку існують певні проблеми внаслідок яких температура повітря в ресивері двигуна сягає 95...100 °С в літній період і це вважається нормою. Таке відношення сформувалося на підставі звичного використання традиційних схем систем охолодження та традиційних елементів таких схем. Натомість, існують досить відомі шляхи до вдосконалення систем охолодження із застосуванням яких можна наблизити цю температуру до 44...48 °С в рекуперативних системах. Таке зниження температури дає згичення питомої витрати палива на 2...2,5 гр./кВт·год.) на кожні 10 °С зниження температури. Викиди токсичних речовин в газах, зокрема NO_x, зменшаться на 10 % при зниженні температури в ресивері на 10 °С.

Забезпечення зниження температури наддувного повітря можна вирішити шляхом застосування так званих маловитратних систем охолодження.

В кваліфікаційній роботі розглянута можливість застосування мало-витратної системи охолодження із одним циркуляційним контуром. Обрана схема оптимізується, після чого виконуються розрахунки всіх її теплообмінних апаратів. Проектування здійснюється на підставі реальних параметрів двигуна та його системи охолодження.

В складі виконаної кваліфікаційної роботи розроблена схема систем охолодження, проведена загальна оптимізація обраної схеми системи охолодження, виконано розрахунки та проектування компоновок теплообмінних апаратів на двигуні та в машинному відділенні судна.

Запропоновані відмінності в схемі системи охолодження та її теплообмінниках здатні забезпечити зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна до 50 °С.

					КМР.142.6222м.05.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу MAN 6S60ME-C7 на контейнеровозі

1.1 Загальна характеристика контейнеровозу

В кваліфікаційній роботі розглянуто вантажне одногвинтове судно з дизельним приводом, яке має одну суцільну від носа до корми палубу, три платформи, чотири вантажних трюми, бульбообразну носову форму та транцеву корму, подовжений бак та кормове розташування капітанського містка, житлової рубки та машинного відділення.

Судно призначене для перевезення:

- Контейнерів ISO 20", 40" та 43" в трюмах та між вантажними люками, а також на відкритій палубі, включаючи кришки вантажних люків, в тому числі і рефрижераторних контейнерів.

Район плавання судна – необмежений, в усіх акваторіях Світового океану без льодового покриття.

Головні розміри:

Довжина найбільша судна – 150 м;

Довжина між перпендикулярами – 139,3 м;

Ширина максимальна – 21,6 м;

Висота борта на міделі до верхньої палуби – 13,1 м.

1.2 Вимоги, які пред'являються до дизелів, що працюють на судах

До основних вимог, які висуваються до судових енергетичних установок, є високий ступінь надійності в роботі при великому моторесурсі, простота в обслуговуванні та ремонті, найменша питома витрата пального (дешевого, високов'язкого), невелика маса та габаритні розміри, мінімально можлива вартість установки.

Основні вимоги:

1. Тривалість здійснення реверсування двигуна не повинна перевищувати 15 с під час випробуванні на стенді, або малому ході судна;

					КМР.142.6222м.05.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2. Головні судові реверсивні двигуни повинні стійко працювати на задньому ході на потужності не менше 85 % від номінальної або повної;
3. Надійний пуск стислим повітрям двигуна забезпечують протягом часу, який не перевищує 8 с, при температурі оточуючого повітря на впуску, охолоджуючої рідини, масла та дизельного пального в системах двигуна 281 К (8 °С);
4. Об'єм пускових балонів має забезпечувати не менше дванадцяти послідовних пусків та реверсів реверсивних двигунів та не менше шести запусків нереверсивних двигунів;
5. Мінімально стійка частота обертання колінчатого валу двигунів під навантаженням та допустима тривалість безперервної роботи на цій частоті мають відповідати значенням наведеним в наступній таблиці.

Призначення головного судового двигуна	Мінімально стійка частота обертання КВ, % від відповідної на номінальній чи повній потужності	Допустима тривалість безперервної роботи, год., не більше
З прямою передачею на гвинт фіксованого кроку (або через редуктор)	30,0	4,0
З подачею на гвинт регульованого кроку	30,0	4,0

6. Тривалість безперервної роботи двигунів на холостому ходу та припустимі частоти обертання колінчатого валу встановлюють в технічних умовах на двигуні конкретного типу в залежності від конструктивних особливостей і призначення двигуна;
7. Двигуни мають забезпечити надійну та стійку роботу на усіх режимах роботи визначених полем припустимих навантажень від мінімально стійкої частоти обертання колінчатого валу до частоти, що відповідає номінальній або повній потужності;
8. Діапазони небезпечних крутильних коливань мають відхилятися не менше ніж на 3 % від мінімально та максимальної стійкої частот обертання колінчатого валу, або частоти на номінальній потужності.

9. Двигуни, які працюють на номінальній потужності, повинні розвивати протягом 1 год. максимальну потужність, яка сягає 110 % від номінальної;
10. Головні судові двигуни повинні запускатися на передній або задній хід із будь-якого положення колінчатого валу;
11. Судові двигуни повинні надійно працювати при температурі забортової води від 271 К (– 2 °С) до 305 К (+ 35 °С);
12. Судові двигуни повинні надійно працювати при кренах та диферентах судна вказаних в наступній таблиці.

Призначення головного судового двигуна	Крен, не більше, град		Диферент, не більше, град	
	Тривалий	короткочасний	Тривалий	короткочасний
Головні та допоміжні	15	45	5	10
Аварійні	22,5	45	10	10

13. Допоміжні агрегати, які встановлені на судові ВОД та СОД, повинні приводитися безпосередньо від дизеля;
14. В кожного судового двигуна має бути передбачена можливість провертання колінчатого валу ручним або механізованим приводом;
15. Двигуни повинні бути автоматизовані або підготовлені до автоматизації;
16. Двигун слід обладнати регулятором частоти обертання колінчатого валу, терморегуляторами та лічильником годин роботи;
17. Головні судові двигуни повинні мати органи місцевого (аварійного) управління, розташованих безпосередньо на двигуні, та комплектуватися приладами поточного контролю для основних параметрів;
18. Стандартні початкові умови при визначенні стандартної потужності по міжнародним стандартам та відповідної до неї питомої витрати палива обирають:
 - Атмосферний тиск – 100 кПа;
 - Температура оточуючого середовища– 298 К (25 °С);
 - Відносна вологість повітря – 30 %;

- Температура охолоджуючої рідини на вході в охолоджувач наддув-ного повітря – 298 К (25 °С)
- Опір на вході та виході – 0 Па.

19. Температура поверхонь частин двигуна та екранів, до яких можливий до-тик персоналу при обслуговуванні двигуна, не повинен перевищувати 333 К (60 °С);
20. Обертові елементи двигуна потрібно обладнати захисними пристроями;
21. При необхідності двигун обладнують примусовою вентиляцією картеру або застосовують запобіжні прилади від вибухів у картері, які мають спра-цьовувати при надмірному тиску 0,02 МПа;
22. Деталі двигуна масою більше 50 кг, які підлягають переміщенню під час розбирання та ремонту, повинні бути пристосовані для стропування.

1.3 Режими роботи головних двигунів на судах

Головні та допоміжні двигуни суднової енергетичної установки пра-цюють в умовах практично постійної зміни навантаження. Сукупність показ-ників, які характеризують роботу двигуна на визначених навантаженнях та зовнішніх умовах, називають режимом.

До основних параметрів роботи двигуна відносяться: потужність $N = M_k \omega$, Вт; крутний момент на валу M_k , кН·м; частота обертання колінчатого валу n , хв⁻¹; годинна та питома витрати палива $B_{\text{ч}}$ кг/ч та $g_c = B_{\text{ч}}/N$ відповід-но; різні ККД. Крім перелічених показників до основних належать відповідні показники робочого процесу розглянутого двигуна. Загальним енергетичним показником двигуна є його номінальна потужність.

Номінальна потужність – це тривала ефективна потужність двигуна, призначена та гарантована виробником на заданій частоті обертання колінча-того валу, заданих умовах оточуючого середовища, повній комплектності та робочих умовах, для яких призначений двигун із урахуванням можливості створення максимальної потужності.

					КМР.142.6222м.05.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Під *максимальною потужністю* розуміють перевантажувальну потужність із якою двигун повинен працювати без аварійних наслідків протягом 1...2 годин із перервою 10 годин.

Для головних судових двигунів поняття потужності пов'язане із ходом судна: «повним», «середнім» та ін.

Потужність головного двигуна, яку останній розвиває на повному ході судна при повному вантажі і нормальних метеорологічних умовах, називають *експлуатаційною потужністю* повного ходу. Зазвичай вона становить 75...85 % від номінальної потужності двигуна.

Економічна потужність – тривала потужність, на якій забезпечується найменша питома витрата пального.

Мінімальна потужність – потужність, яка стійко розвивається двигуном при мінімально стійкій частоті обертання колінчатого валу, визначаючою мінімальний хід судна.

1.4 Обґрунтування застосування раціональної системи охолодження

Метою модернізації є прагнення підвищити температурний режим охолодження головного судового двигуна, знизити температуру наддувного повітря, зменшити розміри охолоджуючих пристроїв і витрати потужностей на приведення в дію насосів системи охолодження. Тим самим підвищити економічність роботи двигуна, поліпшити екологічні показники установки в цілому, а також збільшити ресурс роботи двигуна.

На двигунах типу MAN 6S60ME-C7 використовується повнопоточна система охолодження. За рахунок значного тиску наддуву двигуна ($P_k = 3,2$) виникла проблема збільшених температур за охолоджувачем наддувного повітря (в ресивері двигуна), яка влітку може сягати 110...120 °С, оскільки температура забортної води в районах плавання рефрежератора може досягати 32 °С, а температура оточуючого середовища 40 °С.

Зниження температури повітря в ресивері двигуна до 50...70 °С можливо досягти при застосуванні принципово нової схеми системи охолодження.

					КМР.142.6222м.05.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В роботі запропонована нова схема системи. Це так звана маловитратна система охолодження. Назва «маловитратна» достатньо умовна. Вона виникла із співставлення витрат рідини, що проходить через теплообмінники в повнопоточних системах, із витратами рідини в спеціально організованих контурах систем охолодження. В повнопоточних системах охолодження обрання витрат рідини через всі теплообмінники обумовлене умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпеченням відносно малого перепаду температур рідини між входом і виходом із самого двигуна.

Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з маловитратною, то порівняння неможливо здійснити при достатньо еквівалентних параметрах обидвох систем, оскільки повнопоточна система при будь яких умовах не в змозі забезпечити такі ж температури наддувного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. За цим параметром повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувного повітря в обох системах, то для одного і того ж двигуна, загальна маса всіх теплообмінників оптимізованої маловитратної системи становить приблизно на 6 % менше, ніж в повнопоточній за інших рівних умов.

У маловитратних системах застосовують принципово такі ж теплообмінні апарати, як і в повнопоточних, але зменшені витрати охолоджуючих теплоносіїв змушують робити їх із порівняно великими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки традиційних значень швидкостей теплоносіїв.

На двигуні може застосовуватися замкнена схема система охолодження. Основні її переваги: високий температурний режим роботи (до 100 °C і навіть більше), що підвищує економічність двигуна і дозволяє зменшити зношування деталей ЦПГ; спеціальна підготовка охолоджуючої рідини для зменшення накипоутворення і корозії.

Охолодження двигунів зазвичай здійснюється водою. Кількість води, необхідної для відведення тепла визначається з формули:

					КМР.142.6222м.05.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_B = \frac{Q}{(t_2 - t_1) \cdot c},$$

де Q – кількість тепла, що відводиться у воду, МДж/кг;

$t_2 - t_1$ – різниця температури води на вході і виході із двигуна (температурний перепад), °С;

c – теплоємність води, кДж/(кг · °С); зазвичай приймається рівній 1.

З виразу видно, що кількість води залежить від температурного перепаду. Великий температурний перепад пов'язаний із подачею малої кількості води і, отже, з малою швидкістю її руху. Як наслідок, виникають статичні температурні напруги в деталях двигунів і можливо утворення парових мішків і пробок.

Через це бажано мати таку схему систему охолодження, в якій би забезпечувалися мінімальна різниця температур рідини на виході і вході (2...7 °С), та підтримувалася температура води на виході із дизеля 95...105 °С незалежно від рівня навантаження і зовнішніх факторів.

Таким чином, запропонована схема системи охолодження повинна забезпечувати наступні температури теплоносіїв на номінальному режимі роботи двигуна, при температурі навколишнього середовища 40 °С і забортної води 40 °С:

води на виході із двигуна 94...105 °С;

масла 90 °С на вході, та 95 °С на виході із двигуна;

повітря у ресивері не більше 50 °С.

Забезпечення вказаних параметрів теплоносіїв буде сприяти встановлення відповідності сучасним вимогам із паливної економічності двигунів та задовольнятимуть чинним нормам із викиду шкідливих речовин із відхідними газами.

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу MAN 6S60ME-C7

2.1 Порівняння двигуна MAN 6S60ME-C7 із подібними

Порівняння двигуна типу 6ДКРН 60/195 із іншими судовими двигунами приблизно такої ж потужності (табл. 2.1.) вказує, що цей двигун не поступається іншим зразкам представленим в табл. 2.1 за економічністю.

Таблиця 2.1. Порівняння основних параметрів двигунів-прототипів

Марка дизеля за ДСТУ 10150	Ne цил., кВт	n, об/хв.	Pe, МПа	Pk, МПа	Pz, МПа	Gr кг/(кВт·год.)
ДКРН 60/195	1740	117	1,622	0,33	15,43	0,174
ДКРН 84/180-3	1724	110	0,91		6,96	0,213
ДКРН 90/155	1693	119	0,882	0,17	7,5	0,21
ДКРН 58/242	1700	84	1,9			0,17
ДКРН 85/160	1693	125	0,91		7,2	0,208
ДКРН 80/160	1764	122	1,1			0,217
ДКРН 67/170-7	1600	123	1,3			0,189
ДКРН 62/215	1830	92	1,84			0,173
ДКРН 60/229,2	1870	102	1,696			0,173

Порівняння основних показників двигунів типу ДКРН 60/195 із іншими судовими двигунами, що застосовуються у вітчизняному суднобудуванні, вказує і на те, що двигуни типу ДКРН 60/195 мають високий показник середнього ефективного тиску що підтверджує доцільність та необхідність їх застосування на судовому транспорті.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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

Розрахунки робочого циклу виконуються для номінального режиму роботи. Для перемінних режимів роботи схема розрахунку залишається такою ж, при цьому вибір вихідних даних повинен бути здійснений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл двигунів складається із п'яти процесів які послідовно протікають. Це процеси: наповнення, стискання, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна 6ДКРН 60/195 проведено на комп'ютері за методикою, яка заснована на методі теплового розрахунку В. І. Гринивецького.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура оточуючого середовища T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ K}$ (максимально припустимі влітку).

Тиск оточуючого середовища p_0 . В усіх випадках потрібно приймати для розрахунків $p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . Під час призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра та спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для МОД $\varepsilon = 12 \dots 16$. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить і від розмірів циліндра та способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, при $D_{\text{ц}} > 200 \text{ мм}$ і $\varepsilon = 14$, α буде знаходитись в межах $1,6 \dots 2,2$. Приймаємо $\alpha = 2,25$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту відіграють тип двигуна, особливості повітропостачання та газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в точках z (ξ_z) та b (ξ_b). Цей коефіцієнт змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Бажано цей коефіцієнт призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у діапазоні: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$.
Приймаємо $\xi_z = 0,87$; $\xi_b = 0,9$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів повітряного заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для двигунів із наддувом та $10 \dots 30$ К – для двигунів без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі даних досліджень, а також звертають увагу на тип двигуна і особливості системи газообміну. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для МОД з $D_{ц} < 300$ мм та $p_k > 0,2$; η_m знаходиться в межах $0,84 \dots 0,9$. Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску в охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{ох}$. тиску в Охолоджувачі наддувного повітря являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається падіння тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r лежить у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 780$ К.

Хімічний склад дизельного пального. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу двигуна, тоді для 2-х тактних двигунів $Z = 1$.

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,2$.

2.4 Розрахунок робочого циклу

Моделювання робочого циклу та побудова теоретичної індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері із використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.2., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 11580$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 123$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.87$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.9$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 14$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 30$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.9$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.75$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 780$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.6$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 1.95$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.25$

1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.4$

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

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

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

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

2.1 Температура повітря за компресором, К

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

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

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

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 366.143$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

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

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

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

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.877$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



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

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.36$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 11.432$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 946.637$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.113$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0284$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0273$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.967$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.79827$$

$$b_z = 0.00299$$

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

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

$$a_{vb} = 19.81564$$

$$b_b = 0.003005$$

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



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

звідки: $T_z = 1833.619$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 15.433$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.473$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.506$$

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

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



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

$$n_2 = 1.283$$

$$T_b = 969.837$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.859$$

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		21

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.975$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.896$$

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

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

$$b_i = 0.183$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.461$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.706$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.415$$

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

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

$$b_e = 0.2035$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 11580.999$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.009 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 21.95$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 22.605$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

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

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 776.438$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.145$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.423$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.193$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.224 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.5. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,283
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,432
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,433
Ступінь попереднього розширення ρ	1,473
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,43	
1,00	11,43	15,43
1,47	6,75	15,43
2,10	4,17	9,80
2,73	2,92	7,01
3,35	2,21	5,37
3,98	1,75	4,31
4,60	1,43	3,58
5,23	1,20	3,04
5,86	1,03	2,63
6,48	0,90	2,31
7,11	0,79	2,05
7,74	0,71	1,84
8,36	0,64	1,66
8,99	0,58	1,52
9,62	0,53	1,39
10,24	0,48	1,28
10,87	0,45	1,19
11,49	0,41	1,11
12,12	0,38	1,03
12,75	0,36	0,97
13,37	0,34	0,91
14,00	0,32	0,86
14,00	0,32	0,32

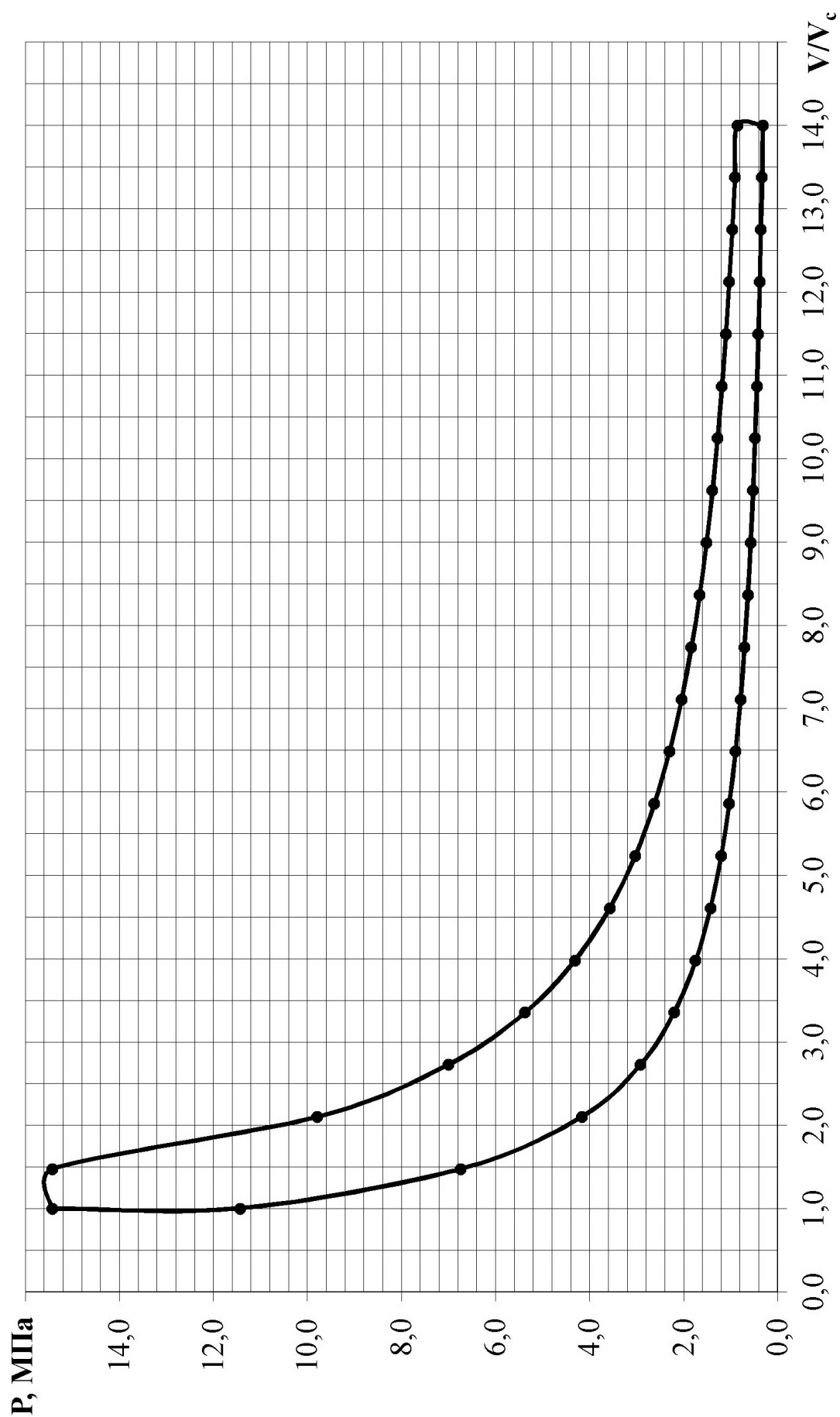


Рис. 2.1.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 6ДКРН 60/195

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна типу MAN 6S60ME-C7

Рівняння теплового балансу:

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

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

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

Q_{Γ} – теплота випускних газів, кВт;

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

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

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

1. Визначимо повну кількість теплоти (теплову потужність робочого циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{11580}{0,415} = 27903,6 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

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

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно із рівнянням Майєра:

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

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

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

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{1,375}{1,375 - 1} \cdot 287,423 = 1053,88 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

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

де T_t – температура газу перед турбіною, К

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		27

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

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

Після підстановки

$$T_{3T}^{ад} = 776,438 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,316}{0,103}} \right)^{\frac{1,375-1}{1,375}} = 586,8 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3,T} = 776,438 - 0,76 \cdot (776,438 - 586,8) = 632,31 \text{ К.}$$

Таким чином, кількість теплоти, яка відходить із відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 22,605 \cdot 1053,88 \cdot (632,31 - 313) = 7606,9 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину):

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

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 27903,6 - 7606,9 - 11580}{1,1} = 7416,9 \text{ кВт.}$$

4. Визначимо кількість теплоти, яка надходить в масло (теплову потужність потоку теплоти, яка надходить в масло):

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

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 7416,9 = 741,7 \text{ кВт.}$$

5. Розбіжність в рівнянні загального балансу теплоти:

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

Після підстановки

$$Q_{н.б} \approx 0,02 \cdot 27903,6 = 558,072 \text{ кВт.}$$

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Таким чином, ми отримали всі основні складові теплового балансу.

Записуємо це рівняння із усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = 11580 + 7606,9 + 7416,9 + 741,7 + 558,1 = 27903,6 \text{ кВт.}$$

Висновок: всі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності. Баланс зійшовся.

2.7 Розрахунок розходів води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати охолоджуючої рідини.

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт,}$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} = \frac{7416,9 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 177,0 \text{ кг/с,}$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою рідиною, кВт;

$C_{p_w} = 4,190 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води;

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад рідини на вході та виході із дизеля, К.

Перепад температур рідини на двигуні приймається в межах 10...15 К із урахуванням статистичних даних по витраті рідини за двигунами наближеної потужності та класу.

Згідно із статистичними даними теоретична витрата рідини повинна дорівнювати:

$$G_{\text{вт}} = \frac{N_e \cdot g_w}{3600}, \text{ кг/с}$$

де g_w – питома витрата охолоджуючої рідини, кг/(кВт·год.).

Згідно з [3] для високооберткових двигунів (ВОД) – $g_w = 35...100 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год.)}$.

Тоді

$$G_{\text{вт}} = 15,1...321,7 \text{ кг/с.}$$

Таким чином, обчислене значення витрати, яке дорівнює 177,0 кг/с, задовольняє усім відомим умовам визначення витрати.

2. Розрахунок витрати масла

Відповідно до рівняння теплового балансу

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_M = G_M \cdot C_{p_M} \cdot \Delta T_M, \text{ кВт}$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M \cdot 10^3}{C_{p_M} \cdot \Delta T_M}, \text{ кг/с,}$$

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

$C_{p_M} = 1,9 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність масла;

$\Delta T_M = T_2 - T_1$ – температурний перепад рідини на вході та виході з охолоджувача масла, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається в межах 1,5....8 К.
Приймаємо $\Delta T_M = 8 \text{ К}$.

Після підстановки

$$G_M = \frac{741,7 \cdot 10^3}{1900 \cdot 5} = 48,8 \text{ кг/с.}$$

3. Витрата наддувного повітря через компресор, визначений під час моделювання робочого циклу. Згідно із ним

$$G_B = 21,95 \text{ кг/с.}$$

2.8 Висновок по розділу

В результаті моделювання робочого циклу і розрахунку теплового балансу двигуна отримано значення основних його параметрів.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата дизельного палива) дорівнює 203,5 гр/(кВт·год.). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун, що розглядається, належить до двигунів із середнім показником економічності, але все ж має можливість конкурувати із іншими двигунами приблизно такої ж розмірності і потужності.

Показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) сягає значення 1,706 МПа.

В результаті проведених розрахунків в другому розділі вкваліфікаційної роботи нами отримано важливі показники робочого циклу головного

					КМР.142.6222м.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		30

суднового двигуна, які знадобляться нам для подальших розрахунків системи охолодження і теплообмінних апаратів. Усі показники зведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Значення основних параметрів циклу та вихідних параметрів теплоносіїв

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1.	T_o , К	313	Температура навколишнього середовища
2.	T_k , К	477,711	Температура повітря за компресором
3.	T_s , К	319,59	Температура повітря перед двигуном
4.	P_z , МПа	15,43	Максимальний тиск згоряння
5.	T_z , К	1833,62	Максимальна температура згоряння
6.	G_b , кг/с	21,95	Витрата повітря
7.	G_w , кг/с	177	Витрата охолоджуючої рідини
8.	G_m , кг/с	48,8	Витрата масла
9.	Q_w , кВт	7416,9	Кількість теплоти, що надходить у воду
10.	Q_m , кВт	741,7	Кількість теплоти, що надходить у масло

РОЗДІЛ 3

Вдосконалення системи охолодження головного суднового двигуна типу MAN 6S60ME-C7

3.1 Вступ

Традиційні схеми систем охолодження двигунів суднових енергетичних установок складаються із двох контурів: «гарячого» та «холодного». В «гарячому» контурі відбувається охолодження рідини, яка циркулює в зарубашковому просторі двигуна. Охолодження рідини відбувається в водо-водяному охолоджувачі (ВВО). «Холодний» контур призначений для охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП) та охолодження масла за допомогою маслоохолоджувача (МО). Тепло, яке відводиться від теплоносіїв, що охолоджуються в «холодному» контурі, за допомогою водо-водяного охолоджувача відводиться забортною водою. Обидва контури є закритими і не сполучаються із атмосферою. Це дозволяє підтримувати максимальну температуру рідини охолодження близько 105 °С.

При роботі двигуна на номінальному режимі обидва контури охолодження є незалежними. На режимах часткових навантажень, через необхідність підігріву наддувочного повітря в ОНП, відбувається перепуск рідини між циркуляційними контурами. Перепуск здійснюється за допомогою автоматичних регуляторів. Алгоритм роботи систем автоматичного регулювання температури при роботі двигуна на режимах часткових навантажень доволі складний, проте на номінальному режимі значно спрощується, через незалежність цих контурів. На номінальному режимі забезпечується стаке значення температури рідини на вході в двигун та МО.

Наявність двох контурів охолодження пов'язане з необхідністю отримання різного температурного рівня рідини охолодження для кожного окремого теплообмінника. Таку схему системи охолодження можна класифікувати як система охолодження із місцевим переохолодженням теплоносіїв. Виокремлення двигуна в окремий контур охолодження пов'язаний із необхідністю підтримувати високу температурну (85...105 °С) в зарубашковому прос-

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

торі двигуна для досягнення високої паливної економічності. При цьому для забезпечення міцності деталей циліндро-поршневої групи, роботи всіх циліндрів в однакових умовах, різниця між температурою рідини на вході та виході із двигуна має становити близько $5...7^{\circ}\text{C}$. Для охолодження наддувного повітря та масла температура рідини охолодження повинна бути мінімально можливою – адже масогабаритні показники теплообмінників (мається на увазі МО та ВВО), та глибина охолодження наддувного повітря в ОНП залежать від температури рідини охолодження. Загальновідомо, що зниження температури наддувочного повітря на кожні 10°C дозволяє зменшити питому витрату дизельного палива приблизно на $2...3\text{ гр}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$ та зменшити викиди окисів нітрогену на 10% . Задля забезпечення максимально ефективної роботи теплообмінних апаратів та двигуна здійснене розділення системи охолодження на два повністю незалежних контури лише при роботі установки на номінальному та близьких до номінального режимах. Крім того, наявність двох незалежних контурів дозволяє підібрати раціональну для кожного контуру витрату рідини охолодження. Таким чином, робимо висновок, що запропонована схема системи охолодження є досить сучасною та ефективною. Однак, існують невикористані резерви підвищення її ефективності шляхом застосування змін в «холодному» контурі з використанням принципу маловитратності. Цей резерв використовується в даній кваліфікаційній роботі.

Окрім схеми, робота та параметри системи охолодження зумовлюються конструкцією теплообмінних апаратів, які входять до її складу. Проектування системи здійснюється в комплексі із проектуванням теплообмінних апаратів системи через взаємний вплив їх параметрів на систему. Так, зміна параметрів системи, таких як витрата теплоносіїв, схема, зумовлює зміну конструкції всіх теплообмінних апаратів системи. Зміна ж конструкції теплообмінних апаратів призводить до відповідної зміни параметрів системи охолодження.

Таким чином, можна стверджувати неможливість вдосконалення схеми системи охолодження на базі існуючих теплообмінних апаратів, адже будь-які міри, спрямовані на використання резервів, що має система охолодження,

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

призведуть до зміни ефективності роботи серійних теплообмінних апаратів, а значить і до зміни ефективності роботи системи охолодження в цілому.

3.2 Запропонована система охолодження. Вибір та особливості

3.2.1 Вимоги до запропонованої системи. Обирання схеми системи

Необхідність вдосконалення існуючих суднових систем охолодження є очевидною. При цьому, перед модернізованою системою охолодження постає ціла низка вимог:

- забезпечення відведення необхідної кількості тепла від теплоносіїв системи при будь-яких режимах роботи двигуна. А саме, при температурі оточуючого середовища від -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$ та різних температурах забортної води, на режимах роботи головного двигуна від холостого ходу до навантаження в 110 %;

- забезпечення мінімально можливого значення температури наддувального повітря на номінальному режимі роботи головного двигуна;

- мінімальні переробки машинного відділення судна для розміщення запропонованої схеми системи охолодження і теплообмінних апаратів;

- бажано зберегти існуючу технологічну базу для виробництва елементів системи охолодження та її теплообмінних апаратів.

За результатами проведеного моделювання запропоновано альтернативний варіант схеми системи охолодження. Запропонована система відрізняється застосуванням теплообмінних апаратів на базі перспективних поверхонь теплообміну.

Схема запропонованої системи охолодження суднової енергетичної установки наведена на рис. 3.1. Як видно, модернізація схеми системи призводить до незначних змін при розміщенні системи охолодження в машинному відділенні судна.

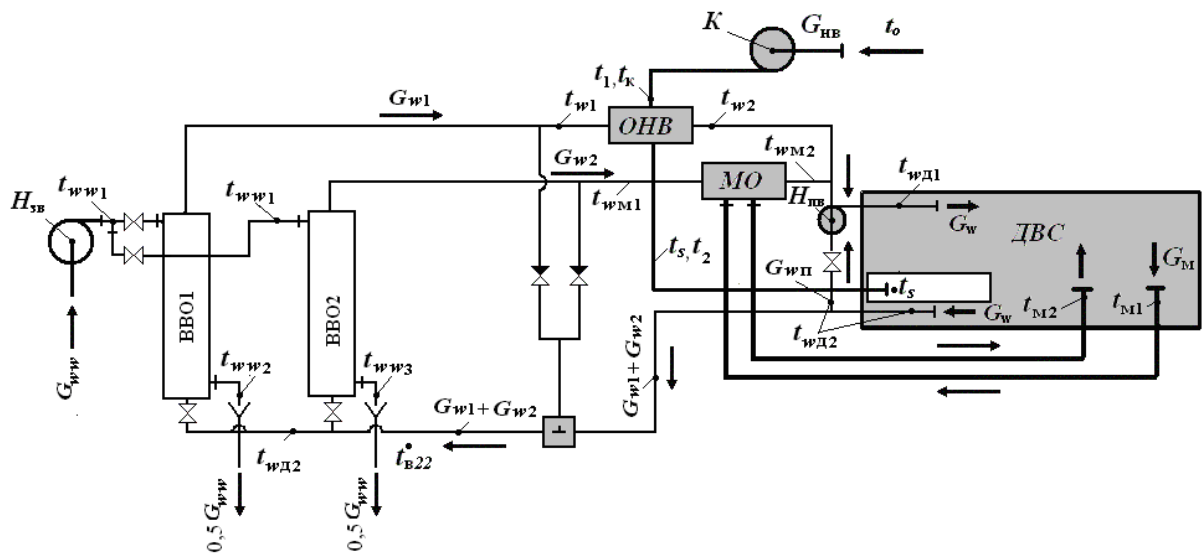


Рис. 3.1. Запропонована схема системи охолодження

Зміни стосуються переходу від двох автономних контурів циркуляції охолоджуючої рідини до одного контуру циркуляції. Як видно з рис. 3.1, рідина на виході із двигуна ділиться на три потоки. До складу одного входить ОНП та ВВО1, до складу другого – МО та ВВО2, в якості третього потоку виступає перепуск охолоджуючої рідини. Така організація схеми системи охолодження дозволяє підбирати раціональні витрати теплоносіїв у кожному потоці. Таким чином з'являються умови для підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів за рахунок підбору раціональних показників теплоносіїв за умови виконання накладених обмежень та із врахуванням цільової функції при оптимізації. Таким чином, система проектується із використанням принципу маловитратності, суть якого полягає в виділенні окремих теплообмінних апаратів, або групи теплообмінних апаратів, в незалежні, або напівзалежні потоки для підбору раціональних показників теплоносіїв для кожного теплообмінного апарата системи із врахуванням функції цілі при проведенні оптимізації.

3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження

Будь-яка зміна схеми системи охолодження обумовлює необхідність заміни теплообмінних апаратів системи. В іншому випадку, досягнутим буде не поліпшення, а навпаки погіршення показників системи охолодження. За-

пропоновані заміні існуючих теплообмінних апаратів на маловитратні, спроектовані на основі перспективних поверхонь теплообміну для ОНП та МО.

Нові теплообмінні апарати, крім виконання своєї основної функції, повинні також відповідати низці вимог. Існує загальна для всіх теплообмінних апаратів вимога відповідних не перевищення граничних значень по опору на прокачування рідин. Крім того, для кожного теплообмінного апарату висуваються специфічні вимоги, пов'язані із конкретним випадком проектування системи охолодження.

Для ОНП запропонована вискоєфективна поверхня теплообміну (ПТ) на основі коридорного пучка плоскоовальних труб із поперечними груповими ребрами у вигляді плоских пластин, які мають поперечні виступи, перпендикулярні руху наддувного повітря (рис. 3.2).

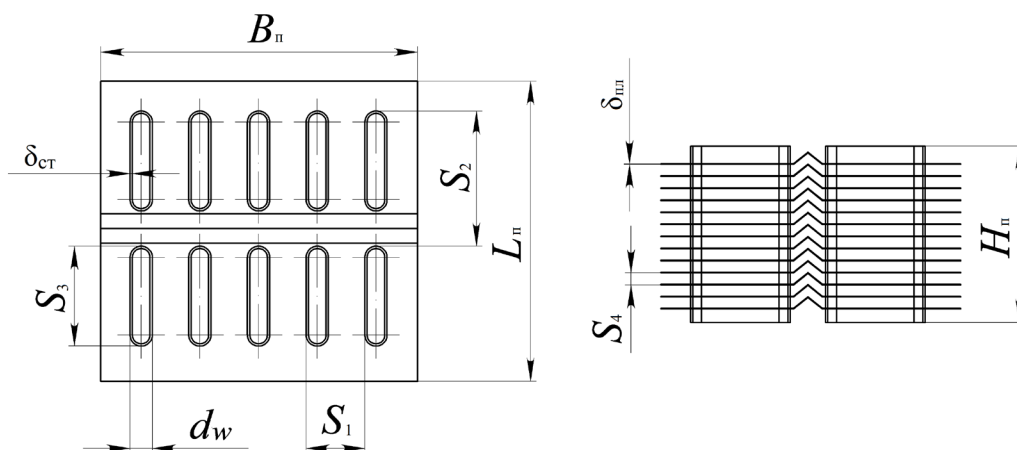


Рис. 3.2. Схема ПТ для запропонованого ОНП

Конструкція МО базується на серійних ПТ в яких запропоновані раціональні геометричних параметри трубчатої монометалевої ПТ з індивідуальним накатним заребренням круглої форми.

Геометричні параметри поверхонь теплообміну всіх теплообмінних апаратів запропонованої схеми системи охолодження наведені в таблиці 3.1. Згідно до проведених розрахунків, внесені зміни суттєво підвищують ефективність роботи теплообмінних апаратів та системи охолодження в цілому.

Таблиця 3.1. Геометричні параметри поверхонь теплообміну: а – ОНП; б – МО; в – ВВО.

а)

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Висота поперечного перетину трубки в повітрі	d_w	м	0,0038
Висота поперечного перетину трубки в воді	d_w	м	0,0028
Найбільший габарит поперечного перетину трубки	S_3	м	0,017
Крок між поперечними рядами трубок	S_2	м	0,023
Крок між ребрами	S_4	м	0,00205
Товщина стінки трубки	$\delta_{ст}$	м	0,0004
Товщина пластини оребрення	$\delta_{пл}$	м	0,0001
Ширина гофра	e	м	0,005
Висота гофри від поверхні	h_r	м	0,0015
Число поперечних рядів гофров на довжині S_2	$Z_{2'г}$		2
Відстань між трубками в поперечному ряді	S_1	м	0,01
Шаг між гофрами по ходу повітря в одному ряді	S	м	0,023

б)

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Зовнішній діаметр заребрення	D	м	0,0245
Несучий діаметр трубки	d_0	м	0,0125
Зовнішній діаметр внутрішньої трубки і внутрішній діаметр оребреної сорочки	d_1	м	0,0118
Внутрішній діаметр трубки	d_w	м	0,01
Крок між ребрами	u	м	0,002
Товща ребра у кореня	δ_1	м	0,00055
Товща ребра при вершині	δ_2	м	0,0002
Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	S_1	м	0,027
Крок між трубками по глибині	S_2	м	0,02340
Кут розбивки	$q_{тр,}$	град	30

в)

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Несучий діаметр трубки	d_0	м	0,012
Внутрішній діаметр трубки	d_w	м	0,01
Кут розбивки	$q_{тр,}$	град	30
Проміжок між сусідніми рядами трубок	$S_{п}$	м	0,0019
Крок між трубками по глибині	S_2	м	0,014
Крок між трубками, перпендикулярний руху води	S_1	м	0,016
Відстань центрального ряду від осрової лінії	$S_{ц}$	м	0,007
Відстань від зовнішніх поверхонь трубок до краю вирізу	g	м	0,002

3.3 Розрахунок системи охолодження двигуна

Розрахунок запропонованої схеми системи охолодження виконано за допомогою існуючих програм, які реалізовано в середовищі програмування Microsoft Excel, а саме: програм розрахунків ОНП, ВВО та МО та методики розрахунку схеми системи охолодження, яка об'єднує розрахунки всіх теплообмінників.

Розрахунок схеми системи охолодження потрібно проводити в комплексі із розрахунком всіх теплообмінних апаратів системи охолодження. До переваг обраного середовища програмування Microsoft Excel слід віднести наочність, простоту редагування та швидкість створення програм

Одним із недоліків проведених розрахунків є відсутність моделювання робочого циклу двигуна в сукупності із розрахунком схеми системи охолодження і її теплообмінними апаратами. Річ в тому, що зарубашковий простір двигуна та деталі, що охолоджуються маслом можна вважати за теплообмінники. Тому висновок про взаємний вплив зміни параметрів системи та кожного окремого теплообмінного апарата є справедливим і у випадку із двигуном. Зокрема, для розрахунків схеми системи охолодження, основним питанням є кількість теплоти, яку необхідно відвести від теплоносіїв охолодження дизеля – води «гарячого» контуру та масла – в системі охолодження. Проте,

отримання коректних результатів моделювання робочого циклу двигуна викликає низку проблем, основними із яких виступає відсутність значної кількості вихідних даних, які необхідні для проведення моделювання циклу в диференційній формі. Слід зазначити, що сформульований недолік в конкретному випадку не є значним і не впливає на коректність проведених розрахунків, через той факт, що прогнозується зменшення значень кількості тепла, яку необхідно відвести від двигуна в запропонованій системі охолодження. Це зменшення пов'язане із зменшенням температури наддувного повітря в ресивері двигуна на номінальному режимі роботи за умови температури оточуючого середовища 40 °С. Тому, можна зробити висновок про певний запас, якій має запропонована схема система охолодження.

3.3.1 Методика розрахунку системи охолодження

Можна виділити декілька варіантів постановки задач для проведення розрахунків схеми системи охолодження: зворотна, пряма та оптимізаційна задачі. В якості вихідних даних пряма задача містить схему та склад системи охолодження, кількість тепла, яка повинна бути відведена в системі, всі параметри теплоносіїв за і перед теплообмінними апаратами: тиск, витрата та температура входу-виходу. Результатом виконання прямої задачі є отримання конструктивних та теплотехнічних параметрів всіх теплообмінними апаратами системи. Викладена постановка задачі можлива при проектуванні нової схеми системи охолодження. При цьому, розрахунок всіх теплообмінними апаратами, що входять до складу системи охолодження також виконується за прямою задачею.

Вихідними даними при зворотній задачі виступають склад та схема системи охолодження, кількість тепла, яку необхідно відвести від двигуна, продуктивності насосів, турбокомпресорів та вентиляторів, конструкція та теплотехнічні параметри теплообмінних апаратів системи, параметри оточуючого середовища, гранично припустимі значення температур теплоносіїв системи та опору для їх руху. Результатом виконання зворотної задачі є параметри те-

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

плоносіїв системи охолодження, значення кількості тепла, що відводиться від двигуна. Така постановка задачі є актуальною при проведенні перевірочних розрахунків вже існуючої схеми системи охолодження. Теплообмінні апарати, що входять до складу системи, також повинні розраховуватись за зворотною задачею. Зокрема, розрахунок штатної схеми системи охолодження було проведено за схемою зворотної задачі.

Найбільш поширеною є оптимізаційна задача яка являє собою деяке поєднання прямої та зворотної задач. Основна мета здійснення розрахунків системи охолодження за оптимізаційною задачею полягає у визначенні раціональних значень одного або декількох параметрів системи, при яких досягається оптимум цільової функції оптимізації, при умові виконання накладених обмежень. Розрахунок та проектування запропонованої схеми системи охолодження виконано за оптимізаційною задачею. В якості функції цілі обрано значення температури наддувного повітря в ресивері двигуна t_s , в якості параметрів, які підбираються, виступають витрати охолоджуючої рідини в обох гілках контурів охолодження наддувного повітря та масла, а накладеними обмеженнями є отримання мінімальної маси всіх теплообмінників системи. Оптимізаційна задача може включати як прямі, так і зворотні розрахунки теплообмінних апаратів. Слід зазначити, що в якості цільової функції при оптимізації схеми системи охолодження може також виступати сумарна маса всіх теплообмінних апаратів системи, найменший опір системи або ін.

Розглянемо побудову алгоритму розрахунку запропонованої схеми системи охолодження. Будь-яка система охолодження являє собою сукупність певної кількості теплообмінних апаратів, об'єднаних один із іншим за допомогою водяних трубопроводів. Тому доцільно створити окремі спрощені підпрограми розрахунків кожного теплообмінного апарату – прямий та зворотній – та поєднати їх в систему охолодження за допомогою виконання тієї умови, що параметри теплоносіїв на виході з одного теплообмінного апарату є параметрами входу для наступного за рухом теплоносія. Такий підхід дозволяє отримати програму розрахунку довільної схеми системи охолодження.

Як було сказано вище, розрахунок запропонованої схеми системи охолодження є оптимізаційним, через те, що представляє підбір декількох параметрів системи із метою отримання мінімального значення температури наддувного повітря у ресивері t_s .

Вихідні дані розрахунку:

T_o , К – температура оточуючого середовища;

T_{ww1} , К – температура заборотної води на вході у ВВО;

T_k , К – температура повітря на вході в ОНП;

T_{w02} , К – температура води на виході з двигуна;

T_{m2} , К – температура масла на виході з двигуна;

Q_o , Вт – кількість тепла, яку необхідно відвести в «гарячому» контурі;

Q_m , Вт – кількість тепла, яку необхідно відвести в МО від масла;

G_{Σ} , кг/с – сумарна витрата атмосферного повітря вентиляторами;

G_{wh} , кг/с – витрата циркуляційного насоса;

G_{nv} , кг/с – витрата наддувного повітря;

G_m , кг/с – витрата масла.

Крім того, вихідними даними при розрахунках є маса системи, схема взаємного руху теплоносіїв, кількість ходів по воді, коефіцієнти використання маси пучка для всіх теплообмінних апаратів системи.

В якості параметрів, що підбираються при оптимізації системи виступають витрата рідини в окремих гілках «холодного» контуру G_{w1} і G_{w3} . Для зручності підбору, дані параметри представлені за допомогою S_{nv} , які визначаються за наступними залежностями

$$G_{w1} = \frac{G_{nv} C_p}{S_{nv} C_{pw}}; \quad G_{w3} = G_{wh1} - G_{w1} - G_n.$$

Далі пов'язуємо теплообмінні апарати між собою на підставі викладеного вище принципу однаковості параметрів теплоносіїв (в даному випадку охолоджуючої рідини та масла) на виході з попереднього теплообмінного апарату та на вході в наступний за рухом теплоносія. Згідно із цим принципом для модернізованої системи маємо:

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- T_{w1} – температура рідини на виході з ВВО1 та на вході в ОНП;
- T_{w3} – температура рідини на виході з ВВО2 та на вході в МО;
- T_{w5} – температура рідини після змішування потоків з температурами T_{w2} та T_{w4} після ОНП та МО відповідно. Дана температура є температурою входу для ВВО1 та ВВО2 і визначається за наступним рівнянням:

$$T_{w5} = \frac{T_{w2}G_{w1} + T_{w4}G_{w3}}{G_{w1} + G_{w3}}.$$

Для визначення всіх температур охолоджуючої рідини системи охолодження в програмі здійснено цикл за допомогою стандартної процедури Microsoft Excel «Пошук рішення». Структура циклу наочно показана безпосередньо в програмі, полягає вона в наступному. Взявши довільне значення температури охолоджуючої рідини на вході в ВВО T_{w5} , можливо виконати розрахунок схеми системи охолодження. По закінченню розрахунку буде знову отримано значення температури T'_{w5} після змішування потоків охолоджуючої рідини на виході із ОНП та МО. Очевидно, що має виконуватися рівність $T_{w5} = T'_{w5}$. У разі невиконання даної умови, T_{w5} прирівнюється до T'_{w5} і розрахунок повторюється до тих пір, доки не буде досягнута рівність температури входу в ВВО і температури змішування потоків за ОНП та МО. Подібна організація алгоритму дозволяє позбавитись необхідності вирішення складної системи рівнянь із п'ятьма невідомими. Орім того, вона є універсальною для будь-якої схеми системи охолодження.

Параметри теплоносіїв на виході з теплообмінних апаратів визначаються їх конструкцією та масо-габаритними показниками. В даному випадку відомі всі параметри – теплотехнічні та геометричні – ОНП та ВВО, тому їх спрощений розрахунок на окремих листах виконується за зворотним алгоритмом. Визначені параметри входу-виходу теплоносіїв зумовлюють конструкції та масо-габаритні показники МО, ОНП та ВВО в системі охолодження завдяки під'єднанню до методики розрахунку схеми системи охолодження алгоритмів прямої задачі всіх теплообмінних апаратів.

					КМР.142.6222М.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{G_x C_{px}}{G_z C_{pz}} \quad (\text{припустимо, що } G_x C_{px} < G_z C_{pz});$$

- визначаємо кількість одиниць переносу тепла N

$$N = k_g \frac{W_{\min}}{M_{\Pi}};$$

- визначаємо ККД теплообмінного апарата η

$$\eta = f(\text{схема}, b, N, S);$$

- визначаємо температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата $T_{\text{вих}}^x$ і $T_{\text{вих}}^z$

$$T_{\text{вих}}^x = T_{\text{вх}}^x + \eta(T_{\text{вх}}^z - T_{\text{вх}}^x)$$

$$T_{\text{вих}}^z = T_{\text{вх}}^z - S(T_{\text{вих}}^x - T_{\text{вх}}^x)$$

Як було зазначено вище, МО для запропонованої системи охолодження розраховується за прямим алгоритмом. Вихідні дані в цьому випадку наступні: температура входу-виходу теплоносіїв $T_{\text{вх}}^x$, $T_{\text{вх}}^z$, $T_{\text{вих}}^x$, $T_{\text{вих}}^z$, схема їх взаємного руху, кількість ходів по воді b , коефіцієнт використання маси пучка k_g .

Результатом розрахунку є визначення маси пучка МО M_n .

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{G_x C_{px}}{G_z C_{pz}} \quad (\text{припустимо, що } G_x C_{px} < G_z C_{pz});$$

- визначаємо ККД теплообмінного апарата η

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_m} = \frac{W_z \Delta T_z}{W_{\min} \Delta T_{\max}};$$

- визначаємо кількість одиниць переносу теплоти N

$$N = f(\text{схема}, b, \eta, S);$$

- визначаємо масу пучка МО M_n

					КМР.142.6222М.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		43

$$M_{\Pi} = k_g \frac{W_{\min}}{N}.$$

Викладений вище опис методик розрахунків є спрощеним. Розглянемо докладніше показник k_g , що фігурує в вихідних даних як прямого, так і зворотного розрахунків. Даний коефіцієнт визначається із виразу:

$$k_g = k \frac{F}{M_n} \text{ Вт/(кг·К)},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні теплообміну з боку заребрення, м²;

M_n – маса пучка теплообмінного апарата, кг.

При зворотному розрахунку, площа поверхні F та маса пучка теплообмінного апарата M_n незмінні для будь-яких значень витрат та температур теплоносіїв. Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha} + \sigma R_{cm} + \sigma \frac{1}{\alpha_w},$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки, Вт/(м²·К);

α_w – коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки, Вт/(м²·К);

R_{cm} – термічний опір стінки теплообмінного апарата, м²·К/Вт;

σ – коефіцієнт заребрення.

Значення коефіцієнтів α і α_w залежать від швидкості руху теплоносіїв, а, отже, від їх витрати за умови незмінності перерізу проходження, в той час, як σ та R_{cm} залишаються незмінними. Таким чином, можна зробити висновок, що k (а, відповідно, і k_g) залежать від витрати та температур теплоносіїв. Цей факт зумовлює необхідність проведення спільного розрахунку схеми системи охолодження та всіх теплообмінних апаратів для визначення значення k_g .

Спочатку система охолодження із усіма теплообмінниками вирішувалась за допомогою прямої задачі. В результаті розрахунку отримано оптимальні витрати теплоносіїв по гілках системи, а також конструктивні параметри МО, двох ВВО та ОНП.

Наступним етапом розрахунків був розрахунок схеми системи охолодження за допомогою зворотної задачі та всіх теплообмінних апаратів. В результаті уточнено значення температур і витрат теплоносіїв в характерних точках системи охолодження.

3.3.2 Методики розрахунку теплообмінних апаратів

Для розрахунків теплообмінних апаратів на базі трубчатої поверхні теплообміну з індивідуальним накатним круглим заребренням МО, теплообмінників на базі плоскоовальної ПТ з груповим заребренням пластинами ОНП та теплообмінників на базі круглої гладкої трубки ВВО було використано існуючі кафедральні методики розрахунку.

Подібно до розрахунків схеми системи охолодження, існує три типу задач розрахунку теплообмінних апаратів: пряма задача, зворотна задача та оптимізаційна задача.

Пряма задача вирішується для визначення конструктивних параметрів теплообмінних апаратів, при цьому, як правило, відомі всі параметри теплоносіїв на вході та виході з теплообмінних апаратів.

Зворотна задача вирішується для визначення параметрів теплоносіїв на виході з теплообмінних апаратів. При цьому, відомими є всі конструктивні параметри теплообмінних апаратів та параметри входу теплоносіїв.

Оптимізаційна задача пов'язана із пошуком кращого варіанту вирішення за умови виконання накладених обмежень. Параметр (або параметри) за яким оцінюється досконалість теплообмінних апаратів називають функцією цілі оптимізації. Оптимізаційні задачі становлять собою деяке поєднання прямої та зворотної задачі розрахунку, або, навіть, можуть базуватись на одній із них. У зв'язку із цим, а також із нескінченим варіантом постановки оптимізаційної задачі, достатньо створити програми розрахунків теплообмінних апаратів за прямою або зворотною задачею. Програма розрахунків за оптимізаційною задачею може бути достатньо просто отримана поєднанням або су-

місним використанням програм розрахунку за прямою та оптимізаційною задачею.

Програми розрахунків виконано в середовищі програмування Microsoft Excel. Програми виконано в табличній формі з використанням стандартної структури програмного середовища Microsoft Excel. Для досягнення максимальної наочності в окремому стовбцю викладені всі розрахункові формули, які безпосередньо в програмі не працюють. Дійсні розрахункові формули записані мовою програми Microsoft Excel в стовбцю, де наведено результати обчислень за цими формулами.

Для полегшення обробки результатів розрахунків організовано вибірку до таблиці, яка приводиться нижче розрахунків. Таблиця також має дублюючий індикатор коректності проведених розрахунків.

Прямий розрахунок теплообмінних апаратів містить вбудований гідравлічний та зворотний розрахунки, які виконані на окремих листах програми. Ці розрахунки є повністю автоматичними. Зворотний розрахунок теплообмінних апаратів містить вбудований гідравлічний розрахунок. Також програми на окремих листах містять рисунки, результати розрахунків, пояснюючі графіки, допоміжні розрахунки.

При роботі із програмою можливі виникнення збою. Причиною таких збоїв можуть бути некоректні вихідні дані, або збій циклічних розрахунків тощо. В разі потреби, для усунення збою необхідно скоректувати вихідні дані та обов'язково прирівняти «парні» віконця один до одного.

Результати розрахунків ОНП, МО та ВВО1 та ВВО2 наведені в таблицях 3.3, 3.4, 3.5 та 3.6.

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

3.3.3 Результати розрахунку запропонованої системи охолодження

Результати розрахунків запропонованої маловитратної схеми системи охолодження приведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Результати розрахунків системи охолодження

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Тепловідвід в зарубашкову воду	Q_d	кВт	7417
Тепловідвід в масло	Q_m	кВт	742
Витрата насосу заборотної води	G_{ww}	кг/с	180
Витрата заборотної води через ВВО1 (ОНП)	G_{ww1}	кг/с	90
Витрата заборотної води через ВВО2 (МО)	G_{ww2}	кг/с	90
Витрата прісної води через ОНП	G_{w1}	кг/с	22,8
Витрата прісної води через МО	G_{w2}	кг/с	21
Витрата води через перепуск	G_{wp}	кг/с	133,18
Витрата води через двигун	G_w	кг/с	177
Витрата наддувного повітря	$G_{нв}$	кг/с	21,95
Витрата масла	G_m	кг/с	48,8
Температура повітря перед компресором	$T_{\theta 0}$	°C	40
Температура води перед ВВО1	T_{ww1}	°C	32
T1 або Tк, повітря за компресором	$T_1 (T_k)$	°C	204,7
T2 або Ts, повітря в ресивері	$T_2 (T_s)$	°C	45,7
Заб.вода за ВВО1 (ОНП)	T_{ww2}	°C	48
Заб.вода за ВВО2 (МО)	T_{ww3}	°C	46,9
Температура прісної води перед двигуном	$T_{w\partial 1}$	°C	98,7
Температура прісної води за двигуном	$T_{w\partial 2}$	°C	108,7
Температура води перед ОНП	T_{w1}	°C	45,5
Температура води за ОНП	T_{w2}	°C	82,2
Температура води перед МО	T_{wm1}	°C	44,8
Температура води за МО	T_{wm2}	°C	53,2
Температура масла перед МО	T_{m1}	°C	87,3
Температура масла за МО	T_{m2}	°C	79,9

Таблиця 3.3. Результати розрахунків ОНП

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Витрата повітря	$G_{\text{в}}$	кг/с	21,950
Витрата води	$G_{\text{в}}$	кг/с	22,82
Температура повітря на вході	$T_{\text{в}1}$	К	477,70
Температура повітря на вході	$T_{\text{в}2}$	К	318,67
Температура повітря на вході	$t_{\text{в}1}$	°С	204,70
Температура повітря на вході	$t_{\text{в}2}$	°С	45,67
Температура води на вході	$T_{\text{в}1}$	К	318,52
Температура води за радіатором	$T_{\text{в}2}$	К	355,22
Температура води на вході	$t_{\text{в}1}$	°С	45,52
Температура води за радіатором	$t_{\text{в}2}$	°С	82,22
Тиск повітря на вході	P_1	Па	326000
Середня температура води в радіаторі	$T_{\text{в}f}$	К	336,9
Середня температура повітря в ОНП	$T_{\text{в}f}$	К	369,66
Швидкість води в трубах	$w_{\text{в}}$	м/с	0,79
Число Рейнольдса по воді	$Re_{\text{в}}$		8824,0
Повна зміна тиску в охолоджувачі	ΔP	Па	1268,7
Коефіцієнт використання маси пучка	K_g	Вт/кгК	125,311
Коефіцієнт використання об'єму пучка	K_v	Вт/м³К	132270
Сумарний опір руху потоку рідини	ΔP_w	кПа	36,5
Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки	α_n	Вт/(м²×К)	210,5
ККД ОНП	η		0,971
Теплова потужність ОНП за явном теплом	Q	кВт	3508,2
Термічний опір чистої монометалевої стінки	$R_{\text{ст}}$	м²·К/Вт	5,68E-06
Термічний опір шару забруднення зі сторони повітря	R_z	м²·К/Вт	1,76E-04
Дійсний термічний опір чистої монометалевої стінки	R_{Σ}	м²·К/Вт	1,15E-03
Вага пучка	M_n	кг	1601,53

Таблиця 3.4. Результати розрахунків МО

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Витрата масла	G	кг/с	48,8
Температура масла на вході в МО	t_{m1}	°C	90,00
Тиск масла на вході	p_{m1}	кПа	439
Температура масла за охолоджувачем	t_{m2}	°C	82,19
ККД МО	η		0,1984
Середня швидкість масла	w_m	м/с	2,12
Опір по маслу	ΔP_m	кПа	247,74
Витрата води	G_w	кг/с	21
Температура води на вході	t_{w1}	°C	44,8
Температура води на виході	t_{w2}	°C	53,77
Тиск води на вході	P_w	кПа	180
Швидкість води в трубках	w_w	м/с	1,50
Опір по воді	ΔP_w	кПа	23,58
Термічний опір стінки і шару забруднення	R_Σ	м ² ·К/Вт	2,44E-03
Коефіцієнт використання маси пучка труб	k_g	Вт/кгК	77,99
Кількість теплоти, переданої в МО	Q	кВт	789,32

Таблиця 3.5. Результати розрахунків ВВО1

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Витрата прісної води	G_w	кг/с	22,82
Температура прісної води на вході	t_{w1}	°C	108,7
Тиск прісної рідини на вході	p_{w1}	кПа	400,0
Температура прісної води за охолоджувачем	t_{w2}	°C	45,52
ККД ВВО	η		0,824
Середня швидкість прісної води поміж трубками	w_w	м/с	0,78
Швидкість прісної води в підвідному патрубку	w_{wnod}	м/с	1,99
Швидкість прісної води у відвідному патрубку	w_{wom}	м/с	1,99
Опір по прісній воді	ΔP_w	кПа	44,66

Витрат заборотної води	G_{ww}	кг/с	90,00
Температура заборотної води на вході	t_{ww1}	°C	32,0
Тиск заборотної води на вході	P_{ww}	кПа	200,0
Швидкість заборотної води в трубах	w_{ww}	м/с	1,705
Швидкість заборотної води в підвідному патрубку	$w_{wwпод}$	м/с	1,359
Швидкість заборотної води у відвідному патрубку	$w_{wwот}$	м/с	1,359
Солоність заборотної води	П	%	10
Опір по забортній воді	ΔP_{ww}	кПа	45,0
Термічний опір	R_{Σ}	м²·К/Вт	0,000391
Коефіцієнт використання маси пучка труб	k_g	Вт/кгК	193,75
Кількість тепла, переданого в ВВО	Q	кВт	6042,6
Число ходів теплообмінника по прісній воді	b_w		15
Число ходів теплообмінника по забортній воді	b_{ww}		3

Таблиця 3.6. Результати розрахунків ВВО2

Параметр	Позначення	Од. вим.	Значення
Витрата прісної води	G_w	кг/с	21,00
Температура прісної води на вході	t_{w1}	°C	108,7
Тиск прісної води на вході	p_{w1}	кПа	400,0
Температура прісної води за охолоджувачем	t_{w2}	°C	44,80
ККД ВВО	η		0,833
Середня швидкість прісної води поміж трубками	w_w	м/с	0,78
Швидкість прісної води в підвідному патрубку	$w_{wпод}$	м/с	2,03
Швидкість прісної води у відвідному патрубку	$w_{wот}$	м/с	2,03
Опір по прісній воді	ΔP_w	кПа	41,08
Витрат заборотної води	G_{ww}	кг/с	90,00
Температура заборотної води на вході	t_{ww1}	°C	32,0
Тиск заборотної води на вході	P_{ww}	кПа	200,0
Швидкість заборотної води в трубах	w_{ww}	м/с	3,720
Швидкість заборотної води в підвідному патрубку	$w_{wwпод}$	м/с	1,690

Швидкість заборотної води у відповідному патрубку	w_{wwot}	м/с	1,690
Солоність заборотної води	П	%	10
Опір по забортній воді	ΔP_{ww}	кПа	173,1
Термічний опір	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	0,000391
Коефіцієнт використання маси пучка труб	k_g	Вт/кгК	218,91
Кількість тепла, переданого в ВВО	Q	кВт	5625,5
Число ходів теплообмінника по прісній воді	b_w		14
Число ходів теплообмінника по забортній воді	b_{ww}		6

Згідно із даними в таблицях, можна казати про отримання наступного ефекту від модернізації системи охолодження:

- забезпечено відведення необхідних значень кількості тепла від зарубашкового простору двигуна та масла на номінальному режимі роботи суднової енергетичної установки за умови літньої спеки;

- знижено температуру наддувочного повітря в ресивері двигуна до 45,7 °С. Цей факт дозволяє спрогнозувати зниження питомої витрати дизельного пального 4...6 гр./кВт·год.), а також зменшення емісії NO_x до 40 %.

3.4 Висновок по розділу

Підводячи підсумки, слід зазначити, що вдосконалення штатної системи охолодження є нагальною проблемою, яка має бути відносно просто вирішена. Шлях вирішення цієї проблеми полягає в здійсненні модернізації існуючої схеми системи охолодження, яка вимагає заміну всіх теплообмінних апаратів системи та зміни самої схеми системи охолодження. Запропоновано виконання ОНП та МО на основі перспективних поверхонь теплообміну. Схема системи охолодження змінюється із використанням принципу маловитратності та місцевого переохолодження теплоносіїв внутрішнього контуру. Отримано наступний ефект від вдосконалення схеми системи охолодження:

- забезпечено відведення необхідних значень кількості тепла від зарубашкового простору двигуна та масла на номінальному режимі роботи судно-

вої установки за умови високих температур оточуючого середовища. Крім того, система має певний запас, відповідно до причин, що викладені вище;

- на 34 °С знижено температуру наддувного повітря в ресивері двигуна.

Цей факт дозволяє спрогнозувати зниження споживання двигуном палива приблизно на 6 гр./ (кВт·год.), а також зменшення емісії NO_x приблизно на 40 % при використанні вдосконаленої схеми системи охолодження і запропонованих теплообмінних апаратів.

Викладені висновки стали можливими після проведення серії розрахунків штатної схеми системи охолодження, декількох варіантів виконання схем модернізованої системи та всіх її теплообмінних апаратів. Для проведення цих розрахунків було використано на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ методики та програми розрахунків. В процесі роботи над кваліфікаційною роботою було адаптовано існуючі програми розрахунків систем охолодження відповідно до запропонованої альтернативної схеми.

					КМР.142.6222м.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

РОЗДІЛ 4

Економічне обґрунтування застосування раціональної системи охолодження

4.1. Обґрунтування необхідності вдосконалення системи охолодження

За умови світової кризи більшого значення набувають раціоналізація витрат на виробництві та заощадні технології. Такі проблеми часто вирішуються за рахунок застосування вітчизняних аналогів теплообмінних апаратів, або більш дешевих аналогів, які є зручними для модернізації, або під час обслуговування та ремонту. Перехід до нових елементів систем стає можливим через наявність в країні сервісних центрів, підприємств-виробників, що виготовляють обладнання, а іноді навіть і на індивідуальне замовлення. Ці тенденції також стосуються і суднобудівної галузі, що знаходиться в скрутному становищі. Саме тому в роботі вдосконалено схему систему охолодження та всі її теплообмінні апарати на основі дизельного двигуна типу 6ДКРН 60/195 компанії MAN B&W.

Метою проектування і модернізації є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію двигуна з новою схемою системи охолодження в порівнянні з існуючим прототипом.

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

Метод призначений для вирішення наступних завдань:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності та ефективності в нормативах і нормах.
3. Розрахунок фактичної ефективності впровадження нової техніки.

					КМР.142.6222м.05.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

При визначенні економічного ефекту від створення нової суднової енергетичної установки порівнюються параметри двигуна із традиційною і раціональною системою охолодження.

В табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу MAN 6S60ME-C7 із традиційною і раціональною системою охолодження.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигуна типу MAN 6S60ME-C7 із традиційною і раціональною системою охолодження

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроекований двигун
Потужність, кВт		N_e	11580	11580
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}		n	123	123
Діаметр циліндра двигуна, м		D	0,6	0,6
Хід поршня двигуна, м		S	1,95	1,95
Вага, кг		G	341000	340000
Габарити, м:	довжина	L	8,47	8,47
	ширина	B	3,23	3,23
	висота	H	9,095	9,095
Питома витрата палива, $\text{кг/кВт} \cdot \text{год.}$		g_p	0,2095	0,2035
Питома витрата масла, $\text{кг/кВт} \cdot \text{год.}$		g_m	0,00083	0,00082
Механічний ККД двигуна		η_m	0,87	0,9
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		$\epsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,9	0,9
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	7500	7500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{\text{пер}}$	6000	6000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{\text{кр}}$	120000	120000
Ціна установки, грн.		Π	34000000	46800000
Ціна палива, грн./т		Π_p	51000	51000
Ціна масла, грн./т		Π_m	86500	86500
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з раціональною системою охолодження

4.2.1 Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

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

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 11580 \cdot 7500 = 78165000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_1 = 0,9 \cdot 11580 \cdot 7500 = 78165000 \text{ кВт за рік.}$$

4.2.2 Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{\kappa p}}{t}$

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{120000}{7500} = 16,0 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{120000}{7500} = 16,0 \text{ років.}$$

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

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

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{\pi 1} = 0,2095 \cdot 78165000 \cdot 51000 \cdot 10^{-3} = 835153942,5 \text{ грн.,}$$

$$З_{\pi 2} = 0,2035 \cdot 78165000 \cdot 51000 \cdot 10^{-3} = 811235452,5 \text{ грн.}$$

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

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

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{\text{м}1} = 0,00083 \cdot 78165000 \cdot 86500 \cdot 10^{-3} = 5611856,2 \text{ грн.,}$$

$$З_{\text{м}2} = 0,00082 \cdot 78165000 \cdot 86500 \cdot 10^{-3} = 5544243,5 \text{ грн.}$$

4.2.5 Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.:

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

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{\text{пр}1} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 34000000}{6000} = 2125000,0 \text{ грн., } З_{\text{пр}1} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 46800000}{6000} = 2925000,0 \text{ грн.}$$

					КМР.142.6222М.05.04.ПЗ.	Лист
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.2.6 Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за

$$\text{формулою, грн.: } Z_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}$$

Для аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$Z_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 34000000}{120000 \cdot 1,1} = 579545,5 \text{ грн.}, \quad Z_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 46800000}{120000 \cdot 1,1} = 797727,3$$

грн.

4.2.7 Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.:

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

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$U_1 = 835153942,5 + 5611856,2 + 2125000,0 + 579545,5 = 843470344,1 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 811235452,5 + 5544243,5 + 2925000,0 + 797727,3 = 820502423,2 \text{ грн.}$$

4.2.8 Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна визначається за формулою, грн.:

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{78165000}{78165000} \cdot 843470344,1 = 843470344,1 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[34000000 \cdot \frac{78165000}{78165000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{16} + 0,15}{\frac{1}{16} + 0,15} \right) + \frac{843470344,1 - 820502423,2}{\frac{1}{16} + 0,15} \right] - 46800000 = 95284333,7 \text{ грн.}$$

4.2.9 Термін окупності модернізованого двигуна визначається за формулою, років: $T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна, грн.;

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

$$\Delta S = Z_{\text{п1}} - Z_{\text{п2}} + Z_{\text{м1}} - Z_{\text{м2}} + Z_{\text{пр1}} - Z_{\text{пр2}} + Z_{\text{кр1}} - Z_{\text{кр2}}.$$

$$\Delta S = 820502423,2 - 843470344,1 = 22967920,9 \text{ грн.}$$

					КМР.142.6222М.05.04.ПЗ.	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Отже, час окупності: $T_{\text{окуп}} = \frac{12800000}{22967920,9} = 0,557$ року.

4.3 Висновок по розділу

В розділі проведено розрахунок і порівняння річних витрат на експлуатацію двигуна із запропонованою схемою системою охолодження та аналогічного двигуна із традиційною схемою системою охолодження, визначено економічний ефект.

Розрахунок підтвердив доцільність впровадження маловитратної системи охолодження для двигуна типу MAN 6S60ME-C7. Річний економічний ефект який обумовлений зниженням поточних витрат лише на паливо складає близько 95,3 млн. грн. Термін окупності проекту складе менше семи місяців за умови експлуатації двигуна протягом 7500 годин на рік.

					КМР.142.6222м.05.04.ПЗ.	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Охорона навколишнього середовища

5.1 Вступ

Навколишнє середовище – це середовище проживання та виробничої діяльності людини, яке містить в собі не тільки простір, але й антропогенні та природні соціальні, біологічні, фізичні, хімічні явища та елементи – все те, що побічно чи безпосередньо впливає на діяльність та життя людини.

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї антропогенних або природних факторів.

Однією із необхідних умов для високопродуктивної та здорової праці є забезпечення нормальних метеорологічних умов і чистоти повітря в робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як пара, газ, пил, вологість та надлишкова температура і створення здорового повітряного простору є важливою задачею, яка повинна реалізовуватися комплексно, одночасно із вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини потрапляють до організму людини головним чином через дихальні шляхи, а також з їжею і через шкіру. Більшість цих речовин відносяться до шкідливих і небезпечних виробничих факторів, оскільки негативно впливають на організм людини.

5.2 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації судових двигунів

В процесі експлуатації двигун внутрішнього згоряння знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: під час роботи споживається атмосферне повітря і забортна вода, викидаються в атмосферу відхідні гази.

					КМР.142.6222м.05.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

Розглянемо характер впливу компонентів, які містяться у відхідних газах дизельних двигунів, на організм людини. За цією ознакою вони поділяються на шість різних груп.

У 1 групу входять речовини, що не чинять безпосереднього шкідливого впливу на біосферу і людину в цілому: це азот N_2 , водень H_2 , кисень O_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До 2 групи відноситься CO – окис вуглецю або чадний газ – безбарвний газ, без смаку і запаху, легший за повітря (щільність складає 0,97 до густини повітря). Майже нерозчинний у воді. Горючий (з повітрям утворює вибухову суміш). Потрапляючи в легені людини, а звідти в кров, витісняє із крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження вмісту кисню в крові приводить до задухи). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. В результаті у людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях в повітрі CO призводить до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно дуже погано випаровується із закритих приміщень.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по об'єму концентрація нешкідлива, при 0,01 % спостерігається хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 % – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – втрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людину не винести із повітряного простору із такою концентрацією окису вуглецю і не надати їй необхідну допомогу.

У 3 групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окислюється до NO_2 . Діоксид азоту NO_2 – газ червонясто- бурого кольору із характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окису азоту значно токсичніший за CO . Потрапляючи в організм людини і всту-

паючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні сполуки, які руйнують легеневу тканину людини, викликаючи хронічні захворювання, а також необоротні зміни в серцево-судинній системі. Вони також викликають захворювання слизистих оболонок верхніх дихальних шляхів, нервові розлади і хронічні бронхіти. У сполученні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають прихований період. Спочатку отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

В залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм має наступні наслідки: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизистих оболонок; до 0,002 – утворення метагемоглобіна; 0,004...0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До самої численної 4 групи відносяться різні вуглеводні (сполуки типу C_nH_m), які є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, цикланів, алкадїїнів, а також ароматичних сполук, у тому числі канцерогенів. Викликають багато хронічних захворювань, мають неприємний запах, чинять загальнотоксичний і дратівний вплив.

До 5 групи входять альдегіди, які мають різкий запах (особливо – формальдегід). При значених дозах викликають подразнення дихальних шляхів і слизистих оболонок носа і очей людини. Дія на організм людини характеризується загальнотоксичним і дратівним ефектом на центральну нервову систему, ураженням внутрішніх органів. У відпрацьованих газах двигунів присутні в основному акролеїн і формальдегід.

В 6 групу входить сажа. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю – від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більше 10 мкм) здатні по кілька діб зависати у атмосферному повітрі. Як і будь-який аерозоль, сажа забруднює оточуюче повітря, погіршує видимість і може подразнювати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не має безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі кліт-

ки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизельних двигунів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі у відхідних газах дизельних двигунів міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу відхідних газів дизельних двигунів при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, які являють собою сполучення сірки. Вони мають різкий запах, викликають подразнення верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі людини. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ із гострим запахом, важчий за повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчану кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного вмісту його в повітрі, %, спричиняє такі наслідки: 0,0007...0,001 – подразнення в горлі; 0,0017 – подразнення очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад відхідних газів двигунів на 99,0...99,9 % складається із продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина відхідних газів, що залишилася (не більш 1 % від загальної витрати відхідних газів, практично рівної витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: людину, тваринний і рослинний світ, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами відхідних газів дизельних двигунів є окиси азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, окисли азоту, вуглеводні, а також сполуки свинцю (для етильованих бензинів). Вуглеводні, які виділяються в повітря бензиновими двигунами, потрапляють туди як із вихлопними газами, так і з картерними газами, а також у вигляді випаровувань з бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом відхідних газів, в той час як у бензинових двигунах загальна кількість токсинів більш висока.

Крім шкідливих речовин до складу відхідних газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекис-

лий газ CO_2 . Щодо азоту можна додати, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів в циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не спричиняє явної шкоди людині за умови провітрювання приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом відхідних газів двигунів. У той же час, утворення вуглекислого газу із викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері земного шару. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться метан, водяна пара, фреони і деякі інші сполуки. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а інша половина повертається назад на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середньорічна температура приземного шару становить $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце-Земля-Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так званого «парникового ефекту», що впливає на зміну клімату нашої планети. При існуючому темпі зростання кількості вуглекислого газу в атмосфері (масова частка вуглекислого газу зросла від 0,00012 до 0,00038 за остання сто років) можливе підвищення середньорічної температури приземних шарів атмосфери на $2\ldots 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ в найближчі 100...200 років. Це спричинить інтенсивне танення льодовиків планети, підвищення рівня світового океану на 6...16 м і низку супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспортних двигунів на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко застосовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (і не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

					КМР.142.6222м.05.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення пилових часток, газоподібних забруднювачів і кристалів льоду, які виникають при замерзанні крапель туману і пари;

- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових частинок і крапель туману;

- смог фотохімічний (лос-анджелеського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розпаду забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отруйний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу є оксиди азоту, чадний газ (оксид вуглецю), перекис ацетилнітрату, азотна кислота і деякі інші.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні певної концентрації в оточуючому повітрі можуть призвести до смертельного випадку. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна допустима концентрація їх у повітрі. Їх постійний вплив на людину, тварин і рослини може призвести до мутацій на генетичному рівні, а також до різкої спадкової зміни організмів, що змінює їх морфологічні (зовнішня і внутрішня будова) і фізіолого-поведінкові ознаки.

Вплив відхідних газів двигунів на рослинність обумовлений потраплянням їх як на поверхню рослин, так і в клітини (із ґрунтовими водами). Особливо чутливі рослини до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до сполук оксидів азоту із вуглеводнями.

Вплив відхідних газів двигунів на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів сполук оксидів азоту і сірки з парою води, а також осадженням маслянистих частинок сажі.

5.3 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Вдосконалювання робочих процесів і сумішоутворення. При цьому підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумі-

шах. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може спричинити збільшення викиду NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах. Покращують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, перехідні і часткові режими роботи двигунів. Покращують рівномірність надходження палива у циліндри двигуна. Для цього застосовують системи упорскування палива безпосередньо в циліндри двигуна під високим тиском. Зменшення кутів, що визначають момент запалювання, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє зростанню викиду вуглеводнів і СО.

Рециркуляція відхідних газів. Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускний трубопровід на номінальному режимі роботи (за іншими даними до 20 %). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (за іншими даними на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення паливної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно дещо зменшується економічність і знижується потужність двигуна. Викиди СО і СН у цьому випадку можуть незначно зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніша на часткових режимах, хоча тут і так викиди NO_x незначні. Рециркуляція відхідних газів більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, ніж для двигунів з розділеними камерами згоряння.

Паливо і присадки. Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи двигунів. Викид NO_x при цьому зменшується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, що сприяє покращенню рівномірності розподілу палива по об'єму камери згоряння. Це знижує абсолютно всі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно-металевих присадок на основі марганцю, барію і тетраетилсвинцю дозволяють на максимальних навантаженнях у кілька разів знизити димність вихлопу і вміст у ньому альдегідів і бензопиренів. Димність дизельного двигуна із нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою,

що міститься в пальному, і потрапляє в атмосферу у вигляді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першої відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння палива, відповідно до другої – зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні частинок сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим вмістом тетраетилсвинцю дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів строк роботи каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на роботу на газоподібному паливі дозволяє знизити викид NO_x приблизно в 2 рази, а також частково знижує викид CO . Це пов'язано із тим, що при роботі на газоподібному паливі можливе ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші у циліндрах двигуна.

Нейтралізація відхідних газів. Зниження рівня викиду токсичних речовин з відхідними газами можливо досягти за рахунок їх нейтралізації у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні, або для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. В каталітичних і термічних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції в результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. В механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (паливо, масло, кислоти, вода). Останні нейтралізатори застосовуються здебільшого для двигунів стаціонарних енергетичних установок.

5.4 Висновок по розділу

При вдосконаленні системи охолодження і її теплообмінних апаратів двигуна типу MAN 6S60ME-C7 враховано вимоги щодо охорони навколишнього середовища, розглянуто забруднюючі фактори при експлуатації дизеля і розроблено способи зниження димності і токсичності викидів під час роботи суднової установки, тобто експлуатація буде відповідати існуючим нормам безпеки.

					КМР.142.6222м.05.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Дана кваліфікаційна магістерська робота включила в себе ряд розрахунків, рішень і розробок, що можуть бути використані на практиці і є технічно виправдані.

Розрахунок проведений у спеціальній частині кваліфікаційної роботи показав, що при вдосконаленні системи охолодження двигуна типу MAN 6S60ME-C7 шляхом застосування раціональної схеми такої системи та її теплообмінних апаратів, ми добилися зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна до 45,7 °C при температурі забортної води 32 °C та навколишнього середовища 40 °C. Таке зниження температури наддувного повітря дає економію витрати палива в кількості 6 г/(кВт·год), та зменшення викидів в атмосферу з вихлопними газами шкідливих сполук, зокрема NO_x, на 40 %.

Техніко-економічний розрахунок показує, що річний економічний ефект, який обумовлений зменшенням поточних витрат лише на паливо складає близько 95,3 млн. грн. Термін окупності проєкту складе менше семи місяців за умови експлуатації двигуна протягом 7500 годин на рік.

В розділі охорони навколишнього середовища викладені заходи при виконанні яких забезпечується безпечна для оточуючого середовища і людини робота двигуна та судна в цілому.

					КМР.142.6222м.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. MAN B&W S60ME-C7 Project Guide / MAN Diesel, 2009. – 357 p.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
7. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
8. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
9. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
11. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

					КМР.142.6222м.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

12. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

					КМР.142.6222м.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68