

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
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРОБКА ТА ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ
СУДНОВОГО ДВИГУНА ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ РОБОЧИХ
ХАРАКТЕРИСТИК

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Олександр БЕЗБАБНИЙ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« _____ » _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Безбабному Олександру Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка та оптимізація системи охолодження суднового двигуна для покращення робочих характеристик

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 2416 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1900 хв⁻¹; ступінь стиснення – 13; Ступінь підвищення тиску в компресорі – 5; температура оточуючого середовища – 307 К

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Аналіз схеми і параметрів штатної системи охолодження; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок і оптимізація маловитратної системи охолодження; Техніко-економічний аналіз показників спроектованої системи охолодження; Заходи щодо охорони праці та навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Схема маловитратної системи охолодження;
Охолоджувач наддувного повітря; Охолоджувач масла; Охолоджувач води;
Результати повного факторного експерименту

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) /Олександр БЕЗБАБНИЙ/
(ім'я та прізвище)

(підпис) /Олексій ГОГОРЕНКО/
(ім'я та прізвище)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати розробки та оптимізації маловитратної системи охолодження суднового дизеля типу 12ЧН 18,5/21,5, потужністю 2416 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 1900 хв^{-1} .

У роботі проведено моделювання робочого циклу двигуна, розрахунок теплового балансу, аналіз ефективності штатної системи охолодження та розробку вдосконаленої маловитратної системи з покращеними показниками тепловідведення.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 90 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: судновий дизель, система охолодження, маловитратна схема, теплообмінник, оптимізація, енергоефективність.

The qualification project presents the results of the development and optimization of a low-flow cooling system for a marine diesel engine 12ChN 18.5/21.5 with a power output of 2416 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 1900 rpm.

The study included simulation of the engine working cycle, thermal balance calculation, analysis of the standard cooling system, and design of an optimized low-flow system with improved heat dissipation performance.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 90 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: marine diesel engine, cooling system, low-flow circuit, heat exchanger, optimization, energy efficiency.

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Аналіз схеми та параметрів штатної системи охолодження	7
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5...	14
2.1 Визначення параметрів робочого циклу двигуна	15
2.2 Висновок по розділу.....	24
РОЗДІЛ 3. Розрахунок і оптимізація маловитратної системи охолодження.....	25
3.1 Опис альтернативної системи охолодження.....	25
3.2 Зворотній розрахунок ОНП.....	30
3.3 Зворотній розрахунок ВВО1 та ВВО2.....	38
3.4 Зворотній розрахунок охолоджувача мала.....	49
3.5 Зворотний розрахунок спроектованої системи	59
3.6 Аналіз і оптимізація результатів розрахунків методом повного факторного експерименту	63
3.7 Візуалізація результатів повного факторного експерименту	71
РОЗДІЛ 4. Техніко-економічний аналіз показників спроектованої системи охолодження	79
4.1 Вступ	79
4.2 Зіставлення характеристик початкової та розробленої систем охолодження.....	79
4.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження маловитратної системи охолодження у складі суднового двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5.....	81
4.4 Висновок по розділу.....	81

РОЗДІЛ 5. Заходи щодо охорони праці та навколишнього середовища	82
5.1 Оцінка ризиків та впливу шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні.....	82
5.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні.....	85
5.2.1 Розрахунок кількості світильників загального освітлення в машинному відділенні	85
5.2.2 Визначення світлового потоку від однієї лампи світильника	86
5.3 Оцінка екологічного впливу судна з дизельним двигуном на навколишнє середовище.....	87
5.4 Висновок по розділу.....	89
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	90
ЛІТЕРАТУРА.....	92

ВСТУП

У межах виконання завдання було спроектовано маловитратну систему охолодження для 12-циліндрового чотиритактного дизельного двигуна з високим ступенем наддуву ($P_k = 5$). Двигун розвиває номінальну потужність $N_e = 2416$ кВт при частоті обертання $n = 1900$ об/хв. Особливості роботи двигуна, зокрема системи охолодження, обумовлені його експлуатаційними умовами та цільовим призначенням. Основним режимом роботи є номінальний режим.

Система охолодження має низку ключових характеристик. Зокрема, завдяки необмеженому доступу до заборотної води, ця перевага активно використовується для охолодження. Деталі двигуна, масло й наддувне повітря охолоджуються прісною водою внутрішнього контуру системи, яка, своєю чергою, охолоджується заборотною водою.

Використання внутрішнього контуру з прісною водою виправдане через недоліки прямої системи охолодження заборотною водою. До основних недоліків прямої системи охолодження належать:

- утворення солевих відкладень через неможливість підтримувати високий рівень температури води, що обмежує ефективність тепловідводу.
- електрохімічна корозія, що сприяє руйнуванню зарубашкових порожнин дизеля;
- ризик переохолодження двигуна за умов зниження температури заборотної води;
- при нагріванні води вище $323...328$ К виділяються солі (хлору, натрію, магнію, кальцію), які утворюють накип, що значно ускладнює тепловідвід. Шар накипу товщиною 2 мм може майже вдвічі підвищити температуру стінок, що підвищує ризик тріщин.

Прісна або дистильована вода дозволяє підтримувати стабільний і вищий температурний режим роботи двигуна. Для забезпечення ефективності

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

системи необхідна установка датчиків і регуляторів, які коригують витрату заборотної води залежно від її температури.

Для проєктування системи охолодження потрібні дані теплового балансу двигуна та його режимів роботи. Пріоритетний номінальний режим розраховується у програмному середовищі Blits-Pro для забезпечення точності й всеосяжності результатів.

Проєктування маловитратної системи охолодження передбачає:

- аналіз можливостей штатної системи.
- порівняння штатної та нової системи за експлуатаційними характеристиками.
- розрахунок теплообмінників:
 - прямий метод – для визначення габаритів теплообмінників.
 - зворотний метод – для отримання параметрів системи.
- аналіз характеристик нової системи за допомогою факторного експерименту. Результати подаються у вигляді регресійних рівнянь і графіків.

Запропонована система охолодження має суттєві переваги над штатною:

- покращення температурного режиму: забезпечення нижчої температури повітря в ресивері, масла й води.
- економічний ефект: зменшення маси теплообмінників, що знижує витрати на матеріали та експлуатацію.

Модернізована система сприяє підвищенню надійності, ефективності та довговічності двигуна, забезпечуючи оптимальні умови його роботи.

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 РОЗДІЛ

Аналіз схеми та параметрів штатної системи охолодження

Перед впровадженням інновацій і змін у систему охолодження необхідно ретельно проаналізувати її штатну версію. Це дозволяє виявити основні недоліки та обґрунтувати необхідність модернізації.

Спочатку було виконано розрахунок робочого циклу двигуна, на основі якого отримані дані теплового балансу. Отримані дані слугували основою для подальших розрахунків системи охолодження. Штатна система охолодження є повнопотоковою та включає наступні елементи: маслоохолоджувачі (МО), охолоджувач наддувного повітря (ОНП) і водо-водяні охолоджувачі (ВВО). На підставі вихідних даних щодо параметрів двигуна та характеристик теплообмінників був проведений розрахунок кожного елемента системи окремо, а також усієї системи в цілому. Отримані результати дозволили оцінити ефективність штатної системи охолодження. Для наочного представлення роботи системи складена її принципова схема, наведена на рис. 1.1. Схема ілюструє взаємозв'язки між основними компонентами, що сприяє кращому розумінню її роботи та полегшує пошук шляхів удосконалення.

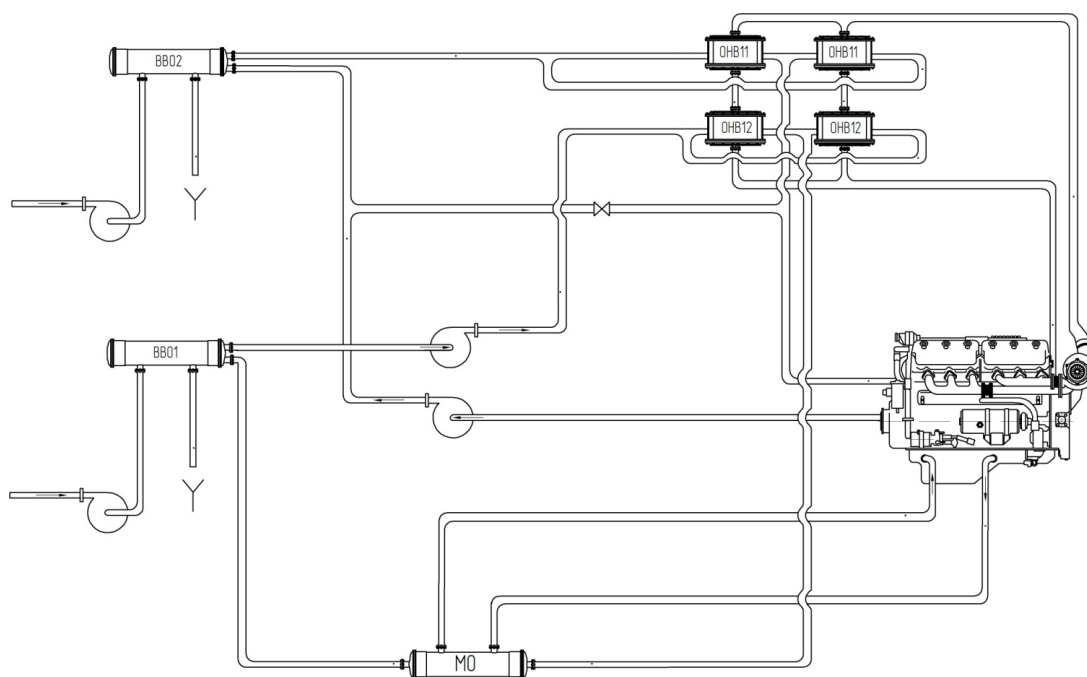


Рис. 1.1. Схема штатної системи охолодження

Температура навколишнього повітря становить $T_0 = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура заборотної води – $T_{ww1} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температури теплоносіїв за двигуном: вода – $T_{wd2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$, масло – $T_{m1} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За результатами теплового балансу визначено тепловідведення в зарубашкову воду $Q_d = 402,6\text{ кВт}$, і в масло $Q_m = 175,4\text{ кВт}$. Витрати: заборотної води $G_{ww} = 30\text{ кг/с}$, масла – $G_m = 14\text{ кг/с}$, надувного повітря – $G_{hb} = 5,87\text{ кг/с}$. Тиск повітря за компресором – $P_1 = 500\text{ кПа}$. На основі цих даних можна створити таблицю вихідних параметрів

T_0	K	$^{\circ}\text{C}$	307	34	Воздух перед компрессором
T_{ww1}	K	$^{\circ}\text{C}$	300	27	Вода перед ВВО
T_1	K	$^{\circ}\text{C}$	531,0	258	T_1 или T_k , воздух за компрессором
P_1	Па		500000		Давление воздуха после компрессора
T_{wd2}	K	$^{\circ}\text{C}$	383	110	Температура воды за двигателем
T_{m1}	K	$^{\circ}\text{C}$	368	95	Масло на выходе из двигателя или входе в МО
Q_d	кВт		402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
Q_m	кВт		175,4		Теплоотвод в масло
G_{ww}	кг/с		30		Расход забортовой воды общий
G_{wd}	кг/с		24,4		Расход воды через дизель
G_{w11}	кг/с		24,4		Расход воды через один ОНВ11
G_{w1}	кг/с		24,4		Расход воды через ВВО1, ОНВ12 и МО
G_{w2}	кг/с		24,4		Расход воды через один ОНВ12
G_{hb}	кг/с		5,87		Расход наддувочного воздуха через дизель
G_m	кг/с		14		Расход масла

Було здійснено окремий розрахунок кожного теплообмінника, після чого отримані результати були передані в загальний розрахунковий комплекс для визначення параметрів системи. При виконанні розрахунків були встановлені певні обмеження, зокрема: опір усіх теплообмінників по воді не повинен перевищувати 60 кПа, опір охолоджувача масла (МО) по маслу — не більше 250 кПа, а швидкість води в теплообмінниках не повинна перевищувати 1,5 м/с. Після проведених розрахунків отримані результати, які зручно подати в табличному вигляді.

Q_d	кВт		402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
Q_m	кВт		175,4		Теплоотвод в масло
$G_{в1}$	кг/с		15		Расход заборной воды через ВВО1
$G_{в2}$	кг/с		15		Расход заборной воды через ВВО2
G_{wd}	кг/с		24,40		Расход воды через дизель
$G_{вент}$	кг/с		30,00		Расход насоса заборной воды общий
G_{w1}	кг/с		24,40		Расход воды через ВВО1, ОНВ12 и МО
G_{w2}	кг/с		24,40		Расход воды через один ОНВ12
$G_{нд}$	кг/с		5,87		Расход наддувочного воздуха через дизель
G_m	кг/с		14		Расход масла
P_1	Па		500000		Давление воздуха перед ОНВ11
ΔP_1	мм.в.ст		423,5		Воздушное сопротивление ОНВ11
P_2	Па		495849,7		Давление воздуха перед ОНВ12
ΔP_2	мм.в.ст		289,7		Воздушное сопротивление ОНВ12
$T_{в1}$	К	°C	300,0	27	Воздух перед компрессором
$T_1 (T_k)$	К	°C	531,0	258,0	T_1 или T_k , воздух за компрессором
$T_{21} (T_{s1})$	К	°C	445,3	172,3	T_{21} или T_{s1} , воздух за ОНВ11
$T_2 (T_s)$	К	°C	356,1	83,1	T_2 или T_s , воздух за ОНВ12
$T_{в12}$	К	°C	320,4	47,4	Воздух за радиатором Р1
$T_{в22}$	К	°C	329,1	56,1	Воздух за радиатором Р2
T_{wd1}	К	°C	379,1	106,1	Вода перед дизелем
T_{wd2}	К	°C	383	110,0	Температура воды за двигателем
T_{w1}	К	°C	346,2	73,2	Вода перед ОНВ12
T_{wm1}	К	°C	356,6	83,6	Вода перед МО
T_{wm2}	К	°C	358,3	85,3	Вода за МО
T_{w3}	К	°C	365,8	92,8	Вода перед ОНВ11
T_{w4}	К	°C	370,7	97,7	
$T_{м1}$	К	°C	368,0	95,0	Масло на выходе из двигателя или входе в МО
$T_{м2}$	К	°C	362,3	89,3	Масло за МО

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що температури води та повітря на виході з двигуна є досить високими, що свідчить про необхідність реорганізації системи для поліпшення її параметрів. Для детальнішого дослідження системи було здійснено кілька розрахунків із різним набором вихідних даних, що дозволило здійснити більш глибокий аналіз можливостей системи у поточному стані. Результати розрахунків у графічному вигляді подано на рис. 1.2...1.9.

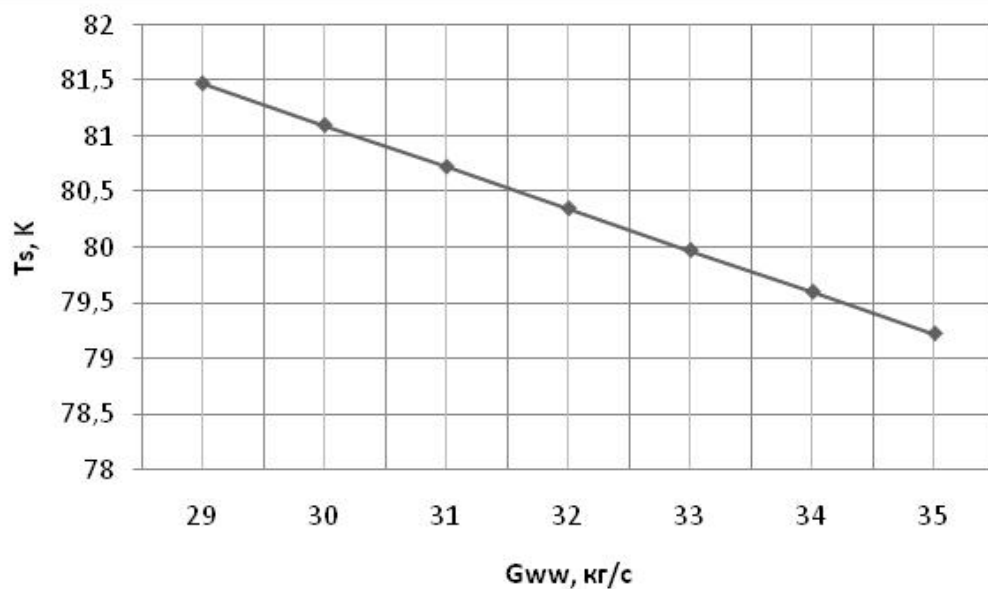


Рис. 1.2. Залежність температури повітря в ресивері T_s
від продуктивності насоса заборотної води

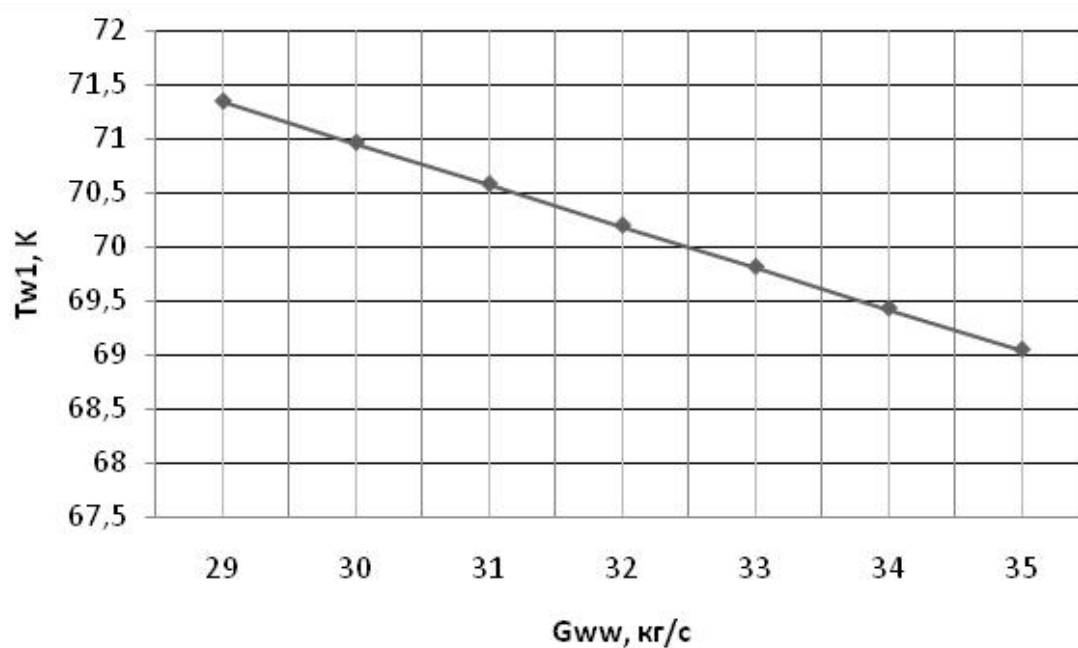


Рис. 1.3. Залежність температури повітря перед ОНП T_{w1}
від продуктивності насоса заборотної води

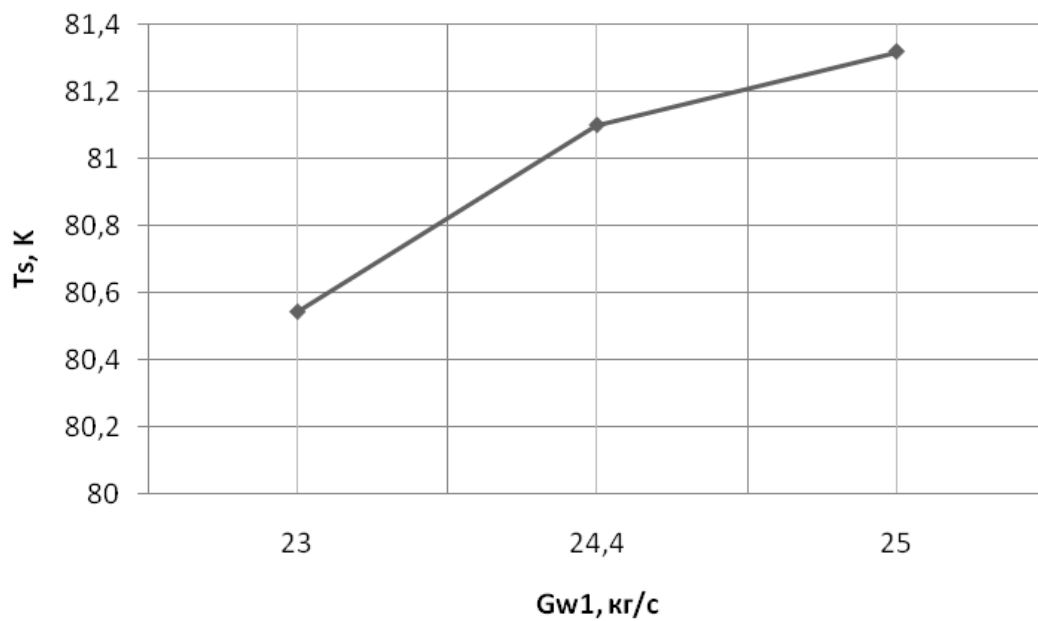


Рис. 1.4. Залежність температури повітря в ресивері T_s від витрати охолоджуючої рідини через ОНП, МО і ВВО1, G_{w1}

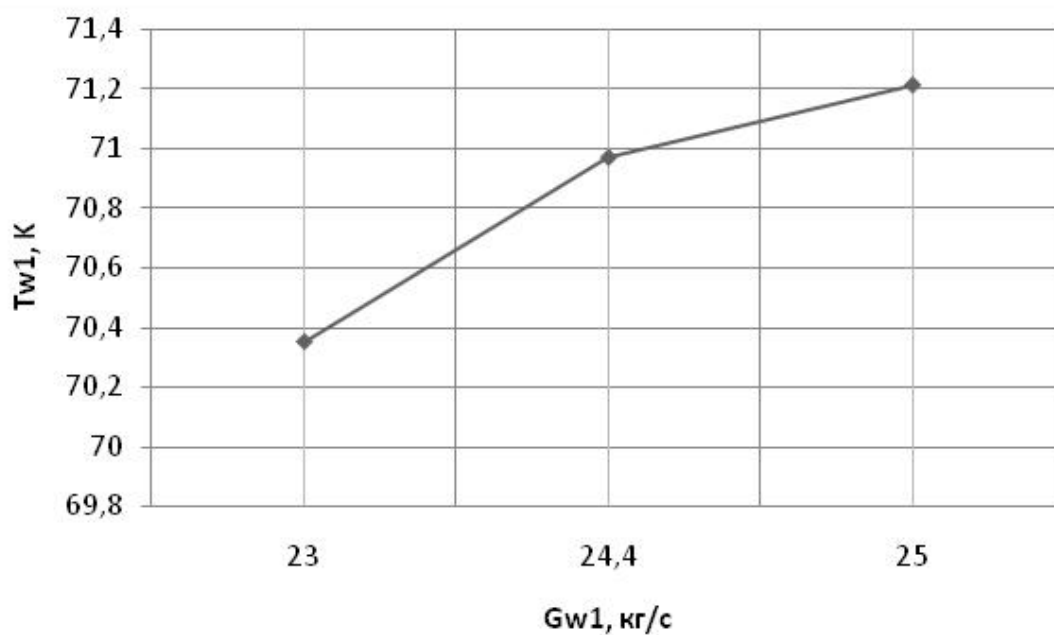


Рис. 1.5. Залежність температури повітря перед ОНВ T_{w1} від витрати охолоджуючої рідини через ОНП, МО і ВВО1, G_{w1}

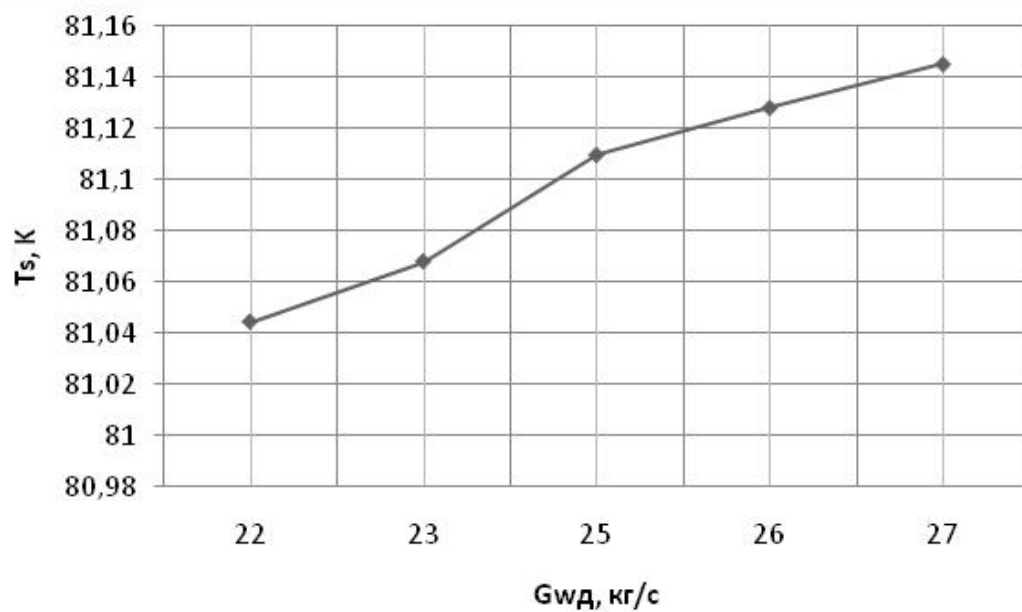


Рис. 1.6. Залежність температури повітря в ресивері T_s від витрати охолоджуючої рідини через двигун G_{wd}

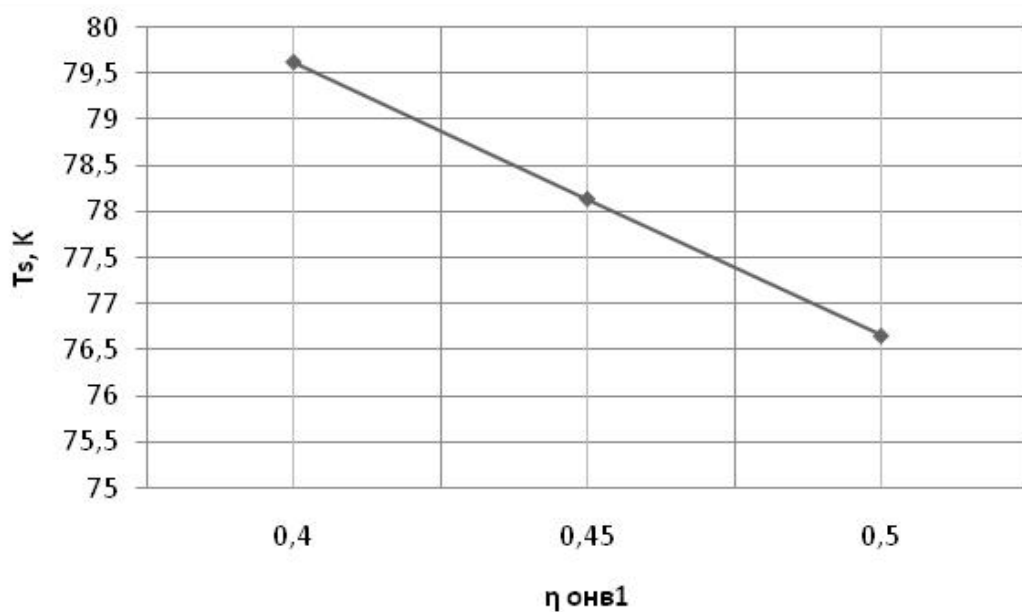


Рис. 1.7. Залежність температури повітря в ресивері T_s від коефіцієнта корисної дії ОНП1 $\eta_{онв1}$

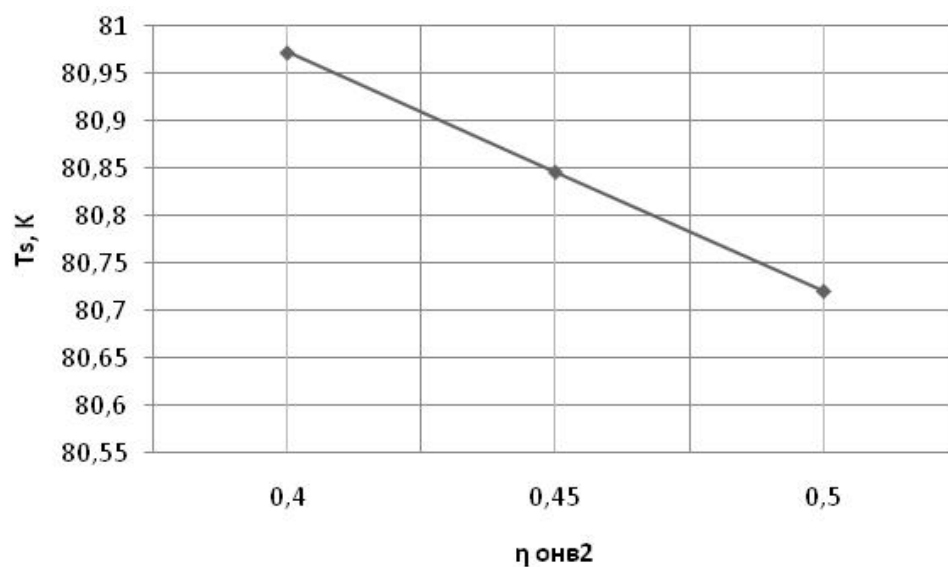


Рис. 1.8. Залежність температури повітря в ресивері T_s від коефіцієнта корисної дії ОНП2 η_{ONP2}

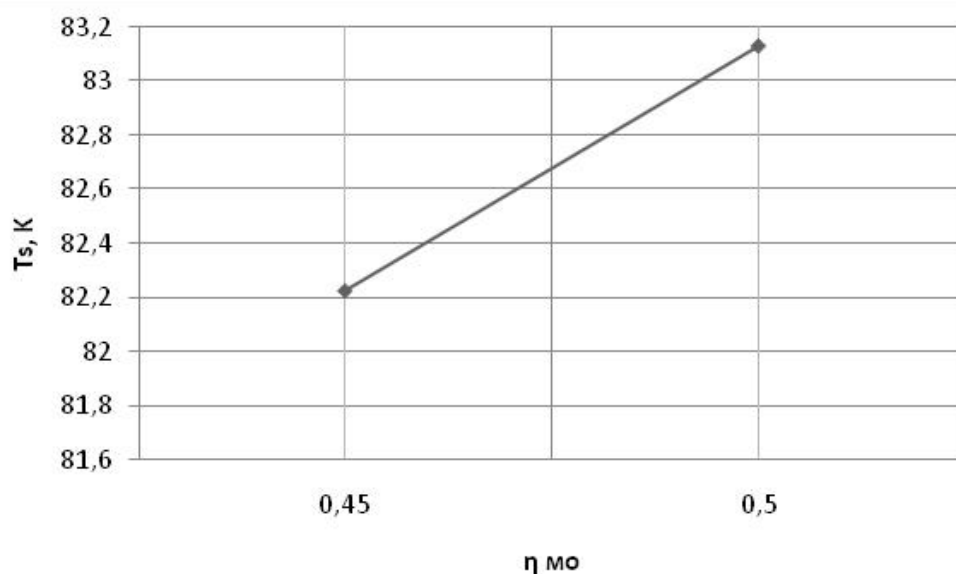


Рис. 1.9. Залежність температури повітря в ресивері T_s від коефіцієнта корисної дії МО η_{MO}

Оцінюючи отримані результати, можна зазначити, що коригування певних параметрів дійсно впливає на функціонування системи в цілому. Проте ці зміни не мають значного ефекту, і за інших комбінацій вхідних параметрів ефективність системи не збільшується.

2 РОЗДІЛ

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5

Для отримання коректних даних щодо дослідження системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5 необхідно мати точні відомості про хід протікання робочого циклу цього двигуна. Робочий цикл представляє собою сукупність процесів, які періодично повторюються в певній послідовності в кожному циліндрі двигуна, в результаті яких теплова енергія перетворюється в механічну роботу. Використовуючи результати розрахунку робочого циклу, можна отримати необхідні дані для теплового балансу системи.

Розрахунок робочого циклу двигуна був проведений за допомогою програмного комплексу, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Програма реалізована в диференціальній формі та базується на загальновизнаних методах моделювання робочих процесів ДВЗ, запропонованих відомими світовими вченими в галузі двигунів внутрішнього згоряння.

В якості вихідних даних для розрахунку були прийняті величини, що ґрунтуються на паспортних даних двигуна. Деякі параметри були визначені за допомогою довідкових матеріалів, зокрема, на основі типорозміру, номінальної потужності, оборотності та об'єкта застосування двигуна.

Далі наведено вихідні дані, які були використані для розрахунку робочого циклу двигуна.

					КРМ.142.6222м.01.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.1 Визначення параметрів робочого циклу двигуна

№ п/п	Обозначение	Единицы измерения	Значение	Эксп. и пасп. данные	Наименование параметра
1	D	м	0,185	0,088	Диаметр цилиндра
2	S	м	0,215	0,0884	Ход поршня (удвоенный радиус кривошипа) (если ПДП - нижнего)
3	$S_{\text{в}}$	м	0		Ход верхнего поршня (используется только для двигателя с ПДП)
4	i_z		12	5,00000	Количество цилиндров
5	n	об/мин	1900		Частота вращения вала двигателя
6	$N_{\text{э}}$	кВт	2416,0000	0,03843	Эффективная мощность на фланце двигателя
7	$a'_{\text{тр}}$	МПа	0,0450		К-нты, входящие в уравнение определения относительной мощности механических потерь на трение.
8	$b'_{\text{тр}}$	МПа·мин/об	40,0		$p_{\text{тр}} = a'_{\text{тр}} + 0,005 p_z + \frac{b'_{\text{тр}}}{1000} \frac{n}{1000}$
9	λ		0,300		Кривошипно-шатунное отношение
10	k		0,025		Относительный дезаксиал КШМ
11	$\varphi_{\text{з.пдп}}$		0,0		Угол сдвига кривошипов коленчатых валов в двигателе с ПДП
12	$\mu f_{\text{зт}}$	м ²	0,000000		Эквивалентное сечение зазоров надпоршневой полости, через которые происходит утечка рабочего тела
13	ϵ		13		Степень сжатия

Параметры основных элементов газозоудного тракта двигателя

14	$V_{\text{в.к}}/V_s$		2		Отношение объема части выпускного коллектора, объединяющего несколько цилиндров к рабочему объему цилиндра двигателя
15	i_{z1k}		6	4	Число цилиндров, объединенных одним выпускным коллектором
16	$V_{\text{пр.к}}/V_s$		2		Отношение объема промежуточного коллектора между турбиной ТК1 и турбиной ТК2 к рабочему объему цилиндра
17	L_s	м	0,3	0,075	Длина впускных патрубков течение газа в которых рассчитывается в нестационарной постановке
18	d_s	м	0,07	0,035	Диаметр впускных патрубков течение в которых рассчитывается в нестационарной постановке
19	L_k	м	0,1	0,05	Длина выпускных патрубков течение газа в которых рассчитывается в нестационарной постановке
20	d_k	м	0,07	0,035	Диаметр выпускных патрубков течение в которых рассчитывается в нестационарной постановке
21	$V_{\text{н.р}}/V_s$		1		Отношение объема части нагнетательного трубопровода подпоршневой полости, объединяющей несколько цилиндров к рабочему объему цилиндра. При расчёте VTT - отношение объема промежуточного ресивера к рабочему объему цилиндра.
22	$i_{z1\text{наг}}$		12	4,0	Число цилиндров, объединяемых общим нагнетательным трубопроводом подпоршневых полостей (При расчёте VTT - число цилиндров, объединяемых общим промежуточным ресивером).
23	$V_{\text{в.р}}/V_s$		20		Отношение объема части воздушного ресивера, объединяющей несколько цилиндров к рабочему объему цилиндра.
24	$i_{z1\text{р}}$		12		Число цилиндров, объединяемых общим воздушным ресивером двигателя.
25	μF_s	м ²	0,017	0,0039	Проходное сечение выходного патрубка ОНВ (используется при отсутствии ППК)

26	$\mu_{к.Г}$	ТК №1	10	0,000395829	Масштабный коэффициент х-тик компрессора по расходу
27	$\mu_{к.П}$		1		Масштабный коэффициент х-тики эффективности компрессора
28	$\mu_{к.Пк}$		3		Масштабный коэффициент х-тики компрессора по P_k
29	$\mu_{тnt}$		1,75		Масштабный коэффициент х-тик турбины по P_t
30	$\mu_{тП}$		0,7727		Масштабный к-нт х-тики турбины по эффективности
31	$\mu_{тГ}$		0,8165		Масштабный к-нт х-тики турбины по расходу
32	$\mu_{к.Г2}$	ТК №2	0		Масштабный коэффициент х-тик компрессора по расходу
33	$\mu_{к.П2}$		0		Масштабный коэффициент х-тики эффективности компрессора
34	$\mu_{к.Пк2}$		0		Масштабный коэффициент х-тики компрессора по P_k
35	$\mu_{тП2}$		0		Масштабный коэффициент х-тик турбины по P_t
36	$\mu_{тП2}$		0		Масштабный к-нт х-тики турбины по эффективности
37	$\mu_{тГ2}$		0		Масштабный к-нт х-тики турбины по расходу
38	$f_{П1}$	м ²	0,00000		Прокладное сечение обводного канала турбины ТК2 (или ТК1, если вторая ступень наддува имеет механический привод)
39	$f_{П2}$	м ²	0		Прокладное сечение обводного канала турбины ТК1
40	$\eta_{а.к}$		0,8		Адиабатный КПД компрессора
41	$\eta_{в.т}$		0,8		Внутренний КПД турбины
42	$\eta_{м.т}$		1		Механический КПД турбокомпрессора
43	μF_t		0,00815		Пропускная способность турбины (или выпускной трубы в случае атмосферного двигателя или двигателя с механическим наддувом)
44	φ_k	%	0		Влажность воздуха на нагнетании компрессора
45	$T_{в.пр}$	К	0		Температура впрыскиваемой воды
46	$\delta_{ОН}$	%	0		Доля воды, полностью испаряющейся в компрессоре
47	$\delta_{ОНВ}$	%	0		Доля испарившейся воды, рециркулируемая с помощью ОНВ
48	$\delta_{L.с}$	%	0		Изменение полной работы, сообщаемой компрессору турбиной при впрыске воды: $L_{с.впр} = L_{с} \delta_{L.с}$
49	T_0	К	307		Температура окружающей среды
50	p_0	кПа	100		Давление окружающей среды
51	$\varphi_{вс}$	%	55		Влажность воздуха на всасывании в компрессор
51	$\xi_{др}$		1		Отношение давления за дроссельной заслонкой к давлению перед дроссельной заслонкой (только для ДсИЗ, для дизелей - 1).
52	$P_{к1}$		5		Степень повышения давления воздуха в ТК1
53	$P_{к2}$		0		Степень повышения давления воздуха в ТК2
54	$\Delta p_{к1}$	кПа	4,022207163		Потеря давления в промежуточном охладителе №1
55	$T_{w1ОНВ1}$	К	293		Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ №1
56	$\eta_{ОНВ1}$		0,9		КПД ОНВ №1
57	$\Delta p_{к2}$		0		Потеря давления в конечном охладителе №2 (не используется в случае применения подпоршневого компрессора)

58	T_{w1OHV2}	К	293	Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ№2
59	η_{OHV2}		0,00	КПД ОНВ №2
60	F_{OHV2}	м ²	0,00000	Площадь живого сечения ОНВ№2
61	Δp_{Γ}	кПа	8,044414325	Сопротивление системы газовыпуска (от выходного среза турбины ТК1)

Исходные данные определяющие процессы отвода тепла в охлаждающие агенты (воду и масло).

62	$\delta_{вт}$	м	0,015	0,006	Условная средняя толщина стенки втулки
63	$\delta_{кр}$	м	0,018	0,007	Условная средняя толщина стенки крышки
64	$\delta_{п}$	м	0,022	0,009	Условная средняя толщина днища поршня
65	$\lambda_{вт}$	кВт/(м·К)	0,035		Коэффициент теплопроводности материала втулки
66	$\lambda_{кр}$	кВт/(м·К)	0,15		Коэффициент теплопроводности материала крышки
67	$\lambda_{п}$	кВт/(м·К)	0,15		Коэффициент теплопроводности материала днища поршня
68	$R_{ст.вт}$	(м ² ·К)/кВт	0,3		Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке втулки
69	$R_{ст.кр}$	(м ² ·К)/кВт	0,3		Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке крышки
70	$R_{ст.пр}$	(м ² ·К)/кВт	0,3		Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке поршня
69	$h_{пр}$	м	0,1	0,03	Высота поршня
70	$h_{о.вт}$	%	100		Длина охлаждаемой части втулки (в процентах от S)
71	$a_{трw}$		0,5		Доля теплоты трения, отводимая в воду/воздух
72	$a_{трm}$		0,5		Доля теплоты трения отводимая в масло
73	a_{wTK}		0		Доля теплоты, отводимой при охлаждении ТК в воду
74	a_{mTK}		0		Доля теплоты, отводимой при охлаждении ТК в масло
75	$\alpha_{wвт}$	кВт/(м ² ·К)	2,5		Коэффициент теплоотдачи от стенки втулки к о.ж.
76	$\alpha_{wкр}$	кВт/(м ² ·К)	2		Коэффициент теплоотдачи от стенки крышки к о.ж.
77	$\alpha_{mпр}$	кВт/(м ² ·К)	0,75		Коэффициент теплоотдачи от стенок поршня к о.ж. (в случае, если поршень не охлаждается маслом, то данный коэффициент учитывает отвод тепла от днища поршня во втулку через кольца)
78	$\alpha_{wкар}$	кВт/(м ² ·К)	0,0001		Коэффициент теплоотдачи от диафрагмы к картерным газам
79	$T_{wвт}$	К	343		Средняя температура охлаждающей жидкости в рубашке
80	$T_{wкр}$	К	346		Средняя температура охлаждающей жидкости в крышке
81	$T_{mпор}$	К	363		Средняя температура масла, охлаждающего поршень
82	$T_{wкар}$	К	363		Средняя температура картерных газов

Параметры топливоподачи и фазы газораспределения

111	$\varphi_{н.впр}$	град.	357		Угол начала впрыска первой порции топлива
112	$\varphi_{н.впр2}$	град.	0		Угол начала впрыска второй порции топлива
113	$\varphi_{н.впр3}$	град.	0		Угол начала впрыска третьей порции топлива
114	$\varphi_{впр}$	град.	28,00		Продолжительность впрыска первой порции топлива
115	$\varphi_{впр2}$	град.	0,00		Продолжительность впрыска второй порции топлива
116	$\varphi_{впр3}$	град.	0,00		Продолжительность впрыска третьей порции топлива
117	$\delta q_{ц1}$	%	100,00		Доля цикловой дозы, вводимой с первой порцией топлива
118	$\delta q_{ц2}$	%	0,00		Доля цикловой дозы, вводимой со второй порцией топлива
119	$\varphi_{н.ог}$	град.	0,00		Угол начала сгорания топлива (только для ДсИЗ)
120	$\varphi_{пр.ог}$	град.	0,00		Продолжительность сгорания топлива (только для ДсИЗ)
121	$\delta_{q.ж}$		0,00		Доля топлива, попадающая в цилиндр в жидкой фазе (только для ДсИЗ)
122	$\varphi_{о.вып}$	град.	473	485	Угол открытия выпускных органов
123	$\varphi_{з.вып}$	град.	15		Угол закрытия выпускных органов

124	$\Phi_{o.вп}$	град.	705	Угол открытия впускных органов
125	$\Phi_{з.вп}$	град.	215	Угол закрытия впускных органов
126	$\Phi_{п.о.вп}$	град.	80	Продолжительность открывания впускных органов
127	$\Phi_{п.о.вып}$	град.	80	Продолжительность открывания выпускных органов
128	$\Phi_{п.з.вп}$	град.	80	Продолжительность закрывания впускных органов
129	$\Phi_{п.з.вып}$	град.	80	Продолжительность закрывания выпускных органов
130	$\Phi_{2з}$	град.	0	Угол, до которого продувка в двухтактном двигателе рассчитывается по "двухзонной" модели (т.е. используется гипотеза неперемешивания свежего заряда и остаточных газов)
131	$D_{вп.кл}$	м	0,065	Наружный диаметр впускного клапана
132	$d_{вп.кл}$	м	0,06	Внутренний диаметр седла впускного клапана
133	$d_{ст.вп}$	м	0,016	Диаметр стержня впускного клапана
134	$n_{вп.кл}$		2	Количество впускных клапанов
135	$D_{вып.кл}$	м	0,055	Наружный диаметр выпускного клапана
136	$d_{вып.кл}$	м	0,05	Внутренний диаметр седла выпускного клапана
137	$d_{ст.вып}$	м	0,014	Диаметр стержня выпускного клапана
138	$n_{вып.кл}$		2	Количество выпускных клапанов
139	$b_{кл.вп}$	м	0,006	Длина образующей седла впускного клапана
140	$b_{кл.вып}$	м	0,006	Длина образующей седла выпускного клапана
139	$h_{кл.вп}$	м	0,015	Высота подъема впускного клапана
140	$h_{кл.вып}$	м	0,013	Высота подъема выпускного клапана
141	$\alpha_{вп.кл}$	град.	45	Угол конуса тарелки впускного клапана
142	$\alpha_{вып.кл}$	град.	45	Угол конуса тарелки выпускного клапана
143	$\mu_{вп.к}$		0,784	Коэффициент расхода впускных органов (минимальное значение)
144	$\mu_{вып.к}$		0,821	Коэффициент расхода выпускных органов (минимальное значение)
168	g_c	кДж/кг кДж/кмоль	0,873	Массовый состав топлива.
169	g_H		0,127	
170	g_s		0	
171	g_o		0	
172	Q_H		42800	
173	E_a		21500	
174	B_0		0,000002	
175	k_n		0,00016	
176	i_c		9	
177	d_c	м	0,00035	
178	E_c		1,7	Нижняя теплота сгорания топлива Условная энергия активации Коэффициенты в формуле Толстова, определяющие период задержки самовоспламенения топлива ($B_0 = 3,8 \cdot 10^{-6}$; $k_n = 1,6 \cdot 10^{-4}$). См. отдельный файл по анализу разл. зависимостей Количество сопловых отверстий форсунки Диаметр сопловых отверстий форсунки Коэффициент в формуле среднего диаметра капель Константа времени испарения крупных капель Плотность топлива при 20 °С Динамическая вязкость топлива Коэффициент поверхностного натяжения топлива Молярная масса топлива Коэффициенты функций, аппроксимирующих процесс подачи топлива, т.е. определяющих вид функций $\sigma = \sigma(\varphi)$, $da/dt = da/dt(\varphi)$. Являются коэффициентами двух параболических кривых, сумма которых даёт требуемые зависимости $\sigma = \sigma(\varphi)$, $da/dt = da/dt(\varphi)$.
179	$A_{z,l}$	с ⁻¹	10	
180	ρ_T	кг/м ³	836	
181	μ_T	Па·с	0,002	
182	σ_T	Н/м	0,025	
183	$\mu_{топл}$	г/моль	230	
184	$a_{впр}$		6	
185	$b_{впр}$		1,1	
186	$c_{впр}$		-1,992406081	
187	$m_{впр_1}$		1,51	
188	$m_{впр_2}$		1,665	
189	$m_{впр_3}$		7	
190	$m_{впр_4}$		1,75	

191	$\phi_{впр_1}$		0,55	Относительная координата пересечения первой параболической кривой оси абсцисс
192	$m^{пр}$		0,8	Степень в уравнении поправочной функции учитывающей действительные условия впрыска (в том числе влияние вихревого движения воздуха в конце скатия).
193	D_{ϕ}		3	Кoeffициент в формуле дальности топливного факела
194	$L_{ст}$	м	0,02	Длина свободного полёта факела
195	$A_{ст}$		0,0055	Кoeffициент в формуле угла конуса топливного факела
196	χ_0		0,5	Минимальная степень снижения скорости испарения топлива на стенке камеры сгорания
197	a_0	$м^3/(кг \cdot c)$	30000	Кoeffициенты уравнения тепловыделения на участке топливоподачи.
198	a_1	c	0,05	
199	a_2	$м^3/(кг \cdot c)$	5	
200	$m^{п2}$		0,5	
201	H		1,25	Вихревое число (отношение частоты вращения вихря в конце скатия к частоте вращения коленчатого вала)
202	b_0		0,05	Разница между углом окончания расчёта характеристик тепловыделения по уравнениям тепловыделения на участке топливоподачи и углом окончания топливоподачи (к которому плюсуется Δt_k , задаваемое ниже).
203	$\Delta \phi_k$	град.	0,00	
204	Δt_k	мс	0,25	
205	ϕ_{z0}		0,6	
206	$\xi_{во}$		0,8	Минимум функции коэффицента использования воздушного заряда при сгорании
207	Δ_T		0,01	Относительная величина недожёга топлива
208	m		7,8	Показатель характера процесса сгорания сгорания (-0,3...+0,7)
209	X_z		0,999	Доля сгоревшего топлива
210	B_1		0,002	Кoeffициенты пропорциональности; δ – доля массы капли, которая превращается в сажевое ядро
211	$B_2 \delta$		0,00011	
212	$B_2 \delta$		0,0028	
213	B_3		0,000004	
214	B_4		0,75	Кoeffициент, учета скорости изменения локальной концентрации сажи с увеличением объёма
215	n_p		3	Константа распределения, характеризующая однородность распыливания.

Після внесення всіх вихідних даних та проведення розрахунків було отримано наступні результати:

№ п/п	Обозначение	Единицы измерения	Значение		Наименование параметра
1	N_e	кВт	2417,00	49,89800	Эффективная мощность на фланце двигателя
2	M_e	Н·м	12148,05	316,00000	Эффективный крутящий момент на фланце двигателя
3	$N_{e\text{ вн}}$	кВт	2417,00		Эффективная мощность поршневой части двигателя
4	$N_{e\text{ ППК}}$	кВт	н/д		Мощность ППК
5	$N_{н.х}$	кВт	-134,57		Мощность насосных ходов
6	N_i	кВт	2653,02		Индикаторная мощность двигателя (с учётом насосных ходов)
7	g_e	кг/(кВт·ч)	0,2085	0,27875	Удельный эффективный расход топлива
8	g_i	кг/(кВт·ч)	0,1899		Удельный индикаторный расход топлива (с учётом насосных ходов)
9	η_e		0,4034		Эффективный КПД двигателя
10	η_i		0,4653	0,4952	Индикаторный КПД двигателя
11	η_m		0,8671		Механический КПД двигателя
12	$P_{к1}$		4,99794	5,00000	Степень повышения давления воздуха в ТК1
13	$P_{к2}$		н/д		Степень повышения давления воздуха в ТК2
14	$P_{кпп}$		н/д		Степень повышения давления в ППК (среднее значение за период впуска)
15	$P_{к\sum}$		4,998		Суммарная степень повышения давления воздуха
16	$\Phi_{сг1}$	град.	119,93		Продолжительность видимого сгорания первой порции топлива
17	$\Phi_{сг2}$	град.	0,00		Продолжительность видимого сгорания второй порции топлива
18	$\Phi_{сг3}$	град.	0,00		Продолжительность видимого сгорания третьей порции топлива
19	$\Phi_{з.в1}$	град.	1,75		Угол задержки воспламенения первой порции топлива
20	$\Phi_{з.в2}$	град.	0,00		Угол задержки воспламенения второй порции топлива
21	$\Phi_{з.в3}$	град.	0,00		Угол задержки воспламенения третьей порции топлива
22	$\Phi_{н.сг1}$	град.	358,75		Угол начала видимого сгорания первой порции топлива
23	$\Phi_{н.сг2}$	град.	0,00		Угол начала видимого сгорания второй порции топлива
24	$\Phi_{н.сг3}$	град.	0,00		Угол начала видимого сгорания третьей порции топлива
25	$\Phi_{\alpha X/dq_{max}}$	град.	382,3		Угол, соответствующий пику на кривой скорости тепловыделения
26	$\sigma_{j1.1}$		0,00		Доля первой порции топлива впрыснутая за период задержки
27	$\sigma_{j1.2}$		0,00		Доля второй порции топлива впрыснутая за период задержки
28	$\sigma_{j1.3}$		0,00		Доля третьей порции топлива впрыснутая за период задержки
29	$\Phi_{сг}$	град.	358		Момент достижения факелом первой порции стенок КС
30	$\Phi_{сг2}$	град.	0		Момент достижения факелом второй порции стенок КС
31	$\Phi_{сг3}$	град.	0		Момент достижения факелом третьей порции стенок КС
32	$dp/d\varphi_{max}$	кПа/град	492	616	Максимальная скорость нарастания давления при сгорании
33	$p_{впр1}$	бар	2162		Среднее давление впрыска первой порции топлива
34	$p_{впр2}$	бар	0		Среднее давления впрыска второй порции топлива
35	$p_{впр3}$	бар	0		Среднее давление впрыска третьей порции топлива
36	d_{32}	мкм	12		Средний поверхностный диаметр капель первой порции топлива
37	d_{32_2}	мкм	0		Средний поверхностный диаметр капель второй порции топлива
38	d_{32_3}	мкм	0		Средний поверхностный диаметр капель третьей порции топлива
39	p_z	кПа	18789,45	7250	Максимальное давление сгорания
40	T_z	К	1419,72		Максимальная температура сгорания

41	p_i	кПа	2416,10		Среднее индикаторное давление (относённое к всему циклу)
42	p_e	кПа	2201,15		Среднее эффективное давление
43	$p_{н.х}$	кПа	-122,55		Среднее давление насосных ходов
44	p_s	кПа	484,61		Среднее давление воздуха в ресивере (за время открытия впускного клапана)
45	T_s	К	324,39	312,11800	Средняя температура воздуха в ресивере (с учётом подогрева на впуске)
46	p_{s1}	кПа	н/д		Давление перед компрессором ТК2
47	T_{s1}	К	н/д		Температура перед компрессором ТК2
48	p_c	кПа	18132,28		Давление смеси в конце сжатия
49	T_c	К	937,16		Температура смеси в конце сжатия
50	T_b	К	992,4		Температура газов в момент открытия выпускного клапана
51	p_b	кПа	1945,2		Давление газов в момент открытия выпускного клапана
52	$T_{г1}$	К	754,2	598,00000	Средняя температура газов перед турбиной
53	$p_{г1}$	кПа	510,5	219,00000	Давление газов перед турбиной
54	$T_{г1}$	К	н/д		Средняя температура газов в промежуточном выпускном коллекторе (перед турбиной ТК1)
55	$p_{г1}$	кПа	н/д		Среднее давление газов в промежуточном выпускном коллекторе (перед турбиной ТК1)
56	$T_{зг}$	К	189,7	513,00000	Средняя температура газов за турбиной (в случае последовательного наддува - за турбиной ТК1)
57	$T_{г}^{РГ}$	К	0,0		Температура рециркулируемых газов после ОРГ
58	$T_{вс}$	К	316,80		Температура воздуха за ОНВ №1
59	$p_{вс}$	кПа	496,0		Давление воздуха за ОНВ №1
60	$T_{рг}$	К	316,8		Температура воздуха после смешения с рециркулируемыми газами.
61	$p_{наг}$	кПа	н/д		Давление воздуха перед ОНВ №2
62	$T_{наг}$	К	н/д		Средняя температура газов перед ОНВ №2
63	$\Delta p_{онв2}$	кПа	н/д		Падение давления воздуха в ОНВ №2
64	V_r		0,014		Коэффициент остаточных газов
65	T_r	К	579,8		Температура остаточных газов
66	G	кг/с	5,87045	0,20540	Расход воздуха/смеси через впускные клапаны рабочего цилиндра
67	$G_{к1}$	кг/с	н/д		Расход воздуха/смеси через ТК1
68	$G_{к2}$	кг/с	н/д		Расход воздуха/смеси через ТК2
69	$G_{г1}$	кг/с	6,00793		Расход отходящих газов (через выпускные клапаны двигателя)
70	$G_{г1}$	кг/с	6,00938		Расход отходящих газов через ТК1
71	$G_{г2}$	кг/с	н/д		Расход отходящих газов через ТК2
72	$G_{вс}$	кг/с	0,00000		Расход воздуха через всасывающие клапаны ППК
73	$G_{наг}$	кг/с	0,00000		Расход воздуха через нагнетательные клапаны ППК
74	$G_{пер}$	кг/с	0,00000		Расход газа через обводной канал турбины
75	$G_{пер1}$	кг/с	н/д		Расход газа через обводной канал турбины ТК1
76	$G_{пер}^{РГ}$	кг/с	0,00000		Расход газов через клапан рециркуляции
77	$G_{пер}^{ДР}$	кг/с	0,00000		Расход газов, перепускаемых с всасывания на нагнетание ППК
78	p_k	кПа	500,00000		Давление воздуха за компрессором
79	T_k	К	531,04077	356,22000	Температура воздуха за ТК
80	$T_{к1}$	К	н/д		Температура воздуха за ТК1

81	$\alpha_{гм}$	кВт/(м ² К)	1,292		Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от газов в рабочем цилиндре к днищу поршня и крышки
82	$\alpha_{г.вып.м}$	кВт/(м ² К)	13,457		Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от ОГ в стенке выпускного коллектора
83	$\alpha_{в.вп.м}$	кВт/(м ² К)	0,417		Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от воздуха в стенке впускного коллектора
84	$T_{ст.вг}$	К	493,2		Средняя температура огневой поверхности втулки для рабочего цилиндра
85	$T_{ст.вг.пк}$	К	370,2		Средняя температура огневой поверхности втулки для цилиндра ППК
86	$T_{ст.кр}$	К	601,9		Средняя температура огневой поверхности крышки
87	$T_{ст.пор.ог}$	К	679,6		Средняя температура огневой поверхности днища поршня
88	$T_{ст.пор.охл}$	К	600,1		Средняя температура охлаждаемой поверхности днища поршня
89	$T_{ст.диафр}$	К	н/д		Средняя температура поверхности диафрагмы, отделяющей ППК от картера.
	$T_{ст.прк}$	К	600,0		Средняя температура внутренней поверхности предкамеры
90	$T_{ст.вып}$	К	752,5		Средняя температура внутренней поверхности выпускного коллектора
91	$T_{ст.пр.к}$	К	н/д		Температура стенки промежуточного выпускного коллектора
92	$T_{ст.вп.к}$	К	327,1		Температура стенки впускного коллектора
93	η_H		1,027	0,9	Коэффициент наполнения (отнесённый к полному ходу поршня)
94	ϵ'		12,240		Действительная степень сжатия
95	ΔT_a	К	44,582		Подогрев воздушного заряда от стенок камеры сгорания
96	λ_H		0,000		Коэффициент наполнения ППК
97	Φ_a		1,0122		Коэффициент продувки
98	α		2,965138014	3,7	Коэффициент избытка воздуха
99	q_c	г	0,736716291		Цикловая доза топлива
100	$\eta_{a.k1}$		0,8		Адиабатный КПД компрессора ТК1
101	$\eta_{г1}$		0,8		Эффективный КПД турбины ТК1, определённый по осреднённым параметрам газа в выпускном коллекторе и среднему расходу
102	$\eta_{г1imp}$				Эффективный КПД турбины ТК1, определённый с учётом импульсности потока
103	k_{1imp}		1		"Общий" коэффициент импульсности турбины ТК1 (отношение мощности турбины с учётом импульсности потока к мощности, определённой по осреднённым параметрам)
104	$\eta_{a.k2}$		н/д		Адиабатный КПД компрессора ТК2
105	$\eta_{г2}$		н/д		Эффективный КПД турбины ТК2
106	$\eta_{г2imp}$		н/д		Эффективный КПД турбины ТК2, определённый с учётом импульсности потока
107	k_{2imp}		н/д		"Общий" коэффициент импульсности турбины ТК2 (отношение мощности турбины с учётом импульсности потока к мощности, определённой по осреднённым параметрам)
108	$n_{ск1}$		н/д		Показатель политропы сжатия в компрессоре TKN#1
109	$\delta\eta_{a.k1.исп}$		н/д		Отношение адиабатного КПД компрессора при испарительном охлаждению к адиабатному КПД без испарительного охлаждения
110	$G_{п.ф.}$	кг/с	н/д		Расход воды, впрыскиваемой на всасывание в компрессор ТК для испарительного охлаждения воздуха
111	ТМАР1	F:\Диплом специалист\Раздел			Имя файла характеристик турбокомпрессора ТК1
112	ТМАР2		н/д		Имя файла характеристик турбокомпрессора ТК2
113	n_{TK1}	об/мин	0	45199	Частота вращения ротора турбокомпрессора ТК1
114	n_{TK2}	об/мин	н/д		Частота вращения ротора турбокомпрессора ТК2
115	N_{K1}	кВт	1337,390597		Мощность потребляемая компрессором турбокомпрессора ТК1
116	$N_{г1}$	кВт	1336,96391		Мощность развиваемая турбиной турбокомпрессора ТК1 с учётом импульсности потока
117	N_{K2}	кВт	н/д		Мощность потребляемая компрессором турбокомпрессора ТК2
118	$N_{г2}$	кВт	н/д		Мощность развиваемая турбиной турбокомпрессора ТК2
119	$\mu F_{испр}$	м ²	0		Среднее за цикл проходное сечение W G клапана турбины

120	$\rho_{\text{возд}}$	%	43,366	Состав отходящих газов (в процентах по объёму). Для восьмитактного цикла состав указан на момент открытия выпускного клапана такта сгорания.
121	ρ_{N_2}	%	50,707	
122	ρ_{CO_2}	%	3,165	
123	ρ_{CO}	%	0,000	
124	ρ_{H_2}	%	0,000	
125	$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	%	2,762	
126	δNO_x	%	0,065	Объёмное содержание оксидов азота в ОГ
127		г/кВт·ч	6,16	Удельное массовое содержание оксидов азота в ОГ
128		ppm	651,8905322	Объёмное содержание оксидов азота в ОГ (частиц на миллион)
129	[C]	г/м ³	0,007	Объёмное содержание сажи в ОГ
130		%	2,98	Содержание сажи в ОГ по шкале Hartridge
131		BOSCH	0,268654823	Содержание сажи в ОГ по шкале BOSCH

Окрім того, після завершення розрахунку було отримано найбільш важливі дані для розрахунку системи охолодження — характеристику зовнішнього теплового балансу:

1	Q_T	кВт	5990,98	Тепло, подведенное в цикл при сгорании топлива
2	$Q_{\text{н.с.}}$	кВт	0,00	Теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания
3	$N_{\text{э}}$	кВт	2417,00	Эффективная мощность двигателя
4	$N_{\text{к.с.}}$	кВт	0,00	Суммарная мощность, затрачиваемая на привод механических компрессоров (без учёта механических потерь на привод, учитываемых в суммарных механических потерях)
5	$Q_{\text{г}}$	кВт	1613,21	Тепло, отведенное отходящими газами
6	$Q_{\text{w то}}$	кВт	294,15	Тепло, отводимое в охлаждающую воду/воздух в результате теплообмена
7	$Q_{\text{w тр}}$	кВт	118,01	Тепло, отводимое в охлаждающую воду/воздух в результате трения
8	$Q_{\text{w ТК}}$	кВт	0,00	Тепло, отводимое в воду при охлаждении турбокомпрессора (ов)
9	$Q_{\text{w с}}$	кВт	402,59	Суммарное количество теплоты, отведённое в охлаждающую воду/воздух
10	$Q_{\text{м тр}}$	кВт	118,01	Количество теплоты отведенное в масло вследствие трения движущихся деталей.
11	$Q_{\text{диа фр}}$	кВт	0,00	Количество теплоты отведенное в масло через диафрагму ППК
12	$Q_{\text{м пр}}$	кВт	57,37	Количество теплоты, отводимой от поршня в масло
13	$Q_{\text{м ТК}}$	кВт	0,00	Тепло, отводимое в масло при охлаждении турбокомпрессора (ов)
14	$Q_{\text{м с}}$	кВт	175,38	Суммарный теплоотвод в масло
15	$Q_{\text{онв1}}$	кВт	1299,97	Количество теплоты, отведенное в ОНВ ₁
16	$Q_{\text{онв2}}$	кВт	0,00	Количество теплоты, отведенное в ОНВ ₂
17	$Q_{\text{о.вып}}$	кВт	64,57	Количество тепла, отведенное в стенки выпускного коллектора (в случае жидкостного охлаждения коллектора данная теплота отдается в воду; в противном случае - радируется в ОС)
18	$Q_{\text{п.вл}}$	кВт	9,57	Количество теплоты, которое подведено к воздуху от стенок ресивера (данное количество теплоты вычитается из тепла, отводимого в воду для корректности баланса)
19	Q_{Σ}	кВт	5908,15	Суммарное значение

Результати розрахунку вважаються достатньо обґрунтованими, тому подальші розрахунки системи охолодження проводяться на їх основі.

Окремо наведемо найважливіші дані, отримані в результаті моделювання робочого циклу двигуна, які є необхідними для розрахунку системи охолодження та усіх теплообмінних апаратів (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. Дані теплового балансу за результатами моделювання циклу

№ п/п	Позначення	Найменування параметру	Значення
1	G , кг/с	Витрата повітря компресором	5,870
2	Q_w , кВт	Сумарний тепловий потік у воду	402,6
3	Q_m , кВт	Сумарний тепловий потік у масло	175,4

Використовуючи отримані величини, можна перейти до розрахунку параметрів системи охолодження.

2.2 Висновок по розділу

У розділі було проведено аналіз та розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5, що є основою для подальшого проєктування системи охолодження. Використано точні дані, отримані через моделювання робочого процесу двигуна, що дозволило сформулювати зовнішній тепловий баланс. Ці дані стали основою для розрахунку параметрів охолоджувальної системи, зокрема характеристик теплообмінних апаратів. Враховуючи обґрунтованість отриманих результатів, подальші розрахунки системи охолодження базуються на цих показниках. Це дозволяє розпочати розробку ефективної та оптимізованої системи охолодження для зазначеного двигуна.

3 РОЗДІЛ

Розрахунок і оптимізація маловитратної системи охолодження

3.1 Опис альтернативної системи охолодження

Для розглянутого двигуна була розроблена та розрахована маловитратна система, яка отримала позначення 2PK1M. Схему цієї системи наведено на рис. 3.1.

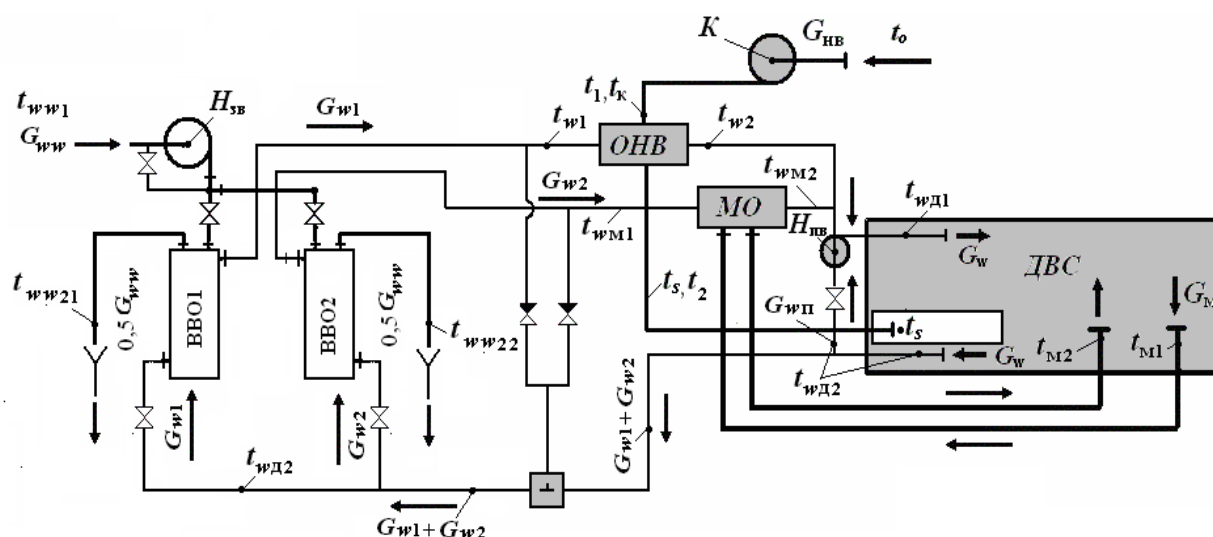


Рис. 3.1. Схема маловитратної системи охолодження типу 2РК1М

Система отримала свою назву «маловитратна» завдяки тому, що через охолоджувач наддувного повітря (ОНП) проходить значно менша витрата охолоджуючої рідини порівняно з традиційними повнопотоковими системами, де витрата зазвичай відповідає витраті насоса. Повнопотокові системи на сьогоднішній день значно поступаються маловитратним за своїми параметрами. Характерною рисою маловитратних систем є розподіл водяного потоку по окремих гілках таким чином, що через теплообмінники проходить значно менше води, ніж через зарубашковий простір двигуна.

Для обох водо-водяних охолоджувачів встановлено один насос заборотної води з витратою $G_{\text{нв}}$. Потік заборотної води, поданий цим насосом, далі розподіляється на дві окремі гілки, кожна з яких направляється до відповідного ВВО (водо-водяного охолоджувача).

Під час роботи цієї системи охолодження частина витрат прісної води G_w (зазвичай більша), що виходить з двигуна, без охолодження надходить через перепуск на всмоктування циркуляційного насоса в кількості G_{wp} . Інша частина води (зазвичай менша, $G_{w1} + G_{w2}$) направляється паралельно на два блоки охолоджувачів: ВВО1 і ВВО2. У цих охолоджувачах прісна вода охолоджується забортною водою. Після охолодження в ВВО, прісна вода надходить на входи в охолоджувальні насоси (ОНП) і масло, охолоджуючи наддувне повітря і масло. Потoki води, що виходять з ОНП і МО, далі спрямовуються на вхід в насос, де змішуються з водою з перепуску. Після змішування вода надходить на вхід в двигун, що забезпечує необхідну температуру на його вході t_{wd1} .

Витрати води через ланцюжки: ВВО1-ОНП і ВВО2-МО оптимізуються під час розрахунку системи, і відповідні значення встановлюються за допомогою дроселів перед ВВО при налаштуванні системи. Низька витрата прісної води через ВВО1 дозволяє досягти високого коефіцієнта корисної дії (ККД) цього блоку охолоджувачів при порівняно малих габаритах, що в результаті призводить до того, що температура прісної води після ВВО1 залишається близькою до температури забортної води на вході в ВВО1.

ОНП виконаний за схемою багаторазової перехресної течії при загальній протитечії, що дозволяє досягти високого коефіцієнта корисної дії (ККД) при необхідній компактності та забезпеченні допустимого опору по воді. ККД ОНП практично дорівнює такому для повнопотокових конструкцій. Перехід на велику кількість ходів сприяє збільшенню ККД. Зниження швидкості води, яке необхідне для забезпечення допустимого водяного опору, веде до зниження коефіцієнта теплопередачі і, відповідно, зниження ККД. В результаті ці два протилежно діючих фактори практично компенсуються.

Низька температура води на вході в ОНП та високий ККД ОНП забезпечують підтримку низької температури повітря в ресивері двигуна (після ОНП), що є головною перевагою маловитратних систем охолодження.

так само працює і друга гілка системи охолодження, яка складається з блоку ВВО2 та МО. При організації витрати води через цю гілку та виборі ККД теплообмінників, що в неї входять, враховується, що система не потребує досягнення гранично низької температури масла. Тому ККД МО буде нижчим, ніж ККД ОНП.

При проєктуванні цієї системи потрібно враховувати не тільки відведення тепла від таких теплоносіїв, як масло та повітря, але й тепло, що відводиться від зарубашкового простору двигуна. Тобто, при розрахунку ККД теплообмінників, що встановлюються, необхідно враховувати також відведення тепла від самого двигуна. В результаті обираються такі теплообмінники та системи дроселювання, які забезпечують необхідні температури теплоносіїв, робочі температури двигуна, а також відповідають вимогам до габаритних характеристик і маси теплообмінників. Масу слід мінімізувати, оскільки це безпосередньо впливає на вартість усієї системи.

На часткових навантаженнях та при зниженні температури навколишнього середовища система забезпечує регулювання температури наддувочного повітря, масла і води. Терморегулювання здійснюється за допомогою зміни витрати забортної води, а також за рахунок роботи терморегуляторів у контурі прісної води, які перепускають воду повз ВВО до входу в насос. Зміна витрат забортної води та витрат прісної води через ВВО дозволяє регулювати не лише глибину охолодження, а й забезпечити підігрів наддувочного повітря та масла на малих навантаженнях і при зниженні температури навколишнього середовища.

Для досягнення більш точних результатів кожен теплообмінник був розрахований окремо. За результатами цих розрахунків були визначені їх габарити, які потім використовувалися у зворотному розрахунку. Для комплексного розрахунку системи кожен теплообмінник був прорахований детально, після чого результати цих розрахунків були інтегровані в загальний розрахунок системи. Тепер розглянемо розрахунок кожного теплообмінника, перш ніж аналізувати роботу всієї системи.

					КРМ.142.6222м.01.03.ПЗ.	Лист
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Усі теплообмінники розраховані на основі таких типів поверхні теплообміну (ПТ), які є реальними для виготовлення та застосування. Тому подальші міркування щодо доцільного співвідношення габаритів ОНП11 та ОНП12 (і відповідно ККД та повітряних опорів) ґрунтуються на параметрах вибраної ПТ. Аналогічно здійснюється розрахунок розмірів і мас ВВО та охолоджувача масла. Не викликає сумнівів, що можуть бути створені та застосовані інші типи ПТ з іншими параметрами, що призведе до різного розподілу габаритів ОНП та інших розмірів і мас пучків інших теплообмінників. Однак, щоб мати обґрунтовані пропозиції щодо цього, потрібно мати дані про параметри альтернативних ПТ. Без готової або достатньо перевіреної технології для обраних ПТ, запропонувати нездійсненне рішення було б недоцільно. Варто також відзначити, що обрані ПТ є досить компактними та ефективними.

Загальний вид ОНП показаний на рис. 3.2, а поєднання ОНП гарячого і холодного контурів – на рис. 3.3.

					КРМ.142.6222м.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		28

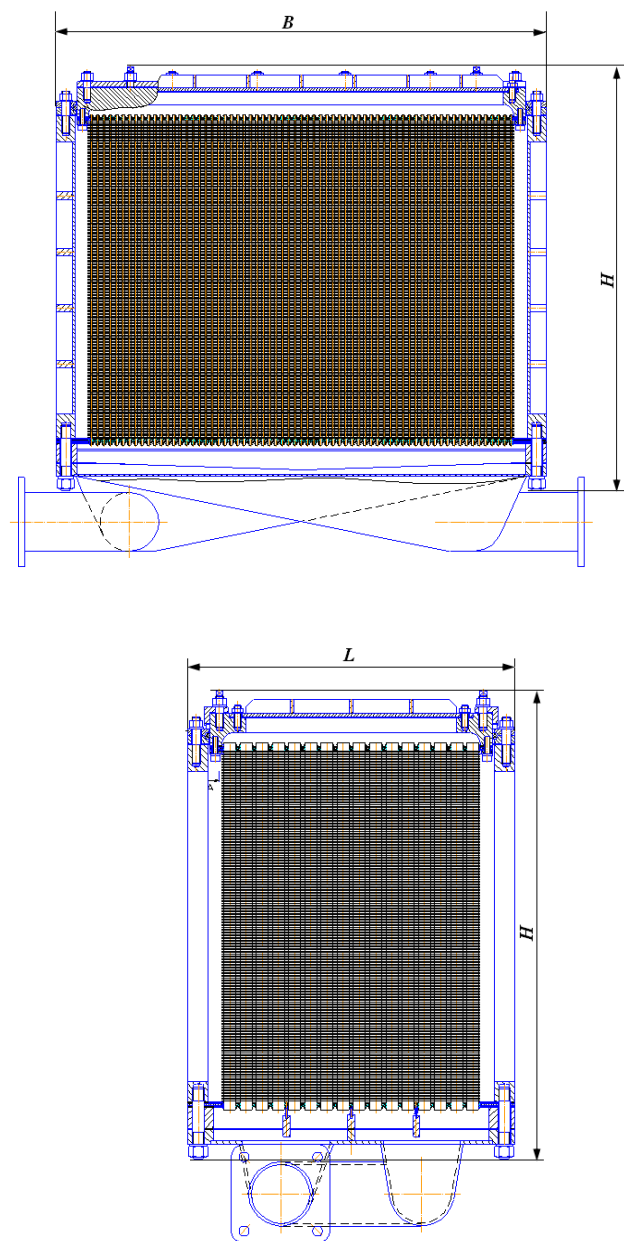


Рис. 3.2. Загальні види ОНП

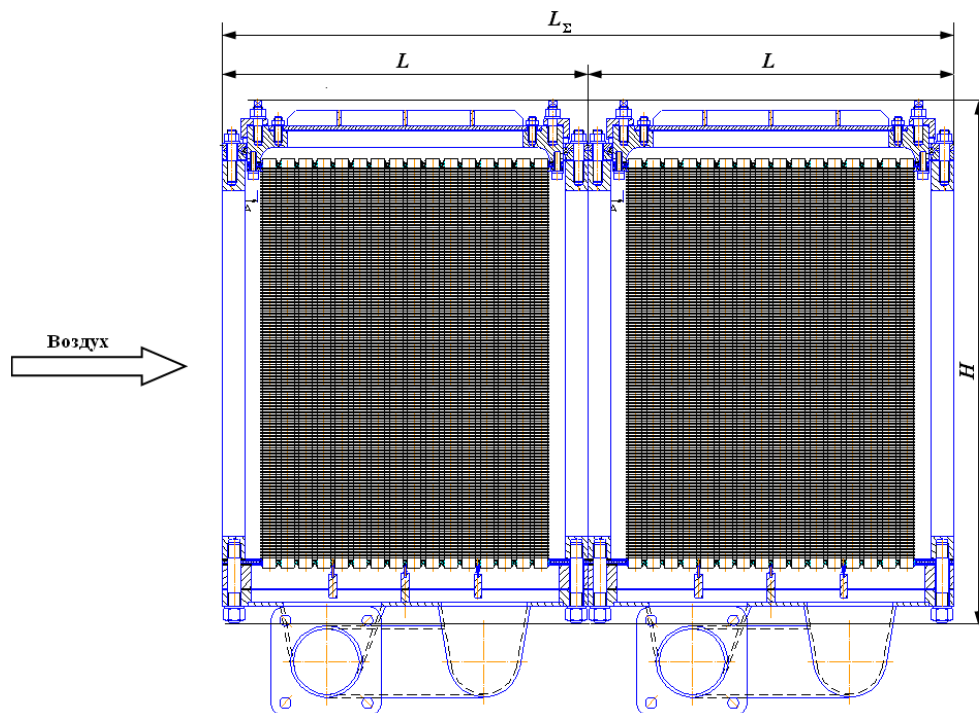


Рис. 3.3. Технічно можливо об'єднати ОНП гарячого і холодного контурів

3.2 Зворотній розрахунок ОНП

Зворотний розрахунок ОНП здійснюється у табличному вигляді за методикою, розробленою на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Далі представлена копія зворотного розрахунку ОНП для запропонованої маловитратної системи охолодження.

1.3.1	d_w	м	См. Рис. 1	0,0038	Высота поперечного сечения трубки в воздухе
	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2(\delta_{ст} + \delta_{пл})$	0,0028	Высота поперечного сечения трубки в воде
	S_3	м		0,017	Наибольший габарит поперечного сечения трубки
1.3.3	S_2	м	См. Рис. 1	0,023	Шаг между поперечными рядами трубок
1.3.5	S_4	м	См. Рис. 1	0,00205	Шаг между ребрами
1.3.6	$\delta_{ст}$	м	См. Рис. 1	0,0004	Толщина стенки трубки
1.3.7	$\delta_{пл}$	м	См. Рис. 1	0,0001	Толщина пластины оребрения
1.3.9	e	м		0,005	Ширина гофра
	h_r	м		0,0015	Высота гофра от поверхности
	Z'_{2r}			2	Число поперечных рядов гофров на длине S_2
	S_1	м		0,01	Расстояние между трубами в поперечном ряду
	S	м	$S = \frac{S_2}{(Z'_{2r} - 1)}$	0,023	Шаг между гофрами по ходу воздуха в одном ряду

1.4.1	φ		$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{\text{от}})}{S_1 S_4}$	0,5898	Коэффициент сжатия воздушного потока
	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{\text{от}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{от}})^2}{S_1 S_2}$	0,13714	Радиус выштамповки наружный
	b	м	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,002915	Гипотенуза выштамповки
	F_p	м ²	$F_p = 2[(S_1 - d_w)(S_2 - (Z'_{2v} - 1)e + 2b(Z'_{2v} - 2))] + 2bS_1]$	0,000340	Диаметр впадины
	$F_{\text{пр}}$	м ²	$F_{\text{пр}} = (S_4 - \delta_{\text{от}})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,000075	Площадь трубки в единичном элементе
	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{\text{пр}}$	0,0004146	Полная площадь поверхности со стороны воздуха в единичном элементе
	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	879,2737	Коэффициент объемной компактности
	σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4[\pi(d_w - \delta_{\text{от}}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,4538	Коэффициент обребнения не используется
1.4.3	G_w	кг	$\begin{aligned} & (S_1 \delta_{\text{пр}}[(Z'_{2v} - 1)(2b - e) + S_2] \\ & + (S_3 d_w - d_w^2)(1 - \frac{\pi}{4}) - (S_3 - 2\delta_{\text{от}})(d_w - 2\delta_{\text{от}}) + \\ & + (d_w - 2\delta_{\text{от}})^2(1 - \frac{\pi}{4}) S_4) \cdot \rho_w \end{aligned}$	0,000498	Масса единичного элемента пучка
1.4.4	f_s	м ³ /кг	$f_s = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_w}$	0,8330	Коэффициент массовой компактности пучка
1.4.6	$d_{\text{эк}}$	м	$d_{\text{эк}} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{от}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{от}})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{\text{от}}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00521	Эквивалентный диаметр для водяных каналов
1.4.7	$d_{\text{эк2}}$	м	$d_{\text{эк2}} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00268	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху
1.4.8	F	м ²	$F = LBHf_v$	170,3057	Площадь поверхности со стороны обребнения
	F_w	м ²	$F_w = F / \sigma$	31,2272	
	F_o	м ²	$F_o = [\pi(d_w + 2\delta_{\text{от}}) + 2(S_3 - d_w)]ZH$	34,4020	
1.4.9	Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	медь	Материал трубы и ребер
1.4.10	λ_w	Вт/м·К	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и ребер
1.4.11	μ_r		Зависит от способа пайки	1	Коэффициент контакта ребер и несущей трубки
1.4.12	Состояние ПТ		Чистая или загрязненная (да нет)	нет	Оценка степени загрязненности
1.4.13	$\sigma R_{\text{ст}}$	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{\text{ст}} = \sigma \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_w}$	5,68E-06	Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки
	k_1		принимается по выбору конструктора	1	коэффициент уменьшения к стандартному загрязнению
	R_1	м ² ·К/Вт	по стандартам TEMA	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воздуха
	k_w		принимается по выбору конструктора	1	коэффициент уменьшения к стандартному загрязнению
	R_w	м ² ·К/Вт	по стандартам TEMA	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воды
	R_2	м ² ·К/Вт	$R_2 = R_1 \frac{1}{F_w} + \sigma R_{\text{ст}} + \sigma R_w$	3,00E-04	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения

1.5.1	L_n	м	Задается по размерам рассчитываемого аппарата	0,506	Конструктивная длина пучка
1.5.2	B_n	м		0,720	Конструктивная ширина пучка
1.5.3	H_n	м		0,532	Конструктивная высота пучка
1.5.4	δ_w		Задается на основе схемы рассчитываемого охладителя	16	Число термодинамических ходов по воде
1.5.5	δ_{wz}		Задается на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число конструктивных ходов по воде в одном термод. ходе
	δ_{wz}			16	
1.5.6			1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.	3	Схема течения теплоносителей
1.5.7	Z_1	шт	$Z_1 = \frac{B_n}{S_1}$	72	Наибольшее возможное число труб в поперечном ряду
1.5.8	Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_n}{S_2}$	22	Число поперечных рядов труб
	L_n	м		0,506	
	B_n	м		0,7200	
	Z_1	шт	$Z_1 = \frac{L_n}{S_1} - 1$	21	Общее число пофоров на пластине
1.5.9	Z	шт	$Z = Z_1 Z_2$	1584	Число труб в пучке, соответствующее расчетному значению числа Z2
	$M_{пл}$	кг	$M_{пл} = B_n (L_n + (2b - e) Z_1) \delta_{пл} \rho_w \left(\frac{H_n}{S_4} - 1 \right)$	89,3412	Масса всех пластин
	f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	6,1501E-05	Площадь сечения отверстия в доске
	f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi}) d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	4,6689E-05	Площадь внутреннего отверстия в трубе
	S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{tp}$	0,01620	Длина отверстия в трубе
	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{tp}$	0,00300	Ширина отверстия в трубе
	$g_{ам}$	кг/п.м	$g_{ам} = (f_o - f_i) \rho_{tp}$	0,13610	Масса пологого метра трубки
	$M_{тр}$	кг	$M_{тр} = Z H_n g_{ам}$	114,61648	Масса всех труб

	$M_{п}$	кг	$M_{п} = M_{тр} + M_{пл}$	203,96	Масса пучка
1.5.11	M_n	кг	$M_n = Z \cdot \left(\frac{H_n}{S_4} \right) \cdot G_n$	204,445	Расчетная масса пучка

1.6.1	G_a	кг/с		5,870	Расход воздуха
1.6.2	G_w	кг/с		4,17	Расход воды
1.6.3	T_{a1}	К		531,0	Температура воздуха на входе
1.6.4	T_{w1}	К		302,4	Температура воды на входе
1.6.5	P_1	Па		500000,0	Давление воздуха на входе

1.7.1	Re_{dv1}		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	2832,73	по сопротивлению I диапазон Re_{dv} 400...2000
1.7.2	Re_{dv2}		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	14163,65	по сопротивлению II диапазон Re_{dv} 2000...10000
1.7.3	$T_{ср}$		Выбирается возможно близким к реальному среднему значению и уточняется итерациями	368,96	Средняя интегральная температура воздуха по длине его хода в ОНБ.
1.7.6	λ	Вт/мК	$\lambda = (7,334226 - 0,01 t_f + 2,444413) \cdot 100$	0,03168	Коэффициент теплопроводности воздуха
	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05 t_f^2 + 5,143414E-02 t_f + 1,712197E+01) \cdot 10^{-6}$	0,0000218	
	Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69036	

1.7.7	N_{uv1}		$0,0512 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_e}{S_3} \right)$	9,5014	Конвективные числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re
1.7.8	N_{uv2}			30,7634	
	α_{vi}		$\alpha_{vi} = N_{uv} \frac{\lambda}{d_w}$	79,20	Конвективные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.
	α_{v2}			256,43	
	α_{vi}		$\alpha_{vi} = \alpha_{vi} \left(\frac{f_{pi}}{f_{vi}} E_{\mu_{vi}} + \frac{f_{vp}}{f_{vi}} \right)$	78,376195	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re
	α_{v2}			248,389319	
	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w) / 2$	0,003100	Высота ребра
	$\beta_i h_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{vi} \xi_{vi}} + R_{1,ix} \right) \delta_p \lambda_w}}$	0,197728	Параметр ребра
	$\beta_2 h_p$			0,350438	
			$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,988532	Коэффициент учета неравномерности теплоотдачи по поверхности ребрения.
				0,979675	
	N_{u1}		$N_{u1} = \frac{\alpha_{vi} d_w}{\lambda}$	9,402568	Приведенное числа Нуссельта для предельных чисел Re
	N_{u2}			29,798558	
1.7.12	E_1		$E_1 = \frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}}$	0,987313483	КПД ребра
1.7.13	E_2			0,981738718	
1.7.16	n		$n = \frac{\lg Ni_2 - \lg Ni_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,4727	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе
1.7.17	θ		$\theta = 10^{(\lg Ni_2 - n \lg Re_2)}$	0,5518	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе dw
1.7.18	Φ		$\Phi = 5,508 \left(\frac{dw}{db} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{db} \right)^{-(n-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; Re = 400...2000$ $\Phi = 0,0845 \left(\frac{dw}{db} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{db} \right)^{-(n-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; Re = 2000...10000$	0,1609	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению
	Re_{dv}			3206,2025	
	Re_{dv}		$Re_{dv} = Re_{dv} \frac{d_w}{d_s}$	4541,154	

	ε_{λ}		$\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{\lg(Re_{dv} \frac{d_w}{d_s} - 2,53)}$; $Re_{dv} < 2000$ $\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47$; $Re_{dv} > 2000$	1,510	
1.7.19	m		$m = 1,3$; $Re < 2000$; $m = 1,85$; $Re > 2000$.	1,85	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению

Зм.	Лист	№ документа	Подпис	Дата

KPM.142.6222м.01.03.ПЗ.

Лист

33

№ п/п	Обозначение	Ед. измерения	Способ выбора или определения	Значение	Наименование
2.1	η		Принимается ориентировочным и уточняется итерациями	0,995	Исходное значение КПД радиатора
2.2	$W_{\text{в}}$		$W_{\text{в}} = G_{\text{в}} C_p$	5899,350	
2.3	$W_{\text{в}}$		$W_{\text{в}} = G_{\text{в}} C_p$	17452,239	
2.4	$W_{\text{возд}}$			5899,350	
2.5	S			0,338028	Действующее отношение энергоемкостей потоков
2.6	$T_{\text{в}2}$	К	$T_{\text{в}2} = T_{\text{в}1} - \eta (T_{\text{в}1} - T_{\text{в}1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{в}}}$	379,31	Действующая температура воды за ОНВ
2.7	$T_{\text{ср}}$	К	$T_{\text{ср}} \approx \frac{T_{\text{в}2} - T_{\text{в}1}}{\ln \frac{T_{\text{в}2}}{T_{\text{в}1}}}$	339,400	Средняя температура воды в ОНВ
2.8	$T_{\text{в}2}$	К	$T_{\text{в}2} = T_{\text{в}1} + \eta (T_{\text{в}1} - T_{\text{в}1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{в}}}$	303,456	Температура воздуха за ОНВ
2.10	Q	Вт	$Q = G_{\text{в}} c_{p, \text{в}} (T_{\text{в}1} - T_{\text{в}2})$	1342362,1	Тепловая мощность ОНВ по явному теплу
2.11	α	Вт/м ² ·К	$\alpha = C_z \theta \text{Re}_{\text{д}3}^n \frac{\lambda}{d_3}$	357,36	Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке
	$\beta_i h'_p$		$\beta_i h'_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{в}} \xi_n} + R_{\text{вс}}\right) \delta_p \lambda_{\text{ст}}}}$	0,4102	Параметр ребра
	Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h'_p$	0,9762	Коэффициент учета неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения
	E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \sqrt{\Psi}}$	0,9486	КПД ребра
	E_n		$E_n = E_p + \frac{1 - E_p}{F_{\text{тр}}}$	0,9579	КПД поверхности оребрения
2.12	$T_{\text{исср}}$		$T_{\text{исср}} = T_f + \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{ст}} \right)$	393,40	Средняя интегральная температура стенки труб со стороны воды в ОНВ
	$T_{\text{исср}}$	К	$T_{\text{исср}} = T_{\text{ср}} + \frac{Q_{\text{в}}}{\alpha_{\text{в}} F}$	346,92	Средняя интегральная температура стенки труб со стороны воздуха
2.13	$f_{\text{в}}$	м ²	$\frac{((S_3 - d_{\text{в}})(d_{\text{в}} - 2\delta_{\text{ст}}) + \frac{\pi}{4}(d_{\text{в}} - 2\delta_{\text{ст}})^2)Z}{b_{\text{в}2}}$	0,0046	Живое сечение одного хода пучка для протекания воды
2.14	$w_{\text{в}}$	м/с	$\frac{G_{\text{в}}}{f_{\text{в}} \rho_{\text{в}}}$	0,9015	Скорость воды в трубках
2.15	$\mu_{\text{в}}$	Пас	$\mu_{\text{в}} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0837(T_{\text{ср}}-273,2)+0,000221(T_{\text{ср}}-273,2)^2)]}$	0,0004	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды
2.16	$\mu_{\text{ст}}$	Пас	$\mu_{\text{ст}} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0837(T_{\text{ср}}-273,2)+0,000221(T_{\text{ср}}-273,2)^2)]}$	0,0002	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки
2.17	$\lambda_{\text{ст}}$	Вт/м·К	$\lambda_{\text{ст}} = 0,02867 c_{\text{ст}}^{1,55} / \mu_{\text{ст}}^{0,12}$	0,7225	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки труб со стороны воды
2.18	$\lambda_{\text{в}}$	Вт/м·К	$\lambda_{\text{в}} = 0,02867 c_{\text{в}}^{1,55} / \mu_{\text{в}}^{0,12}$	0,6863	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды

2.19	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$	10482,3	Число Рейнольдса по воде
2.20	Re_{dw}		$Re_{dw} = \frac{G d_w}{Z_1 S_1 H_n \phi \mu_B}$	4541,153666	Число Рейнольдса по воздуху
2.21	Re_{ds}		$Re_{ds} = \frac{G d_s}{Z_1 S_1 H_n \phi \mu_B}$	3206,202481	
2.22	ΔP	Па	$\Delta P = \Phi Re_{dw}^m Z_2 S_2 \frac{T_1 \mu^2 R d_w}{P_1 d_w^3 d_s}$	1228,68	Воздушное сопротивление радиатора
2.23	ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_n \phi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \phi^2) (\frac{P_1}{P_1 - \Delta P T_1} - 1)]$	59,3156929	Изменение давления, связанное с ускорением воздушного потока из-за изменения его плотности
	ρ	кг/м ³	$\rho = \frac{2P_1 - \Delta P}{2 \cdot 287 T_f}$	4,72	Средняя плотность воздуха в ОНВ
	w	м/с	$w = \frac{G}{BH\phi\rho}$	5,51	Скорость воздуха в сжатом сечении
	Kc		$Kc = -0,4532 \phi^2 + 0,0474 \phi + 0,396$	0,27	Коэффициент, учитывающий внезапное сужение потока
	Ke		$Ke = 1,0153 \phi^2 - 2,0278 \phi + 1,0232$	0,18	Коэффициент, учитывающий внезапное расширение потока
	ΔP_{ex}	Па	$\Delta P_{ex} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \phi^2) + Kc \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	65,77	Потери напора на входе
	ΔP_{exit}	Па	$\Delta P_{exit} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \phi^2) - Ke \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	33,78	Потери напора на выходе
	ΔP_c	Па	$\Delta P_c = \Delta P_{ex} - \Delta P_{exit}$	31,99	Потери давления, связанные с внезапным сужением и внезапным расширением потока воздуха
2.24	ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_y + \Delta P_c$	1201,35	Полное изменение давления в охладителе
2.25	$\frac{H_w}{d_w}$		$\frac{H_w}{d_w}$	139,91	Относительная длина трубы
2.26	ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_w}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубы
2.27	$Pr_{ст}$		$Pr_{ст} = \frac{\mu_{ст} \epsilon_{пр}}{\lambda_{ст}}$	1,32	Число Прандтля по воде при средней температуре стенки трубок со стороны воды
2.28	Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w \epsilon_{пр}}{\lambda_w}$	2,82	Число Прандтля по воде при средней температуре воды
2.29	α_w	Вт/м ² ·К	$\alpha_w = 0,02k_w Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} (\frac{Pr_w}{Pr_{ст}})^{0,25} (1)$ $\alpha_w = 0,116 [Re_w^2 - 125] Pr_w^{1/4} [1 + (\frac{d_w}{H_n})^2] (\frac{\mu_w}{\mu_{ст}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_w} (2)$	8334,30	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде
2.30	k	Вт/м ² ·К	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + R_{\Sigma} + \sigma \frac{1}{\alpha_w}}$	266,5	
2.31	N		$N = \frac{kF}{W_{мин}}$	7,693	
2.32	C_2		$C_2 = \frac{\phi Pr}{\theta_w f_s C_z}$	0,0010	С-комплекс характеристики радиатора в программе не используется, нужен для анализа
2.33	C_3		$C_3 = \frac{Pr \lambda \phi}{d_w f_s}$	0,0039	
2.34	C_4		$C_4 = \sigma C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	2,526E-06	

2.35	N		$\frac{1}{\frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (1)$ $\frac{1}{S \frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (2)$	5,0754	Число N в программе не используется, нужно для анализа
2.36	Y		$Y = \left(\frac{1 - \eta_s S}{1 - \eta_s} \right)^{0,5}$	142,725	Комплекс для вычисления значения КПД радиатора
2.37	η		$\eta = \frac{Y - 1}{Y - S}$	0,9954	КПД радиатора во втором приближении
2.38	T _{ср}	K	$T_f = T_{ср} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{min}}$	368,98	Средняя температура воздуха в ОНВ
2.39	K _г	Вт/кгК	$K_R = k f_R$	221,981	Коэффициент использования массы пучка
2.40	K _v	Вт/м ³ К	$K_v = k f_v$	234307,36	Коэффициент использования объема пучка
2.41	$\bar{p}$		$\bar{p} = \frac{P_1 T_1}{P_1 T_2}$	1,7456	
2.42	Индикатор 1	Индикатор правильности определения T _{ср}			Расчёт корректен
2.43	Индикатор 2	Индикатор правильности определения η			Расчет корректен
2.44	Индикатор 3	Индикатор правильности определения Re			Расчёт корректен
2.45	соотношение 1	$(S_1 - d_w) / S_4 = 3...12$			Расчёт корректен
2.47	соотношение 3	$d_w / S_4 = 0,9...2,15$			Расчёт корректен
2.48	Индикатор 4	Red ₃ должен быть		2000	
2.49	Индикатор 5	Red ₃ должен быть		10000	
2.50	Индикатор 8	Контроль значения S ₄			Расчёт корректен
2.51	Индикатор 9	Контроль допустимого числа гофров на S2			Расчёт корректен

Далі наведені результати зворотнього розрахунку ОНП:

Параметр	Ед. вимірювання	Значення	Спосіб визначення
G _в	кг/с	5,870	
G _{тв}	кг/с	4,17	
T _{в1}	К	531,00	
T _{в2}	К	303,46	
t _{с1}	°C	258,00	
t _{с2}	°C	30,46	
T _{тв1}	К	302,39	
T _{тв2}	К	379,31	
t _{тв1}	°C	29,39	
t _{тв2}	°C	106,31	
P ₁	Па	500000,00	
L _п	м	0,506	
B _п	м	0,720	
H _п	м	0,532	
b _{вт}		16	
b _в		1	

d_w	м	0,0038	
S_1	м	0,01	
S_2	м	0,023	
S_3	м	0,017	
S_4	м	0,00205	
$\delta_{ст}$	м	0,0004	
$\delta_{пл}$	м	0,0001	
h_r	м	0,0015	
e	м	0,005	
S	м	0,023	
Z_{2r}	шт	2	
Z_1	шт	72	
Z_2	шт	22	
Z	шт	1584	
Схема течения теплоносителей		3	1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.
F	м ²	170,3	
T_{wf}	К	339,4	
T_{wf}	К	368,98	
w_w	м/с	0,90	
Re_w		10482,3	
ΔP	Па	1201,4	
ΔP	мм.в.ст	122,6	
Kg	Вт/кгК	221,981	
K_v	Вт/м ² К	234307,36	
ΔP_w	кПа	37,3	
κ	Вт/(м ² К)	266,5	
α_n	Вт/(м ² ·К)	357,4	
η		0,9954	
Q	кВт	1342,4	
Re_ε		3206,2	
$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	5,68E-06	
R_3	м ² ·К/Вт	1,76E-04	
R_ε	м ² ·К/Вт	3,00E-04	
$\bar{\rho}$		1,7456	
Re_{div}		4541,2	
M_n	кг	203,96	
Индикатор		Верно	

3.3 Зворотній розрахунок ВВО1 та ВВО2

Обозначение	Размерность	ВВО1	ВВО2	Наименование
Класс ПП		-	-	Шамотный пучок разбистых труб
$d_{\text{в}}$	м	0,012	0,012	Несущий диаметр трубки
$d_{\text{вн}}$	м	0,01	0,01	Внутренний диаметр трубки
$\theta_{\text{тр}}$	град	30	30	Угол разбивки
$S_{\text{п}}$	м	0,001856406	0,001856406	Промежуток между соседними рядами трубок, см. рис.1 П4
S_2	м	0,013856	0,013856	Шаг между трубками по глубине.
S_1	м	0,01600	0,01600	Шаг между трубками, перпендикулярный движению воды
$S_{\text{ц}}$	м	0,007	0,007	Отстояние центрального ряда от осевой линии
g	м	0,002	0,002	Расстояние от наружных поверхностей трубок до края выреза

Элементная база ПП		-	-	Монометаллическая труба без оребрения
Материал ПП		Мель	Мель	Материал трубы
$\lambda_{\text{м}}$	Вт/м·К	300	300	Коэффициент теплопроводности материала трубы
Состояние ПП		нет	Нет	Оценка степени загрязнённости
$R_{\text{ст}}$	м ² ·К/Вт	3,65E-06	3,65E-06	Термическое сопротивление монометаллической стенки
$R_{\text{з}}$		1,78E-04	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнений с наружной стороны ПП
$R_{\text{звн}}$		1,78E-04	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнений с внутренней стороны ПП
$R'_{\text{з}}$		3,95E-04	3,95E-04	Для загрязнённой стенки
$R_{\text{з}}$		3,95E-04	3,95E-04	

Π	%	10	10	Сленость забортной воды
$G_{\text{пр}}$	кг/с	4,165212183	1,8	Расход пресной воды
$t_{\text{пр}1}$	°C	108,66	108,66	Температура пресной воды на входе
$P_{\text{пр}1}$	кПа	400	400	Давление пресной воды на входе
$G_{\text{звв}}$	кг/с	16,50	16,50	Расход забортной воды
$t_{\text{звв}1}$	°C	27	27	Температура забортной воды на входе
$P_{\text{звв}}$	кПа	200	200	Давление забортной воды на входе

L_T	м	2,30	1,67	Длина трубок теплообменника с учётом загибания части длины диафрагмами
$Z_{дф}$		18	23	Общее число диафрагм
S_d	м	0,006	0,006	Толщина диафрагмы
δ_d	м	0,0001	0,0001	Зазор между трубкой и диафрагмой на сторону
L_1	м	0,1141	0,0633	Расстояние между средними диафрагмами слева корректируемое итерациями, справа - в первом
L_2	м	0,1312	0,0728	Длина трубок в подводном отсеке
L_3	м	0,1255	0,0696	Длина трубок в отводном отсеке
D_T	м	0,395	0,329	Внутренний диаметр кожуха
Z_d		24,000	20,000	Максимальное число труб в поперечном ряду по ширине теплообменника.
$Z_{мжк}$		484,000	334,000	Действительное общее число труб в пучке
$H_{сгг}$	м			Приблизительная высота сегментного выреза на диаметре D_T по чертежу
$Z_{св}$		да	да	Наличие труб в вырезе сегмента (да, нет)
$D_{подп}$	мм	52	34	Внутренний диаметр подводящего патрубка пресной воды
$D_{отп}$	мм	52	34	Внутренний диаметр отводящего патрубка пресной воды
$D_{подз}$	мм	112	112	Внутренний диаметр подводящего патрубка заб. воды
$D_{отз}$	мм	112	112	Внутренний диаметр отводящего патрубка заб. воды
Z_v		4	4	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком
b_{wf}		3	3	Число ходов теплообменника по заборной воде
b_w		19	24	Число ходов пресной воды
b_x		2	2	Равно числу ходов пресной воды для однокодового ВВО по заборной воде или числу последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в токе заборной воды (см. рис.5 г, приложение 1) для реверсивного ВВО.
$b_{против}$		2	2	Число противоточно включённых элементов для схемы 4
Схема		4	4	Номер схемы в зависимости от числа ходов по заб. воде и соотношения энергоёмкостей

f_0	м ² /пог.м	0,03770	0,03770	Полная поверхность со стороны воды на длину 1м
σ		1,201	1,201	Коэффициент оребрения
$g_{тн}$	кг/м	0,287	0,287	Масса 1 погонного метра трубки
$f_0, \text{ м}^2/\text{кг}$		0,1312	0,1312	Коэффициент массовой компактности пучка

$\varphi_{пр}$		0,2500	0,2500	Коэффициент стеснения потока пресной воды
f_v	$\text{м}^3/\text{м}^3$	170,04	170,04	Коэффициент объёмной компактности пучка
$f_{\text{труб1}}$	м^2	7,854E-05	7,854E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по заборной воде
$\varphi_{\text{заб}}$		0,3543	0,3543	Коэффициент стеснения потока заборной воды
$d_{\text{эк}}$	м	0,005880842	0,005880842	Эквивалентный диаметр

S_1/S_2		1,154700538	1,154700538	
$B_{\text{п}}$	м	0,384	0,320	Наибольшая теоретическая ширина пучка.
φ_1		2,16	2,61	Вспомогательный угол для определения описанной окружности. См. рис.1 приложения1
D_o	м	0,38026	0,31632	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка
$H_{\text{сг}}$	м	0,07196	0,05256	Уточнённая высота сегментного выреза на диаметре D_t
k_H		1,00000	1,00000	Соотношение принятого и уточнённого значений
L_o	м	2,196005988	1,534130784	Длина трубок теплообменника без учёта заглубления части трубок диафрагмами
$H_{\text{сo}}$	м	0,06435	0,04623	Высота сегментного выреза на диаметре D_o
$h_{\text{сo}}$		0,169	0,146	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_o
m_1		1,04	1,04	Отношения диаметров кокука и описанной окружности
$\varphi_{\text{сo}}$		97,16	89,91	Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_o
S_o	м	0,285	0,223	Длина хорды сегментного выреза на диаметре D_o

$F_{\text{сo}}$	м^2	0,01272	0,00712	Площадь сегментного выреза на диаметре D_o
$W_{\text{пр под}}$	м/с	2,00	2,01	Скорость пресной воды в подводящем патрубке
$W_{\text{пр от}}$	м/с	2,00	2,01	Скорость пресной воды в отводящем патрубке
$W_{\text{заб под}}$	м/с	1,668	1,666	Скорость заборной воды в подводящем патрубке
$W_{\text{заб от}}$	м/с	1,668	1,666	Скорость заборной воды в отводящем патрубке

k_D		0,3	0,2	Относительная величина расстояния между средними диафрагмами.
k_{L2}		1,15	1,15	Коэффициент k_{L2} , равный отношению L_2 / L_1
k_{L3}		1,1	1,1	Коэффициент k_{L3} , равный отношению L_3 / L_1
f_{w1}	m^2	0,01095151	0,00506105	Площадь живого сечения для прохода пресной воды в средних отсеках
f_{w2}	m^2	0,0126	0,0058	Площадь живого сечения для прохода пресной воды в подводящем отсеке
f_{w3}	m^2	0,0120	0,0056	Площадь живого сечения для прохода пресной воды в отводящем отсеке
Z_2		18	16	Число поперечных рядов в отсеке
Z_{max}		484	334	Максимальное расчётное число труб в пучке при заполнении всей площади трубной доски
Z		384	280	Общее число труб в пучке между вырезами диафрагм.
Z_{cv}		50	27	Возможное число труб в вырезе сегмента
k_z		1	1	Сопоставления реального и расчётного числа труб
$L_{п}$	m	0,249	0,222	Глубина одного отсека по ходу пресной воды
r_c		0,21	0,16	
D_d	m	0,01220	0,01220	Диаметр отверстия в диафрагме
$D_{дy}$	m	0,3955	0,3290	Диаметр диафрагменного уплотнения
f_{61}	m^2	0,0000	0,0000	Площадь байпасных зазоров для средних отсеков
f_{623}	m^2	0,0000	0,0000	Площадь байпасных зазоров для крайних отсеков
$f_{пл1}$	m^2	0,003	0,002	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для 1 среднего отсека
$f_{пл23}$	m^2	0,001	0,001	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для крайних отсеков

$H_{св}$	m	0,064	0,046	Высота сегментного выреза на диаметре D_o
$H_{сг}$	m	0,072	0,053	Высота сегментного выреза на диаметре D_t
$h_{сг}$		0,182	0,160	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_t

$\varphi_{\text{сг}}$		101,00	94,24	Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_t
S_1	м	0,305	0,241	Длина хорды сегментного выреза на диаметре D_t
$F_{\text{сг}}$	м ²	0,01527	0,00876	Площадь сегментного выреза на диаметре D_t
$t_{\text{в}2}$	°C	34,84	30,73	Температура пресной воды за охладителем
η'		0,90	0,95	КПД ВВО
η''		0,24	0,11	КПД ВВО
$\dot{W}_{\text{в}}$	Вт/К	17452,2	7542,0	Энергоёмкость потока пресной воды
$\dot{W}_{\text{зв}}$	Вт/К	66660,0	66660,0	Энергоёмкость потока забортной воды
$\dot{W}_{\text{мин}}$	кВт/К	17452,2	7542,0	
S'		0,2618	0,1131	Отношение энергоёмкостей
S''		3,8196	8,8385	Отношение энергоёмкостей
S		0,2618	0,1131	Отношение энергоёмкостей
η		0,90	0,95	КПД ВВО
N		3,1166	3,5740	Число единиц переноса теплоты
$t_{\text{зв}2}$	°C	46,3	35,8	Температура забортной воды за ВВО
$t_{\text{зв}f}$	°C	35,7978	31,2011	Средняя температура забортной воды
$T_{\text{зв}f}$	К	308,80	304,20	Средняя температура забортной воды
$t_{\text{в}f}$	°C	59,48	53,01	Средняя температура пресной воды
$T_{\text{в}f}$	К	332,48	326,01	Средняя температура пресной воды

ρ_w	кг/м ³	981,73	984,65	Плотность пресной воды.
C_{p_w}	кДж/(кгК)	4,177031804	4,176328701	Теплоемкость пресной воды
μ_w	Па·с	0,000498605	0,00055422	Динамическая вязкость пресной воды
λ_w	Вт/(мК)	0,629250514	0,625131328	Теплопроводность пресной воды
Pr_w		3,3098	3,7026	Число Прандтля
ν_w	м ² /с	5,079E-07	5,629E-07	Кинематическая вязкость пресной воды
Q	Вт	1288276,878	587730,114	Количество теплоты, переданной в ВВО
T_{wef}	К	327,6	320,8	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны пресной воды в первом приближении (315...320).
μ_{ct}	Па·с	0,000539243	0,000606599	Динамическая вязкость пресной воды при средней температуре стенки
λ_{ct}	Вт/м·К	0,62336	0,61839	Коэффициент теплопроводности пресной воды при средней температуре стенки
Pr_{ctm}		3,61337	4,09667	Число Прандтля для пресной воды при средней температуре стенки
W_{w1}	м/с	0,387	0,361	Скорость пресной воды в разных отсеках во втором приближении.
W_{w2}	м/с	0,337	0,314	
W_{w3}	м/с	0,352	0,328	
W_{wcp}	м/с	0,382	0,357	Средняя скорость пресной воды .
Re_w		4427,602	3734,982	Число Рейнольдса по пресной воде
Re_{do}		9034,629	7621,321	Число Рейнольдса, пересчитанное на определяющий размер d_o
Nu		142,301	133,340	Число Нуссельта для поперечного обтекания потоком шахматных пучков гладких труб

α_0	Вт/(м ² К)	7461,894951	6946,225317	Коэффициент теплоотдачи от воды к ПТ без учёта поправок
ε_a		0,9520	0,9581	Поправка на влияние обводного потока
m_a		0,049	0,043	Составляющая поправки
f_{ct}		0,0096	0,0057	Площадь живого сечения сегментного выреза с учётом загромождения трубами
ϕ_{cv1}		1,11099	1,12975	Поправка на влияние труб в вырезе перегородки.
ϕ_{cv2}		1,11232	1,13098	
ϕ_{cv3}		1,11189	1,13059	
x		0,931552642	0,931552642	Поправка на число рядов труб, поперечных потоку масла в одном отсеке теплообменника
X_{11}		1,000	1,000	
X_{12}		1,000	1,000	
X_{13}		1,000	1,000	
Δ_{a1}		0,22237	0,29134	Поправка на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы в каждом отсеке
Δ_{a2}		0,16402	0,18489	
Δ_{a3}		0,15726	0,18861	
Ψ_{a1}		0,2224	0,2913	Составляющая поправки на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы в каждом отсеке
Ψ_{a2}		0,1640	0,1849	
Ψ_{a3}		0,1573	0,1886	
σ_{11}		26,644	42,040	Коэффициент протечек для средних отсеков
σ_{12}		11,584	18,278	Коэффициент протечек для крайних отсеков
σ_{13}		12,111	19,109	
α_{w1}	Вт/(м ² К)	6588,111	5719,466	
α_{w2}	Вт/(м ² К)	7090,941	6585,754	
α_{w3}	Вт/(м ² К)	7145,556	6553,421	
α_{wcp}	Вт/(м ² К)	6650,00	5798,38	Действительное значения коэффициента теплоотдачи отпресной воды с учётом поправок и осреднения по всему ВВО

ρ_{ww}	кг/м³	1004,3005	1005,6809	Плотность забортной воды.
$C_{\text{плг}}$	кДж/(кгК)	4,0400	4,0400	Теплоёмкость забортной воды
$\mu_{\text{плг}}$	Па·с	0,00075896	0,00083380	Динамическая вязкость забортной воды
$\lambda_{\text{плг}}$	Вт/мК	0,5792	0,5735	Теплопроводность забортной воды
$Pr_{\text{плг}}$		5,2936	5,8735	Число Прандтля
$\nu_{\text{плг}}$	м²/с	0,000000755714	0,00000829092	Кинематическая вязкость забортной воды
Q	Вт	1288276,88	587730,11	Количество теплоты, переданной в ВВО
$T_{\text{средн}}$	К	314,9	308,7	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны забортной воды в первом приближении.
$\mu_{\text{ст}}$	Па·с	0,0006742	0,0007600	Динамическая вязкость забортной воды при средней температуре стенки
$\lambda_{\text{ст}}$	Вт/м·К	0,5875	0,5799	Коэффициент теплопроводности забортной воды при средней температуре стенки
$Pr_{\text{ст}}$		4,6359	5,2943	Число Прандтля для забортной воды при средней температуре стенки
$w_{\text{плг}}$	м/с	1,297	1,876	Скорость забортной воды в сжатом сечении
$Re_{\text{плг}}$		17157,30	22631,12	Число Рейнольдса по забортной воде
$\alpha_{\text{плг}}$	Вт/м²К	6284,16	8061,73	Коэффициент теплоотдачи от стенки к забортной воде. (1) для $Re_{\text{плг}} > 8000$, (2) для $Re_{\text{плг}} < 8000$
$\frac{L_{\text{т}}}{d_{\text{в}}}$		230,40	167,21	Значение отношения длины трубки к внутреннему диаметру трубки
ε_L		1,000	1,000	Поправка к коэффициенту теплоотдачи на длину трубки и режим течения жидкости

k	Вт/м²К	1357,45	1395,41	Коэффициент теплопередачи
F_o	м²	40,07	19,32	Площадь поверхности теплоотдачи без затенённых диафрагмами участков
NTU		3,117	3,574	
η		0,904	0,954	КПД ВВО
t_{w_2}	°C	34,842	30,731	
$T_{w_{срf}}$	К	327,65	320,76	Действительное значение средней интегральной температуры стенки ПТ со стороны пресной воды
$T_{w_{срf}}$	К	314,94	308,73	Действительное значение средней интегральной температуры стенки ПТ со стороны заборной воды
k_g	Вт/кгК	178,08	183,06	Коэффициент использования массы пучка труб
Мп	кг	320,46	160,50	Масса пучка труб
F	м²	42,040	21,055	Полная площадь поверхности теплообмена
ΔP_{wv}	кПа	30,55	39,12	Сопротивление ВВО по заборной воде
ΔP_w	кПа	28,22	29,40	Сопротивление ВВО по пресной воде
Индикатор 1		Расчёт корректен	Расчёт корректен	0 Определить N
Индикатор 2		Расчёт корректен	Расчёт корректен	0
Индикатор 4		Расчёт корректен	Расчёт корректен	0
Индикатор 4		Расчёт корректен	Расчёт корректен	0
Индикатор 5		Расчёт корректен	Расчёт корректен	0

Таблиця із результатами розрахунку ВВО1 та ВВО2

№ п/п	Обозначение	Наименование	ВВО1	ВВО2
Параметры МО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	4,17	1,80
2	t_{w1}	°C	108,7	108,7
3	p_{w1}	кПа	400,0	400,0
4	t_{w2}	°C	34,84	30,73
5	η		0,904	0,954
6	W_w	м/с	0,38	0,36
7	$W_{w\text{под}}$	м/с	2,00	2,01
8	$W_{w\text{от}}$	м/с	2,00	2,01
9	ΔP_w	кПа	28,22	29,40
10	G_{ww}	кг/с	16,50	16,50
11	t_{ww1}	°C	27,0	27,0
12	P_{ww}	кПа	200,0	200,0
13	W_{ww}	м/с	1,297	1,876
14	$W_{ww\text{под}}$	м/с	1,668	1,666
15	$W_{ww\text{от}}$	м/с	1,668	1,666
16	Π	%	10	10
17	ΔP_{ww}	кПа	30,5	39,1
18	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	0,000395	0,000395
19	k_{Σ}	Вт/кгК	178,08	183,06
20	Q	Вт	1288276,88	587730,11
21	b_w		19	24
22	b_{ww}		3	3
	$b_{хпрот}$		2	2
23				
24	d_0	м	0,0120	0,0120
25	d_w	м	0,0100	0,0100
26	S_1	м	0,0160	0,0160
27	S_2	м	0,0139	0,0139
28	S_{Π}	м	0,0069	0,0069
29	S_{Π}	м	0,0019	0,0019
30	δ_{Π}	м	0,0001	0,0001

31	h_{co}		0,169	0,146
32	k_D		0,300	0,200
33	$S_{\text{д}}$	м	0,006	0,006
34	$Z_{\text{д}}$		25	23
35	Z_{cv}		50	27
36	Z_2		18	16
37	Z_{max}		484	334
38	Z		384	280
39	$\Phi_{\text{ao,грал}}$		97,16	89,91
40	$\Phi_{\text{ог,грал}}$		101,00	94,24
41	H_{co}	м	0,064	0,046
42	$H_{\text{ст}}$	м	0,072	0,053
43	$D_{\text{о}}$	м	0,380	0,316
44	$L_{\text{п}}$	м	0,249	0,222
45	$Z_{\text{пф}}$		18	23
46	L_1	м	0,114	0,063
47	L_2	м	0,131	0,073
48	L_3	м	0,125	0,070
49	$L_{\text{т}}$	м	2,304	1,672
50	$D_{\text{т}}$	м	0,395	0,329
51	$D_{\text{подп}}$	мм	51,987	33,991
52	$D_{\text{отп}}$	мм	51,987	33,991
53	$D_{\text{подз}}$	мм	112,000	112,000
54	$D_{\text{отз}}$	мм	112,000	112,000
55	Мп	кг	320,46	160,50
56	F	м ²	42,04	21,05
57	Индикатор		Верно	Верно

3.4 Зворотній розрахунок МО

Матриця селекції	Розмір матриці	Способ выбора или определения	Значение	Наименование
Класс ПП		Выбирается из ряда известных в теплообменнике с учётом особенностей технологии эксплуатации надёжности и т.п.	-	Шаговый пучок ребристых труб
Тип ПП		Трубка монометаллическая? (да/нет)	да	
D_o	м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПП	0,0245	Наружный диаметр оребрения
d_o	м		0,0125	Несущий диаметр трубки
d_i	м		0,0118	Наружный диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребренной трубки
d_o	м		0,01	Внутренний диаметр трубки
n	м		0,002	Шаг между ребрами
b	м		0,00065	Толщина ребра у основания
δ	м		0,0002	Толщина ребра у вершины
S_1	м	Выбирается с учётом теплофизических свойств ПП	0,027	Шаг между трубками перпендикулярный
S_2	м	Принимается близким к теоретическому с учётом технологических допусков	0,02340	Шаг между трубками по пучкам. Теоретическое значение шага $N_2 = \frac{2N_1}{2} \cos(20^\circ) \approx 1$ дано в начале строки
θ_{10}	град	Выбирается по имеющимся рекомендациям	30	Угол развала

схема		Определяется автоматически	4	Схема плавного течения теплоносителей
b		Задаётся ориентировочно и уточняется итерациями	6	Число ходов по маслу в МО.
δ_{10}		Определяется из анализа числа поворотов и отклоняемых камер в крышках	3	Число ходов теплообменника по полю
δ_p		Число противоточно включённых реверсивных элементов	2	
L_T	м	Измеряется как расстояние между досками	0,950	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами
D_T	м	Измеряется по внутреннему диаметру корпуса	0,265	Внутренний диаметр кожуха
$Z_{дф}$		Определяется как общее число диафрагм	5	Общее число диафрагм
S_d	м	Измеряется в месте прохода труб	0,005	Толщина диафрагмы
L_1	м	Определяется как среднее расстояние между диафрагмами и в середине пучка	0,149	Расстояние между диафрагмами в середине пучка
L_2	м	Измеряется между диафрагмой и доской	0,164	Расстояние между диафрагмой и доской в отсеке потолка масла
L_3	м	Измеряется между диафрагмой и доской	0,164	Расстояние между диафрагмой и доской в отсеке оттока масла
$H_{сг}$	м	Замеряется между поверхностью корпуса и срезом диафрагмы	0,0735	Высота сегментного выреза на диаметре D_T
Z		Определяется подсчётом отверстий с трубами в трубной доске	64	Общее число труб в пучке
Z_2		Определяется как число рядов труб в пучке, параллельных срезу диафрагмы	5	Число поперечных рядов в отсеке
Z_{cv}		Формула для определения Z_c для типовых МО берМЗ лишена смысла. Эта величина просто принимается равной 0	11	Число труб в вырезе сегментной перегородки. Для МО берМЗ трубы в вырезе обычно не устанавливаются. Способ определения этого параметра в иных конструкциях зависит от закона размещения труб в доске и не является универсальным для алгоритма расчёта
r_c		$r_c = \frac{2Z_{cv}}{Z}$	0,344	
Z_d		- Номер хорды, соответствующий числу Z_d . *Центральный ряд - хорда №1	9	Число труб в максимально заполненном ряду, определяющее диаметр описанной окружности D_o
Z_T			4	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком

B_n	м	$B_n = S_1 (Z_n - 1)$	0,216	Наибольшая теоретическая ширина пучка
D_o	м	$D_o = (\frac{B_n}{2 \cos \varphi_1} + \frac{D}{2}) 2$	0,240500	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка
Z_{max}		С листа "Расчет Z" Рассчитать Z	61	Максимальное расчетное число труб в пучке при затоплении всей площади трубной доски
Z_{exp}			11	Возможное расчетное число труб в вырезе сегмента
Z_p			61	Расчетное число труб в пучке
k_z		$k_z = \frac{Z}{Z_p}$	1,049	
k_{ex}		$k_{ex} = \frac{Z_{ex}}{Z_{exp}}$	1,000	
h_{ex}		$h_{ex} = \frac{H_{ex}}{D_T}$	0,277	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_T
φ_{av}		$\varphi_{av} = 2 \arccos (1 - 2h_{ex})$	127,10	Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_T
S_1	м	$S_1 = D_T \sin(\frac{\varphi_{av}}{2})$	0,237	Длина хорды сегментного выреза на диаметре D_T
$F_{сг}$	м ²	$F_{сг} = \frac{\pi D_T^2 \varphi_{av}}{4 \cdot 360} - \frac{S_1 D_T \cos \frac{\varphi_{av}}{2}}{4}$	0,01249	Площадь сегментного выреза на диаметре D_T
f_{w1}	м ²	$f_{w1} = L_1 B_n \varphi_w$	0,01461	Площадь заного сечения для прохода масла в средних отсеках
f_{w2}	м ²	$f_{w2} = L_2 B_n \varphi_w$	0,01608	Площадь заного сечения для прохода масла в промежуточном отсеке
f_{w3}	м ²	$f_{w3} = L_3 B_n \varphi_w$	0,01608	Площадь заного сечения для прохода масла в оттоковом отсеке
f_w	м ²	$f_w = Z f_{w1} / b_w$	0,00168	Площадь заного сечения пучка для прохода воды
L_n	м	$L_n = Z_2 S_2$	0,117	Глубина одного отсека по ходу масла
D_{ny}	м	Выбирается конструктивно	0,265	Диаметр диафрагменного уплотнения
f_{o1}	м ²	$f_{o1} = \frac{\pi}{2} (D_T^2 - D_{ny}^2)$	0,00000	Площадь байпасных лазеров для средних отсеков
f_{o23}	м ²	$f_{o23} = \frac{\pi}{4} (D_T^2 - D_{ny}^2)$	0,00000	Площадь байпасных лазеров для крайних отсеков
δ_d	м	выбирается конструктивно	0,0005	Зазор на сторону между трубкой и диафрагмой
L_o	м	$L_o = L_T - Z_{df} S_d$	0,925	Длина трубок теплообменника без учета заглубления части трубок диафрагмами
Элементная база ПП		Выбирается на основе имеющихся технологий	-	Монометаллическая труба с накатным оребрением
Материал ПП		Выбирается на основе основных материалов	мель	Материал трубы и ребер
$\lambda_{мат}$	Вт/м·К	Справочная величина	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и ребер
Состояние ПП		Чистая? (да/нет)	Нет	Оценка степени загрязненности
R_{Σ}	м ² ·К/Вт		2,426·03	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него
μ_k		Зависит от конструкции оребренной ПП	1	Коэффициент контакта ребер и несущей трубки

$G_{\text{м}}$	кг/с	Задано	14	Расход масла
$t_{\text{м1}}$	°C	Задано	88,36	Температура масла на входе
$P_{\text{м1}}$	кПа	Задано	439	Давление масла на входе
$G_{\text{в}}$	кг/с	Задано	1,80	Расход воды
$t_{\text{в1}}$	°C	Задано	29,97	Температура воды на входе
$P_{\text{в}}$	кПа	Задано	180	Давление воды на входе
f_v	м ² /пог.м	$f_v = \frac{2}{u} \sqrt{\left(\pi \frac{D+d_v}{2}\right)^2 + u^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{D-d_v}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2}\right)^2} + \frac{\delta_1}{u} \sqrt{(\pi D)^2 + u^2}$	0,3568	Площадь оребрения на длине 1 м
$\delta_{\text{ср}}$	м	$\delta_{\text{ср}} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00038	Средняя толщина ребра
$f_{\text{тр}}$	м ² /пог.м	$f_{\text{тр}} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u} \sqrt{(\pi d_o)^2 + u^2}$	0,02846	Площадь участков трубки между ребрами на длине 1 м
f_n	м ² /пог.м	$f_n = f_p + f_{\text{тр}}$	0,38523	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м
σ		$\sigma = \frac{f_n}{\pi d_w}$	12,262	Коэффициент оребрения
φ_s		$\varphi_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}$	1,330	Параметр размещения труб в пучке
$G_{\text{сталь}}$	кг/м	$G_{\text{сталь}} = \rho_s \left[\frac{\frac{(d_o^2 - d_i^2)\pi}{4} + \frac{(\delta_1 + \delta_2)(D - d_o)\pi}{2u}}{\times \left(\frac{D - d_o}{2} - \frac{D - d_o}{6} \frac{2\delta_1 + \delta_2 + d_o}{\delta_1 + \delta_2 + \frac{d_o}{2}} \right)} \right]$	0,9751	Масса 1 погонного метра оребренной монометаллической трубки
$G_{\text{биметалл}}$	кг/м	$G_{\text{биметалл}} = \frac{(d_o^2 - d_i^2)\pi \rho_{s1}}{4} + \rho_{s2} \left[\frac{\frac{(d_o^2 - d_i^2)\pi}{4} + \frac{(\delta_1 + \delta_2)(D - d_o)\pi}{2u}}{\times \left(\frac{D - d_o}{2} - \frac{D - d_o}{6} \frac{2\delta_1 + \delta_2 + d_o}{\delta_1 + \delta_2 + \frac{d_o}{2}} \right)} \right]$	0,4865	Масса 1 погонного метра оребренной биметаллической трубки
f_g	м ² /кг	$f_g = \frac{f_n}{G_{\text{сталь}}}$	0,3951	Коэффициент массовой компактности пучка
φ_M		$\varphi_M = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{\text{ср}}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}$	0,4537	Коэффициент стеснения масляного потока
f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{f_n}{S_1 S_2}$	609,73	Коэффициент объемной компактности пучка
$f_{\text{в1}}$	м ²	$f_{\text{в1}} = \frac{\pi d_w^2}{4}$	7,85398E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по воде
$\varphi_{\text{в}}$		$\varphi_{\text{в}} = \frac{f_{\text{в1}}}{S_1 S_2}$	0,1243	Коэффициент стеснения потока воды
$d_{\text{э}}$	м	$d_{\text{э}} = \frac{4\varphi_M}{f_v}$	0,0029764	Эквивалентный диаметр
$d_{\text{в}}/d_{\text{г}}$		$\frac{d_{\text{в}}}{d_{\text{г}}}$	4,200	
Δ		δ_2 / δ_1	2,75	Геометрический фактор

α	Вт/(м ² К)	Задаётся предварительно и уточняется итерациями	719,56	Коэффициент теплоотдачи от масла в паром приводах 300...500Вт/м ² К
$t_{м2}$	°С	Принимается в первом приближении и уточняется итерациями	82,43	Температура масла за охладителем. Задаётся вначале и уточняется последовательными приближениями
η'		$\eta' = \frac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}}$	0,1016	КПД ОМ
η''		$\eta'' = \frac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}} \cdot \frac{1}{S''}$	0,3887	КПД ОМ
$C_{пл}$	кДж/(кгК)	Задаётся предварительно и уточняется итерациями	2,062	Теплоёмкость масла. Является функцией средней температуры. В первом приближении задаётся и уточняется итерациями 2...2,2кДж/кгК
W_m	ВтК	$W_m = G_m C_{пл}$	28867,2	Энергоёмкость потока масла
W_w	ВтК	$W_w = G_w C_{pw}$	7542,0	Энергоёмкость потока воды
W_{min}	кВтК	Минимальное из W_m и W_w	7542,0	Минимальная энергоёмкость
S'		$S' = \frac{G_m c_{пл}}{G_w c_w}$	3,8275	Отношение энергоёмкостей
S''		$S'' = \frac{G_w c_w}{G_m c_{пл}}$	0,2613	Отношение энергоёмкостей
S		Действующее значение	0,2613	Отношение энергоёмкостей
Q_m	Вт	$Q = (t_{м1} - t_{м2}) W_m$	171166,73	Тепловая мощность МО
η		Действующее значение	0,3887	КПД ОМ
N		$N = f(\eta, S, \text{схемы})$	1,6584	Число единиц переноса теплоты
N		Задаётся предварительно по предыдущей строке и уточняется итерациями	0,5228	Число единиц переноса теплоты
t_{w2}	°С	$t_{w2} = t_{w1} + W_m (t_{м1} - t_{м2}) / W_w$	52,67	Температура воды за МО
t_{wf}	°С	$t_{wf} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{w2}}{t_{w1}}}$	40,26	Средняя температура воды
T_{wf}	К	$T_{wf} = t_{wf} + 273$	313,26	Средняя температура воды
$t_{мcf}$	°С	$t_{мcf} = t_{mf} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	73,51	Средняя температура стенок трубной со стороны обременя
$t_{мcf90}$	°С	$t_{мcf90} = t_{м90} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	79,84	Средняя температура стенок трубной со стороны обременя при средней температуре масла 90 °С
$t_{мcf75}$	°С	$t_{мcf75} = t_{м75} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	64,84	Средняя температура стенок трубной со стороны обременя при средней температуре масла 75 °С
$t_{мcf60}$	°С	$t_{мcf60} = t_{м60} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	49,84	Средняя температура стенок трубной со стороны обременя при средней температуре масла 60 °С
t_{mf}	°С	$t_{mf} = t_{wf} + \frac{t_{м1} - t_{м2}}{N} \cdot \frac{W_m}{W_{min}}$	83,67	Средняя температура масла
$T_{mf,K}$	К	$T_{mf,K} = t_{mf} + 273$	356,67	Средняя температура масла

ρ_m	кг/м ³	$\rho_m = 922,11 - 0,6456 \times t_{mf}$	868,09	Плотность масла при средней температуре
ρ_{m90}	кг/м ³	$\rho_{m90} = 922,11 - 0,6456 \times t_{m90}$	864,01	Плотность масла при температуре 90 °С
ρ_{m75}	кг/м ³	$\rho_{m75} = 922,11 - 0,6456 \times t_{m75}$	873,69	Плотность масла при температуре 75 °С
ρ_{m60}	кг/м ³	$\rho_{m60} = 922,11 - 0,6456 \times t_{m60}$	883,37	Плотность масла при температуре 60 °С
ρ_{mctf}	кг/м ³	$\rho_{mctf} = 922,11 - 0,6456 \times t_{mctf}$	874,65	Плотность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки
ρ_{mct90}	кг/м ³	$\rho_{mct90} = 922,11 - 0,6456 \times t_{mct90}$	870,57	Плотность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 90 °С
ρ_{mct75}	кг/м ³	$\rho_{mct75} = 922,11 - 0,6456 \times t_{mct75}$	880,25	Плотность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 75 °С
ρ_{mct60}	кг/м ³	$\rho_{mct60} = 922,11 - 0,6456 \times t_{mct60}$	889,93	Плотность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 60 °С
C_{pm}	кДж/(кгК)	$C_{pm} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mf}$	2,062	Теплоемкость масла во втором приближении. При машинном счете это результат последней итерации
C_{pm90}	кДж/(кгК)	$C_{pm90} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{m90}$	2,084	Теплоемкость масла при средней температуре масла 90 °С
C_{pm75}	кДж/(кгК)	$C_{pm75} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{m75}$	2,032	Теплоемкость масла при средней температуре масла 75 °С
C_{pm60}	кДж/(кгК)	$C_{pm60} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{m60}$	1,979	Теплоемкость масла при средней температуре масла 60 °С
C_{pmctf}	кДж/(кгК)	$C_{pmctf} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mctf}$	2,026	Теплоемкость масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки
C_{pmct90}	кДж/(кгК)	$C_{pmct90} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mct90}$	2,049	Теплоемкость масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 90 °С
C_{pmct75}	кДж/(кгК)	$C_{pmct75} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mct75}$	1,996	Теплоемкость масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 75 °С
C_{pmct60}	кДж/(кгК)	$C_{pmct60} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mct60}$	1,944	Теплоемкость масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 60 °С
λ_m	Вт/(мК)	$\lambda_m = 0,000107 \rho + 0,029666$	0,1226	Теплопроводность масла при средней температуре
λ_{m90}	Вт/(мК)	$\lambda_{m90} = 0,000107 \rho_{90} + 0,029666$	0,1221	Теплопроводность масла при средней температуре масла 90 °С
λ_{m75}	Вт/(мК)	$\lambda_{m75} = 0,000107 \rho_{75} + 0,029666$	0,1232	Теплопроводность масла при средней температуре масла 75 °С
λ_{m60}	Вт/(мК)	$\lambda_{m60} = 0,000107 \rho_{60} + 0,029666$	0,1242	Теплопроводность масла при средней температуре масла 60 °С
λ_{mctf}	Вт/(мК)	$\lambda_{mctf} = 0,000107 \rho_{mctf} + 0,029666$	0,1233	Теплопроводность масла при температуре, равной средней температуре стенки трубы со стороны обрешетки
λ_{mct90}	Вт/(мК)	$\lambda_{mct90} = 0,000107 \rho_{mct90} + 0,029666$	0,1228	Теплопроводность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 90 °С
λ_{mct75}	Вт/(мК)	$\lambda_{mct75} = 0,000107 \rho_{mct75} + 0,029666$	0,1239	Теплопроводность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 75 °С
λ_{mct60}	Вт/(мК)	$\lambda_{mct60} = 0,000107 \rho_{mct60} + 0,029666$	0,1249	Теплопроводность масла при температуре, равной температуре стенки трубы со стороны обрешетки при средней температуре масла 60 °С

V_m	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_m = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{mf})^{2,4715}$	0,0000215	Кинематическая вязкость масла
V_{m90}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{m90} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{m90})^{2,4715}$	0,0000179	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 90 °С
V_{m75}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{m75} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{m75})^{2,4715}$	0,0000281	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 75 °С
V_{m60}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{m60} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{m60})^{2,4715}$	0,0000489	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 60 °С
V_{mctf}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{mctf} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{mctf})^{2,4715}$	0,0000319	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
V_{mct90}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{mct90} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{mct90})^{2,4715}$	0,0000260	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °С
V_{mct75}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{mct75} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{mct75})^{2,4715}$	0,0000435	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °С
V_{mct60}	$\text{м}^2/\text{с}$	$v_{mct60} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10^{-4} p_m) (50/t_{mct60})^{2,4715}$	0,0000833	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °С
μ_{mf}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{mf} = v_{mf} \rho_{mf}$	0,0186	Динамическая вязкость при средней температуре
μ_{m90}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{m90} = v_{m90} \rho_{m90}$	0,0155	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 90 °С
μ_{m75}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{m75} = v_{m75} \rho_{m75}$	0,0246	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 75 °С
μ_{m60}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{m60} = v_{m60} \rho_{m60}$	0,0432	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 60 °С
μ_{mctf}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{mctf} = v_{mctf} \rho_{mctf}$	0,0279	Динамическая вязкость масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
μ_{mct90}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{mct90} = v_{mct90} \rho_{mct90}$	0,0226	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °С
μ_{mct75}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{mct75} = v_{mct75} \rho_{mct75}$	0,0383	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °С
μ_{mct60}	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{mct60} = v_{mct60} \rho_{mct60}$	0,0742	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °С
Pr_{mf}		$Pr = \mu Cp / \lambda$	313,70	Число Прандтля масла при средней температуре
Pr_{m90}		$Pr_{m90} = \mu_{m90} Cp_{m90} / \lambda_{m90}$	264,47	Число Прандтля масла при температуре 90 °С
Pr_{m75}		$Pr_{m75} = \mu_{m75} Cp_{m75} / \lambda_{m75}$	405,66	Число Прандтля масла при температуре 75 °С
Pr_{m60}		$Pr_{m60} = \mu_{m60} Cp_{m60} / \lambda_{m60}$	687,78	Число Прандтля масла при температуре 60 °С
Pr_{mctf}		$Pr_{mctf} = \mu_{mctf} Cp / \lambda_{mctf}$	458,63	Число Прандтля масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
Pr_{mct90}		$Pr_{mctf} = \mu_{mctf} Cp / \lambda_{mctf}$	377,59	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °С
Pr_{mct75}		$Pr_{mctf} = \mu_{mctf} Cp / \lambda_{mctf}$	616,99	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °С
Pr_{mct60}		$Pr_{mctf} = \mu_{mctf} Cp / \lambda_{mctf}$	1154,10	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °С

$w_{м1}$	м/с	$w_{м1} = G_{м1} / f_{м1} \cdot \rho_{м}$	1,10	Скорость масла в срединных отсеках
$w_{м2}$	м/с	$w_{м2} = G_{м2} / f_{м2} \cdot \rho_{м}$	1,00	Скорость масла в приёмном отсеке
$w_{м3}$	м/с	$w_{м3} = G_{м3} / f_{м3} \cdot \rho_{м}$	1,00	Скорость масла в отводном отсеке
$w_{ср}$	м/с	$w_{ср} = \frac{w_{м1} L_1 (Z_{доф} - 1) + w_{м2} L_2 + w_{м3} L_3}{L_1 (Z_{доф} - 1) + L_2 + L_3}$	1,07	Средняя скорость масла в пучке
$Re_{d_{ср}}$		$Re_{d_{ср}} = \frac{w_{ср} d_{ср}}{\nu_{м}}$	147,992	Число Рейнольдса по маслу
α_o	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_o = \frac{Nu_o \lambda_o}{d_o}$	916,46	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок с листа 6м
α_{o90}	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{o90} = \frac{Nu_{o90} \lambda_{o90}}{d_o}$	876,42	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 90 °С
α_{o75}	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{o75} = \frac{Nu_{o75} \lambda_{o75}}{d_o}$	978,06	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 75 °С
α_{o60}	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{o60} = \frac{Nu_{o60} \lambda_{o60}}{d_o}$	1108,09	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 60 °С
ε_o		$\varepsilon_o = \exp(-m_{\varepsilon_o})$	0,980	Поправка на влияние обводного потока
m_{ε}		$m_{\varepsilon} = 1,35 \frac{D_i - D_o}{D_i \Phi_{м}} (1 - (2Z_i / Z_2)^{\frac{1}{5}})$	0,0198	Составляющая поправки
Φ_c		$\Phi_c = 1 - r_c + 0,524 r_c^{0,32} (f_{м} / f_{сг})^{0,03}$; $r_c = 2Z_c / Z$	1,036	Поправка на влияние труб в окле сегментной переторки. Обычно для МО БЕРМЗ $r_c = 0$, тогда $\Phi_c = 1$. Значения $f_{сг}$ - значения сечения торца.
x		если $100 < Re_{d_o} < 1000$ $x = 1$ если $Re_{d_o} > 1000$ $x = 0,931 + 0,00156 Z_2$; если $Z_2 \geq 15$ $x = 0,878 + 0,0052 Z_2$; если $Z_2 \geq 8$	1	Поправка на число рядов труб, поперечных потоку масла в одном отсеке теплообменника
$Re_{d_{ср}}$		$Re_{d_{ср}} = Re_{d_{ср}} \frac{d_{ср}}{d_o}$	621,520	Число Рейнольдса, пересчитанное на определяющий размер d_o
X_{11}		$X_1 = (f_{м1} + 2 f_{o1}) / (f_{м3} + f_{o1})$	1,00000	Оценка относительного влияния байпасного потока по отношению к потоку протечек
X_{12}			1,00000	
X_{13}			1,00000	
$\Delta_{\alpha 1}$		$\Delta_{\alpha} = \psi_{\alpha} X_1$	0,25709	Поправка на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы
$\Delta_{\alpha 2}$			0,17304	
$\Delta_{\alpha 3}$			0,17304	
$\psi_{\alpha 1}$		Если $0,01 \sigma_1 \leq 0,12$, то $\psi_{\alpha} = 4,09 \sigma_1 - 0,838 \sigma_1^2 + 0,1315 \sigma_1^3 - 1,23029 \cdot 10^{-2} \sigma_1^4 + 0,649 \cdot 10^{-3} \sigma_1^5 - 1,746 \cdot 10^{-5} \sigma_1^6 + 1,9336 \cdot 10^{-7} \sigma_1^7$; Если $0,01 \sigma_1 > 0,12$, то $\psi_{\alpha} = 0,103 + 0,00448 \sigma_1$	0,2571	Составляющая поправки на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы
$\psi_{\alpha 2}$			0,1730	
$\psi_{\alpha 3}$			0,1730	
$D_{д1}$	м	$D_{д1} = D + 2\delta_{д1}$	0,0255	Диаметр отверстия в диафрагме
$f_{пл1}$	м ²	$f_{пл1} = \frac{\pi}{2} (D_{д1}^2 - D^2) Z$	0,0050	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для одного среднего отсека
$f_{пл2,3}$	м ²	$f_{пл2,3} = \frac{\pi}{4} (D_{д1}^2 - D^2) Z$	0,0025	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для крайних отсеков
σ_{11}		$\sigma_{11} = 100 f_{пл1} / f_{м1}$	34,394	Коэффициент протечек для срединных отсеков
σ_{12}		$\sigma_{12} = 100 f_{пл2} / f_{м2}$	15,634	Коэффициент протечек для крайних отсеков
σ_{13}		$\sigma_{13} = 100 f_{пл3} / f_{м3}$	15,634	

α_{a1}	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_m = \alpha_a(1 - \Delta_a)\varepsilon_a\Phi_c / x$	691,789	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок для каждого отсека
α_{a10}	Вт/(м ² ·К)		661,568	
α_{a15}	Вт/(м ² ·К)		738,290	
α_{a20}	Вт/(м ² ·К)		836,437	
α_{a25}	Вт/(м ² ·К)		770,053	
α_{a30}	Вт/(м ² ·К)		736,412	
α_{a35}	Вт/(м ² ·К)		821,814	
α_{a40}	Вт/(м ² ·К)		931,065	
α_{a45}	Вт/(м ² ·К)		770,053	
α_{a50}	Вт/(м ² ·К)		736,412	
α_{a55}	Вт/(м ² ·К)		821,814	
α_{a60}	Вт/(м ² ·К)		931,065	
$\alpha_{\text{ср}}$	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\alpha_{a1}L_1(Z_1-1) + \alpha_{a2}L_2 + \alpha_{a3}L_3}{L_1(Z_1-1) + L_2 + L_3}$	719,560	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок и осреднения по всему МО
ρ_w	кг/м ³	$\rho_w = 999,7 / (0,9 - 9534 + 0,466 \times 10^{-3} t)$	985,80	Плотность воды
C_{pw}	кДж/(кг·К)	$C_{pw} = 4,1797 - 2,17 \cdot 10^{-4} t + 2,894 \cdot 10^{-6} t^2$	4,17	Теплоёмкость воды
μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,001882}{1 + 0,0337 t_{wf} + 0,000221 t_{wf}^2}$	0,000693	Динамическая вязкость воды
λ_w	Вт/м·К	$\lambda_w = 0,0286 \times C_{pw}^{1,55} / \mu_w$	0,6324	Теплопроводность воды
Pr_w		$Pr_w = C_{pw} \times \mu_w / \lambda_w$	4,5931	Число Прандтля
ν_w	м ² /с	$\nu_w = \mu_w / \rho_w$	0,00000070	Кинематическая вязкость воды
$t_{\text{ср}wf}$	°С	Задается в первом приближении	55,84	Средняя интегральная температура стенки ПГ со стороны воды в первом приближении (из 5...6 градусных выше $t_{\text{ср}}$ ячейка E110)
$T_{\text{ср}wf}$	К	$T_{\text{ср}wf} = t_{\text{ср}wf} + 273$	328,8	Средняя интегральная температура стенки ПГ со стороны воды в первом приближении
$\mu_{\text{ср}}$	Па·с	$\mu_{\text{ср}} = 0,0001882 / [(1 + 0,0337 (T_{\text{ср}wf} - 273,2) + 0,000221 (T_{\text{ср}wf} - 273,2)^2)]$	0,000529	Динамическая вязкость воды при средней температуре стенки
$\lambda_{\text{ср}}$	Вт/м·К	$\lambda_{\text{ср}} = 0,02867 \times C_{pw}^{1,55} / \mu_{\text{ср}}^{0,12}$	0,6532	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки
$Pr_{\text{ср}}$		$Pr_{\text{ср}} = \frac{\mu_{\text{ср}} C_{pw}}{\lambda_{\text{ср}}}$	3,39	Число Прандтля для воды при средней температуре стенки
α_w	Вт/м ² ·К	$\alpha_w = 0,021 \varepsilon_f Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{\text{ср}}} \right)^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{4}} \left[1 + \left(\frac{d_w}{H_n} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_{\text{ср}}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_w}, (2)$	6209,13	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. (1) для $Re_{\text{ср}}, < 8000$, (2) для $Re_{\text{ср}}, > 8000$
w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	1,090	Скорость воды в сечении
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$	15498,0	Число Рейнольдса по воде
$\frac{L_r}{d_w}$		$\frac{L_r}{d_w}$	94,96	Отношение длины трубы к внутреннему диаметру трубы
ε_L		$\varepsilon_L = f \left(\frac{H_n}{d_w}; Re_w \right)$	1,000	Поправка к коэффициенту теплоотдачи на длину трубы и режим течения жидкости

k	Вт/м ² К	$k = \left(\frac{1}{\alpha_m} + R_{\tau} + \sigma \frac{1}{\alpha_w} \right)^{-1}$	172,98	Коэффициент теплоотдачи
k_g	Вт/мК	$k_g = k \varphi_g$	68,34	Коэффициент использования массы пучка труб
$M_{п}$	кг	$M_{п} = Z L_{\tau} g_{пм}$	59,26	Масса пучка труб
F_o	м ²	$F_o = Z_p k_{\pm} L_o f_o$	22,80	Площадь поверхности теплоотдачи со стороны ребер без запястных диафрагм на участках
N		$N = \frac{k F_o}{W_{min}}$	0,5228	Число единиц переноса теплоты
F	м ²	$F_{\tau} = Z L_{\tau} f_{п}$	23,41	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения
η		$\eta = f(N, S, c_{хв.м.м.})$	0,3887	Действительный КПД теплообменника
$t_{м2}$	°C	$t_{м2} = t_{м1} - \eta(t_{м1} - t_{w1})$	65,67	Температура масла за охладителем
$t_{м2}$	°C	$t_{м2} = t_{м1} - \eta S(t_{м1} - t_{w1})$	82,43	Температура масла за охладителем
$t_{м2}$	°C	Действующее значение	82,43	Действительное значение температуры масла за охладителем
t_{wcf}	°C	$t_{wcf} = T_{mf} - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_{wcp}} + R_{\tau} \right) - 273$	55,84	Средняя интегральная температура стенки ПП со стороны воды во втором приближении
T_{wcf}	К	$T_{wcf} = t_{wcf} + 273$	328,8	Средняя интегральная температура стенки ПП со стороны воды во втором приближении
T_{wcf}	К	$T'_{ст.в} = T_{mf} + \frac{Q}{F_w} \frac{1}{\alpha_w}$	327,7	Средняя интегральная температура стенки ПП со стороны воды во втором приближении, проверка
Индикатор 1	Индикатор правильности выполнения операции по определению числа N на листе "Общий"			Расчёт корректен
Индикатор 2	Индикатор правильности работы цикла по определению $C_{пм}$ в расчёте			Расчёт корректен
Индикатор 3	Индикатор правильности работы цикла по значению температуры t_{w1}			Расчёт корректен
Индикатор 4	Индикатор правильности работы цикла по значению коэффициента теплоотдачи α			Расчёт корректен
Индикатор 5	Индикатор правильности работы цикла по значению температуры T_{wcf}			Расчёт корректен
Индикатор 6	Индикатор правильности задания числа трубок в пучке			Расчёт корректен
Индикатор 7	Индикатор правильности задания числа трубок в выраже			Расчёт корректен
Индикатор 8	Индикатор применимости ГУ (по σ , R_{τ} , φ , t_{w1})			ГУ могут приводить к снижению точности расчёта
Индикатор 9	Индикатор правильности определения числа ходов по месту			Расчёт корректен
	Индикатор корректности работы программы			Верно!

Таблиця результатів розрахунку охолоджувача масла

Обозначение	Размерность	Наименование	Значение
G	кг/с	Расход масла	14
t_{m1}	°C	Температура масла на входе	88,36
p_{m1}	кПа	Давление масла на входе	439
t_{m2}	°C	Температура масла за охладителем	82,43
η		КПД ОМ	0,3887
w_m	м/с	Средняя скорость масла	1,07
ΔP_m	кПа	Сопротивление по маслу	38,13
G_w	кг/с	Расход воды	1,8
t_{w1}	°C	Температура воды на входе	30,0
t_{w2}	°C	Температура воды на выходе	52,67
P_w	кПа	Давление воды на входе	180
w_w	м/с	Скорость воды в трубках	1,09
ΔP_w	кПа	Сопротивление по воде	13,82
R_{Σ}	м ² ·К/Вт	Термическое сопротивление стенки и слоя загрязнений	2,42E-03
k_B	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	68,34
Q	кВт	Количество теплоты, переданной в МО	171,17
Тип ПТ			монометалл.
D	м	Наружный диаметр оребрения	0,0245
d_o	м	Несущий диаметр трубки	0,0125
d_i	м	Наружный диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребренной рубашки	0,0118
d_{in}	м	Внутренний диаметр трубки	0,01
n	м	Шаг между ребрами	0,002
δ_1	м	Толщина ребра у основания	0,00055
δ_2	м	Толщина ребра у вершины	0,0002
S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	0,027
S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0234
схема		Условное обозначение схемы взаимного течения теплоносителей	4
b_p		Число противоточно включённых реверсивных элементов	2
b_m		Число ходов масла при любой схеме (см. рис.5 прил.1).	6
b_w		Число ходов теплообменника по воде	3
S_d	м	Толщина диафрагмы	0,005
Z_1		Действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения.	9
Z_2		Число поперечных рядов в отсеке	5
Z_{cv}		Число труб в вырезе сегментной перегородки	11
Z		Общее число труб в пучке	64

$H_{\text{сг}}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,074
D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,2405
D_i	м	Внутренний диаметр кожуха	0,265
$D_{\text{дф}}$	м	Диаметр диафрагменного уплотнения	0,265
δ_s	м	Зазор на сторону между трубкой и диафрагмой	0,0005
$L_{\text{п}}$	м	Длина одного отсека по ходу масла	0,117
$Z_{\text{дф}}$		Общее число диафрагм	5
k_D			0,562
L_1	м	Расстояние между диафрагмами в середине пучка	0,1491
L_2	м	Расстояние между диафрагмой и доской в приёмном отсеке	0,1640
L_3	м	Расстояние между диафрагмой и доской в отводном отсеке	0,1640
L_t	м	Полная длина трубок теплообменника	0,950
$D_{\text{вв}}$	мм	Внутренний диаметр подводящего воду патрубка	83
$D_{\text{овв}}$	мм	Внутренний диаметр отводящего воду патрубка	83
$D_{\text{вм}}$	мм	Внутренний диаметр подводящего маслоподводящего патрубка	100
$D_{\text{ом}}$	мм	Внутренний диаметр маслоотводящего патрубка	100
$M_{\text{п}}$	кг	Масса пучка труб	59,26
F	м^2	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	23,41
Индикатор		Индикатор корректности работы программы	Верно!

3.5 Зворотний розрахунок спроектованої системи

Після отримання результатів розрахунку кожного окремого теплообмінника можна приступити до розрахунку параметрів всієї розглянутої системи. Нижче наведена таблиця з вихідними даними

Дано

T_o	K	$^{\circ}\text{C}$		301	28	Воздух перед компрессором
$T_{\text{вод}}$	K	$^{\circ}\text{C}$		294	21	Вода перед ВВ О1
T_1	K	$^{\circ}\text{C}$		531	258	T_1 или T_k воздух за компрессором
Q_d	кВт			402,6		Тепловод в зарубашечную воду
Q_m	кВт			175,4		Тепловод в масло
$G_{\text{вв}}$	кг/с			30		Расход воды насосом второго контура
$G_{\text{в}}$	кг/с			24,4		Расход воды через дизель
$G_{\text{вв}}$	кг/с			5,87		Расход наддувочного воздуха
P_1	Па			500000,0		Давление воздуха на входе в ОНВ
G_m	кг/с			14		Расход масла
ОНВ						
схема				3	3	Вероятна схема 3
b_T				16	16	Число термод. ходов
$k_{\text{дв}}$	Вт/кг·K			221,98	221,9805514	
$M_{\text{в}}$	кг			203,96	203,96	
ВВ О1						Под ОНВ
схема				4	4	Вероятна схема 4
b_p				2	2	Число противоточных реверсивных элементов.

b т			19	19	Число ходов пресной воды
k _{гв1}	Вт/кг·К		171,85	171,85	
M _{гв1}	кг		320,4606	320,46	Масса пучка с длиной труб L ₀
BBO2					Под МО
схема			4	4	Вероятна схема 4
b p			2	2	Число противоточных реверсивных элементов
b т			24	24	Число ходов пресной воды
k _{гв2}	Вт/кг·К		177,2	177,23	
M _{гв2}	кг		160,4953	160,50	Масса пучка с длиной труб L ₀
МО					
схема			4	4	Вероятна схема 4
b p			2	2	Для схем 1 и 2 - число ходов; для схемы 4 - число реверсивных элементов
b м			6	6	Число ходов масла
k _{гм0}	Вт/кг·К		68,81	66,46	
M _{гм0}	кг		59,26	59,26	Масса пучка с длиной труб L ₀
C _{гм}	Дж/кг·К		2042,6	2042,6	Теплоёмкость масла. Задается и уточняется
G _{гв}	кг/с		4,17		Расход пресной воды через ОНВ
G _{гм}	кг/с		1,80		Расход пресной воды через МО

Решение

G _{гв1}	кг/с	$G_{гв1} = 0,5G_{гв}$	15,00		Расход заб. воды через ВВО1 (ОНВ)
G _{гв2}	кг/с	$G_{гв2} = 0,5G_{гв}$	15,00		Расход заб. воды через ВВО2 (МО)
W	Вт/К	$W = G_{гв} C_{гв}$	102236,00		Вода через ДВС
W ₁	Вт/К	$W_1 = G_{гв1} C_{гв}$	17452,24		Вода через ОНВ
W ₂	Вт/К	$W_2 = G_{гв2} C_{гв}$	7542,00		Вода через МО
W _п	Вт/К	$W_{п} = W - W_1 - W_2$	77241,76		Вода через перепуск
G _{гп}	кг/с	$G_{гп} = W_{п}/4190$	18,43		Вода через перепуск
W _{гвв}	Вт/К	$W_{гвв} = G_{гвв} C_{гв}$	5899,35		Н.В. через ОНВ
W _{гвв1}	Вт/К	$W_{гвв1} = G_{гвв1} C_{гв}$	60600,0		Насос заб. воды через ВВО ₁
W _{гвв2}	Вт/К	$W_{гвв2} = G_{гвв2} C_{гв}$	60600,0		Насос заб. воды через ВВО ₂
W _м	Вт/К	$W_{м} = G_{гм} C_{гм}$	28596,58458		Масло через МО
W _{ггвв1}	Вт/К	min из W _{гвв} и W ₁	5899,35	Н.В.	Для ОНВ
W _{ггвв2}	Вт/К	min из W _{гвв} и W ₂	7542,0	Пр. вода	Для МО
W _{ггвв1}	Вт/К	min из W _{гвв1} и W ₁	17452,2	Пр. вода	Для P ₁
W _{ггвв2}	Вт/К	min из W _{гвв2} и W ₂	7542,0	Пр. вода	Для P ₂
S _{гвв}			0,338		
S _{гм}			0,264		
S _{гв}			0,268		
S _{гп}			0,124		
N _{гвв}		$N_{гвв} = \frac{k_{ггвв} M_{ггвв}}{W_{ггвв \min}}$	7,675		
N _{гм}		$N_{гм} = \frac{k_{ггм} M_{ггм}}{W_{ггм \min}}$	0,541		
N _{ггвв1}		$N_{ггвв1} = \frac{k_{гггвв1} M_{гггвв1}}{W_{гггвв1 \min}}$	3,156		

N_{BBO2}			$N_{\text{B2}} = \frac{k_{\text{B2}} M_{\text{B2}}}{W_{\text{B2min}}}$	3,772		
$\eta_{\text{на}}$			По приложению, $f(N, s, b)$	0,998		
$\eta_{\text{м}}$			По приложению, $f(N, s, b)$	0,398		
η_{BBO1}			По приложению, $f(N, s, b)$	0,900		
η_{BBO2}			По приложению, $f(N, s, b)$	0,958		
$T_{\text{вод}}$	K	°C		377,78	104,7582042	Температура воды за двигателем в первом приближении
$T_{\text{вод1}}$	K	°C	$T_{\text{вод1}} = T_{\text{вод2}} - \frac{Q_{\text{в}}}{W}$	373,82	100,8202587	Температура воды перед двигателем
$T_{\text{вв1}}$	K	°C	$T_{\text{вв1}} = T_{\text{вод2}} - \eta_{\text{в1}}(T_{\text{вод2}} - T_{\text{в1}}) \frac{W_{\text{минв1}}}{W_1}$	302,39	29,39312403	Вода перед ОНВ
T_2	K	°C	$T_2 = T_1 - \eta_{\text{ББ}}(T_1 - T_{\text{в1}})$	303,40	30,39971157	T_2 или T_5 , воздух в ресивере
$T_{\text{вв2}}$	K	°C	$T_{\text{вв2}} = T_{\text{вв1}} + (T_1 - T_2) \frac{W_{\text{ББ}}}{W_1}$	379,33	106,3284535	Вода за ОНВ
$T_{\text{вв1}}$	K	°C	$T_{\text{вв1}} = T_{\text{вв2}} - \eta_{\text{в2}}(T_{\text{вв2}} - T_{\text{вв1}}) \frac{W_{\text{Б2}}}{W_2}$	297,49	24,48714479	Вода перед МО
$T_{\text{вв2}}$	K	°C	$T_{\text{вв2}} = T_{\text{вв1}} + \frac{Q_{\text{м}}}{W_2}$	320,74	47,74357545	Вода за МО
$T_{\text{м1}}$	K	°C	$T_{\text{м1}} = T_{\text{вв1}} + \frac{Q_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}} W_{\text{м}}}$	355,90	82,90028678	Масло перед МО
$T_{\text{м2}}$	K	°C	$T_{\text{м2}} = T_{\text{м1}} - \frac{Q_{\text{м}}}{W_{\text{м}}}$	349,77	76,76868717	Масло за МО
$T_{\text{вод2}}$	K	°C	$T_{\text{вод2}} = (T_{\text{в1}} W - T_{\text{в2}} W_1 - T_{\text{вв2}} W_2) / W$	377,78	104,7582037	Температура воды за двигателем во втором приближении
$\Delta T_{\text{вод}}$	K			0,00		Разность абсолютных двух приближений
$T_{\text{вв2}}$	K	°C	$T_{\text{вв2}} = T_{\text{вв1}} + (T_{\text{вв2}} - T_{\text{в1}}) \frac{W_1}{W_{\text{вв1}}}$	315,7044455	42,70444547	Забода за БВО1 (ОНВ)
$T_{\text{вв3}}$	K	°C	$T_{\text{вв3}} = T_{\text{вв1}} + (T_{\text{вв2}} - T_{\text{вв1}}) \frac{W_2}{W_{\text{в2}}}$	303,9901705	30,99017048	Забода за БВО2 (МО)
$\Delta T_{\text{м}}$	K	°C	$\Delta T_{\text{м}} = Q_{\text{м}} / W_{\text{м}}$	6,133599808	6,133599808	Перепад температур по маслу, должно быть не более 10!
M_{Σ}	кг		$M_{\Sigma} = M_{\text{на}} + M_{\text{мо}} + M_{\text{в1}} + M_{\text{в2}}$	744,17		Масса всех теплообменников системы
Индикатор1			Правильность определения $T_{\text{вод}}$	Верно	0	Поиск решения
Индикатор2			Правильность определения $C_{\text{рм}}$	Верно	0	

Отримані результати розрахунку параметрів системи охолодження:

$Q_{\text{д}}$	кВт		402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
$Q_{\text{м}}$	кВт		175,4		Теплоотвод в масло
$G_{\text{вв}}$	кг/с		30		Расход насоса заб. воды
$G_{\text{вв1}}$	кг/с		15,00		Расход заб. воды через БВО1 (ОНВ)
$G_{\text{вв2}}$	кг/с		15,00		Расход заб. воды через БВО2 (МО)
$G_{\text{в1}}$	кг/с		4,165212183		Расход пресной воды через ОНВ
$G_{\text{в2}}$	кг/с		1,80		Расход пресной воды через МО

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.01.03.ПЗ.

Лист

61

G_{wn}	кг/с		18,43		Вода через перепуск
G_w	кг/с		24,4		Расход воды через дизель
G_{na}	кг/с		5,87		Расход наддувочного воздуха
G_m	кг/с		14		Расход масла
P_1	Па		500000,0		Давление воздуха на входе в ОНВ
T_{a0}	К	$^{\circ}C$	301	28	Воздух перед компрессором
T_{wm1}	К	$^{\circ}C$	294	21	Вода перед ВВО1, 2
$T_1 (T_k)$	К	$^{\circ}C$	531,00	258,0	T_1 или T_k , воздух за компрессором
$T_2 (T_s)$	К	$^{\circ}C$	303,40	30,4	T_2 или T_s , воздух в ресивере
T_{wa2}	К	$^{\circ}C$	315,70	42,7	Заб. вода за ВВО1 (ОНВ)
T_{wa3}	К	$^{\circ}C$	303,99	31,0	Заб. вода за ВВО2 (МО)
T_{wa1}	К	$^{\circ}C$	373,82	100,8	Температура пресн. воды перед двигателем
T_{wa2}	К	$^{\circ}C$	377,76	104,8	Температура пресн. воды за двигателем
T_{w1}	К	$^{\circ}C$	302,39	29,4	Вода перед ОНВ
T_{w2}	К	$^{\circ}C$	379,33	106,3	Вода за ОНВ
T_{wm1}	К	$^{\circ}C$	297,49	24,5	Вода перед МО
T_{wm2}	К	$^{\circ}C$	320,74	47,7	Вода после МО
T_{m1}	К	$^{\circ}C$	355,90	82,9	Масло за двигателем
T_{m2}	К	$^{\circ}C$	349,77	76,8	Масло перед двигателем
ОНВ					
схема			3		
b			16	16	Число ходов по воде
k_{2na}	Вт/кг·К		222,0		
η_{na}			0,9956	0,9954	КПД ОНВ
S_{na}			0,338		Отношение энергоёмкостей на ОНВ
$M_{нв}$	кг		203,958	203,96	Масса пучка ОНВ
ВВО1					
схема			4		
b_p			2		Число противоточных реверсивных элементов
b_T			19		Число ходов пресной воды
k_{2o}	Вт/кг·К		171,8		
$\eta_{в1}$			0,8998	0,8918	КПД ВВО1
S_{a1}			0,288		Отношение энергоёмкостей на ВВО1
$M_{ов1}$	кг		320,461	320,46	Масса пучка с длиной труб L_o
ВВО2					
схема			4		
b_p			2		Число ходов по воде
b_T			24		Число ходов пресной воды
k_{2a2}	Вт/кг·К		177,2		
$\eta_{в2}$			0,9584	0,948297106	КПД ВВО2
S_{a2}			0,124		Отношение энергоёмкостей на ВВО2
$M_{ов2}$	кг		160,495	160,50	Масса ВВО2
МО					
схема			4		
b_p			2		Число последовательно включённых реверсивных элементов
b_m			6		Число ходов масла
k_{2mo}	Вт/кг·К		68,8		
η_{mo}			0,3981	0,380663317	КПД МО
S_m			0,264		Отношение энергоёмкостей на МО
M_{omo}	кг		59,26	59,26	Масса пучка с длиной труб L_o
M_{Σ}	кг		744,17	744,17	Сумма масс всех теплообменников в системе
Индикатор			Верно		

3.6 Аналіз і оптимізація результатів розрахунків методом повного факторного експерименту

Аналізуючи отримані результати, можна зробити кілька висновків. Без сумніву, маловитратна система показала набагато кращі результати порівняно з традиційною повнопотоковою системою. Вона забезпечує значно нижчу температуру повітря в ресивері, досягаючи значення $T_s = 30,4$ °С. Крім того, ККД кожного окремого теплообмінника в маловитратній системі вищий, ніж у повнопотоковій.

Температура масла перед двигуном сягає $T_{m2} = 76,8$ °С, проти значення $T_{m2} = 89,3$ °С в штатній системі. Зменшено також і температуру води перед двигуном з $T_{wd1} = 106,1$ °С до $T_{wd1} = 100,8$ °С.

Найважливішою перевагою маловитратних системи є те, що маса всіх теплообмінних апаратів значно менша, ніж в штатної системи охолодження – зменшена із $M_{\Sigma} = 839,13$ кг до $M_{\Sigma} = 744,17$ кг.

Отримавши результати розрахунку проектованої системи, можна здійснити серію досліджень, змінюючи вхідні дані. Для цього найбільш підходить метод повного факторного експерименту, який дозволяє варіювати кілька параметрів одночасно та оцінити їх вплив на результат.

Повний факторний експеримент (ПФЕ) – це метод дослідження, який передбачає серію вимірювань, що відповідають певним умовам:

Кількість вимірів дорівнює 2^n , де n – кількість факторів;

Кожен фактор має лише два значення – верхнє та нижнє;

Верхні і нижні значення факторів комбінуються у всіх можливих варіантах.

Цей метод є надзвичайно актуальним, оскільки дозволяє вибрати оптимальні напрями для покращення роботи двигуна та його систем. Рішення, яке ми отримаємо за допомогою ПФЕ, є поєднанням варійованих факторів. У результаті цього ми можемо досягти значення цільової функції, що нас задовольняє, при цьому в якості такої функції можна обрати будь-який параметр роботи двигуна, залежно від потреб і вимог.

Техніка та технологія експериментальних досліджень двигунів внутрішнього згоряння постійно вдосконалюються протягом більш ніж 150 років їх розвитку. Експериментальні дослідження можуть мати різні цілі: зведення параметрів досліджуваних зразків двигунів, вивчення робочого процесу двигуна, а також дослідження впливу окремих параметрів та конструкційних елементів двигуна на робочий процес і експлуатаційні характеристики, такі як ресурс, витрата палива, рівень викиду токсичних речовин у вихлопних газах.

До 60-70-х років XX століття основним типом експерименту був фізичний. Цей експеримент полягає в дослідженні реальних фізичних процесів, що відбуваються в працюючому двигуні.

Фізичний експеримент характеризується високою достовірністю отриманих результатів, оскільки враховуються всі реальні газодинамічні, гідравлічні та трибологічні аспекти досліджуваних процесів. Однак проведення фізичного експерименту ускладнюється проблемами збору даних, що вимагає використання складного та дорогого обладнання для вимірювань. Незважаючи на значний прогрес у методах експериментальних вимірювань, деякі параметри фізичних процесів, такі як просторовий розподіл температур або концентрації компонентів робочого тіла в процесі циклу двигуна, неможливо отримати за допомогою прямих вимірювань. Основними недоліками фізичного експерименту є його висока вартість і великі часові витрати, оскільки для проведення дослідження потрібно час для виготовлення експериментального об'єкта.

Із розвитком електронно-обчислювальних машин, починаючи з 60-х років XX століття, чисельний експеримент став більш широко використовуватися при створенні та вдосконаленні нових зразків двигунів. У чисельному експерименті реальний двигун або фізична модель замінюються математичною моделлю, яка описує досліджувані процеси за допомогою системи нелінійних або лінійних диференціальних рівнянь.

Чисельні експерименти інтенсивно застосовують при:

- конструюванні окремих вузлів двигуна з урахуванням їх термічної та механічної навантаженості;
- дослідженні робочих процесів у циліндрі двигуна за допомогою термодинамічних і газодинамічних математичних моделей;
- аналізі нестационарного хвильового руху газу в газоповітряному тракті двигуна;
- дослідженні гідравлічних процесів у паливній апаратурі;
- вивченні процесів теплообміну.

Серед незаперечних переваг чисельного експерименту порівняно з фізичним можна відзначити його відносно низьку вартість, значно більшу швидкість виконання, можливість дослідження швидкоплинних процесів та таких, параметри яких важко виміряти під час фізичного експерименту.

Завдяки чисельному експерименту з'являється можливість значно розширити кількість варіантів досліджуваних конструкцій окремих вузлів двигуна та варіантів з'єднання різних фізичних і геометричних факторів, що впливають на хід робочого процесу.

Однак до недоліків чисельного експерименту можна віднести необхідність точного налаштування, калібрування і верифікації математичної моделі, оскільки рівняння, які її описують, лише наближено відтворюють реальні фізичні процеси.

Загалом, експериментальні дослідження можуть використовуватися для вирішення оптимізаційних завдань або для визначення впливу певних параметрів на характеристики досліджуваного об'єкта (інтерполяційні задачі). Експеримент, що проводиться з метою оптимізації, часто називають екстремальним, оскільки він включає пошук екстремуму певної функції з математичної точки зору.

Фактор – це змінний параметр, який можна виміряти, і який в конкретний момент часу має певне значення. Фактори визначають способи впливу на об'єкт дослідження. Кожен фактор має зону визначення, яка є набором значень, що він може приймати. Зона визначення може бути як безперервною,

так і дискретною, але в задачах планування експерименту ця зона зазвичай розглядається як дискретна (тобто кожен фактор може мати певну кількість значень або рівнів).

Цільова функція – це числова характеристика, яка відображає цілі дослідження.

Кожен фактор може мати конкретний набір значень, які називаються рівнями фактора. Фіксований набір рівнів факторів визначає одне з можливих станів цільової функції. Якщо перебрати всі можливі комбінації факторів, можна отримати повну множину можливих станів об'єкта дослідження. Якщо усі фактори однакові за кількістю рівнів p , то загальна кількість можливих станів об'єкту дослідження N визначається за формулою:

$$N = p^k,$$

де k – кількість факторів.

Обираємо кількість факторів $k = 3$, кількість рівнів фактору $p = 3$.

Таким чином, загальна кількість можливих станів об'єкту дослідження:

$$N = 3^3 = 27$$

Таким чином, було проведено розрахунок і зведено результати 27 експериментів. Наступним кроком є вибір чинників, їх рівнів, меж варіювання та цільових функцій.

Для дослідження були обрані наступні фактори: витрата насоса заборотної води G_{ww} коефіцієнт дросельного розподілу потоку по гілках (K), а також комплекс мінливих зовнішніх погодних умов, зокрема температура повітря і температура заборотної води. T_0 і T_{ww1} .

Основним, або нульовим, рівнем фактору є значення цього фактора, яке приймається за вихідне при складанні плану експерименту. Це значення виступає як базова точка для порівняння результатів, отриманих при варіюванні інших рівнів цього фактора.

Нульові впусти факторів:

- Продуктивність насосу заборотної води – $G_{ww} = 30$ кг/с;
- Коефіцієнт дросельного розподілу потоку рідини по гілках – $K = 0,5$;

- Комплекс із мінливих зовнішніх умов погоди – температури атмосферного повітря і забортної води $T_0 = 305 \text{ K}$ і $T_{ww1} = 300 \text{ K}$, відповідно.

Далі було визначено інтервали варіювання обраних факторів. Інтервал варіювання фактору – це конкретне значення, яке додається до основного рівня фактору для отримання наступного рівня, або віднімається від основного рівня для отримання попереднього рівня фактора. Це дозволяє встановити діапазон можливих значень фактора для експериментального дослідження.

Були обрані наступні значення інтервалів варіювання:

- Для продуктивності насоса забортної води – $\Delta G_{ww} = 4 \text{ кг/с}$;
- Для коефіцієнта дросельного розподілу потоку рідини по гілках – $\Delta K = 0,2$;
- Для комплексу із мінливих зовнішніх умов погоди – температури забортної води і атмосферного повітря $\Delta T = 5 \text{ K}$.

Для уніфікації і спрощення позначень основний рівень фактору кодується як $x = 0$, верхній рівень як $x = +1$, а нижній як $x = -1$. Для визначення комбінацій факторів в кожному експерименті повного факторного експерименту складається матриця експерименту. Запис плану експерименту в кодованому вигляді допомагає спростити процес дослідження, зокрема дозволяє чітко визначити взаємодію факторів і зручно маніпулювати різними варіантами факторів для аналізу їх впливу на цільову функцію.

План-матриця повного факторного експерименту в кодованому вигляді – це таблиця, що містить всі можливі комбінації значень факторів (включаючи їх рівні) для кожного експерименту, що проводиться. В кодованому вигляді значення факторів виражаються не через їх фактичні числові значення, а через відносні значення, що дозволяє спростити аналіз.

№, п/п	T_o	G_{ww}	K
1	1	1	1
2	0	1	1
3	-1	1	1
4	1	0	1
5	0	0	1
6	-1	0	1
7	1	-1	1
8	0	-1	1
9	-1	-1	1
10	1	1	0
11	0	1	0
12	-1	1	0
13	1	0	0
14	0	0	0
15	-1	0	0
16	1	-1	0
17	0	-1	0
18	-1	-1	0
19	1	1	-1
20	0	1	-1
21	-1	1	-1
22	1	0	-1
23	0	0	-1
24	-1	0	-1
25	1	-1	-1
26	0	-1	-1
27	-1	-1	-1

План-матриця повного факторного експерименту:

№, п/п	Фактори		
	T_o	G_{ww}	K
1	310	34	0,7
2	305	34	0,7
3	300	34	0,7
4	310	30	0,7
5	305	30	0,7
6	300	30	0,7
7	310	26	0,7
8	305	26	0,7
9	300	26	0,7
10	310	34	0,5
11	305	34	0,5
12	300	34	0,5
13	310	30	0,5
14	305	30	0,5
15	300	30	0,5
16	310	26	0,5
17	305	26	0,5
18	300	26	0,5
19	310	34	0,3
20	305	34	0,3
21	300	34	0,3
22	310	30	0,3
23	305	30	0,3
24	300	30	0,3
25	310	26	0,3
26	305	26	0,3
27	300	26	0,3

Були обрані цільові функції, тобто величини, зміна яких відстежувалася при зміні обраних чинників. Цільовими функціями були обрані: температура наддувного повітря в ресивері T_s , температура охолоджуючої рідини за двигуном T_{wd2} , температура охолоджуючої рідини за ОНП T_{w2} і температура масла за двигуном t_{m1} . Було проведено 27 розрахунків теплообмінних апаратів і системи охолодження. Результати розрахунків оброблено та занесено в таблицю. За отриманими результатами було побудовано графічні залежності. Розглянемо отримані результати в табличній формі, яка більш зручна для аналізу.

№	T_o	G_{wv}	K	T_o, K	$G_{wv}, \text{кг/с}$	K	T_s, K	T_{wd2}, K	T_{w2}, K	T_{m1}, K
1	1	1	1	310	34	0,7	37,77893	111,8506	111,2925	94,8609
2	0	1	1	305	34	0,7	33,04896	108,1892	108,1113	90,1105
3	-1	1	1	300	34	0,7	28,34185	104,5436	104,943	85,3831
4	1	0	1	310	30	0,7	38,40086	112,3443	111,7106	95,5266
5	0	0	1	305	30	0,7	33,69423	108,7025	108,5455	90,8037
6	-1	0	1	300	30	0,7	29,00998	105,0762	105,3929	86,1035
7	1	-1	1	310	26	0,7	39,25131	113,0203	112,2823	96,4398
8	0	-1	1	305	26	0,7	34,57388	109,4029	109,1372	91,7512
9	-1	-1	1	300	26	0,7	29,92068	105,8027	106,006	87,0877
10	1	1	0	310	34	0,5	39,62594	112,1847	112,534	93,1036
11	0	1	0	305	34	0,5	34,95814	108,5304	109,3957	88,2781
12	-1	1	0	300	34	0,5	30,31522	104,8906	106,2716	83,4679
13	1	0	0	310	30	0,5	40,56877	112,7344	113,1677	93,4572
14	0	0	0	305	30	0,5	35,93055	109,0994	110,0497	88,6486
15	-1	0	0	300	30	0,5	31,31874	105,4801	106,947	83,8566
16	1	-1	0	310	26	0,5	41,85343	113,4846	114,0309	93,9436
17	0	-1	0	305	26	0,5	37,25288	109,8745	110,9388	89,1572
18	-1	-1	0	300	26	0,5	32,68081	106,2816	107,8636	84,3891
19	1	1	-1	310	34	0,3	44,54887	114,3036	115,8414	92,4751
20	0	1	-1	305	34	0,3	40,01576	110,7067	112,796	87,619
21	-1	1	-1	300	34	0,3	35,51559	107,124	109,7706	82,7761
22	1	0	-1	310	30	0,3	46,33216	115,215	117,0389	92,7232
23	0	0	-1	305	30	0,3	41,84182	111,6409	114,0231	87,8801
24	-1	0	-1	300	30	0,3	37,38494	108,085	111,0276	83,0508
25	1	-1	-1	310	26	0,3	48,73191	116,4436	118,6499	93,0655
26	0	-1	-1	305	26	0,3	44,29385	112,8999	115,6702	88,2394
27	-1	-1	-1	300	26	0,3	39,89127	109,3759	112,7124	83,4285

Для кращого уявлення отриманих результатів була побудована графічна залежність цільових функцій від різних комбінацій факторів.

3.7 Візуалізація результатів повного факторного експерименту

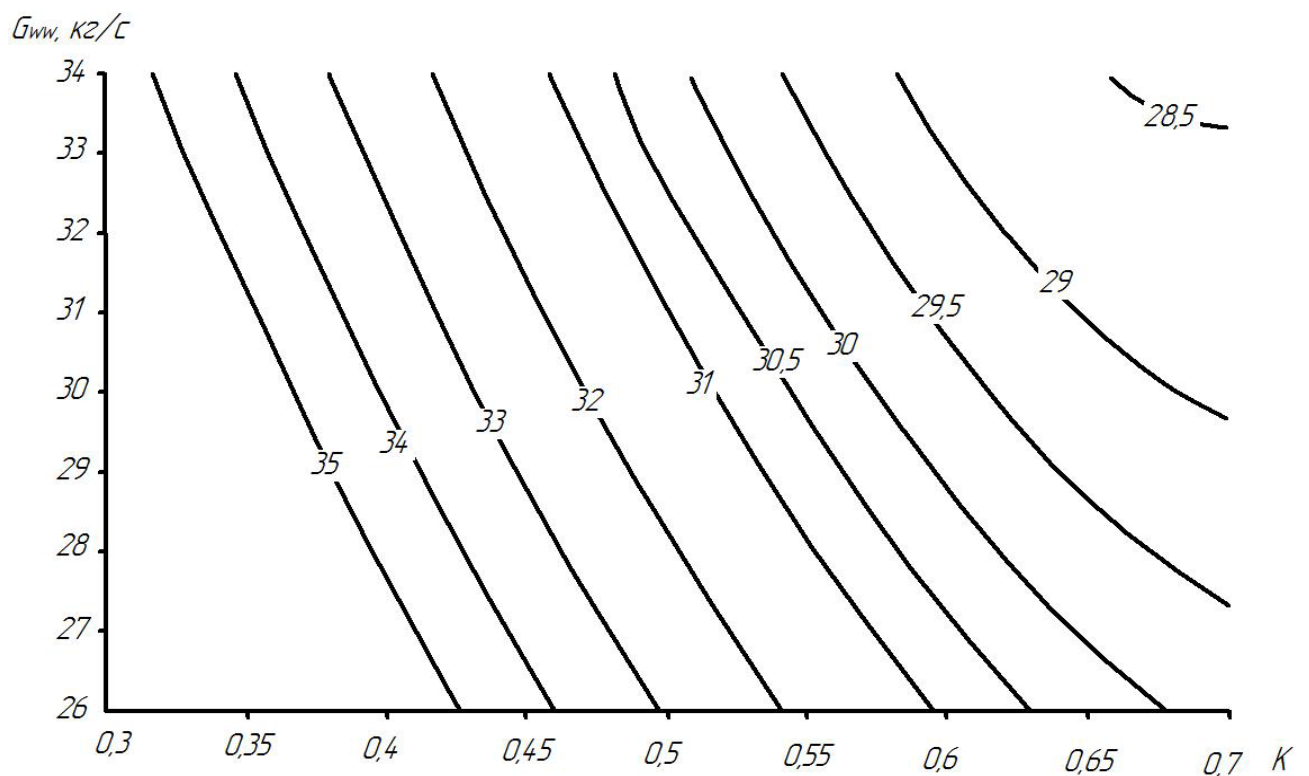
Для побудови графіків, було застосовано наступне рівняння регресії:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_1x_2 + a_5x_1x_3 + a_6x_2x_3 + a_7x_{12} + a_8x_{22} + a_9x_{32}.$$

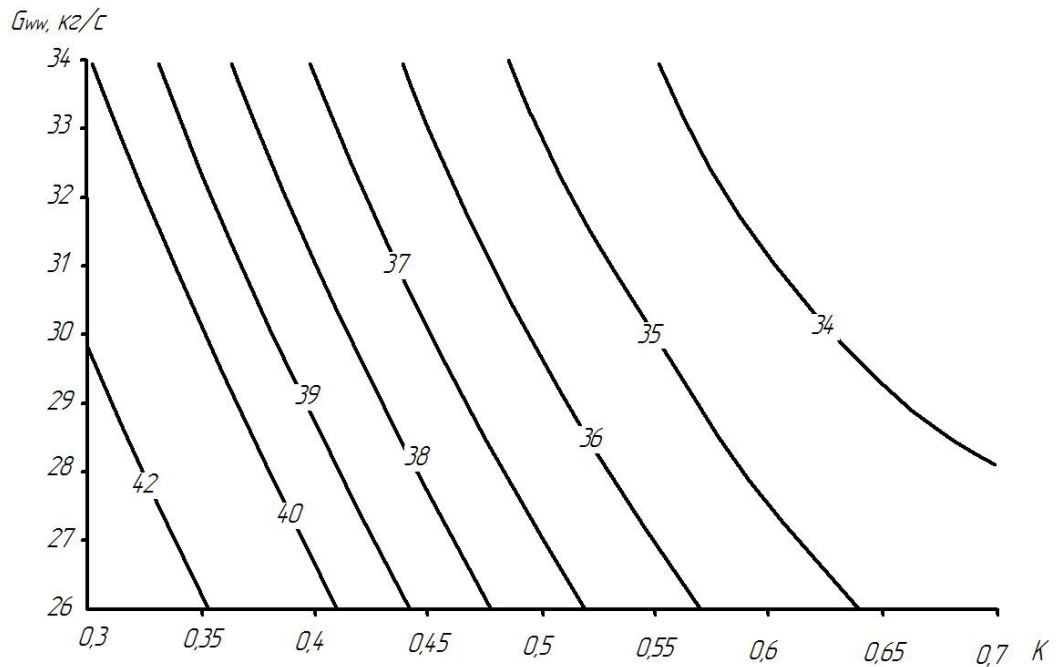
Коефіцієнти рівняння регресії були обчислені за допомогою спеціальної програми в «Microsoft Excel» і введені в рівняння..

Далі будуть представлені графічні залежності значень цільових функцій від комбінацій двох факторів при фіксованому значенні третього. Для кожної цільової функції буде побудовано три графіки. Температуру навколишнього середовища приймемо за фіксовану величину, що дозволить отримати ряд результуючих поєднань.

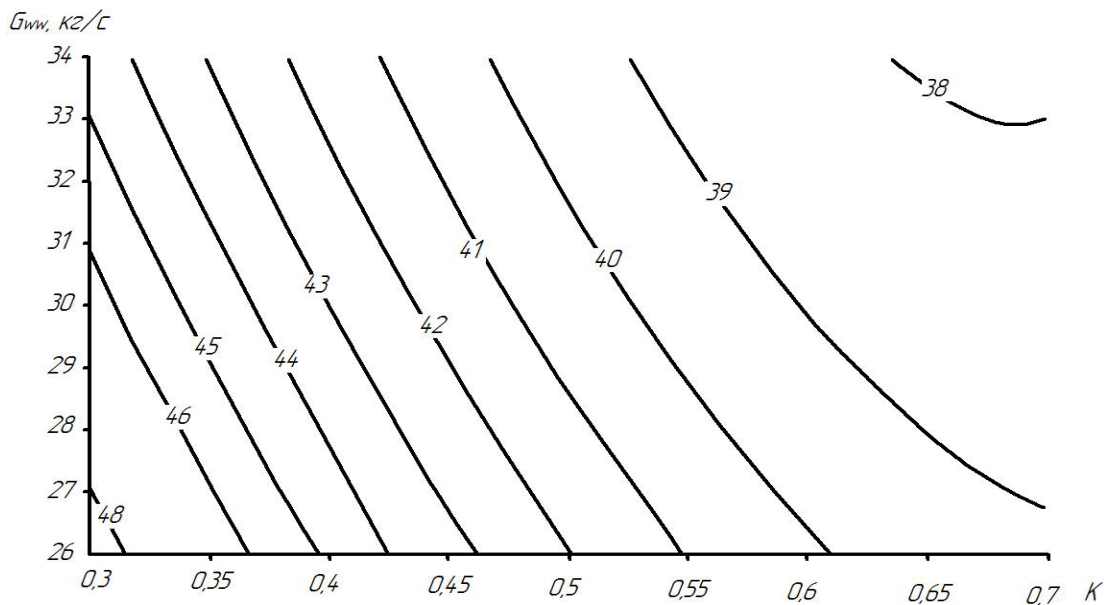
Графічна залежність температури наддувного повітря в ресивері двигуна T_s , °C від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх атмосферних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 300$ K.



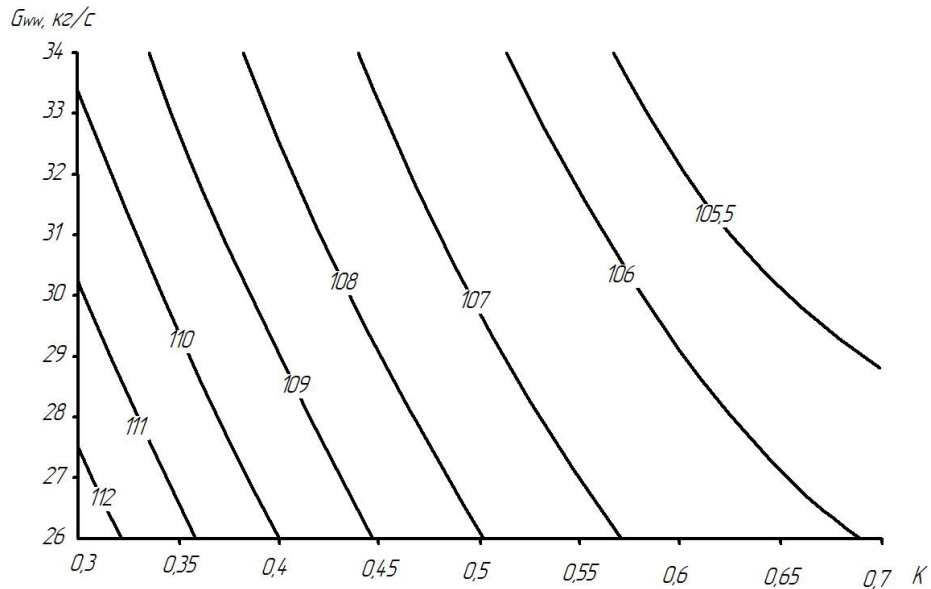
Графічна залежність температури наддувочного повітря в ресивері T_s , °C від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 305$ K.



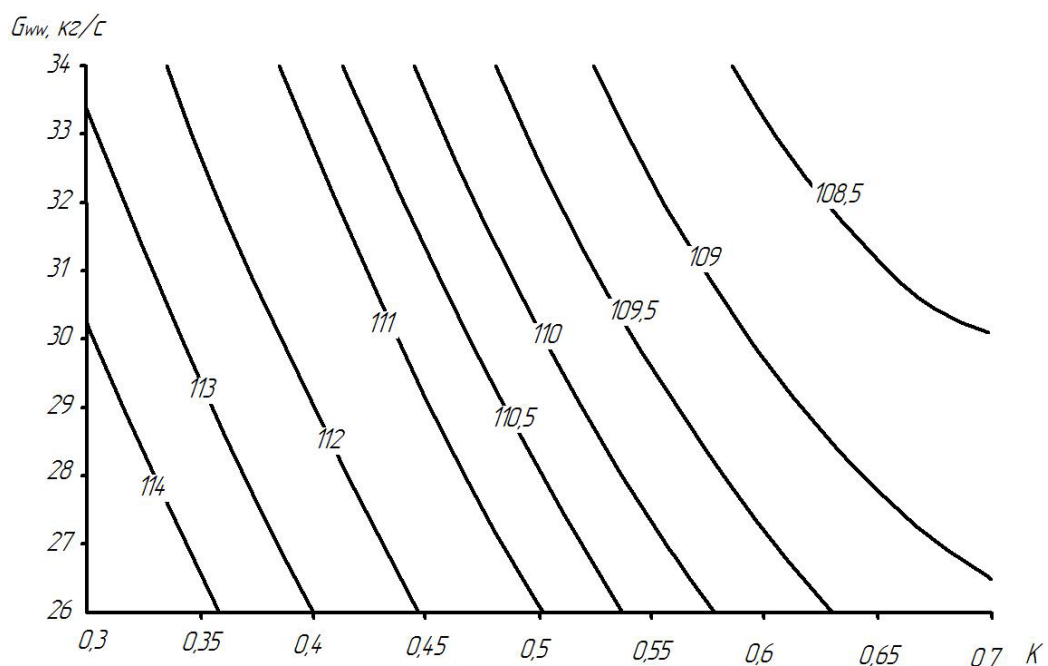
Графічна залежність температури наддувочного повітря в ресивері T_s , °C від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 310$ K.



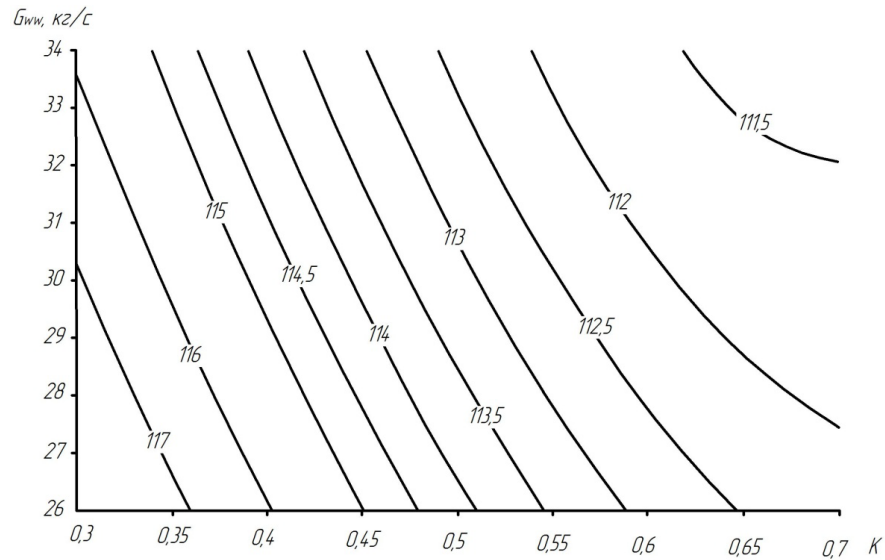
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за ОНП T_{w2} , °C від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 300$ К.



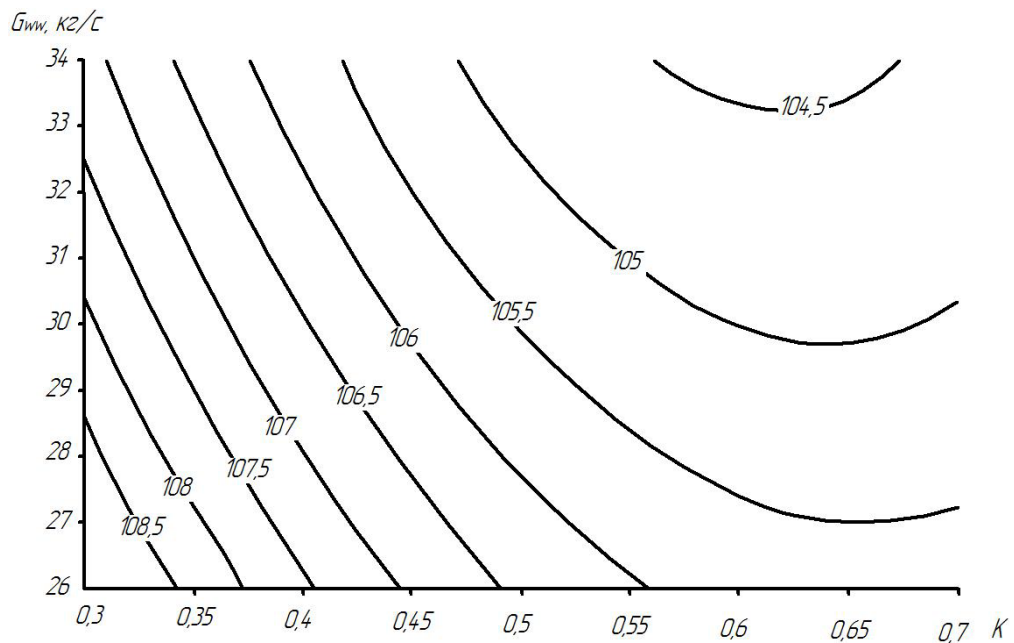
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за ОНП T_{w2} , °C від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 305$ К.



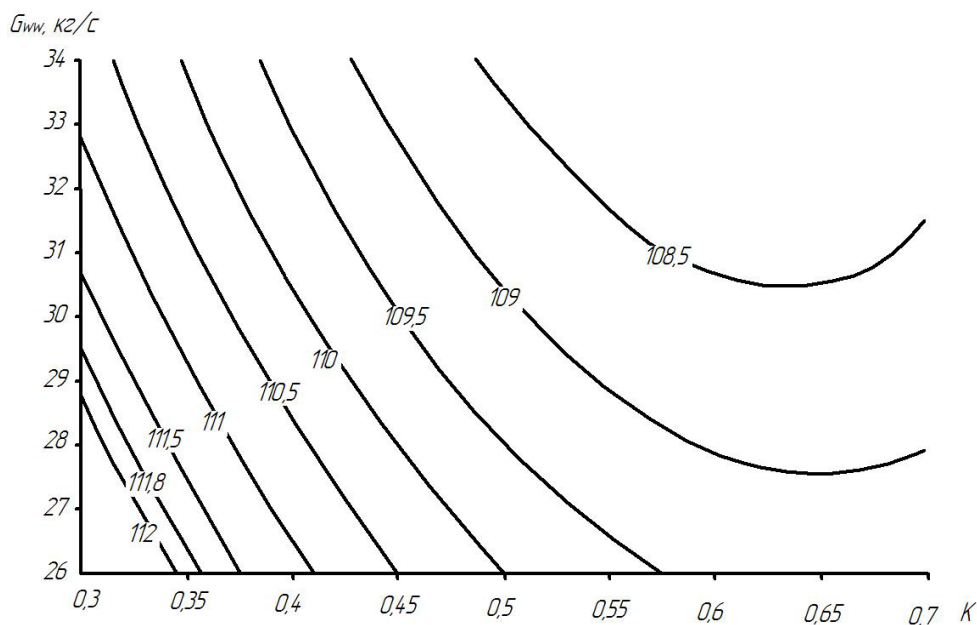
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за ОНП T_{w2} , °С від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 310$ К.



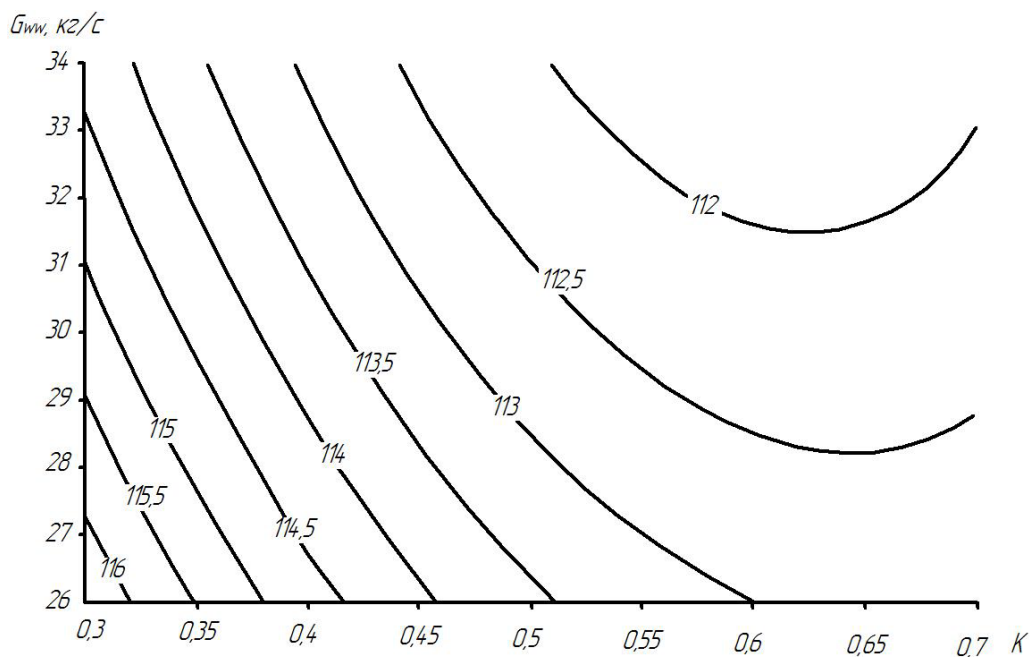
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за двигуном T_{wd2} , °С від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 300$ К.



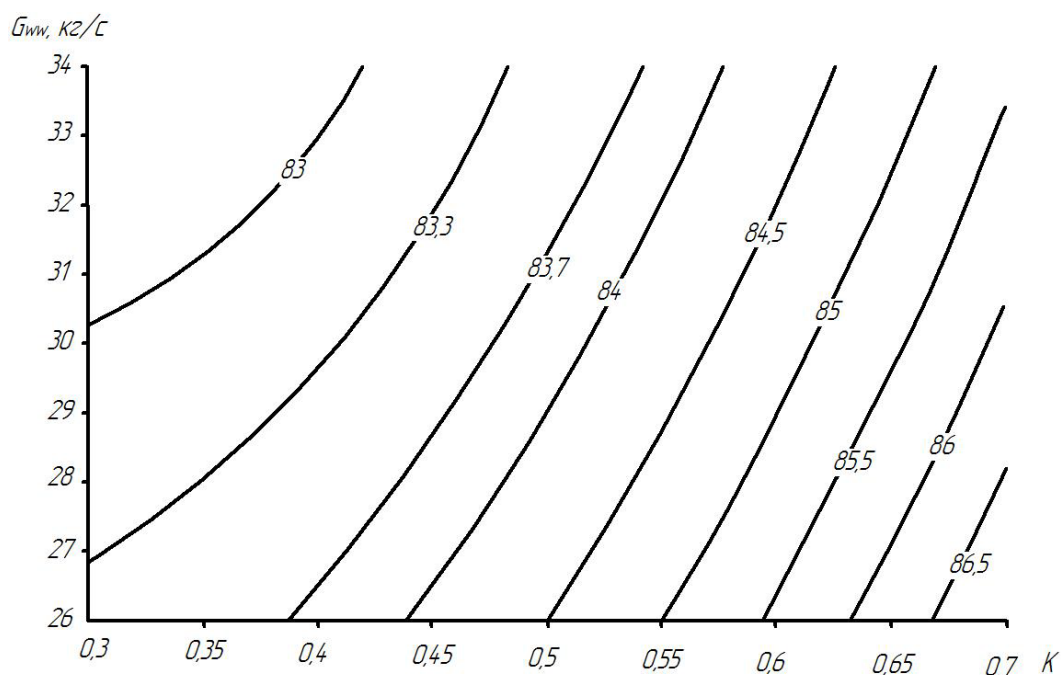
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за двигуном $T_{\text{вд2}}$, °C від продуктивності насоса заборотної води $G_{\text{ввв}}$, кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 305$ К.



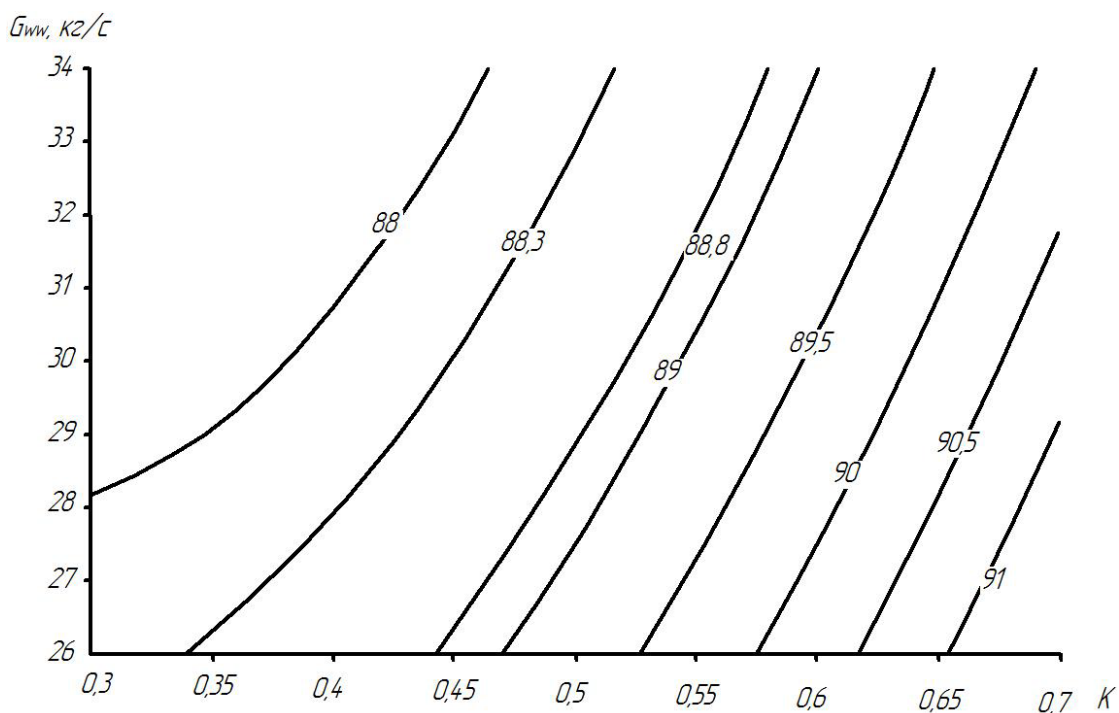
Графічна залежність температури охолоджуючої рідини за двигуном $T_{\text{вд2}}$, °C від продуктивності насоса заборотної води $G_{\text{ввв}}$, кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 310$ К.



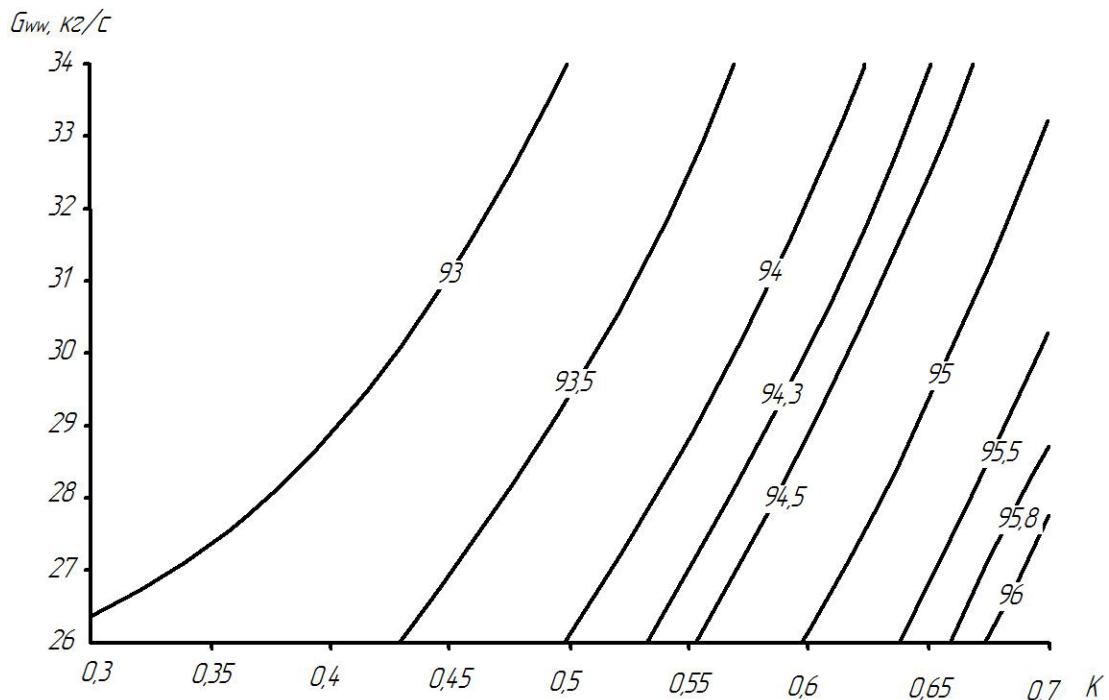
Графічна залежність температури масла за двигуном $T_{м1}$, °С від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 300$ К.



Графічна залежність температури масла за двигуном $T_{м1}$, °С від продуктивності насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 305$ К.



Графічна залежність температури масла за двигуном T_{m1} , °C від продуктивності насоса забортної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку охолоджуючої рідини по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_0 = 310$ K.



Аналізуючи отримані графіки, можна визначити екстремуми кожної цільової функції та зробити висновки щодо переваг певних наборів факторів порівняно з іншими. Розглядаючи кожну цільову функцію окремо, можна зробити наступні висновки. Мінімальне значення температура наддувного повітря в ресивері $T_s = 28,34$ °C можна отримати при $T_0 = 300$ K, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,7$. При цих параметрах факторів можна отримати і мінімальну температуру охолоджуючої рідини за двигуном $T_{wd2} = 104,54$ °C. При такому поєднанні факторів можна отримати і мінімальну температуру охолоджуючої рідини за ОНП $T_{w2} = 104,94$ °C. Температура масла за двигуном t_{m1} опуститься до найменшого значення – $82,77$ °C при $T_0 = 300$ K, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,3$.

Таким чином, найбільш вдале поєднання розглянутих факторів – це $T_0 = 300$ K, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,7$. Вони забезпечують мінімальні температури T_s , T_{wd2} і T_{w2} . При цьому температура масла t_{m1} становить $85,3$ °C, що цілком нормально. Такі низькі температури теплоносіїв досягаються через зменшену

температуру навколишнього середовища і збільшену витрату заборотної води, що в свою чергу інтенсифікує теплообмін в системі охолодження.

Невдалим поєднанням факторів можна вважати $T_0 = 310$ К, $G_{ww} = 26$ кг/с і $K = 0,3$, при яких $T_s = 48,73$ °С, $T_{wd2} = 116,4$ °С, $T_{w2} = 118,64$ °С, $t_{m1} = 93,06$ °С. Ці значення факторів принципово протилежні тим, які забезпечують найкращі температурні показники, що робить цей результат цілком прогнозованим: заборотної води прокачується менше, а її температура підвищується.

					КРМ.142.6222м.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

4 РОЗДІЛ

Техніко-економічний аналіз показників спроектованої системи охолодження

4.1 Вступ

Межі наукового пізнання постійно розширюються, що дає змогу удосконалювати системи, які забезпечують роботу двигуна внутрішнього згоряння. Існує ряд факторів, які стимулюють модернізацію двигуна та його систем: підвищення екологічності та економічності установки, збільшення ККД двигуна та систем, ринкова конкуренція, задоволення потреб замовників і багато іншого. Кожна модернізація повинна приносити вигоду в певному аспекті або кількох одразу — економічному, енергетичному, екологічному, естетичному.

У цьому розділі представлений техніко-економічний аналіз проектованої системи, обґрунтування доцільності її створення, порівняння характеристик базової та модернізованої систем, а також оцінка економічного ефекту від впровадження запропонованих удосконалень..

Запропонована схема системи охолодження, разом із усіма теплообмінними апаратами, має принципово іншу організацію роботи. Як теплообмінні апарати, так і вся система належать до маловитратних.

4.2 Зіставлення характеристик початкової та розробленої систем охолодження

Раціональність впровадження нової системи обґрунтована всебічним аналізом, що охоплює технічні та економічні аспекти її ефективності. Наразі маловитратні системи значно перевершують повнопотокові за основними показниками. Основною особливістю маловитратних систем є оптимальний розподіл водяного потоку по окремих гілках, що дозволяє зменшити кількість води, яка проходить через теплообмінники, порівняно з об'ємом води, що протікає через зарубашковий простір двигуна.

Такий підхід дозволяє значно знизити температуру наддувного повітря перед двигуном, порівняно з повнопотоковими системами, а також забезпечити оптимальні умови для роботи теплообмінників. В результаті, ці системи демонструють перевагу в таких важливих параметрах, як глибина охолодження наддувного повітря, і при цьому залишаються компактними, не поступаючись за розмірами повнопотоковим системам.

Основні порівняльні характеристики та техніко-економічні показники розглянутих схем систем охолодження наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Порівняльні характеристики розглянутих схем СО

№, п/п	Характеристика, од. виміру	Базова система	Проект. система 2РК1М
1.	Тепловідвід в зарубашкову воду, кВт	402,6	402,6
2.	Тепловідвід в масло, кВт	175,4	175,4
3.	Витрата насоса забортної води, кг/с	30	30
4.	Витрата наддувного повітря, кг/с	5,87	5,87
5.	Витрата масла, кг/с	14	14
6.	Температура наддувного повітря в ресивері, °С	83,1	30,4
7.	Температура води на виході із двигуна, °С	110	104,8
8.	Температура масла на виході із двигуна, °С	95	82,9
9.	Маса всіх теплообмінних апаратів системи, кг	839,13	744,17

Інформація, наведена в таблиці 4.1, була отримана з технічних характеристик заводської системи охолодження для двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5, а також із розрахунку циклу та теплового балансу цього двигуна за допомогою програмного комплексу, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ в НУК. Програма побудована в диференціальній формі та ґрунтується на загальновизначених методах моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, запропонованих провідними вченими у цій галузі.

4.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження маловитратної системи охолодження у складі суднового двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5

Економічний ефект полягає в зменшенні витрат на всі ресурси, як виробничі, так і експлуатаційні. Для проектованої системи цей ефект забезпечується завдяки зменшенню маси дорогих теплообмінних поверхонь та оптимізації теплового балансу двигуна, що, у свою чергу, сприяє зниженню питомої витрати палива. Витрати на виготовлення теплообмінних апаратів, що входять до складу системи, в обох випадках майже однакові, а різниця в ціні системи обумовлена різницею в масі теплообмінних поверхонь. Середня вартість 1 кг лому міді (матеріалу для теплообмінних поверхонь) становить близько 260 грн. Отже, вартість матеріалу для теплообмінних апаратів систем можна обчислити за формулою:

$$Ц = M_{\Sigma} \cdot Ц_{\text{мідь}}$$

Для базової схеми системи охолодження:

$$Ц_{\text{б}} = 839,13 \cdot 260 = 218173,80 \text{ грн.}$$

Для проектованої схеми системи охолодження:

$$Ц_{\text{п.с.}} = 744,17 \cdot 260 = 193484,20 \text{ грн}$$

Можна зробити висновок, що витрати на виробництво теплообмінних апаратів проектованої системи менше на:

$$Ц_{\text{економ}} = Ц_{\text{б}} - Ц_{\text{п.с.}} = 218173,80 - 193484,20 = 24689,60 \text{ грн.}$$

4.4 Висновок по розділу

Провівши економічний аналіз роботи нової запропонованої схеми системи охолодження, можна зробити висновок, що її впровадження призведе до ряду економічно вигідних наслідків. Зокрема, виробництво нової системи обійдеться на майже 25 тис. грн дешевше.

5 РОЗДІЛ

Заходи щодо охорони праці та навколишнього середовища

Охорона праці – це система нормативно-правових актів, соціально-економічних, технічних, організаційних, лікувально-профілактичних та гігієнічних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я, забезпечення безпеки та працездатності людини в процесі її трудової діяльності. Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Основною метою охорони праці є мінімізація ймовірності травм або захворювань працівників при одночасному забезпеченні комфорту та максимальної продуктивності праці. Реальні виробничі умови зазвичай супроводжуються наявністю різних небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Завданням охорони праці є розробка та впровадження системи організаційних заходів і технічних засобів, що зменшують або запобігають впливу шкідливих виробничих факторів на працівників. До таких заходів належать гігієна праці – галузь профілактичної медицини, що вивчає умови збереження здоров'я на виробництві та методи, які сприяють цьому. Санітарна техніка охоплює технічні заходи і пристрої, що належать до виробничої санітарії, зокрема системи вентиляції, опалення, кондиціонування повітря, теплопостачання, водопостачання, каналізації, очищення та нейтралізації викидів шкідливих речовин, освітлення, захист від вібрацій і шуму, а також санітарні споруди та інші пристрої, що забезпечують безпеку на робочих місцях.

5.1 Оцінка ризиків та впливу шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні

Машинне відділення судна є важливою частиною суднової інфраструктури, яка забезпечує працездатність усіх механічних систем та устаткування, що необхідне для ефективного функціонування судна. Однак, одночасно з високою технологічною складністю, машинне відділення може бути джере-

лом численних шкідливих і небезпечних факторів, які мають прямий вплив на здоров'я і безпеку членів екіпажу.

Машинне відділення судна характеризується наявністю різноманітних небезпечних факторів, які можуть викликати травми, отруєння чи навіть загибель людей. До основних небезпечних факторів, що виникають у машинному відділенні, належать:

Механічні небезпеки: Механічні небезпеки виникають через працюючі машини та обладнання, що обертаються чи рухаються. Потенційно небезпечними є пристрої, які мають рухомі частини, які можуть стати причиною травм або ампутацій. Наприклад, турбіни, компресори, насоси, валопроводи та інші механізми можуть стати джерелами небезпеки, якщо не будуть вжиті належні заходи безпеки.

Термічні небезпеки: У машинному відділенні завжди присутні високі температури, оскільки тут розташовані двигуни, котли, системи опалення та інші пристрої, що працюють за допомогою тепла. Це може призвести до термічних опіків, перегріву обладнання та вибухів. Наприклад, перегрів води в котлах або високі температури, що утворюються в процесі роботи двигунів внутрішнього згоряння, можуть спричинити серйозні інциденти.

Електричні небезпеки: Оскільки машинне відділення зазвичай оснащено електричними установками та мережами, існує реальна загроза ураження електричним струмом. Використання електричних пристроїв у зонах підвищеної вологості та наявність коротких замикань може призвести до аварій.

Вибухонебезпечні фактори: Підвищена концентрація палива, мастильних рідин та інших легкозаймистих речовин, а також наявність працюючих двигунів і котлів, підвищують ризик виникнення вибухів у машинному відділенні. Вибух може бути спричинений як нещільністю трубопроводів, так і несправністю паливних систем.

Шум і вібрація: Постійний рівень шуму і вібрацій у машинному відділенні також є серйозною небезпекою. Продукти вібрації можуть спричиняти руйнування матеріалів і конструкцій, а шум, який перевищує встановлені но-

рми, може призвести до втрати слуху у членів екіпажу. Водночас постійне перебування в умовах високих рівнів шуму та вібрацій викликає значне фізичне та психічне навантаження.

Крім небезпечних факторів, у машинному відділенні присутні також шкідливі фактори, які негативно впливають на здоров'я людей. До основних шкідливих факторів належать:

Небезпечні хімічні речовини: У машинному відділенні використовуються різноманітні хімічні речовини, такі як мастильні оливи, охолоджувальні рідини, палива, розчинники тощо. Випаровування або розлив таких рідин може призвести до отруєння чи подразнення дихальних шляхів, шкіри та слизових оболонок.

Викиди газів і чадний газ: Двигуни внутрішнього згоряння і котли в машинному відділенні виробляють значну кількість газоподібних викидів, серед яких є токсичні речовини, зокрема вуглекислий газ (CO_2), окис вуглецю (CO), оксиди азоту та інші шкідливі гази. Вихлопні гази можуть проникати в атмосферу машинного відділення, що сприяє зниженню рівня кисню і погіршенню умов праці.

Підвищена вологість і конденсація: Висока вологість у машинному відділенні сприяє розвитку корозії металевих частин суднового обладнання, а також створює некомфортні умови для персоналу. Конденсація може стати причиною виникнення слизьких поверхонь, що збільшує ризик травм.

Мікроклімат: В умовах підвищених температур і вологості у машинному відділенні можуть виникати несприятливі умови для праці, що призводить до перегріву організму, загального перевтомлення, зневоднення та навіть теплових ударів.

Для зниження ризиків від небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні необхідно дотримуватись стандартів охорони праці, проводити регулярні інструктажі та тренування екіпажу, застосовувати індивідуальні засоби захисту, такі як захисні каски, рукавички, засоби для захисту органів дихання. Постійний моніторинг викидів газів і контроль рівня викидів в

					КРМ.142.6222м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		84

атмосферу дозволяє знижувати ризик отруєння та забезпечувати безпечні умови праці для персоналу. Для зниження концентрації шкідливих газів і поліпшення мікроклімату необхідно встановлювати ефективні системи вентиляції та кондиціонування повітря в машинному відділенні, що допоможе підтримувати оптимальні умови для роботи екіпажу. Важливим аспектом є проведення регулярних технічних перевірок та обслуговування обладнання для запобігання аварійним ситуаціям, таких як вибухи або пожежі.

5.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні

Світлотехнічний розрахунок виконано за допомогою методу коефіцієнта використання світлового потоку згідно з РД5.6077-75 «Освітлення машинного відділення. Правила і методи розрахунку». Цей нормативний документ встановлює вимоги до проектування освітлювальних установок, включаючи методику розрахунку кількості світильників та перевірку рівня освітленості приміщень дизельної електростанції.

5.2.1 Розрахунок кількості світильників загального освітлення в машинному відділенні:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2},$$

де A і B – довжина і ширина приміщення машинного відділення, м;

L – оптимальна відстань між рядами світильників; або відстань між світильником при багаторядному розташуванні, м:

$$L = 1,5 \cdot H_p, \text{ м},$$

де H_p – висота розташування світильників відносно робочої поверхні., м:

$$H_p = H - h_p - h_c, \text{ м};$$

де $h_p = 0,8$ – висота робочої поверхні від підлоги, м;

$h_c = 0,5$ – відстань між світловим центром світильника та стелею, м.

$$H_p = 6 - 0,8 - 0,5 = 4,7, \text{ м};$$

$$L = 1,5 \cdot 4,7 = 7,05, \text{ м};$$

$$N = \frac{10,73 \cdot 10,25}{7,05^2} = 2,212.$$

Приймаємо $N = 3$.

5.2.2 Визначення світлового потоку від однієї лампи світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot Z \cdot K_z}{N \cdot n \cdot \eta};$$

де E_n – нормована освітленість, лк;

S – площа приміщення, що освітлюється, м²;

K_z – Коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості через забруднення та старіння ламп, визначається за довідниковими даними і використовується для коригування освітлення в таких приміщеннях, як кабінети, робочі кімнати в громадських будівлях, торгові зали та інші $K_z = 1,5$ при освітленні газорозрядними лампами, $K_z = 1,3$ при освітленні лампами розжарювання);

Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення ($Z = 1,15$ для ламп розжарювання та ДРЛ; $Z = 1,1$ для люмінесцентних ламп);

N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику (для світильників з газорозрядними лампами, прийняти тип світильника ЛПО-01 із кількістю ламп $n = 2$); для світильників з лампами розжарювання прийняти тип світильника УПМ-15 відповідно із $n = 1$);

η – коефіцієнт використання світлового потоку, визначають в залежності від індексу приміщення i :

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)};$$

$$i = \frac{10,73 \cdot 10,25}{4,7 \cdot (10,73 + 10,25)} = 1,11;$$

$$\Phi = \frac{300 \cdot 110 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{3 \cdot 2 \cdot 60} = 205;$$

5.3 Оцінка екологічного впливу судна з дизельним двигуном на навколишнє середовище

Судна з дизельними двигунами є одними з основних транспортних засобів для перевезення вантажів і пасажирів по морю. Однак, незважаючи на свою ефективність і потужність, дизельні двигуни суден можуть мати значний негативний вплив на навколишнє середовище. Розглянемо основні шкідливі впливи, які чинять судна з дизельними двигунами на екосистеми, атмосферу, водні ресурси і морські екосистеми, а також запропонуємо можливі шляхи мінімізації цих негативних ефектів.

Дизельні двигуни, що використовуються на судах, є джерелом значної кількості викидів у атмосферу, зокрема:

Окислів азоту (NO_x): Продукти згоряння пального в дизельних двигунах містять оксиди азоту, які є основними забруднювачами атмосфери. Ці сполуки сприяють утворенню кислотних дощів і забруднюють повітря, що негативно впливає на здоров'я людей і рослинність.

Вуглекислий газ (CO_2): Судна з дизельними двигунами є значними джерелами викидів CO_2 , що сприяє зміні клімату та глобальному потеплінню. Дослідження показують, що морський транспорт відіграє важливу роль у глобальних викидах парникових газів.

Твердий пил і сажа: Частина продуктів згоряння пального не перетворюється на гази, а випадає у вигляді твердих часток (сажа), що забруднює атмосферу і може бути шкідливою для здоров'я людини та навколишніх екосистем.

Дизельні двигуни, працюючи на судах, також негативно впливають на водні ресурси через:

Викиди в морське середовище: Дизельне паливо і мастила, що потрапляють у воду через витоки або викиди з судна, можуть забруднювати морські води, що сприяє загибелі морських організмів і порушує екологічну рівновагу.

Теплове забруднення: Процеси охолодження дизельних двигунів часто включають скидання гарячої води в навколишнє середовище. Збільшення температури води може призвести до порушення умов життя водних організмів, зокрема до зменшення розчиненого кисню в воді.

Морські екосистеми також зазнають впливу суден з дизельними двигунами. Найбільше шкоди завдають:

Шумове забруднення: Судна з дизельними двигунами створюють шум, який впливає на морських ссавців, таких як дельфіни і кити. Цей шум може порушити їхнє середовище існування, заважати навігації, комунікації та навігації цих тварин.

Вибухи і зіткнення з іншими суднами: Дизельні двигуни забезпечують високу маневреність судна, але неправильна експлуатація або порушення правил безпеки можуть призвести до аварій, які мають катастрофічні наслідки для морських екосистем.

Щоб зменшити негативний вплив суден з дизельними двигунами на навколишнє середовище, слід вжити кілька ключових заходів:

Використання більш чистих видів палива: Перехід на біодизель або інші екологічно чисті палива може значно знизити рівень викидів шкідливих газів в атмосферу.

Розвиток альтернативних джерел енергії: Інвестиції в новітні технології, такі як вітрові турбіни або сонячні батареї, можуть допомогти зменшити залежність від дизельних двигунів.

Використання більш ефективних систем очищення: Встановлення каталізаторів для зниження рівня викидів оксидів азоту та часток сажі, а також систем очищення викидів CO₂ може значно зменшити забруднення повітря.

Покращення системи охолодження: Розробка нових, менш шкідливих для навколишнього середовища, систем охолодження, таких як закриті контури або використання екологічних охолоджувачів, дозволить знизити теплове забруднення води.

5.4 Висновок по розділу

Машинне відділення судна є невід'ємною частиною його інфраструктури, яке забезпечує стабільну роботу судна, але також створює потенційні ризики для здоров'я екіпажу та навколишнього середовища через шкідливі та небезпечні фактори. Для забезпечення безпеки та здоров'я членів екіпажу важливо впроваджувати ефективні заходи охорони праці, здійснювати регулярний контроль і моніторинг стану машинного відділення, а також проводити своєчасне технічне обслуговування та модернізацію обладнання.

Крім того, дизельні двигуни, які використовуються на судах, мають суттєвий вплив на навколишнє середовище, зокрема на атмосферу, водні ресурси та морські екосистеми. Для зниження цього впливу необхідно впроваджувати новітні екологічні технології, спрямовані на зменшення викидів шкідливих речовин, а також застосовувати альтернативні джерела енергії та більш чисті види палива. Удосконалення систем охолодження та інших технологічних процесів на судах дозволяє значно знизити екологічний вплив і забезпечити сталий розвиток морського транспорту в умовах збереження навколишнього середовища.

					КРМ.142.6222м.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У процесі виконання кваліфікаційної роботи було успішно досягнуто поставленої мети – спроектовано маловитратну систему охолодження для двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5, яка за своїми характеристиками перевищує штатну систему охолодження розглянутого двигуна. Це дозволяє значно покращити ефективність роботи двигуна, знизити витрати на його експлуатацію та поліпшити екологічні показники.

Першим етапом роботи стало моделювання робочого циклу двигуна, що дало змогу отримати дані щодо теплового балансу. Ці дані стали основою для подальших розрахунків параметрів штатної системи охолодження. Було розглянуто кілька варіантів роботи цієї системи для глибшого аналізу її можливостей, що дозволило побудувати графічні залежності основних параметрів системи і отримати цінні результати для порівняння з запропонованою маловитратною системою.

Основною частиною роботи став розрахунок маловитратної системи охолодження. Для визначення габаритних розмірів і мас теплообмінних апаратів цієї системи був проведений прямий розрахунок. Отримані дані стали основою для зворотного розрахунку всієї системи охолодження і її компонентів. Після коректного розрахунку системи було проведено факторний експеримент, що дозволив отримати більш детальне уявлення про можливості та оптимальні умови роботи запропонованої системи. Результати факторного експерименту продемонстрували, що роботу системи можна ефективно оптимізувати за допомогою певних комбінацій вхідних параметрів. Ці результати були представлені у вигляді графічних залежностей, що забезпечує наочність і зручність для подальшого аналізу.

Параметри маловитратної системи охолодження за всіма основними показниками перевершують параметри штатної системи, що підтверджує її високі технічні характеристики та ефективність. Для повного розуміння переваг нової системи було проведено економічний аналіз, який показав значні

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ.	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

фінансові вигоди від її впровадження. Установка маловитратної системи дозволяє не лише досягти кращих параметрів роботи, але й зменшити вартість системи на майже 25 тис. грн. завдяки зниженню маси теплообмінних апаратів.

У роботі також були розглянуті важливі питання охорони праці та охорони навколишнього середовища, що є критично важливими аспектами при проектуванні будь-яких систем, особливо в контексті суднобудування. Таким чином, результати дослідження доводять доцільність впровадження маловитратної системи охолодження, яка має як технічні, так і економічні переваги, що сприяють зниженню витрат та підвищенню ефективності роботи судна.

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ.	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
4. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
5. Аністратенко В. О. Математичне планування експерименту в АПК / В. О. Аністратенко, В. Г. Федоров. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
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. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. 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.

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

					КРМ.142.6222м.01.ПЗ.	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		