

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: «Підвищення надійності роботи дизельного двигуна потужністю 2416 кВт для лоцманського катера за рахунок вдосконалення системи охолодження»

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ Кумарянський О. М.
(підпис)

Керівник роботи: к.т.н, доцент

_____ Гогоренко О. А.
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

*Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Кафедра «Енергетичне машинобудування»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»

_____ Нестеренко В. В.

«__» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу

Магістранту Кумарянському Олександр Миколайовичу

Група *61-ТЕМ*маг-19 Інженерно-економічний факультет, заочної форми навчання

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: Підвищення надійності роботи дизельного двигуна потужністю 2416 кВт для лоцманського катера за рахунок вдосконалення системи охолодження

(Розглянуто на засіданні кафедри «ЕМ» та затверджено розпорядженням ПФ НУК №46 від 21.09.2020 р.)

Вихідні дані:

Двигун-прототип: 12ЧН 18,5/21,5; $N_e = 2416$ кВт; $n = 1900$ хв⁻¹; $g_e = 0,210$ кг/(кВт·год.)

Призначення енергетичної установки, що проектується – головний двигун лоцманського катера.

Паливо – дизельне з $Q_n = 42664,4$ кДж/кг

Об'єкт дослідження, що вдосконалюється чи проектується – система охолодження.

Перелік питань, що повинні бути розглянуті в магістерській роботі:

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вибір об'єкту для встановлення двигуна

1.2. Технічні характеристики, опис конструкції базового двигуна

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

- 3.1 Аналіз існуючих конструкцій деталі або вузла, що розробляються
- 3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції вузла (деталі)
- 3.3 Розрахунки елементів двигуна, що підтверджують працездатність розробки

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

- 4.1 Обґрунтування необхідності модернізації
- 4.2 Розрахунок економічної ефективності

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1 Заходи з охорони праці
- 5.2 Охорона навколишнього середовища
- 5.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів
- 5.4 Розрахунок освітлення в машинному відділенні
- 5.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного (газового) двигуна

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТКИ

Об'єм пояснювальної записки 60...90 аркушів комп'ютерного набору.

Мінімальний об'єм графічної частини проекту не менше 5 аркушів формату А1

В обов'язковому порядку виконується:

1. Поперечний або повздовжній перетин двигуна
2. План машинного відділення судна, електростанції або установки з ДВЗ
3. Креслення складальної одиниці ДВЗ згідно індивідуального завдання
4. Креслення деталей чи вузлів, плакати, таблиці згідно індивідуального завдання
5. Індикаторна діаграма. Схема сил, діючих на КШМ

Термін подання магістерської роботи на кафедру для попереднього розгляду

«___» грудня 2020 р.

Керівник проекту

Завдання прийняв до виконання

_____/ О. А. Гогоренко /
«___» _____ 2020 р.

_____/ О. М. Кумарянський /
«___» _____ 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Аналіз схеми і параметрів штатної системи охолодження	8
1.2 Висновок по розділу.....	14
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	15
2.1 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5.....	16
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	27
2.3 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.	29
2.4 Висновок по розділу.....	35
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	37
3.1 Опис альтернативної системи охолодження.....	38
3.2 Зворотній розрахунок ОНП.....	42
3.3 Зворотній розрахунок ВВО1 та ВВО2.....	50
3.4 Зворотній розрахунок МО	61
3.5 Зворотний розрахунок проектованої системи	71
3.6 Аналіз та оптимізація результатів розрахунків за допомогою повного факторного експерименту	75
3.7 Графічне представлення результатів повного факторного експерименту.....	83
4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ	91
4.1 Вступ	82
4.2 Порівняння характеристик базової і спроектованої систем охолодження.....	82
4.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження маловитратних системи типу 2РК1М для суднового дизеля типу 12ЧН 18,5/21,5.....	84
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	95
5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні..	96

5.2	Розрахунок освітлення в машинному відділені.....	106
5.2.1	Розрахунок кількості світильників загального освітлення у приміщенні.....	106
5.2.2	Визначення світлового потоку від однієї лампи світильника	107
5.3	Вплив судна з дизельним двигуном на навколишнє середовище.....	107
	ВИСНОВОК ПО РОБОТІ	109
	ЛІТЕРАТУРА.....	110

ВСТУП

Відповідно до отриманого завдання, була виконана робота з проектування маловитратної системи охолодження для двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5. Дванадцятициліндровий чотиритактний дизельний двигун з високим ступенем наддуву ($P_k = 5$). Його номінальна потужність $N_e = 2416$ кВт, при частоті обертання $n = 1900$ об/хв. Особливості роботи двигуна і його систем обумовлені умовами експлуатації і метою застосування. Пріоритетним режимом роботи двигуна є номінальний режим. Безпосередньо система охолодження має ряд особливостей. Однією з важливих особливостей є те, що система має необмежений доступ до запасів заборотної води, що активно використовується в її роботі. Деталі двигуна, масло і наддувне повітря охолоджуються прісною водою внутрішнього контуру системи. А прісна вода вже охолоджується заборотною водою.

Застосування контуру з прісною водою пояснюється тим, що проточні системи охолодження заборотною водою мають ряд недоліків: через інтенсивне випадання солей неможливо підтримувати досить високий рівень температури води; під впливом електрохімічної корозії швидко забруднюються і руйнуються зарубашкові порожнини дизеля; при зниженні температури заборотної води може статися переохолодження дизеля; якщо дизель охолоджується заборотною водою, то верхня температурна межа морської води на виході з дизеля залежить від того, що при її нагріванні вище $323...328$ К починають інтенсивно виділятися солі хлору, натрію, магнію, кальцію та ін., які осідають у вигляді щільного шару накипу на гарячих поверхнях втулок циліндрів і перешкоджають нормальному тепловідводу. Поява шару накипу товщиною в 2 мм майже вдвічі збільшує температуру охолоджувальної стінки, що за певних умов може призвести до появи в ній тріщин. Природно, прісна вода, а тим більше дистильована, дозволяє підтримувати в дизелі більш високий температурний режим. Система вимагає установки ряду датчиків і регуляторів. Так, наприклад, при зміні температури заборотної води значно змінюється її

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

витрата – чим нижче температура води, тим менше її потрібно для забезпечення потрібного температурного режиму.

Для розрахунку систем потрібно мати дані теплового балансу двигуна та режиму його роботи. Номінальний (пріоритетний) режим роботи слід розрахувати в програмному середовищі Blits-Pro для отримання точних і всеосяжних результатів.

Метою та завданням даної роботи є підвищення надійності роботи дизельного двигуна за рахунок модернізації системи охолодження. Слід вивчити можливості штатної системи. Маючи дані для порівняння, можна приступити до розрахунку запропонованої маловитратної системи. Для отримання даних за габаритами теплообмінників слід скористатися прямим розрахунком, а для отримання параметрів системи – зворотним. Після розрахунку системи слід вивчити її можливості. Це зручно зробити за допомогою виконання повного факторного експерименту. Результати повного факторного експерименту в роботі представлені за допомогою регресійних рівнянь в графічному вигляді.

Актуальність даної роботи полягає в перевагах запропонованої системи для даного двигуна, ніж встановлена штатна. По-перше, запропонована система повинна забезпечити куди менші температури повітря в ресивері, масла і води, ніж наявна. По-друге, маси теплообмінників системи запропонованої системи будуть дещо менше, що спричинить за собою позитивний економічний ефект.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VI Міжнародній науково-технічній конференції: Сучасний стан та проблеми двигунобудування (м. Миколаїв, 26-27 листопада 2020 р.) та викладені в матеріалах конференції «Застосування вискоєфективних систем охолодження – як дієвий шлях поліпшення параметрів паливної економічності і токсичних вихлопних газів судових двигунів».

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Кумарянський О.М.			1 Загальний розділ				Літ.		Арк.	Аркушів
Перевір.		Гогоренко О.А.									7	8
Реценз.		Краснощок М.М							ПФ НУК			
Н. Контр.												
Затверд.		Нестеренко В.В.										

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз схеми і параметрів штатної системи охолодження

Перед тим як пропонувати якісь інновації та зміни в системі охолодження, слід проаналізувати встановлену штатну систему.

Спочатку був проведений розрахунок робочого циклу двигуна, за результатами якого отримані дані по тепловому балансу. Маючи ці значення, можна приступити до розрахунку системи охолодження. Штатна система являє собою повнопотокову систему, в яку входять охолоджувач наддувного повітря (ОНП), маслоохолоджувачі (МО) і водо-водяні охолоджувачі (ВВО). Беручи ряд вихідних даних по двигуну і теплообмінниках, був проведений розрахунок кожного елемента системи, і, потім, всієї системи в цілому. Схема системи показана на рис. 1.1.

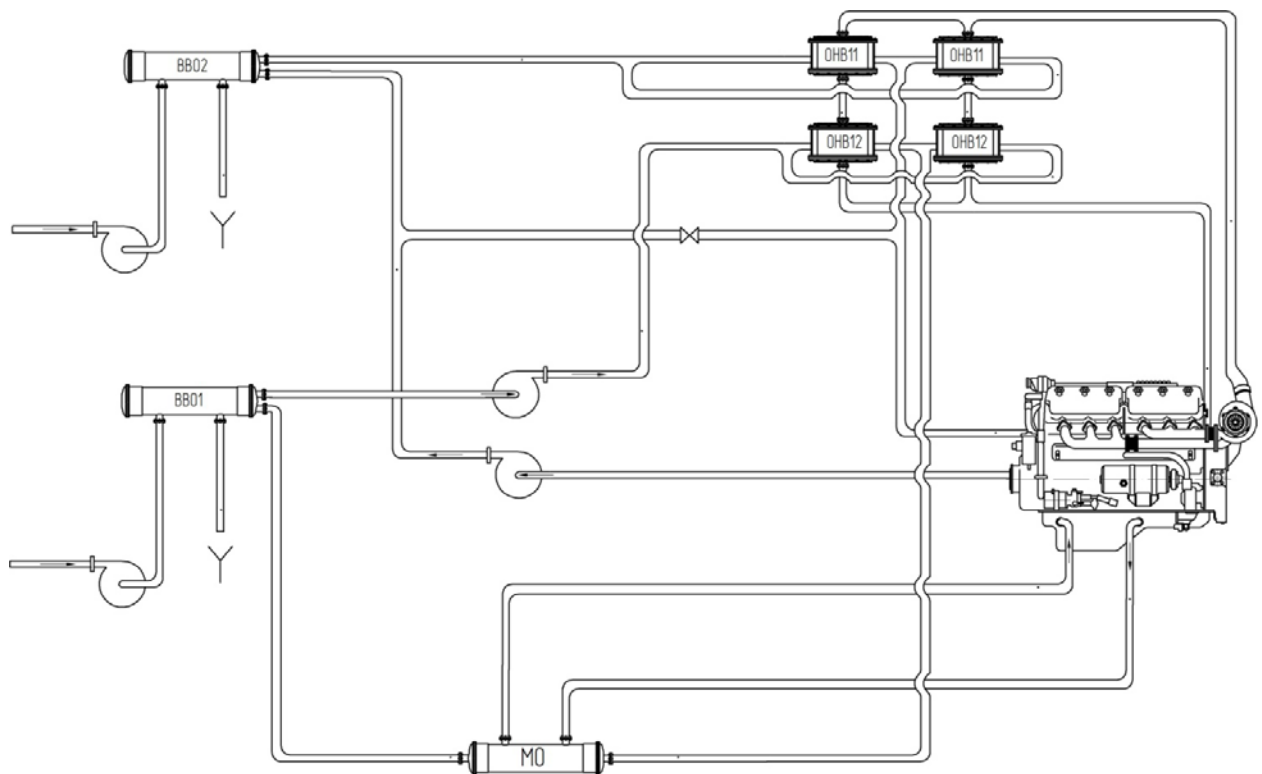


Рис. 1.1. Схема штатної системи охолодження

Температура повітря навколишнього середовища була прийнята $T_0 = 34$ °С, температура заборотної води при цьому $T_{ww1} = 27$ °С. Встановлено і температури теплоносіїв за двигуном – води $T_{wd2} = 110$ °С, масла $T_{m1} = 95$ °С.

За результатами розрахунку теплового балансу маємо тепловідвід в зарубашкову воду $Q_d = 402,6$ кВт, а в масло $Q_m = 175,4$ кВт. Витрата насоса заборотної води встановлений $G_{ww} = 30$ кг/с, витрата масла $G_m = 14$ кг/с, витрата надувочного повітря $G_{нв} = 5,87$ кг/с. Тиск повітря за компресором $P_1 = 500$ кПа. Можна скласти таблицю вихідних даних

T_0	К	°C	307	34	Воздух перед компрессором
T_{ww1}	К	°C	300	27	Вода перед ВВО
T_1	К	°C	531,0	258	T_1 или T_k , воздух за компрессором
P_1	Па		500000		Давление воздуха после компрессора
T_{wd2}	К	°C	383	110	Температура воды за двигателем
T_{m1}	К	°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
$G_{нв}$	кг/с		5,87		Расход наддувочного воздуха через дизель
G_m	кг/с		14		Расход масла

Було проведено окремий розрахунок кожного теплообмінника, потім отримані дані заслані в загальний розрахунковий комплекс з розрахунку параметрів системи. При проведенні розрахунків слід було встановити деякі обмеження. Так, наприклад, опір всіх теплообмінників по воді – не більше 60 кПа, опір охолоджувача масла МО по маслу – не більше 250 кПа. Швидкості води в теплообмінниках – не більше 1,5 м/с. Після проведення розрахунків, були отримані дані, які зручно представити в табличній формі.

Q_d	кВт		402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
Q_m	кВт		175,4		Теплоотвод в масло
G_{B1}	кг/с		15		Расход забортной воды через ВВО1
G_{B2}	кг/с		15		Расход забортной воды через ВВО2
G_{WD}	кг/с		24,40		Расход воды через дизель
G_{BENT}	кг/с		30,00		Расход насоса забортной 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_{NB}	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_{B1}	К	$^{\circ}C$	300,0	27	Воздух перед компрессором
$T_1 (T_K)$	К	$^{\circ}C$	531,0	258,0	T_1 или T_K , воздух за компрессором
$T_{21} (T_{s1})$	К	$^{\circ}C$	445,3	172,3	T_{21} или T_{s1} , воздух за ОНВ11
$T_2 (T_s)$	К	$^{\circ}C$	356,1	83,1	T_2 или T_s , воздух за ОНВ12
T_{B12}	К	$^{\circ}C$	320,4	47,4	Воздух за радиатором Р1
T_{B22}	К	$^{\circ}C$	329,1	56,1	Воздух за радиатором Р2
T_{WD1}	К	$^{\circ}C$	379,1	106,1	Вода перед дизелем
T_{WD2}	К	$^{\circ}C$	383	110,0	Температура воды за двигателем
T_{W1}	К	$^{\circ}C$	346,2	73,2	Вода перед ОНВ12
T_{WM1}	К	$^{\circ}C$	356,6	83,6	Вода перед МО
T_{WM2}	К	$^{\circ}C$	358,3	85,3	Вода за МО
T_{W3}	К	$^{\circ}C$	365,8	92,8	Вода перед ОНВ11
T_{W4}	К	$^{\circ}C$	370,7	97,7	
T_{M1}	К	$^{\circ}C$	368,0	95,0	Масло на выходе из двигателя или входе в МО
T_{M2}	К	$^{\circ}C$	362,3	89,3	Масло за МО

Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що температури і води і повітря на виході з двигуна є досить високими і має сенс реорганізувати систему з метою покращення її параметрів. Для більш детального вивчення системи було проведено ряд розрахунків з різними вихідними даними для більш широкого аналізу її можливостей в заданому вигляді. Результати розрахунку в графічному вигляді представлені на рис. 1.2...1.9.

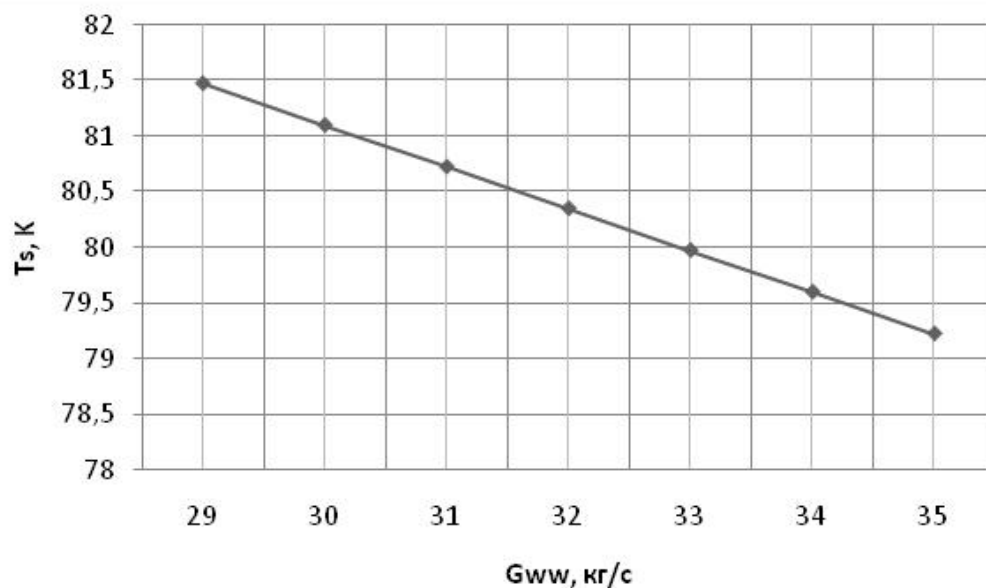


Рис. 1.2. Залежність температури повітря в ресивері T_s від витрати насоса заборотної води

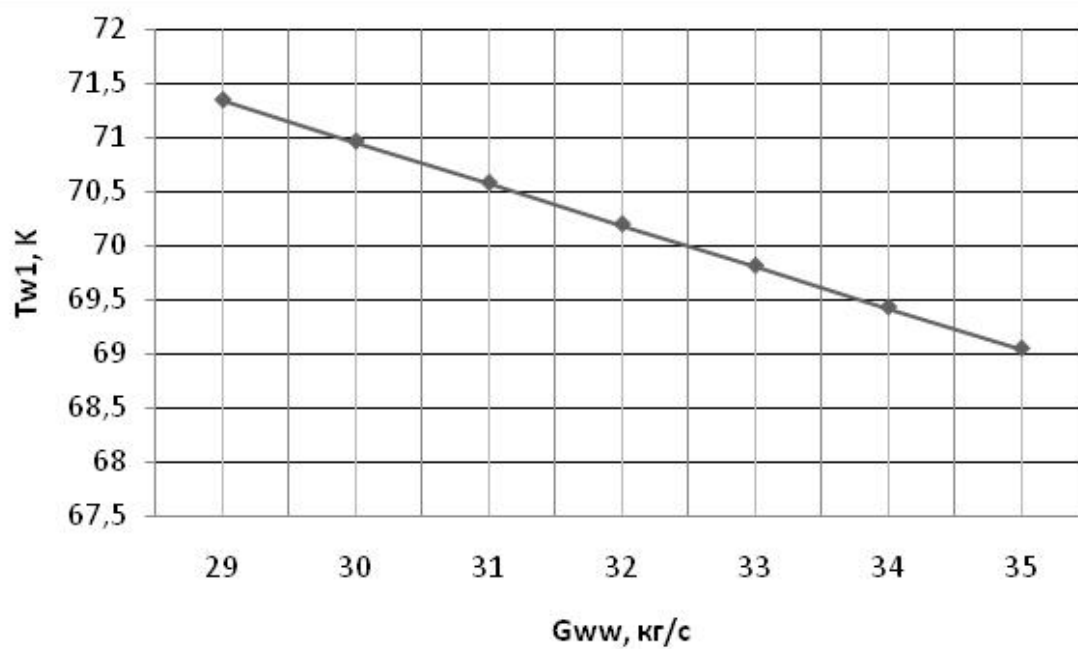


Рис. 1.3. Залежність температури повітря перед ОНП T_{w1} від витрати насоса заборотної води

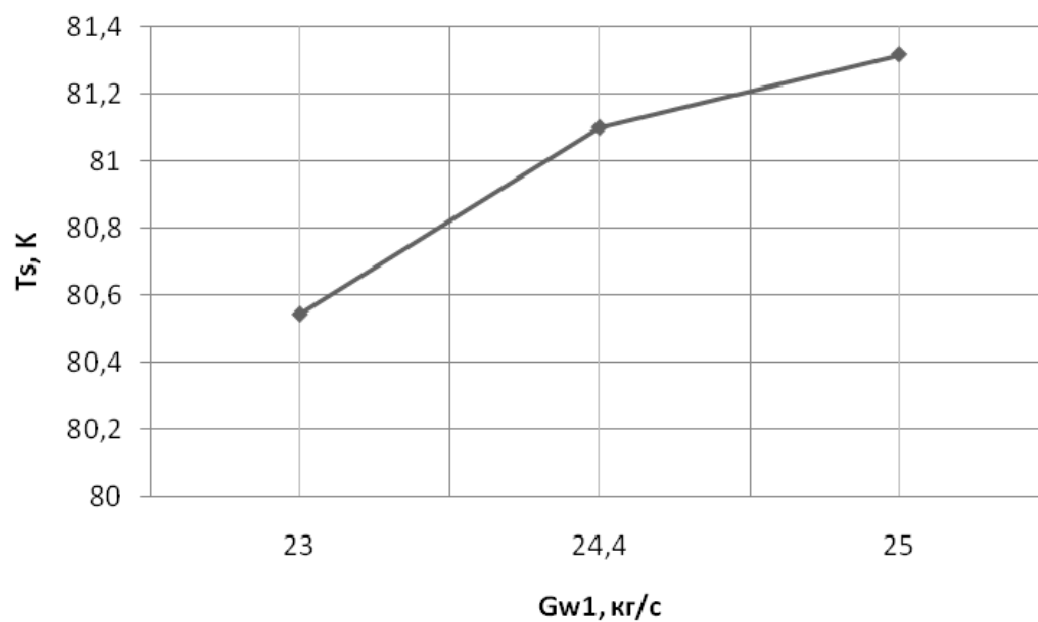


Рис. 1.4. Залежність температури повітря в ресивері T_s
від витрати води через МО, ВВО1 і ОНП G_{w1}

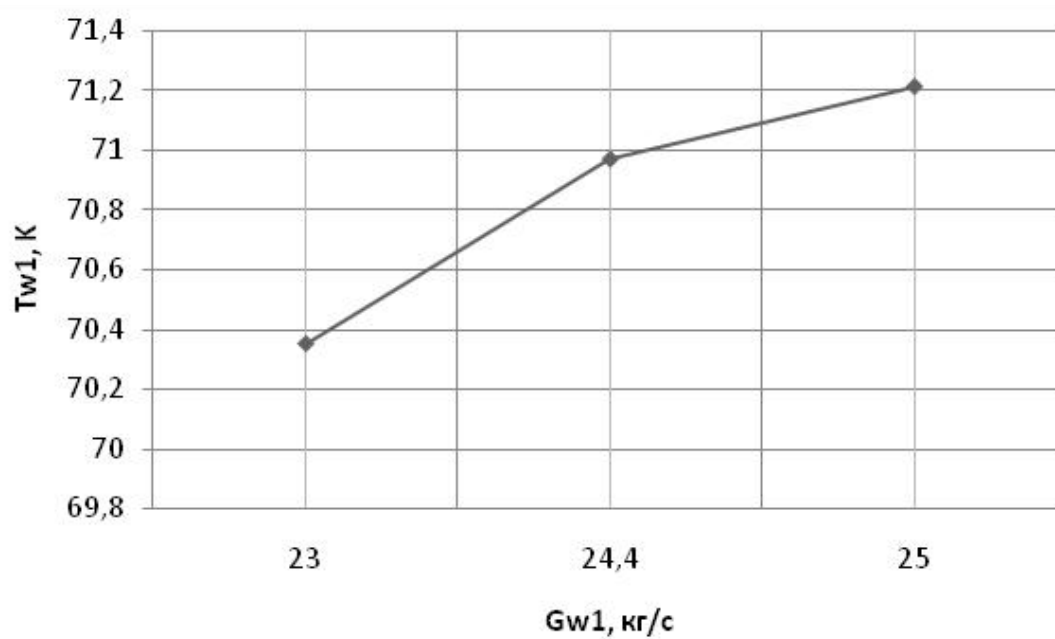


Рис. 1.5. Залежність температури повітря перед ОНВ T_{w1}
від витрати води через МО, ВВО1 і ОНП G_{w1}

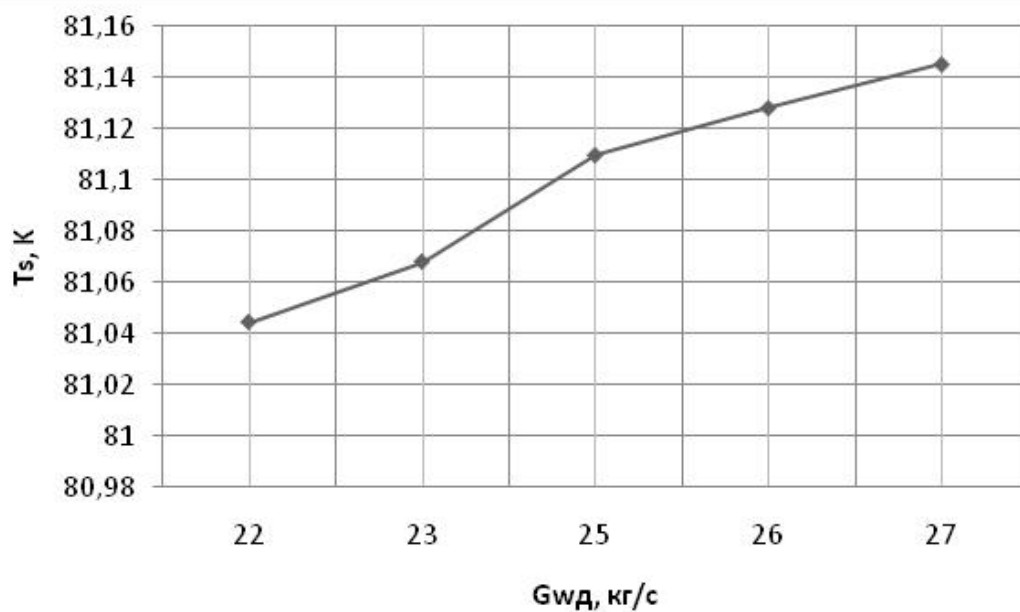


Рис. 1.6. Залежність температури повітря в ресивері T_s від витрати води через двигун G_{wd}

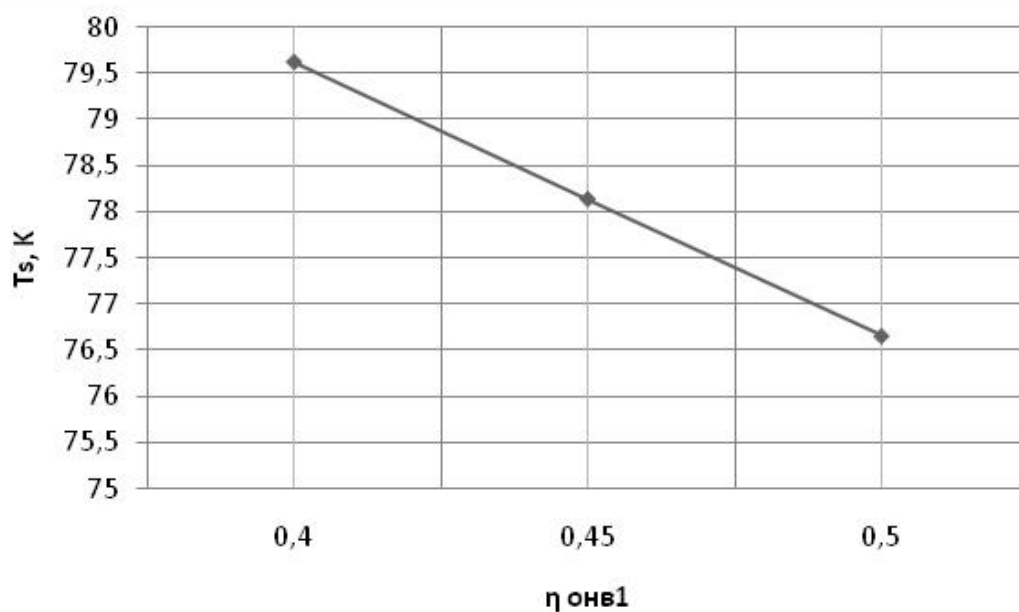


Рис. 1.7. Залежність температури повітря в ресивері T_s від ККД ОНП1 $\eta_{онв1}$

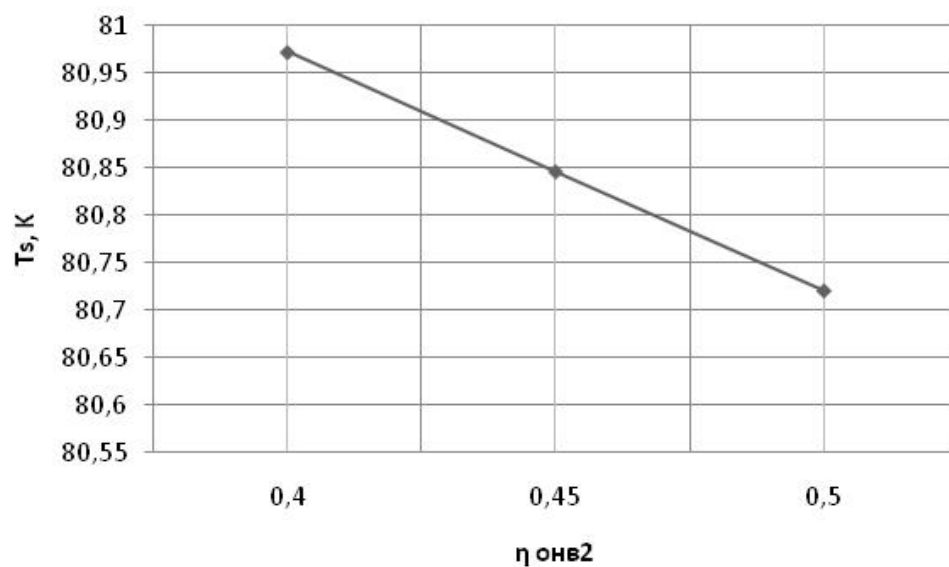


Рис. 1.8. Залежність температури повітря в ресивері T_s
від ККД ОНП2 $\eta_{\text{ОНП2}}$

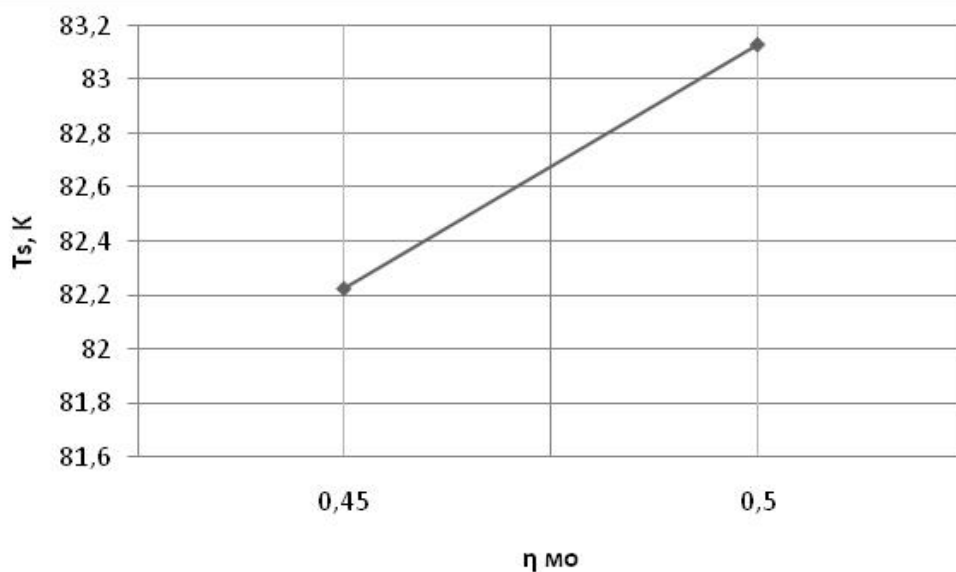
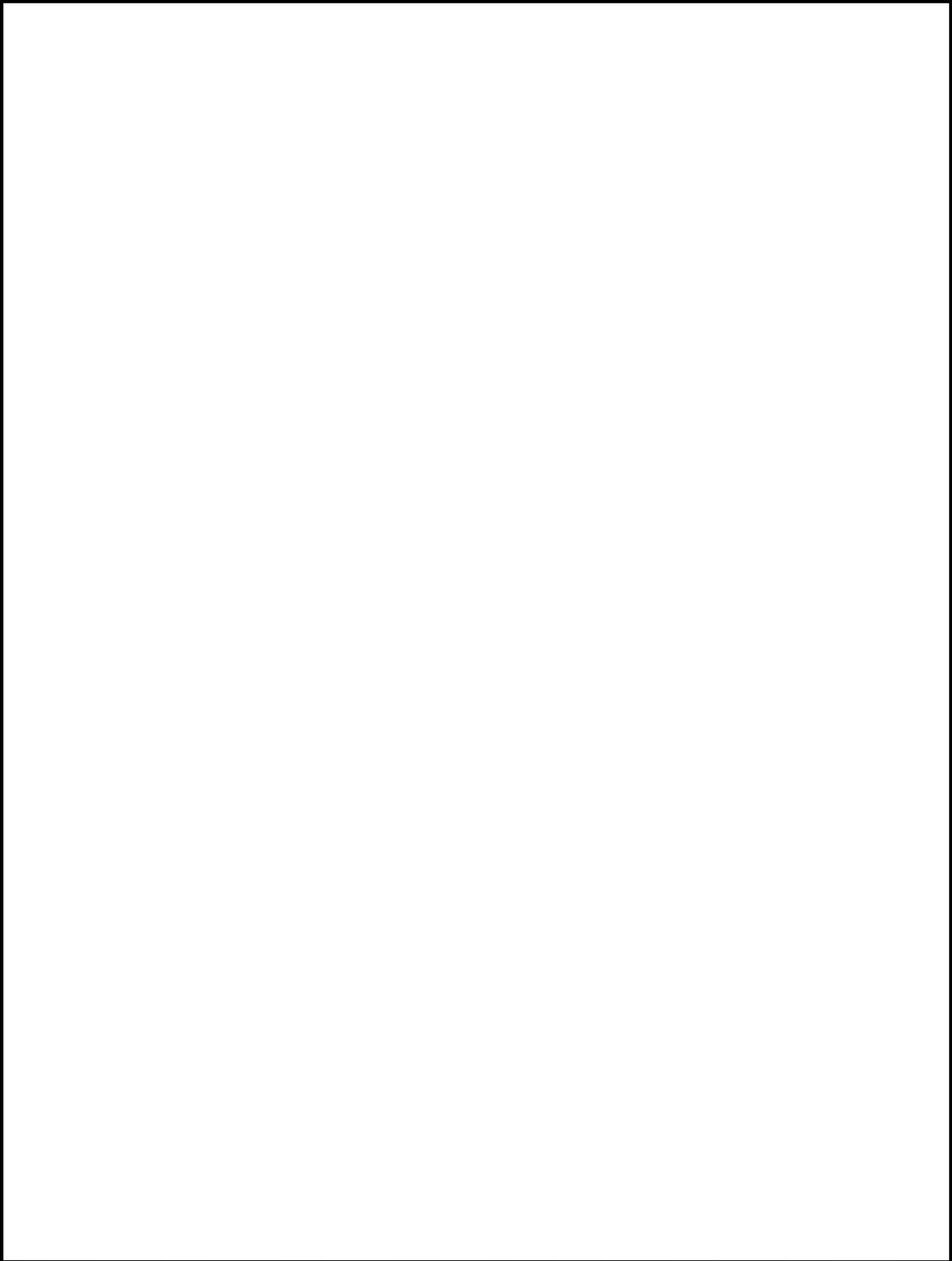


Рис. 1.9. Залежність температури повітря в ресивері T_s
від ККД МО $\eta_{\text{МО}}$

1.2 Висновок по розділу

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок, що, безумовно, зміна ряду параметрів змінює роботу системи в цілому. Але ці зміни не такі значні і при будь-яких інших сполученнях вхідних параметрів, її продуктивність не збільшується.



					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Кумарянський О.М.			2 Конструкторський розділ				Літ.		Арк.	Аркушів
Перевір.		Гогоренко О.А.									15	22
Реценз.		Краснощок М.М.							ПФ НУК			
Н. Контр.												
Затверд.		Нестеренко В.В.										

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

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

Для того, щоб отримати коректні дані по дослідженню системи охолодження розглянутого двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5 потрібно мати досить точні дані про хід протікання робочого циклу даного двигуна. Робочим циклом називається сукупність процесів, які періодично повторюються в певній послідовності і протікають в кожному циліндрі двигуна, в результаті яких тепла енергія переходить в роботу. Оперуючи результатами розрахунку робочого циклу, можна отримати і необхідні дані по тепловому балансу.

Розрахунок робочого циклу двигуна проводився в програмному комплексі Blits-Pro, розробленому на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК (http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin?fbclid=IwAR0O0tHGLh1jI_u2MHouDg-68bt2umIV5lFvcO257T9rWfAw-6MrSysW9zc). Програма виконана в диференціальній формі, базується на загальновизнаних елементах моделювання робочих процесів ДВЗ, запропонованих відомими в світі вченими в області ДВЗ.

В якості вихідних даних були прийняті величини, виходячи з паспортних даних двигуна. Деякі величини були прийняті, використовуючи довідкові матеріали, виходячи з типорозміру, номінальної потужності, оборотності, і об'єкта застосування двигуна.

Далі представлені вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Исходные данные для расчета цикла

№ 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_e	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	$\Phi_{\text{з.пдп}}$		0,0		Угол сдвига кривошипов коленчатых валов в двигателе с ПДП
12	μf_{yt}	м ²	0,000000		Эквивалентное сечение зазоров надпоршневой полости, через которые происходит утечка рабочего тела
13	ϵ		13		Степень сжатия

Параметры основных элементов газозоудушного 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, объединённых 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	$\mu_{к.η}$		1		Масштабный коэффициент х-тики эффективности компрессора
28	$\mu_{к.Пк}$		3		Масштабный коэффициент х-тики компрессора по P_k
29	$\mu_{т.Пт}$		1,75		Масштабный коэффициент х-тик турбины по P_t
30	$\mu_{т.η}$		0,7727		Масштабный к-нт х-тики турбины по эффективности
31	$\mu_{т.Г}$		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	$\mu_{к.η2}$		0		Масштабный коэффициент х-тики эффективности компрессора
34	$\mu_{к.Пк2}$		0		Масштабный коэффициент х-тики компрессора по P_k
35	$\mu_{т.Пт2}$		0		Масштабный коэффициент х-тик турбины по P_t
36	$\mu_{т.η2}$		0		Масштабный к-нт х-тики турбины по эффективности
37	$\mu_{т.Г2}$		0		Масштабный к-нт х-тики турбины по расходу
38	$f_{п1}$	m^2	0,00000		Проходное сечение обводного канала турбины ТК2 (или ТК1, если вторая ступень наддува имеет механический привод)
39	$f_{п2}$	m^2	0		Проходное сечение обводного канала турбины ТК1
40	$\eta_{a.k}$		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 выхлопной трубы в случае атмосферного двигателя или двигателя с механическим наддувом)
44	Φ_k	%	0		Влажность воздуха на нагнетании компрессора
45	$T_{w \text{ впр}}$	К	0		Температура впрыскиваемой воды
46	δ_{Gw}	%	0		Доля воды, полностью испаряющейся в компрессоре
47	$\delta_{GОНВ}$	%	0		Доля испарившейся воды, рециркулируемая с помощью ОНВ
48	δ_{Le}	%	0		Изменение полной работы, сообщаемой компрессору турбиной при впрыске воды: $L_{e \text{ впр}} = L_e \delta_{Le}$
49	T_0	К	307		Температура окружающей среды
50	p_0	кПа	100		Давление окружающей среды
51	$\Phi_{вс}$	%	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_t	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	$a_{трм}$		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	$\Phi_{н.впр}$	град.	357	485	Угол начала впрыска первой порции топлива
112	$\Phi_{н.впр2}$	град.	0		Угол начала впрыска второй порции топлива
113	$\Phi_{н.впр3}$	град.	0		Угол начала впрыска третьей порции топлива
114	$\Phi_{впр}$	град.	28,00		Продолжительность впрыска первой порции топлива
115	$\Phi_{впр2}$	град.	0,00		Продолжительность впрыска второй порции топлива
116	$\Phi_{впр3}$	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	$\Phi_{н.сг}$	град.	0,00		Угол начала сгорания топлива (только для ДсИЗ)
120	$\Phi_{пр.сг}$	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	$\Phi_{о.вып}$	град.	473		Угол открытия выпускных органов
123	$\Phi_{з.вып}$	град.	15		Угол закрытия выпускных органов

124	$\Phi_{\text{о.вп}}$	град.	705	Угол открытия впускных органов
125	$\Phi_{\text{з.вп}}$	град.	215	Угол закрытия впускных органов
126	$\Phi_{\text{п.о.вп}}$	град.	80	Продолжительность открывания впускных органов
127	$\Phi_{\text{п.о.вып}}$	град.	80	Продолжительность открывания выпускных органов
128	$\Phi_{\text{п.з.вп}}$	град.	80	Продолжительность закрывания впускных органов
129	$\Phi_{\text{п.з.вып}}$	град.	80	Продолжительность закрывания выпускных органов
130	Φ_{23}	град.	0	Угол, до которого продувка в двухтактном двигателе рассчитывается по "двухзонной" модели (т.е. используется гипотеза неперемешивания свежего заряда и остаточных газов)
131	$D_{\text{вп.кл}}$	м	0,065	Наружный диаметр впускного клапана
132	$d_{\text{вп.кл}}$	м	0,06	Внутренний диаметр седла впускного клапана
133	$d_{\text{ст.вп}}$	м	0,016	Диаметр стержня впускного клапана
134	$n_{\text{вп.кл}}$		2	Количество впускных клапанов
135	$D_{\text{вып.кл}}$	м	0,055	Наружный диаметр выпускного клапана
136	$d_{\text{вып.кл}}$	м	0,05	Внутренний диаметр седла выпускного клапана
137	$d_{\text{ст.вып}}$	м	0,014	Диаметр стержня выпускного клапана
138	$n_{\text{вып.кл}}$		2	Количество выпускных клапанов
139	$b_{\text{кл.вп}}$	м	0,006	Длина образующей седла впускного клапана
140	$b_{\text{кл.вып}}$	м	0,006	Длина образующей седла выпускного клапана
139	$h_{\text{кл.вп}}$	м	0,015	Высота подъема впускного клапана
140	$h_{\text{кл.вып}}$	м	0,013	Высота подъема выпускного клапана
141	$\alpha_{\text{вп.кл}}$	град.	45	Угол конуса тарелки впускного клапана
142	$\alpha_{\text{вып.кл}}$	град.	45	Угол конуса тарелки выпускного клапана
143	$\mu_{\text{вп.к}}$		0,784	Коэффициент расхода впускных органов (минимальное значение)
144	$\mu_{\text{вып.к}}$		0,821	Коэффициент расхода выпускных органов (минимальное значение)
168	g_c	кДж/кг	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	кДж/кмоль	21500	Условная энергия активации
174	B_0		0,000002	Коэффициенты в формуле Толстова, определяющие период задержки самовоспламенения топлива ($B_0 = 3,8 \cdot 10^{-6}$; $k_p = 1,6 \cdot 10^{-4}$). См. отдельный файл по анализу разл. зависимостей
175	k_p		0,00016	
176	i_c		9	Количество сопловых отверстий форсунки
177	d_c	м	0,00035	Диаметр сопловых отверстий форсунки
178	E_c		1,7	Коэффициент в формуле среднего диаметра капель
179	$A_{z,i}$	с ⁻¹	10	Константа времени испарения крупных капель
180	ρ_T	кг/м ³	836	Плотность топлива при 20 °С
181	μ_T	Па·с	0,002	Динамическая вязкость топлива
182	σ_T	Н/м	0,025	Коэффициент поверхностного натяжения топлива
183	$\mu_{\text{топл}}$	г/моль	230	Молярная масса топлива
184	$a_{\text{впр}}$		6	Коэффициенты функций, аппроксимирующих процесс подачи топлива, т.е. определяющих вид функций $\sigma = \sigma(\varphi)$, $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$. Являются коэффициентами двух параболических кривых, сумма которых даёт требуемые зависимости $\sigma = \sigma(\varphi)$, $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$.
185	$b_{\text{впр}}$		1,1	
186	$c_{\text{впр}}$		-1,992406081	
187	$m_{\text{впр}_1}$		1,51	
188	$m_{\text{впр}_2}$		1,665	
189	$m_{\text{впр}_3}$		7	
190	$m_{\text{впр}_4}$		1,75	

191	$\Phi_{\text{впр}_1}$		0,55	Относительная координата пересечения первой параболической кривой оси абсцисс
192	$m^{\text{пр}}$		0,8	Степень в уравнении поправочной функции учитывающей действительные условия впрыска (в том числе влияние вихревого движения воздуха в конце сжатия).
193	D_{Φ}		3	Коэффициент в формуле дальности топливного факела
194	$L_{\text{ст}}$	м	0,02	Длина свободного полёта факела
195	$A_{\text{ст}}$		0,0055	Коэффициент в формуле угла конуса топливного факела
196	χ_0		0,5	Минимальная степень снижения скорости испарения топлива на стенке камеры сгорания
197	a_0	$\text{м}^3/(\text{кг}\cdot\text{с})$	30000	Коэффициенты уравнения тепловыделения на участке топливоподачи.
198	a_1	с	0,05	
199	a_2	$\text{м}^3/(\text{кг}\cdot\text{с})$	5	
200	m^{n2}		0,5	
201	H		1,25	Вихревое число (отношение частоты вращения вихря в конце сжатия 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 $\Delta\tau_k$, задаваемое ниже).
203	$\Delta\Phi_k$	град.	0,00	
204	$\Delta\tau_k$	мс	0,25	
205	Φ_{z0}		0,6	Относительная абсцисса координаты минимума функции коэффициента использования воздушного заряда при сгорании
206	$\xi_{\text{во}}$		0,8	Минимум функции коэффициента использования воздушного заряда при сгорании
207	Δ_{τ}		0,01	Относительная величина недожёга топлива
208	m		7,8	Показатель характера процесса сгорания (-0,3...+0,7)
209	χ_z		0,999	Доля сгоревшего топлива
210	B_1		0,002	Коэффициенты 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	Коэффициент, учета скорости изменения локальной концентрации сажи с увеличением объёма
215	n_p		3	Константа распределения, характеризующая однородность распыливания.

Після введення всіх вихідних даних і проведення розрахунку, були отримані 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	$P_{к\Sigma}$		4,998		Суммарная степень повышения давления воздуха
16	$\Phi_{сг}$	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	$\Phi_{з.в}$	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	$\Phi_{н.сг}$	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	$\Phi_{dX/d\varphi_{max}}$	град.	382,3		Угол, соответствующий пику на кривой скорости тепловыделения
26	$\sigma_{i3.}$		0,00		Доля первой порции топлива впрыснутая за период задержки
27	$\sigma_{i3.2}$		0,00		Доля второй порции топлива впрыснутая за период задержки
28	$\sigma_{i3.3}$		0,00		Доля третьей порции топлива впрыснутая за период задержки
29	$\Phi_{ст}$	град.	358		Момент достижения факелом первой порции стенок КС
30	$\Phi_{ст2}$	град.	0		Момент достижения факелом второй порции стенок КС
31	$\Phi_{ст3}$	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	$p_{впр}$	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	312,11800	Среднее индикаторное давление (отнесённое 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		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	598,00000	Давление газов в момент открытия выпускного клапана
52	T_t	К	754,2		Средняя температура газов перед турбиной
53	p_t	кПа	510,5		Давление газов перед турбиной
54	T_{t1}	К	н/д		Средняя температура газов в промежуточном выпускном коллекторе (перед турбиной ТК1)
55	p_{t1}	кПа	н/д		Среднее давление газов в промежуточном выпускном коллекторе (перед турбиной ТК1)
56	T_{3t}	К	189,7		Средняя температура газов за турбиной (в случае последовательного наддува - за турбиной ТК1)
57	$T_r^{РГ}$	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	0,20540	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	γ_r		0,014		Коэффициент остаточных газов
65	T_r	К	579,8		Температура остаточных газов
66	G	кг/с	5,87045		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_t	кг/с	6,00793		Расход отходящих газов (через выпускные клапаны двигателя)
70	G_{t1}	кг/с	6,00938		Расход отходящих газов через ТК1
71	G_{t2}	кг/с	н/д	356,22000	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 всасывание на нагнетание ППК
78	p_k	кПа	500,00000		Давление воздуха за компрессором
79	T_k	К	531,04077		Температура воздуха за ТК
80	$T_{к1}$	К	н/д		Температура воздуха за ТК1

81	α_{gm}	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 стенки выпускного коллектора
83	$\alpha_{в.вп.м}$	кВт/(м ² К)	0,417		Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от воздуха в стенки впускного коллектора
84	$T_{ст.вт}$	К	493,2		Средняя температура огневой поверхности втулки для рабочего цилиндра
85	$T_{ст.вт.пк}$	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	$q_{ц}$	г	0,736716291		Цикловая доза топлива
100	$\eta_{a.k1}$		0,8		Адиабатный КПД компрессора ТК1
101	η_{t1}		0,8		Эффективный КПД турбины ТК1, определённый по осреднённым параметрам газа в выпускном коллекторе и среднему расходу
102	η_{t1imp}				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	η_{t2}		н/д		Эффективный КПД турбины ТК2
106	η_{t2imp}		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	$n_{сж1}$		н/д		Показатель политропы сжатия в компрессоре ТК№1
109	$\delta\eta_{a.k1.исп}$		н/д		Отношение адиабатного КПД компрессора при испарительном охлаждению к адиабатному КПД без испарительного охлаждения
110	$G_{н.ф.}$	кг/с	н/д		Расход воды, впрыскиваемой на всасывание в компрессор ТК для испарительного охлаждения воздуха
111	TMAP1		F:\Диплом специалист\Раздел		Имя файла характеристик турбокомпрессора ТК1
112	TMAP2		н/д		Имя файла характеристик турбокомпрессора ТК2
113	$n_{тк1}$	об/мин	0	45199	Частота вращения ротора турбокомпрессора ТК1
114	$n_{тк2}$	об/мин	н/д		Частота вращения ротора турбокомпрессора ТК2
115	$N_{к1}$	кВт	1337,390597		Мощность потребляемая компрессором турбокомпрессора ТК1
116	N_{t1}	кВт	1336,96391		Мощность развиваемая турбиной турбокомпрессора ТК1 с учётом импульсности потока
117	$N_{к2}$	кВт	н/д		Мощность потребляемая компрессором турбокомпрессора ТК2
118	N_{t2}	кВт	н/д		Мощность развиваемая турбиной турбокомпрессора ТК2
119	μF_{WGcp}	м ²	0		Среднее за цикл проходное сечение WG клапана турбины

120	$\rho_{\text{возд}}$	%	43,366	Состав отходящих газов (в процентах по объёму). Для восьмитапного 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	ρ_{H_2O}	%	2,762	Объёмное содержание оксидов азота в ОГ Удельное массовое содержание оксидов азота в ОГ Объёмное содержание оксидов азота в ОГ (частиц на миллион) Объёмное содержание сажи в ОГ Содержание сажи в ОГ по шкале Hartridge Содержание сажи в ОГ по шкале BOSCH
126	δNO_x	%	0,065	
127		г/кВт·ч	6,16	
128		ppm	651,8905322	
129		г/м ³	0,007	
130	[C]	%	2,98	
131		BOSCH	0,268654823	

Також, після завершення розрахунку, були отримані найбільш жадані дані для розрахунку системи охолодження – характеристика зовнішнього теплового балансу:

1	Q_T	кВт	5990,98	Тепло, подведенное в цикл при сгорании топлива
2	$Q_{н.с.}$	кВт	0,00	Теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания
3	N_e	кВт	2417,00	Эффективная мощность двигателя
4	$N_{к\Sigma}$	кВт	0,00	Суммарная мощность, затрачиваемая на привод механических компрессоров (без учёта механических потерь на привод, учитываемых в суммарных механических потерях)
5	Q_r	кВт	1613,21	Тепло, отведенное с отходящими газами
6	$Q_{w\text{то}}$	кВт	294,15	Тепло, отводимое в охлаждающую воду/воздух в результате теплообмена
7	$Q_{w\text{тр}}$	кВт	118,01	Тепло, отводимое в охлаждающую воду/воздух в результате трения
8	$Q_{w\text{ТК}}$	кВт	0,00	Тепло, отводимое в воду при охлаждении турбокомпрессора (ов)
9	$Q_{w\Sigma}$	кВт	402,59	Суммарное количество теплоты, отведённое в охлаждающую воду/воздух
10	$Q_{m\text{тр}}$	кВт	118,01	Количество теплоты отведенное в масло вследствие трения движущихся деталей.
11	$Q_{\text{диафр}}$	кВт	0,00	Количество теплоты отведенное в масло через диафрагму ППК
12	$Q_{m\text{пр}}$	кВт	57,37	Количество теплоты, отводимой от поршня в масло
13	$Q_{m\text{ТК}}$	кВт	0,00	Тепло, отводимое в масло при охлаждении турбокомпрессора (ов)
14	$Q_{m\Sigma}$	кВт	175,38	Суммарный теплоотвод в масло
15	$Q_{ОНВ1}$	кВт	1299,97	Количество теплоты, отведенное в ОНВ ₁
16	$Q_{ОНВ2}$	кВт	0,00	Количество теплоты, отведенное в ОНВ ₂
17	$Q_{o.\text{вып}}$	кВт	64,57	Количество тепла, отведенное в стенки выпускного коллектора (в случае жидкостного охлаждения коллектора данная теплота отводится в воду; в противном случае - радируется в ОС)
18	$Q_{п.вп}$	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 можна вважати цілком обґрунтованими, тому послідує розрахунок системи охолодження базується саме на них.

Винесемо окремо найбільш важливі дані необхідні для розрахунку системи охолодження і всіх теплообмінних апаратів, отримані по результатам моделювання робочого циклу, в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Дані теплового балансу за результатами моделювання циклу

№ п/п	Позначення	Найменування	Значення
1	G , кг/с	Розхід повітря компресором	5,87
2	Q_w , кВт	Сумарний тепловий потік в воду	402,59
3	Q_m , кВт	Сумарний тепловий потік в масло	175,38

Оперуючи отриманими величинами, можна приступити до розрахунку параметрів системи охолодження.

2.2. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,233
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	18,132
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,789
Ступінь попереднього розширення ρ	1,623
Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розп}$
1,00	18,79	
1,00	18,13	18,79
1,62	9,37	18,79
2,19	6,22	12,97
2,76	4,54	9,76
3,33	3,51	7,75
3,90	2,83	6,38
4,47	2,35	5,39
5,04	2,00	4,65
5,60	1,73	4,08
6,17	1,51	3,62
6,74	1,34	3,25
7,31	1,20	2,94
7,88	1,09	2,68
8,45	0,99	2,46
9,02	0,90	2,27
9,59	0,83	2,10
10,16	0,77	1,96
10,72	0,71	1,83
11,29	0,66	1,72
11,86	0,62	1,62
12,43	0,58	1,53
13,00	0,55	1,44
13,00	0,55	0,55

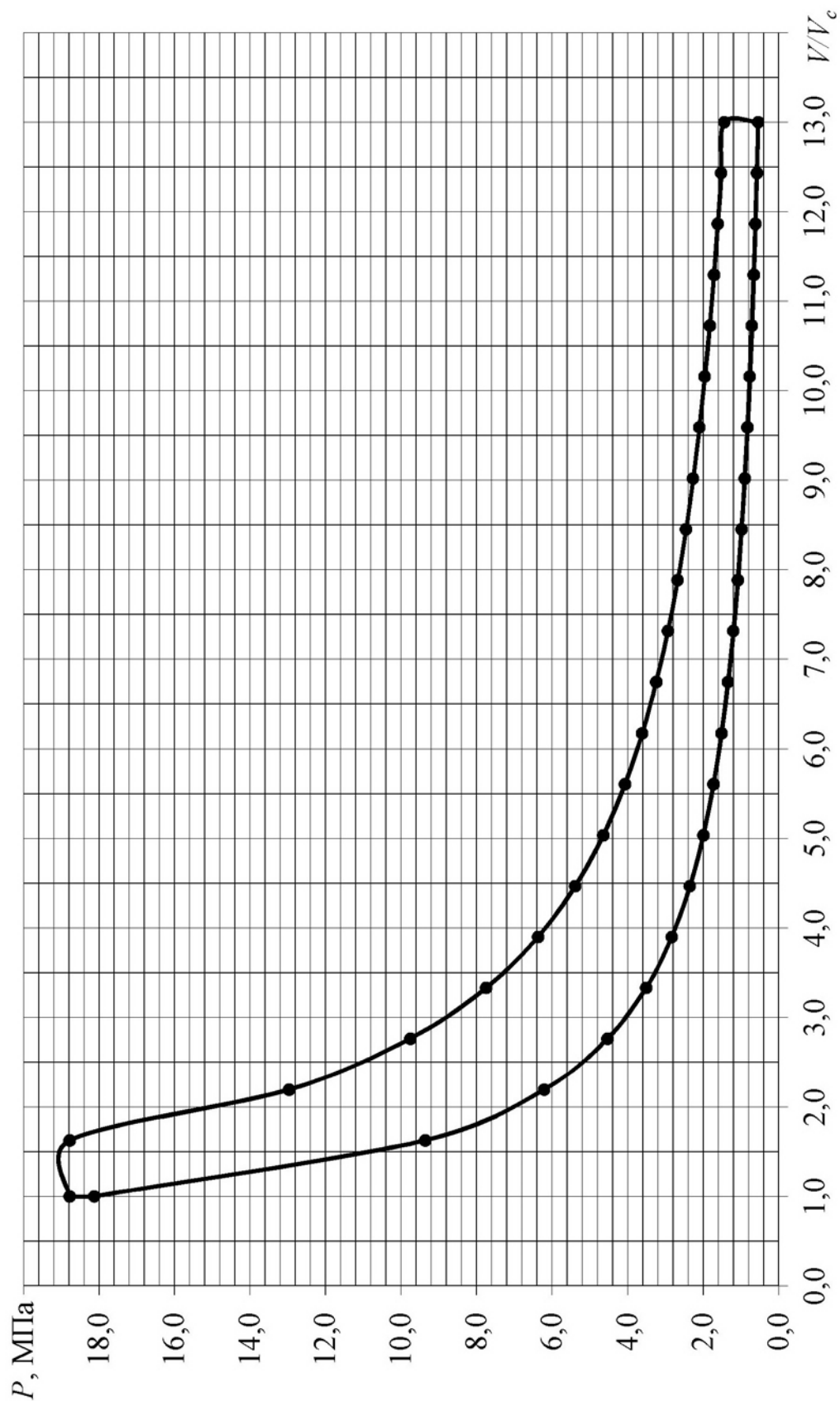


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5

2.3 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_T і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень $P = P_T + P_j$

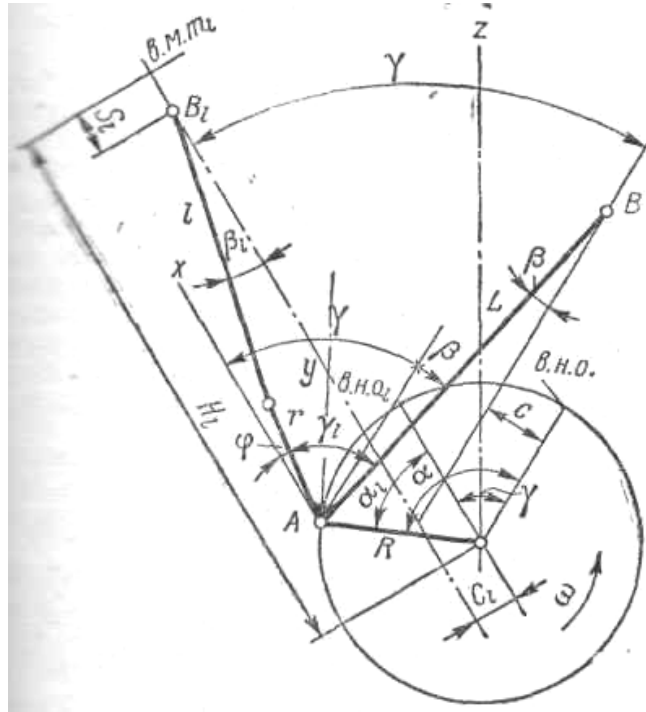


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусі.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

що через колінчатий вал передається споживачу. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр}} = -N \cdot h = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним – негативними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначають по рівнянню:

$$j = r \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Як масу m_n беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом.

Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = -m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куті повороту колінчатого вала.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,300.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n9,0 кг

Кут заклинки колінчастого вала $360/i$60°

Розрахунок динаміки зроблений на ПК. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

За даними табл. 2.2. були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , дивись рис. 2.2, 2.3.

Таблиця 2.2. Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4960	-1,8514	-1,3554	0,0000	-1,3554	0,0000
15	0,4960	-1,7457	-1,2497	-0,0973	-1,1819	-0,4174
30	0,4960	-1,4470	-0,9510	-0,1443	-0,7514	-0,6004
45	0,4960	-1,0070	-0,5110	-0,1109	-0,2829	-0,4398
60	0,4960	-0,4985	-0,0025	-0,0007	-0,0007	-0,0025
75	0,4960	0,0014	0,4974	0,1506	-0,0167	0,5194
90	0,4960	0,4273	0,9233	0,2903	-0,2903	0,9233
105	0,4960	0,7386	1,2346	0,3738	-0,6806	1,0958
120	0,4960	0,9257	1,4217	0,3825	-1,0421	1,0400
135	0,4960	1,0070	1,5030	0,3263	-1,2935	0,8321
150	0,4960	1,0197	1,5157	0,2300	-1,4277	0,5587
165	0,4960	1,0056	1,5016	0,1169	-1,4807	0,2757
180	0,4960	0,9969	1,4929	0,0000	-1,4929	0,0000
195	0,1655	1,0056	1,1711	-0,0912	-1,1548	-0,2150
210	0,1734	1,0197	1,1932	-0,1810	-1,1238	-0,4398
225	0,1884	1,0070	1,1954	-0,2595	-1,0288	-0,6618
240	0,2133	0,9257	1,1390	-0,3064	-0,8349	-0,8332
255	0,2539	0,7386	0,9925	-0,3005	-0,5472	-0,8810
270	0,3215	0,4273	0,7488	-0,2355	-0,2355	-0,7488
285	0,4391	0,0014	0,4405	-0,1334	-0,0148	-0,4600
300	0,6577	-0,4985	0,1592	-0,0428	0,0425	-0,1593
315	1,0996	-1,0070	0,0925	-0,0201	0,0512	-0,0796
330	2,0536	-1,4470	0,6066	-0,0920	0,4793	-0,3830
345	3,9127	-1,7457	2,1671	-0,1688	2,0496	-0,7239
360	5,3902	-1,8514	3,5388	0,0000	3,5388	0,0000
375	18,7890	-1,7457	17,0433	1,3274	16,1191	5,6933
390	14,2797	-1,4470	12,8327	1,9469	10,1399	8,1024
405	8,1185	-1,0070	7,1115	1,5437	3,9370	6,1201
420	5,1017	-0,4985	4,6032	1,2385	1,2291	4,6058
435	3,5407	0,0014	3,5421	1,0724	-0,1191	3,6990
450	2,6717	0,4273	3,0989	0,9746	-0,9746	3,0989
465	2,1583	0,7386	2,8969	0,8771	-1,5970	2,5712
480	1,8432	0,9257	2,7689	0,7450	-2,0296	2,0255
495	1,6475	1,0070	2,6545	0,5762	-2,2845	1,4696
510	1,5292	1,0197	2,5489	0,3867	-2,4008	0,9396
525	1,4657	1,0056	2,4713	0,1925	-2,4369	0,4537
540	1,4457	0,9969	2,4426	0,0000	-2,4426	0,0000
555	0,0000	1,0056	1,0056	-0,0783	-0,9916	-0,1846
570	0,0000	1,0197	1,0197	-0,1547	-0,9605	-0,3759
585	0,0000	1,0070	1,0070	-0,2186	-0,8667	-0,5575
600	0,0000	0,9257	0,9257	-0,2491	-0,6785	-0,6772
615	0,0000	0,7386	0,7386	-0,2236	-0,4072	-0,6556
630	0,0000	0,4273	0,4273	-0,1344	-0,1344	-0,4273
645	0,0000	0,0014	0,0014	-0,0004	0,0000	-0,0015
660	0,0000	-0,4985	-0,4985	0,1341	-0,1331	0,4987
675	0,0000	-1,0070	-1,0070	0,2186	-0,5575	0,8667
690	0,0000	-1,4470	-1,4470	0,2195	-1,1434	0,9136
705	0,0000	-1,7457	-1,7457	0,1360	-1,6510	0,5831
720	0,0000	-1,8514	-1,8514	0,0000	-1,8514	0,0000

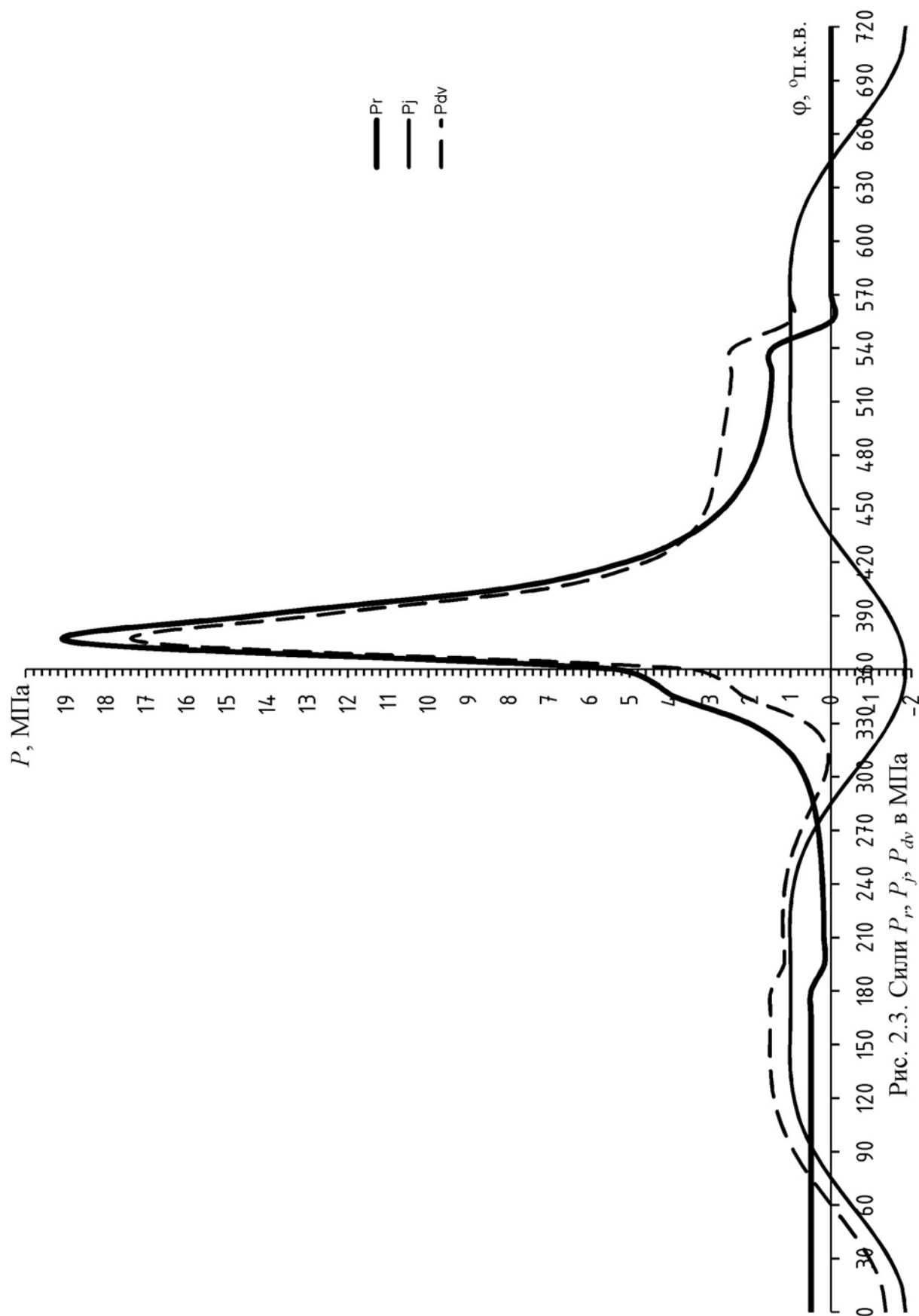


Рис. 2.3. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

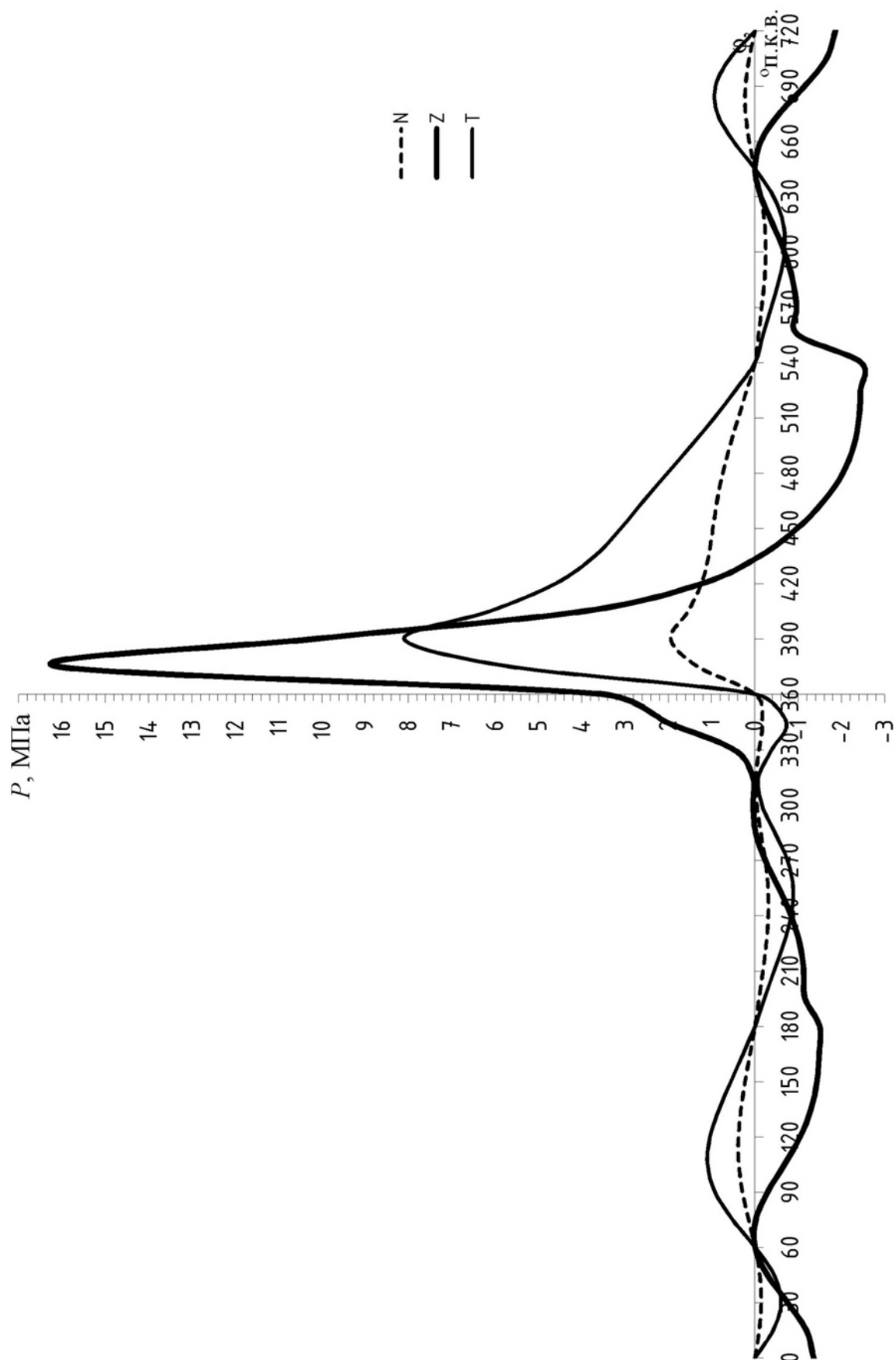


Рис. 2.4. Сили N , Z , T в МПа

2.4 Висновок по розділу

Розрахунок робочого циклу проводився для номінального режиму роботи двигуна. В результаті перевірконого розрахунку робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5 отримано наступні значення основних його параметрів.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,210 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром обраний двигун належить до машин прогресивним показником економічності і може конкурувати з іншими двигунами-аналогами приблизно такої ж потужності або розмірності.

Показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) дорівнює 2,201 МПа. Ефективний ККД двигуна становить 0,403. Максимальний тиск робочого тіла і максимальне значення температури не перевищують значень 18,8 МПа та 1420 К відповідно і задовольняють класичним рекомендаціям щодо значень цих параметрів.

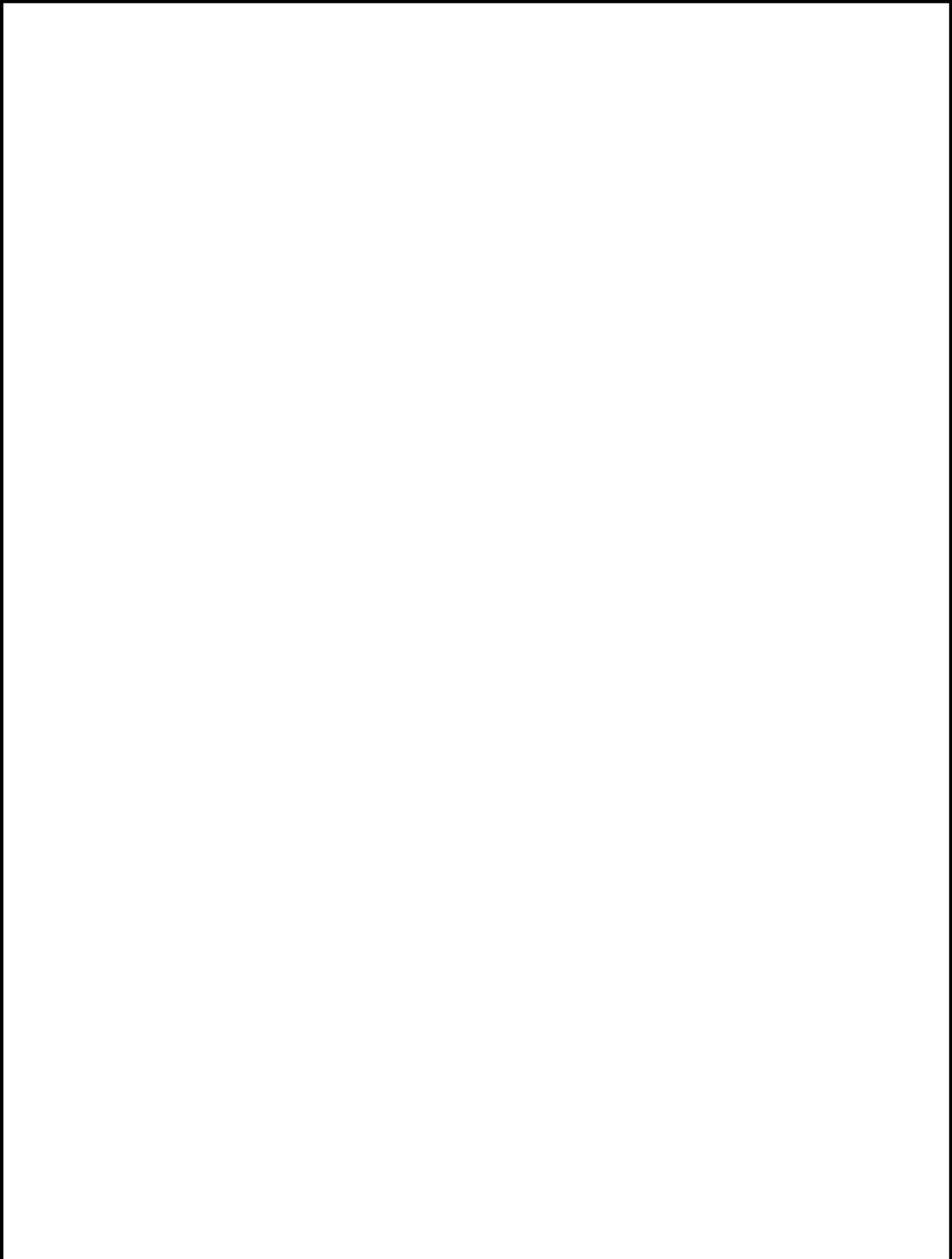
Крім того, дана методика розрахунку робочого циклу не відслідковує реальної зміни питомої ефективної витрати палива внаслідок зменшення температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, оскільки ці величини пов'язані між собою складними залежностями. Про зміну питомої ефективної витрати палива можна судити на підставі статистичних даних, які свідчать про те, що при зниженні температури наддувочного повітря в ресивері двигуна на кожні 10 °С – питома ефективна витрата палива зменшується на 2...2,5 гр/(кВт·год). В нашому випадку досягнуто зниження температури повітря перед циліндрами дизеля до рівня 57 °С (при температурі навколишнього середовища 40 °С), що на 33 °С менше ніж у двигуна прототипу. Виходячи з цього встановлюємо, що відбулося зменшення питомої ефективної витрати палива приблизно на 7 гр/(кВт · год).

Також, в даному розділі була розрахована динаміка двигуна, а саме визначено сили, які діють на деталі КШМ. За результатами розрахунків побудовані діаграми дії цих сил.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В результаті проведених розрахунків було отримано важливі показники робочого циклу двигуна, які знадобляться для подальших розрахунків системи охолодження і визначення економічного ефекту від застосування реалізації проекту.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		36



					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Кумарянський О.М.			3 Науковий розділ				Літ.		Арк.	Аркушів
Перевір.		Гогоренко О.А.									37	54
Реценз.		Краснощок М.М							ПФ НУК			
Н. Контр.												
Затверд.		Нестеренко В.В.										

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

Розрахунок і оптимізація маловитратної системи охолодження

3.1 Опис альтернативної системи охолодження

Для розглянутого двигуна була розроблена і розрахована маловитратна система (прийнято позначення 2PK1M). Схема системи приведена на рис. 3.1.

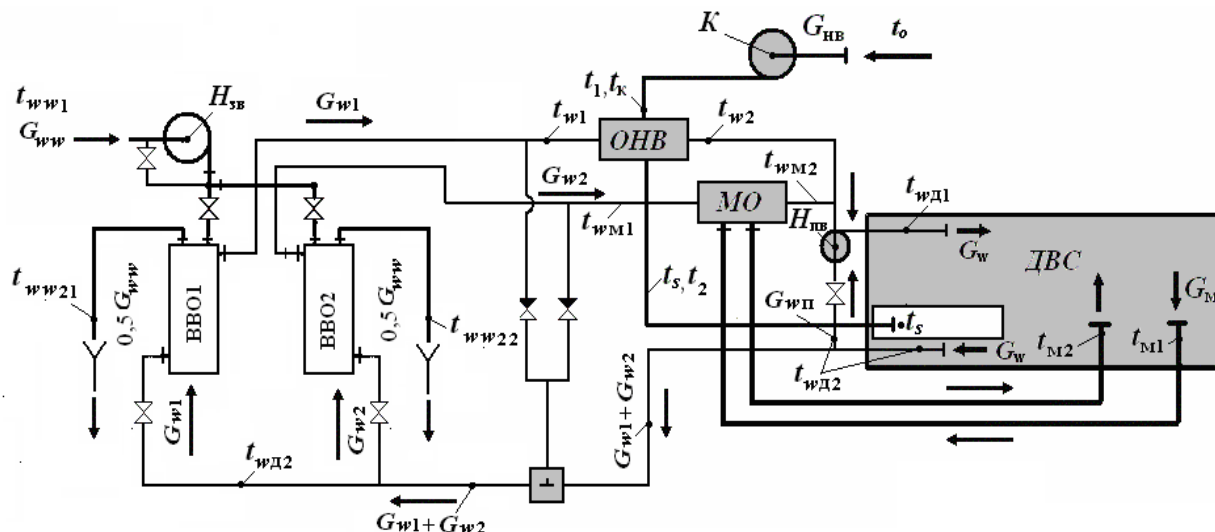


Рис. 3.1. Схема маловитратної системи охолодження типу 2РК1М

Маловитратна система отримала таку назву тому, що через ОНП йде набагато менша витрата води, ніж через ОНП в звичайних, повнопоточкових системах, де він, як правило, приймається рівним витраті насоса. Повнопоточкові системи в даний час за своїми параметрами значно поступаються маловитратним системам. Особливістю маловитратних систем є розподіл водяного потоку по окремих гілках таким чином, що через теплообмінники проходить значно менша кількість води, ніж через зарубашковий простір двигуна.

Для обох водо-водяних охолоджувачів встановлений один насос забор-
тної води з витратою G_{ww} . Потік забортної води, поданий цим насосом потім
розділяється на дві окремі гілки, що йдуть окремо на кожен з ВВО.

При роботі даної системи охолодження одна частина витрат прісної води G_w (зазвичай більша), що виходить з двигуна, без всякого охолодження надходить через перепуск на всмоктування циркуляційного насоса в кількос-

ті $G_{\text{вп}}$. Друга частина (зазвичай менша, $G_{w1} + G_{w2}$) направляється паралельно на два блоки охолоджувачів: ВВО1 і ВВО2. У цих охолоджувачах прісна вода охолоджується забортною водою. Після ВВО, охолоджена прісна вода надходить на входи в ОНП і МО, охолоджуючи наддувочне повітря і масло. Потoki води, що виходять з ОНП і МО, надходять далі на вхід в насос, де змішуються з водою з перепуску. Після змішування вода надходить на вхід в двигун. Змішування потоків води забезпечує необхідну температуру на вході в двигун $t_{\text{вд1}}$.

Витрати води через ланцюжки: ВВО1-ОНП і ВВО2-МО при розрахунку системи оптимізуються і відповідні значення при налаштуванні системи встановлюються за допомогою дроселів перед ВВО. Мала витрата прісної води через ВВО1 дозволяє мати високий ККД цього блоку охолоджувачів при порівняно малих габаритах, в результаті чого прісна вода за ВВО1 має температуру, близьку до температури забортної води на вході в ВВО1.

ОНП виконаний за схемою багаторазової перехресної течії при загальній протитечії, що дозволяє забезпечити його високий ККД при необхідній компактності і забезпеченні допустимого опору по воді. ККД ОНП забезпечується практично такий же, як і для повнопотокових конструкцій. Перехід на велику кількість ходів сприяє зростанню ККД. Зниження швидкості води, пов'язане з необхідністю забезпечення допустимого водяного опору, веде до зниження коефіцієнта теплопередачі і зниження ККД. Два протилежно діючих фактора в результаті практично врівноважуються.

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При проектуванні даної системи, слід враховувати не тільки тепловідвід від таких теплоносіїв як масло і повітря, але потрібно ще й врахувати відведення тепла від зарубашкового простору двигуна. Тобто в ККД теплообмінників що встановлюються слід врахувати і відведення тепла від самого двигуна. В кінцевому підсумку, обираються такі теплообмінники та системи дроселювання, щоб задовольнити необхідним температурам теплоносіїв, робочим температурам двигуна, а також габаритним показникам і значенням мас теплообмінників що встановлюються. Масу слід мінімізувати по можливості, так як це безпосередньо впливає на вартість всієї системи.

На часткових навантаженнях і при зниженні температури навколишнього середовища система забезпечує регулювання температур наддувочного повітря, масла і води. Терморегулювання забезпечується зміною витрати забортної води, а також роботою терморегуляторів в контурі прісної води, які перепускають воду повз ВВО на вхід в насос. За допомогою зміни витрат забортної води і витрат прісної води через ВВО, можливо регулювати не тільки глибину охолодження, але і забезпечити підігрів наддувочного повітря і масла на малих навантаженнях і при зниженні температури навколишнього середовища.

Для більш точних результатів, для кожного теплообмінника був проведений прямий розрахунок. За його результатами, були отримані їх габарити, які далі використовуються в зворотному розрахунку. Для комплексного розрахунку системи, досить докладно були прораховані окремо всі теплообмінники, а потім, результати цих розрахунків були зав'язані в загальний розрахунок всієї системи. Розглянемо розрахунок кожного теплообмінника перш, ніж аналізувати роботу всієї системи.

Всі теплообмінники базуються на тих видах поверхні теплообміну (ПТ), які можна реально виготовити і застосувати. Тому подальші міркування про доцільне співвідношення габаритів ОНП11 і ОНП12 (і, відповідно, ККД і повітряних опорів) базуються на параметрах обраної ПТ. Аналогічно йде з розмірами і масами ВВО і маслоохолоджувача. Не викликає сумнівів, що

можуть бути створені і застосовані і інші ПТ, з іншими параметрами. Тоді можна говорити про інший раціональний розподілі габаритів ОНП та інших розмірах (і масах пучків) інших теплообмінників. Для того, щоб мати серйозні пропозиції з цього приводу, потрібно мати у своєму розпорядженні параметри інших ПТ. Не маючи готової технології для обраних ПТ (або недостатньо перевірену технологію), було б запропоновано нездійсненне рішення. Слід також зазначити, що обрані ПТ є досить компактними та ефективними.

Загальний вигляд ОНП представлений на рис. 3.2, а об'єднання ОНП гарячого і холодного контурів на рис. 3.3.

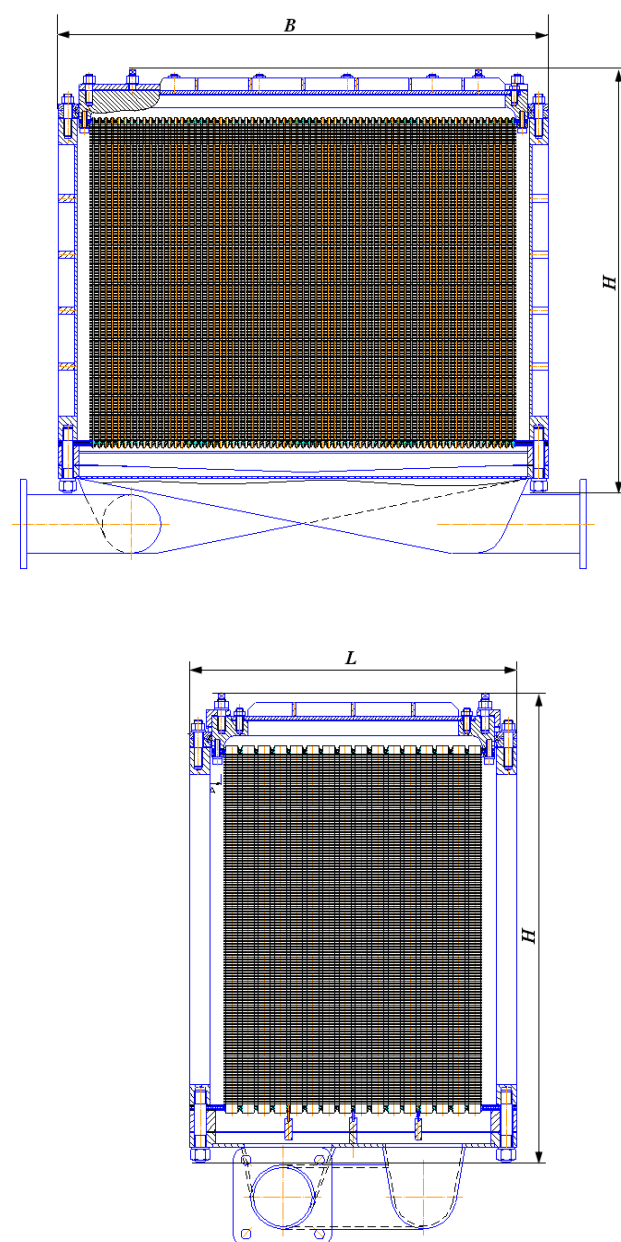


Рис. 3.2. Загальні види ОНП

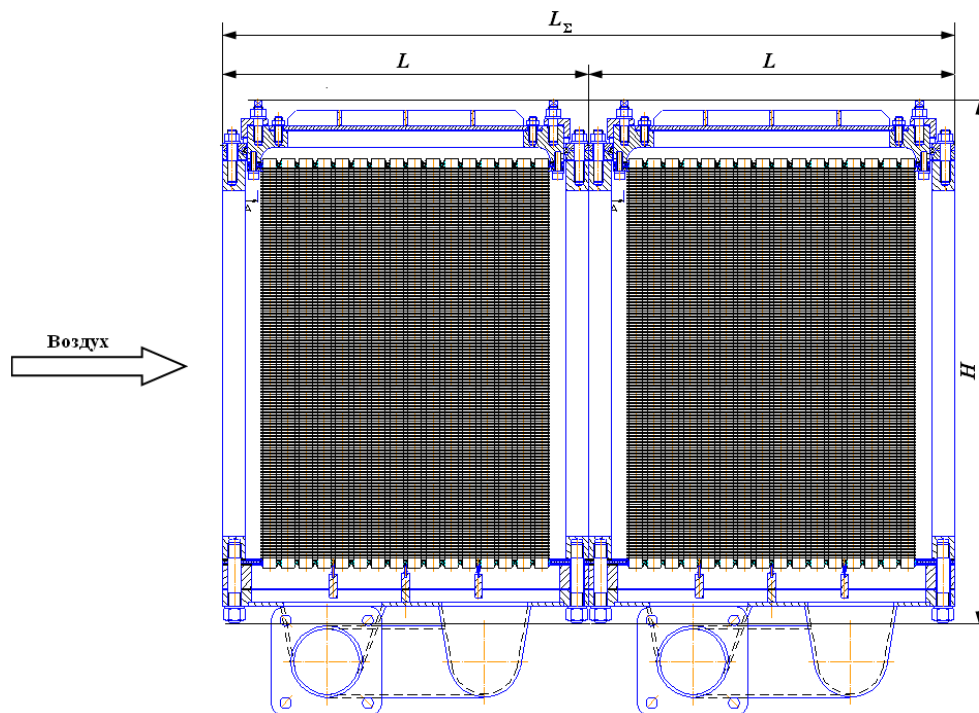


Рис. 3.3. Принципово можливе об'єднання ОНП гарячого і холодного контурів

3.2 Зворотній розрахунок ОНП

Зворотній розрахунок ОНП виконуються в табличній формі за методикою, розробленою на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Нижче наведено копію зворотнього 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_w	м	$d_{wi} = d_w - 2(\delta_{ct} + \delta_{nl})$	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 рёбрами
1.3.6	δ_{ct}	м	См. Рис. 1	0,0004	Толщина стенки трубки
1.3.7	δ_{nl}	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 трубками 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		$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{nl})}{S_1 S_4}$	0,5898	Коэффициент стеснения воздушного потока
	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{nl}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{nl})^2}{S_1 S_2}$	0,13714	Радиус выштамповки наружный
	b	м	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,002915	Гипотенуза выштамповки
	F_p	м ²	$F_p = 2[(S_1 - d_w)[S_2 - (Z'_{2r} - 1)e + 2b(Z'_{2r} - 2)] + 2bS_1]$	0,000340	Диаметр впадины
	F_{tp}	м ²	$F_{tp} = (S_4 - \delta_{nl})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,000075	Площадь трубки в единичном элементе
	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{tp}$	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		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,4538	Коэффициент оребрения не используется
1.4.3	G_m	кг	$\begin{aligned} & (S_1 \delta_p [(Z'_{2r} - 1)(2b - e) + S_2] \\ & + (S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + \\ & + (d_w - 2\delta_{cm})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) S_4) \cdot \rho_m \end{aligned}$	0,000498	Масса единичного элемента пучка
1.4.4	f_g	м ² /кг	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	0,8330	Коэффициент массовой компактности пучка
1.4.6	$d_{эв}$	м	$d_{эв} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00521	Эквивалентный диаметр для водяных каналов
1.4.7	$d_{э2}$	м	$d_{э2} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00268	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху
1.4.8	F	м ²	$F = LBHf_v$	170,3057	Площадь поверхности со стороны оребрения
	F_w	м ²	$F_w = F / \sigma$	31,2272	
	F_o	м ²	$F_o = [\pi(d_w + 2\delta_{cr}) + 2(S_3 - d_w)]ZH$	34,4020	
1.4.9	Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	медь	Материал трубы и ребер
1.4.10	λ_m	Вт/м·К	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и ребер
1.4.11	μ_k		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	σR_{ct}	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ct} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	5,68E-06	Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки
	k_3		принимается по выбору конструктора	1	коэффициент уменьшения к стандартному загрязнению
	R_3	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-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 ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воды
	R_Σ	м ² ·К/Вт	$R_\Sigma = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w$	3,00E-04	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения

1.5.1	L_{Π}	м	Задаются по размерам рассчитываемого аппарата	0,506	Конструктивная длина пучка
1.5.2	B_{Π}	м		0,720	Конструктивная ширина пучка
1.5.3	H_{Π}	м		0,532	Конструктивная высота пучка
1.5.4	b_w		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	16	Число термодинамических ходов по воде
1.5.5	b_{wt}		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число конструктивных ходов по воде в одном термод. Ходе
	$b_{w\Sigma}$			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	$Z_1 = \frac{B_{\Pi}}{S_1}$	72	Наибольшее возможное число труб в поперечном ряду
1.5.8	Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_{\Pi}}{S_2}$	22	Число поперечных рядов трубок
	L_{Π}	м		0,506	
	B_{Π}	м		0,7200	
	Z_{Γ}	шт	$Z_{\Gamma} = \frac{L_{\Pi}}{S} - 1$	21	Общее число гофоров на пластине
1.5.9	Z	шт	$Z = Z_1 Z_2$	1584	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z2
	$M_{пл}$	кг	$M_{пл} = B_{\Pi}(L_{\Pi} + (2b - e)Z_{\Gamma})\delta_{пл}\rho_m\left(\frac{H_{\Pi}}{S_4} - 1\right)$	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	$f_i = (S_{3i} - d_{wi})d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	4,6669E-05	Площадь внутреннего оверстия в трубке
	S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{tp}$	0,01620	Длина отверстия в трубке
	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{tp}$	0,00300	Ширина отверстия в трубке
	$g_{пм}$	кг/п.м	$g_{пм} = (f_o - f_i)\rho_{tp}$	0,13610	Масса погонного метра трубки
	$M_{тр}$	кг	$M_{тр} = ZH_{\Pi}g_{пм}$	114,61648	Масса всех трубок

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

1.6.1	G_B	кг/с		5,870	Расход воздуха
1.6.2	G_w	кг/с		4,17	Расход воды
1.6.3	$T_{в1}$	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_{dw1}		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	2832,73	по сопротивлению I диапазон Re_{d3} 400...2000
1.7.2	Re_{dw2}		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	14163,65	по сопротивлению II диапазон Re_{d3} 2000...10000
1.7.3	$T_{\text{ср}}$		Выбирается возможно близким к реальному среднему значению и уточняется итерациями	368,98	Средняя интегральная температура воздуха по длине его хода в ОНВ.
1.7.6	λ	Вт/МК	$\lambda = (7,53422E-03t_f + 2,44441)/100$	0,03168	Коэффициент теплопроводности воздуха
	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	0,0000218	
	Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69036	

1.7.7	$N_{\text{ук}1}$		$0,0512 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} (1 + 1,9 \frac{h_r e}{S^2})$	9,5014	Конвективные числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re
1.7.8	$N_{\text{ук}2}$			30,7634	
	$\alpha_{\text{кл}}$		$\alpha_{\text{кл}} = N_{\text{ук}} \frac{\lambda}{d_w}$	79,20	Конвективные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.
	$\alpha_{\text{к}2}$			256,43	
	$\alpha_{\text{н}1}$		$\alpha_{\text{н}1} = \alpha_{\text{кл}} \left(\frac{f_p}{f_{\text{н}}} E \mu_{\text{к}} + \frac{f_{\text{тп}}}{f_{\text{н}}} \right)$	78,376195	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re
	$\alpha_{\text{н}2}$			248,389319	
	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,003100	Высота ребра
	$\beta_1 h'_p$		$\beta_1 h'_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{кл}} \xi_{\text{н}}} + R_{\text{заг}} \right) \delta_p \lambda_{\text{м}}}}$	0,197728	Параметр ребра
	$\beta_2 h'_p$			0,350438	
			$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_1 h'_p$	0,988532	Коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения.
				0,979675	
	$N_{\text{н}1}$		$N_{\text{н}} = \frac{\alpha_{\text{н}} d_w}{\lambda}$	9,402568	Приведенное числа Нуссельта для предельных чисел Re
	$N_{\text{н}2}$			29,798558	
1.7.12	E_1		$\frac{e^{2\beta_1 h'_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2\beta_1 h'_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_1 h'_p \sqrt{\psi_i}}$	0,987313483	КПД ребра
1.7.13	E_2			0,961736718	
1.7.16	n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,4727	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе
1.7.17	θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,5518	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе dw
1.7.18	Φ		$\Phi = 5,508 \left(\frac{dw}{d3} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{d3} \right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; \quad Re = 400...2000$ $\Phi = 0,0845 \left(\frac{dw}{d3} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{d3} \right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; \quad Re = 2000...10000$	0,1609	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению
	Re_{d3}			3206,2025	
	Re_{dw}		$Re_{dw} = Re_{d3} \frac{d_w}{d_3}$	4541,154	

	ε_{λ}		$\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_r e / S^2) 1,65^{Lg(Re_{dw} \frac{d_3}{d_w} - 2,53)}; \quad Re_{d3} < 2000$ $\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_r e / S^2) 1,47; \quad Re_{d3} > 2000$	1,510	
1.7.19	m		$m = 1,3; \quad Re < 2000;$ $m = 1,85; \quad Re > 2000.$	1,85	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению

№ 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_B		$W_B = G_B C_p$	5899,350	
2.3	W_w		$W_w = G_w C_p$	17452,239	
2.4	$W_{мин}$			5899,350	
2.5	S			0,338028	Действующее отношение энергоемкостей потока
2.6	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{мин}}{W_w}$	379,31	Действующая температура воды за ОНВ
2.7	T_{wf}	К	$T_{wf} \approx \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\ln \frac{T_{w2}}{T_{w1}}}$	339,400	Средняя температура воды в ОНВ
2.8	T_{a2}	К	$T_{a2} = T_{B1} + \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{мин}}{W_B}$	303,456	Температура воздуха за ОНВ
2.10	Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2})$	1342362,1	Тепловая мощность ОНВ по явному теплу
2.11	α	Вт/м²К	$\alpha = C_z \theta Re_{d_э}^n \frac{\lambda}{d_э}$	357,36	Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке
	$\beta_i h'_p$		$\beta_i h'_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{кг} \xi_{и}} + R_{зар}\right) \delta_p \lambda_m}}$	0,4102	Параметр ребра
	Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h'_p$	0,9762	Коэффициент учёта 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_H		$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{F_{тр}}$	0,9579	КПД поверхности оребрения
2.12	$T_{wсгф}$		$T_{wсгф} = T_f + \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{сгф} \right)$	393,40	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды в ОНВ
	$T_{сгф}$	К	$T_{всгф} = T_{Bf} - \frac{Q_B}{\alpha_B F}$	346,92	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воздуха
2.13	f_w	м²	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)Z}{b_{wz}}$	0,0046	Живое сечение одного хода пучка для прохода воды
2.14	w_w	м/с	$\frac{G_w}{f_w \rho_w}$	0,9015	Скорость воды в трубках
2.15	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2))+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$	0,0004	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды
2.16	$\mu_{сгф}$	Па·с	$\mu_{сгф} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{сгф}-273,2))+0,000221(T_{сгф}-273,2)^2]}$	0,0002	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки
2.17	$\lambda_{сгф}$	Вт/м·К	$\lambda_{сгф} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{сгф}^{0,12}$	0,7225	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки трубок со стороны воды
2.18	λ_w	Вт/м·К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6663	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды

2.19	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{эн}} \rho_w}{\mu_w}$	10482,3	Число Рейнольдса по воде
2.20	Re_{dw}		$Re_{dw} = \frac{G_6 d_w}{Z_1 S_1 H_n \phi \mu_B}$	4541,153666	Число Рейнольдса по воздуху
2.21	Re_{d3}		$Re_{d3} = \frac{G_6 d_3}{Z_1 S_1 H_n \phi \mu_B}$	3206,202481	
2.22	ΔP	Па	$\Delta P = \Phi Re_{dw}^m Z_2 S_2 \frac{T_f \mu^2 R d_w}{P_1 d_w^3 d_3}$	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
	$\Delta P_{\text{вх}}$	Па	$\Delta P_{\text{вх}} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \phi^2) + Kc \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	65,77	Потеря напора на входе
	$\Delta P_{\text{вых}}$	Па	$\Delta P_{\text{вых}} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \phi^2) - Ke \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	33,78	Потеря напора на выходе
	ΔP_c	Па	$\Delta P_c = \Delta P_{\text{вх}} - \Delta P_{\text{вых}}$	31,99	Потеря давления, связанная с внезапным сужением и внезапным расширением потока воздуха
2.24	ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_y + \Delta P_c$	1201,35	Полное изменение давления в охладителе
2.25	$\frac{H_n}{d_w}$		$\frac{H_n}{d_w}$	139,91	Относительная длина трубки
2.26	ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки
2.27	$Pr_{\text{ст}}$		$Pr_{\text{ст}} = \frac{\mu_{\text{ст}} c_{pw}}{\lambda_{\text{ст}}}$	1,32	Число Прандтля по воде при средней температуре стенки трубок со стороны воды
2.28	Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	2,82	Число Прандтля по воде при средней температуре воды
2.29	α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0,02 k_f Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_{\text{эв}}} (\frac{Pr_w}{Pr_{\text{ст}}})^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_{\text{эв}}}{H_n})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{\text{ст}}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{\text{эв}}}, (2)$	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		$N = \frac{kF}{W_{\text{мин}}}$	7,693	
2.32	C_2		$C_2 = \frac{\phi Pr}{\theta_w f_v C_z}$	0,0010	С -комплексы характеристики радиатора в программе не используются, нужны для анализа
2.33	C_3		$C_3 = \frac{Pr \lambda \phi}{d_w f_v}$	0,0039	
2.34	C_4		$C_4 = \sigma C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	2,526E-06	

2.35	N		$\frac{1}{\frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (1)$ $S \frac{1}{\frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (2)$	5,0754	Число N в программе не используется, нужно для анализа
2.36	Y		$Y = \left(\frac{1 - \eta_x S}{1 - \eta_x} \right)^{b_w}$	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_{wf}	K	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{min}}$	368,98	Средняя температура воздуха в ОНВ
2.39	K_g	Вт/кгК	$K_g = k f_g$	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	$\bar{\rho}$		$\bar{\rho} = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2}$	1,7456	
2.42	Индикатор 1	Индикатор правильности определения T_{ef}			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	Red₁ должен быть			2000
2.49	Индикатор 5	Red₂ должен быть			10000
2.50	Индикатор 8	Контроль значения S_2			Расчёт корректен
2.51	Индикатор 9	Контроль допустимого числа гофров на S2			Расчёт корректен

Далі приведені результати зворотнього розрахунку ОНП:

Пара-метр	Ед. измере-ния	Значение	Способ определения
G_B	кг/с	5,870	
G_w	кг/с	4,17	
T_{B1}	К	531,00	
T_{B2}	К	303,46	
t_{e1}	°С	258,00	
t_{e2}	°С	30,46	
T_{w1}	К	302,39	
T_{w2}	К	379,31	
t_{w1}	°С	29,39	
t_{w2}	°С	106,31	
P_1	Па	500000,00	
L_{II}	м	0,506	
B_{II}	м	0,720	
H_{II}	м	0,532	
b_{wt}		16	
b_w		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	
$h_{г}$	м	0,0015	
e	м	0,005	
S	м	0,023	
$Z_{2'г}$	шт	2	
Z_1	шт	72	
Z_2	шт	22	
Z	шт	1584	
Схема течения теплоноси- телей		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_{bf}	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 ³ К	234307,36	
ΔP_w	кПа	37,3	
k	Вт/(м ² К)	266,5	
$\alpha_{п}$	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_{Σ}	м ² ·К/Вт	3,00E-04	
ρ		1,7456	
Re_{dw}		4541,2	
$M_{п}$	кг	203,96	
Индикатор		Верно	

3.3 Зворотній розрахунок ВВО1 та ВВО2

Обозначение	Размерность	ВВО1	ВВО2	Наименование
Класс ПТ		-	-	Шахматный пучок ребристых труб
d_0	м	0,012	0,012	Несущий диаметр трубки
d_w	м	0,01	0,01	Внутренний диаметр трубки
$\theta_{тр.}$	град	30	30	Угол разбивки
$S_{п.}$	м	0,001856406	0,001856406	Промежуток между соседними рядами трубок, см. рис.1 П.4
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
$S_{ц.}$	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 ПТ		-	-	Монометаллическая труба без оребрения
Материал ПТ		Медь	Медь	Материал трубы
$\lambda_{м.}$	Вт/м·К	300	300	Коэффициент теплопроводности материала трубы
Состояние ПТ		нет	Нет	Оценка степени загрязнённости
$R_{ст.}$	м ² ·К/Вт	3,65E-06	3,65E-06	Термическое сопротивление монометаллической стенки
$R_{з.}$		1,78E-04	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнений с наружной стороны ПТ
$R_{зв.}$		1,78E-04	1,78E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнений с внутренней стороны ПТ
$R'_{\Sigma.}$		3,95E-04	3,95E-04	Для загрязнённой стенки
$R_{\Sigma.}$		3,95E-04	3,95E-04	

Π	%	10	10	Соленость забортной воды
G_w	кг/с	4,165212183	1,8	Расход пресной воды
t_{w1}	⁰ C	108,66	108,66	Температура пресной воды на входе
p_{w1}	кПа	400	400	Давление пресной воды на входе
$G_{ww.}$	кг/с	16,50	16,50	Расход забортной воды
t_{ww1}	⁰ C	27	27	Температура забортной воды на входе
P_{ww}	кПа	200	200	Давление забортной воды на входе

L_T	м	2,30	1,67	Длина трубок теплообменника с учётом затенения 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_{maxi}		484,000	334,000	Действительное общее число труб в пучке
H_{cti}	м			Приблизительная высота сегментного выреза на диаметре D_T по чертежу
Z_{cv}		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_g		4	4	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком
b_{ww}		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 одноходового 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.
$b_{хпрот}$		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

$f_{п}$	м2/пог.м	0,03770	0,03770	Полная поверхность со стороны воды на длине 1м
σ		1,201	1,201	Коэффициент оребрения
$g_{пм}$	кг/м	0,287	0,287	Масса 1 погонного метра трубки
$f_g, \text{ м}^2/\text{кг}$		0,1312	0,1312	Коэффициент массовой компактности пучка

φ_w		0,2500	0,2500	Коэффициент стеснения потока пресной воды
f_v	$\text{м}^2/\text{м}^3$	170,04	170,04	Коэффициент объёмной компактности пучка
f_{wwl}	м^2	7,854E-05	7,854E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по забортной воде
φ_{ww}		0,3543	0,3543	Коэффициент стеснения потока забортной воды
d_3	м	0,005880842		Эквивалентный диаметр

S_1/S_2		1,154700538	1,154700538	
B_{Π}	м	0,384	0,320	Наибольшая теоретическая ширина пучка.
Φ_1		2,16	2,61	Вспомогательный угол для определения описанной окружности. См. рис.1 приложение1
D_o	м	0,38026	0,31632	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка
H_{CT}	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 затенения части трубок диафрагмами
H_{co}	м	0,06435	0,04623	Высота сегментного выреза на диаметре D_o
h_{co}		0,169	0,146	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_o
m_1		1,04	1,04	Отношение диаметров кожуха и описанной окружности
Φ_{ao}		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_{co}	м^2	0,01272	0,00712	Площадь сегментного выреза на диаметре D_o
$W_{w \text{ под}}$	м/с	2,00	2,01	Скорость пресной воды в подводящем патрубке
$W_{w \text{ от}}$	м/с	2,00	2,01	Скорость пресной воды в отводящем патрубке
$W_{ww \text{ под}}$	м/с	1,668	1,666	Скорость забортной воды в подводящем патрубке
$W_{ww \text{ от}}$	м/с	1,668	1,666	Скорость забортной воды в отводящем патрубке

k_D		0,3	0,2	Относительная величина расстояния между средними диафрагмами.
k_{L2}		1,15	1,15	Коэффициент k_L , равный отношению L_2 / L_1
k_{L3}		1,1	1,1	Коэффициент k_L , равный отношению L_3 / L_1
f_{w1}	м ²	0,01095151	0,00506105	Площадь живого сечения для прохода пресной воды в средних отсеках
f_{w2}	м ²	0,0126	0,0058	Площадь живого сечения для прохода пресной воды в подводящем отсеке
f_{w3}	м 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	Сопоставление реального и расчётного числа трубок
$L_{\text{п}}$	м	0,249	0,222	Глубина одного отсека по ходу пресной воды
r_c		0,21	0,16	
$D_{\text{д}}$	м	0,01220	0,01220	Диаметр отверстия в диафрагме
$D_{\text{ду}}$	м	0,3955	0,3290	Диаметр диафрагменного уплотнения
f_{61}	м ²	0,0000	0,0000	Площадь байпасных зазоров для средних отсеков
f_{623}	м ²	0,0000	0,0000	Площадь байпасных зазоров для крайних отсеков
$f_{\text{пд1}}$	м ²	0,003	0,002	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для 1 среднего отсека
$f_{\text{пд23}}$	м ²	0,001	0,001	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для крайних отсеков
$H_{\text{ео}}$	м	0,064	0,046	Высота сегментного выреза на диаметре D_o
$H_{\text{ст}}$	м	0,072	0,053	Высота сегментного выреза на диаметре D_t
$h_{\text{ст}}$		0,182	0,160	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_t

$\varphi_{ат}$		101,00	94,24	Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_t
S_t	м	0,305	0,241	Длина хорды сегментного выреза на диаметре D_t
$F_{ст}$	м ²	0,01527	0,00876	Площадь сегментного выреза на диаметре D_t
t_{w2}	⁰ C	34,84	30,73	Температура пресной воды за охладителем
η'		0,90	0,95	КПД ВВО
η''		0,24	0,11	КПД ВВО
W_w	Вт/К	17452,2	7542,0	Энергоёмкость потока пресной воды
W_{ww}	Вт/К	66660,0	66660,0	Энергоёмкомть потока заборной воды
W_{min}	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_{ww2}	°C	46,3	35,8	Температура заборной воды за ВВО
t_{wwf}	°C	35,7978	31,2011	Средняя температура заборной воды
T_{wwf}	К	308,80	304,20	Средняя температура заборной воды
t_{wf}	°C	59,48	53,01	Средняя температура пресной воды
T_{wf}	К	332,48	326,01	Средняя температура пресной воды

ρ_w	кг/м ³	981,73	984,65	Плотность пресной воды.
Cp_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/(м·К)	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
$T_{w\text{ ctf}}$	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_{cm}		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	
$W_{w\text{ cp}}$	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 Нусельта 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_α		0,9520	0,9581	Поправка на влияние обводного потока
m_α		0,049	0,043	Составляющая поправки
$f_{\text{ст}}$		0,0096	0,0057	Площадь живого сечения сегментного выреза с учётом загромождения трубами
Φ_{cv_1}		1,11099	1,12975	Поправка на влияние труб в вырезе перегородки.
Φ_{cv_2}		1,11232	1,13098	
Φ_{cv_3}		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	
$\Delta_{\alpha 1}$		0,22237	0,29134	Поправка на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы в каждом отсеке
$\Delta_{\alpha 2}$		0,16402	0,18489	
$\Delta_{\alpha 3}$		0,15726	0,18861	
$\Psi_{\alpha 1}$		0,2224	0,2913	Составляющая поправки на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы в каждом отсеке
$\Psi_{\alpha 2}$		0,1640	0,1849	
$\Psi_{\alpha 3}$		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 значение коэффициента теплоотдачи отпресной воды с учётом поправок и осреднения по всему ВВО

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ρ_{ww}	кг/м ³	1004,3005	1005,6809	Плотность забортной воды.
C_{pww}	кДж/(кгК)	4,0400	4,0400	Теплоёмкость забортной воды
μ_{ww}	Па·с	0,00075896	0,00083380	Динамическая вязкость забортной воды
λ_{ww}	Вт/м·К	0,5792	0,5735	Теплопроводность забортной воды
Pr_{ww}		5,2936	5,8735	Число Прандтля
ν_{ww}	м ² /с	0,000000755714	0,000000829092	Кинематическая вязкость забортной воды
Q	Вт	1288276,88	587730,11	Количество теплоты, переданной в ВВО
$T_{ww\text{ стf}}$	К	314,9	308,7	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны забортной воды в первом приближении.
$\mu_{ст}$	Па·с	0,0006742	0,0007600	Динамическая вязкость забортной воды при средней температуре стенки
$\lambda_{ст}$	Вт/м·К	0,5875	0,5799	Коэффициент теплопроводности забортной воды при средней температуре стенки
$Pr_{ст}$		4,6359	5,2943	Число Прандтля для забортной воды при средней температуре стенки
W_{ww}	м/с	1,297	1,876	Скорость забортной воды в сжатом сечении
Re_{ww}		17157,30	22631,12	Число Рейнольдса по забортной воде
α_{ww}	Вт/м ² К	6284,16	8061,73	Коэффициент теплоотдачи от стенки к забортной воде. (1) для $Re_{ww} > 8000$, (2) для $Re_{ww} < 8000$
$\frac{L_{т}}{d_{w}}$ и		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/м ² К	1357,45	1395,41	Коэффициент теплопередачи
F_o	м ²	40,07	19,32	Площадь поверхности теплоотдачи без затенённых диафрагмами участков
NTU		3,117	3,574	
η		0,904	0,954	КПД ВВО
t_{w2}	°C	34,842	30,731	
$T_{w\text{ cтf}}$	К	327,65	320,76	Действительное значение средней интегральной температуры стенки ПТ со стороны пресной воды
$T_{w\text{w cтf}}$	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	м ²	42,040	21,055	Полная площадь поверхности теплообмена
ΔP_{ww}	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

Результати 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}	м²·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_d	м	0,006	0,006
34	Z_d		25	23
35	Z_{cv}		50	27
36	Z_2		18	16
37	Z_{max}		484	334
38	Z		384	280
39	$\Phi_{\text{ao,град}}$		97,16	89,91
40	$\Phi_{\text{от,град}}$		101,00	94,24
41	H_{co}	м	0,064	0,046
42	$H_{\text{ст}}$	м	0,072	0,053
43	D_o	м	0,380	0,316
44	L_{Π}	м	0,249	0,222
45	$Z_{\text{дф}}$		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_T	м	2,304	1,672
50	D_T	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

Обозначение	Размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование
Класс ПТ		Выбирается из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	-	Шахматный пучок ребристых труб
Тип ПТ		Трубка монометаллическая? (да/нет)	да	
D_o	м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,0245	Наружный диаметр оребрения
d_o	м		0,0125	Несущий диаметр трубки
d_1	м		0,0118	Наружный диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребренной рубашки
d_w	м		0,01	Внутренний диаметр трубки
u	м		0,002	Шаг между рёбрами
δ_1	м		0,00055	Толщина ребра у основания
δ_2	м		0,0002	Толщина ребра у вершины
S_1	м	Выбирается с учётом теплотехнических свойств ПТ	0,027	Шаг между трубками, перпендикулярный
S_2	м	Принимается близким к теоретическому с учётом технологических допусков	0,02340	Шаг между трубками по глубине. Теоретическое значение шага $S_2 = \frac{S_1}{2} \lg(2\theta_{np})$ дано в ячейке справа
$\theta_{тр}$	град	Выбирается по имеющимся рекомендациям	30	Угол разбивки

схема		Определяется автоматически	4	Схема взаимного течения теплоносителей
b		Задаётся ориентировочно и уточняется итерациями	6	Число ходов по маслу в МО.
b_w		Определяется из анализа числа поворотных и отводных камер в крышках	3	Число ходов теплообменника по воде
b_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 прохождения трубки	0,005	Толщина диафрагмы
L_1	м	Определяется как среднее расстояние между диафрагмами 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 подвода масла
L_3	м	Измеряется между диафрагмой и доской	0,164	Расстояние между диафрагмой и доской в отсеке отвода масла
$H_{ст}$	м	Замеряется между поверхностью корпуса и срезом диафрагмы	0,0735	Высота сегментного выреза на диаметре D_T
Z		Определяется подсчётом отверстий с трубками 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 с для типичных МО БерМЗ лишена смысла. Эта величина просто принимается равной 0	11	Число труб в вырезе сегментной перегородки. Для МО БерМЗ трубы в вырезах 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_r			4	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком

B_{Π}	м	$B_{\Pi} = S_1 (Z_{\text{д}} - 1)$	0,216	Наибольшая теоретическая ширина пучка
D_o	м	$D_o = (\frac{B_{\Pi}}{2 \cos \varphi_1} + \frac{D}{2}) 2$	0,240500	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка
Z_{max}		С листа "Расчет Z" Расчитать Z	61	Максимальное расчётное число труб в пучке при заполнении всей площади трубной доски
$Z_{\text{свр}}$			11	Возможное расчётное число труб в вырезе сегмента
Z_p			61	Расчётное число труб в пучке
k_z		$k_z = \frac{Z}{Z_p}$	1,049	
$k_{\text{свр}}$		$k_{\text{свр}} = \frac{Z_{\text{свр}}}{Z_{\text{свр}p}}$	1,000	
$h_{\text{сг}}$		$h_{\text{сг}} = \frac{H_{\text{сг}}}{D_{\text{т}}}$	0,277	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре $D_{\text{т}}$
$\Phi_{\alpha_{\text{т}}}$		$\Phi_{\alpha_{\text{т}}} = 2 \arccos (1 - 2 h_{\text{сг}})$	127,10	Центральный угол сегментного выреза на диаметре $D_{\text{т}}$
$S_{\text{т}}$	м	$S_{\text{т}} = D_{\text{т}} \sin(\frac{\Phi_{\alpha_{\text{т}}}}{2})$	0,237	Длина хорды сегментного выреза на диаметре $D_{\text{т}}$
$F_{\text{сг}}$	м ²	$F_{\text{сг}} = \frac{\pi D_{\text{т}}^2 \Phi_{\alpha_{\text{т}}}}{4 \cdot 360} - \frac{S_{\text{т}} D_{\text{т}}}{4} \cos \frac{\Phi_{\alpha_{\text{т}}}}{2}$	0,01249	Площадь сегментного выреза на диаметре $D_{\text{т}}$
$f_{\text{м1}}$	м ²	$f_{\text{м1}} = L_1 B_{\Pi} \Phi_{\text{м}}$	0,01461	Площадь живого сечения для прохода масла в средних отсеках
$f_{\text{м2}}$	м ²	$f_{\text{м2}} = L_2 B_{\Pi} \Phi_{\text{м}}$	0,01608	Площадь живого сечения для прохода масла в подводящем отсеке
$f_{\text{м3}}$	м ²	$f_{\text{м3}} = L_3 B_{\Pi} \Phi_{\text{м}}$	0,01608	Площадь живого сечения для прохода масла в отводящем отсеке
f_w	м ²	$f_w = Z f_{w1} / b_w$	0,00168	Площадь живого сечения пучка для прохода воды
L_{Π}	м	$L_{\Pi} = Z_2 S_2$	0,117	Глубина одного отсека по ходу масла
$D_{\text{дв}}$	м	Выбирается конструктивно	0,265	Диаметр диафрагменного уплотнения
f_{61}	м ²	$f_{61} = \frac{\pi}{2} (D_{\text{т}}^2 - D_{\text{дв}}^2)$	0,00000	Площадь байпасных зазоров для средних отсеков
f_{623}	м ²	$f_{623} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{т}}^2 - D_{\text{дв}}^2)$	0,00000	Площадь байпасных зазоров для крайних отсеков
$\delta_{\text{д}}$	м	выбирается конструктивно	0,0005	Зазор на сторону между трубкой и диафрагмой
L_o	м	$L_o = L_{\text{т}} - Z_{\text{дф}} S_{\text{д}}$	0,925	Длина трубок теплообменника без учёта затенения части трубок диафрагмами
Элементная база ПТ		Выбирается на основе имеющихся технологий	-	Монометаллическая труба с накатным оребрением
Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	медь	Материал трубы и рёбер
$\lambda_{\text{мр}}$	Вт/м·К	Справочная величина	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер
Состояние ПТ		Чистая ? (да/нет)	Нет	Оценка степени загрязнённости
R_{Σ}	м ² ·К/Вт		2,42Е-03	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него
$\mu_{\text{к}}$		Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки

G_M	кг/с	Задано	14	Расход масла
t_{M1}	°C	Задано	88,36	Температура масла на входе
p_{M1}	кПа	Задано	439	Давление масла на входе
G_w	кг/с	Задано	1,80	Расход воды
t_{w1}	°C	Задано	29,97	Температура воды на входе
P_w	кПа	Задано	180	Давление воды на входе
f_p	м ² /пог.м	$f_p = \frac{2}{u} \sqrt{\left(\pi \frac{D+d_o}{2}\right)^2 + u^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{D-d_o}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2}\right)^2} + \frac{\delta_2}{u} \sqrt{(\pi D)^2 + u^2}$	0,3568	Площадь оребрения на длине 1 м
δ_{cp}	м	$\delta_{cp} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00038	Средняя толщина ребра
f_{tp}	м ² /пог.м	$f_{tp} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u} \sqrt{(\pi d_o)^2 + u^2}$	0,02846	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1 м
f_n	м ² /пог.м	$f_n = f_p + f_{tp}$	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
$g_{пмом}$	кг/м	$g_{пм} = \rho_m \left[\frac{(d_o^2 - d_w^2)\pi}{4} + \frac{(\delta_1 + \delta_2)(D - d_o)\pi}{2u} \times \left(\frac{D - d_o}{2} - \frac{D - d_o}{6} \frac{2\delta_1 + \delta_2 + d_o}{\delta_1 + \delta_2 + \frac{d_o}{2}} \right) \right]$	0,9751	Масса 1 погонного метра оребрённой монометаллической трубки
$g_{пбим}$	кг/м	$g_{пм} = \frac{(d_i^2 - d_w^2)\pi \rho_{m1}}{4} + \rho_{m2} \left[\frac{(d_o^2 - d_i^2)\pi}{4} + \frac{(\delta_1 + \delta_2)(D - d_o)\pi}{2u} \times \left(\frac{D - d_o}{2} - \frac{D - d_o}{6} \frac{2\delta_1 + \delta_2 + d_o}{\delta_1 + \delta_2 + \frac{d_o}{2}} \right) \right]$	0,4865	Масса 1 погонного метра оребрённой биметаллической трубки
f_g	м ² /кг	$f_g = \frac{f_n}{g_{пм}}$	0,3951	Коэффициент массовой компактности пучка
φ_M		$\varphi_M = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{cp}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}$	0,4537	Коэффициент стеснения масляного потока
f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{f_n}{S_1 S_2}$	609,73	Коэффициент объёмной компактности пучка
f_{w1}	м ²	$f_{w1} = \frac{\pi d_w^2}{4}$	7,85398E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по воде
φ_w		$\varphi_w = \frac{f_{w1}}{S_1 S_2}$	0,1243	Коэффициент стеснения потока воды
d_3	м	$d_3 = \frac{4\varphi_M}{f_v}$	0,0029764	Эквивалентный диаметр
d_o/d_3		$\frac{d_o}{d_3}$	4,200	
Δ		δ_2/δ_1	2,75	Геометрический фактор

α_m	Вт/(м ² К)	Задаётся предварительно и уточняется итерациями	719,56	Коэффициент теплоотдачи от масла в первом приближении 300...500Вт/м ² К
t_{m2}	°C	Принимается в первом приближении и уточняется итерациями	82,43	Температура масла за охладителем. Задаётся вначале и уточняется последовательными приближениями.
η'		$\eta' = \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} - T_{w1}}$	0,1016	КПД ОМ
η''		$\eta'' = \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} - T_{w1}} \frac{1}{S''}$	0,3887	КПД ОМ
C_{pm}	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	Вт/К	$W_m = G_m C_{pm}$	28867,2	Энергоёмкость потока масла
W_w	Вт/К	$W_w = G_w C_{pw}$	7542,0	Энергоёмкомть потока воды
W_{min}	кВт/К	Минимальное из W_m и W_w	7542,0	Минимальная энергоёмкость
S'		$S' = \frac{G_m c_{pm}}{G_w c_{pw}}$	3,8275	Отношение энергоёмкостей
S''		$S'' = \frac{G_w c_{pw}}{G_m c_{pm}}$	0,2613	Отношение энергоёмкостей
S		Действующее значение	0,2613	Отношение энергоёмкостей
Q_m	Вт	$Q = (t_{m1} - t_{m2}) W_m$	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}	°C	$t_{w2} = t_{w1} + W_m (t_{m1} - t_{m2}) / W_w$	52,67	Температура воды за МО
t_{wf}	°C	$t_{wf} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{w2}}{t_{w1}}}$	40,26	Средняя температура воды
T_{wf}	К	$T_{wf} = t_{wf} + 273$	313,26	Средняя температура воды
$t_{мстf}$	°C	$t_{мстf} = t_{mf} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	73,51	Средняя температура стенки трубки со стороны оребрения
$t_{мст90}$	°C	$t_{мст 90} = t_{m 90} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	79,84	Средняя температура стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °C
$t_{мст75}$	°C	$t_{мст 75} = t_{m 75} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	64,84	Средняя температура стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °C
$t_{мст60}$	°C	$t_{мст60} = t_{m 60} - \frac{Q_m}{\alpha_m F}$	49,84	Средняя температура стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °C
t_{mf}	°C	$t_{mf} = t_{wf} + \frac{t_{m1} - t_{m2}}{N} \frac{W_m}{W_{min}}$	83,67	Средняя температура масла
$T_{mf,K}$	К	$T_{mf} = t_{mf} + 273$	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 трубки со стороны оребрения
ρ_{mct90}	кг/м ³	$\rho_{mct90} = 922,11 - 0,6456 \times t_{mct90}$	870,57	Плотность масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения 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 счёте 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 трубки со стороны оребрения
C_{pmct90}	кДж/(кгК)	$C_{pmct90} = 1,7691 + 0,0035 \times t_{mct90}$	2,049	Теплоемкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения
λ_{mct90}	Вт/(мК)	$\lambda_{mct90} = 0,000107 \rho_{mct90} + 0,029666$	0,1228	Теплопроводность масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения 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 трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °С

$\nu_{\text{м}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{м}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{мф}})^{2,4715}$	0,0000215	Кинематическая вязкость масла
$\nu_{\text{м90}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{м90}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{м90}})^{2,4715}$	0,0000179	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 90 °C
$\nu_{\text{м75}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{м75}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{м75}})^{2,4715}$	0,0000281	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 75 °C
$\nu_{\text{м60}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{м60}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{м60}})^{2,4715}$	0,0000489	Кинематическая вязкость масла при средней температуре масла 60 °C
$\nu_{\text{мстф}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{мстф}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{мстф}})^{2,4715}$	0,0000319	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
$\nu_{\text{мст90}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{мст90}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{мст90}})^{2,4715}$	0,0000260	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °C
$\nu_{\text{мст75}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{мст75}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{мст75}})^{2,4715}$	0,0000435	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °C
$\nu_{\text{мст60}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{мст60}} = 76 \times 10^{-6} \times (1 + 2 \times 10 - 4 p_{\text{м}})(50/t_{\text{мст60}})^{2,4715}$	0,0000833	Кинематическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °C
$\mu_{\text{мф}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{мф}} = \nu_{\text{мф}} \rho_{\text{мф}}$	0,0186	Динамическая вязкость при средней температуре
$\mu_{\text{м90}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{м90}} = \nu_{\text{м90}} \rho_{\text{м90}}$	0,0155	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 90 °C
$\mu_{\text{м75}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{м75}} = \nu_{\text{м75}} \rho_{\text{м75}}$	0,0246	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 75 °C
$\mu_{\text{м60}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{м60}} = \nu_{\text{м60}} \rho_{\text{м60}}$	0,0432	Динамическая вязкость масла при средней температуре масла 60 °C
$\mu_{\text{мстф}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{мстф}} = \nu_{\text{мстф}} \rho_{\text{мстф}}$	0,0279	Динамическая вязкость масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
$\mu_{\text{мст90}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{мст90}} = \nu_{\text{мст90}} \rho_{\text{мст90}}$	0,0226	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °C
$\mu_{\text{мст75}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{мст75}} = \nu_{\text{мст75}} \rho_{\text{мст75}}$	0,0383	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °C
$\mu_{\text{мст60}}$	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\mu_{\text{мст60}} = \nu_{\text{мст60}} \rho_{\text{мст60}}$	0,0742	Динамическая вязкость масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °C
$\text{Pr}_{\text{мф}}$		$\text{Pr} = \mu C p / \lambda$	313,70	Число Прандтля масла при средней температуре
$\text{Pr}_{\text{м90}}$		$\text{Pr}_{\text{м90}} = \mu_{\text{м90}} C p_{\text{м90}} / \lambda_{\text{м90}}$	264,47	Число Прандтля масла при температуре 90 °C
$\text{Pr}_{\text{м75}}$		$\text{Pr}_{\text{м75}} = \mu_{\text{м75}} C p_{\text{м75}} / \lambda_{\text{м75}}$	405,66	Число Прандтля масла при температуре 75 °C
$\text{Pr}_{\text{м60}}$		$\text{Pr}_{\text{м60}} = \mu_{\text{м60}} C p_{\text{м60}} / \lambda_{\text{м60}}$	687,78	Число Прандтля масла при температуре 60 °C
$\text{Pr}_{\text{мстф}}$		$\text{Pr}_{\text{мстф}} = \mu_{\text{мстф}} C p / \lambda_{\text{мстф}}$	458,63	Число Прандтля масла при температуре, равной средней температуре стенки трубки со стороны оребрения
$\text{Pr}_{\text{мст90}}$		$\text{Pr}_{\text{мст90}} = \mu_{\text{мстф}} C p / \lambda_{\text{мстф}}$	377,59	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 90 °C
$\text{Pr}_{\text{мст75}}$		$\text{Pr}_{\text{мстф}} = \mu_{\text{мстф}} C p / \lambda_{\text{мстф}}$	616,99	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 75 °C
$\text{Pr}_{\text{мст60}}$		$\text{Pr}_{\text{мстф}} = \mu_{\text{мстф}} C p / \lambda_{\text{мстф}}$	1154,10	Число Прандтля масла при температуре, равной температуре стенки трубки со стороны оребрения при средней температуре масла 60 °C

$w_{м1}$	м/с	$w_{м1} = G_{м}/f_{м1}/\rho_{м}$	1,10	Скорость масла в средних отсеках
$w_{м2}$	м/с	$w_{м2} = G_{м}/f_{м2}/\rho_{м}$	1,00	Скорость масла в приёмном отсеке
$w_{м3}$	м/с	$w_{м3} = G_{м}/f_{м3}/\rho_{м}$	1,00	Скорость масла в отводном отсеке
w_{mf}	м/с	$w_{mf} = \frac{w_{м1}L_1(Z_{дф}-1) + w_{м2}L_2 + w_{м3}L_3}{L_1(Z_{дф}-1) + L_2 + L_3}$	1,07	Средняя скорость масла в пучке
$Re_{d_{3f}}$		$Re_{d_{3f}} = \frac{w_{mf}d_{3f}}{\nu_{м}}$	147,992	Число Рейнольдса по маслу
α_o	Вт/(м²К)	$\alpha_o = \frac{Nu_n \lambda_f}{d_o}$	916,46	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок с листа ам
α_{o90}	Вт/(м²К)	$\alpha_{o90} = \frac{Nu_{n90} \lambda_{м90}}{d_o}$	876,42	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 90 °С
α_{o75}	Вт/(м²К)	$\alpha_{o75} = \frac{Nu_{n60} \lambda_{м75}}{d_o}$	978,06	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 75 °С
α_{o60}	Вт/(м²К)	$\alpha_{o60} = \frac{Nu_{n60} \lambda_{м60}}{d_o}$	1108,09	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок при средней температуре масла 60 °С
ϵ_{α}		$\epsilon_{\alpha} = \exp(-m_{\alpha})$	0,980	Поправка на влияние обводного потока
m_{α}		$m_{\alpha} = 1,35 \frac{D_r - D_o}{D_r \Phi_M} (1 - (2Z_r / Z_2)^{\frac{1}{3}})$	0,0198	Составляющая поправки
Φ_c		$\Phi_c = 1 - r_c + 0,524 r_c^{0,32} (f_M / f_{CT})^{0,03};$ $r_c = 2Z_c / Z$	1,036	Поправка на влияние труб в окне сегментной перегородки. Обычно для МО БерМЗ $r_c=0$, тогда $\Phi_c=1$. Величина f_c - живое сечение выреза.
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_o}		$Re_{d_o} = Re_{d_3} \frac{d_o}{d_3}$	621,520	Число Рейнольдса, пересчитанное на определяющий размер d_o
X_{11}		$X_1 = (f_{пд} + 2f_6)/(f_{пд} + f_6)$	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	
$\Delta_{\alpha 2}$			0,17304	
$\Psi_{\alpha 1}$		Если $0,01 \sigma_1 \leq 0,12$, то $\psi_{\alpha} = 4,09 \sigma_1 - 0,838 \sigma_1^2 + 0,1315 \sigma_1^3 - 1,23029 * 10^{-2} \sigma_1^4 + 0,649 * 10^{-3} \sigma_1^5 - 1,746 * 10^{-5} \sigma_1^6 + 1,9336 * 10^{-7} \sigma_1^7$. 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_d	м	$D_d = D + 2\delta_d$	0,0255	Диаметр отверстия в диафрагме
$f_{пд1}$	м²	$f_{пд} = \frac{\pi}{2}(D_d^2 - D^2)Z$	0,0050	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для одного среднего отсека
$f_{пд23}$	м²	$f_{пд23} = \frac{\pi}{4}(D_d^2 - D^2)Z$	0,0025	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для крайних отсеков
σ_{11}		$\sigma_{11} = 100 f_{пд1} / f_{м1}$	34,394	Коэффициент протечек для средних отсеков
σ_{12}		$\sigma_{12} = 100 f_{пд2} / f_{м2}$	15,634	Коэффициент протечек для крайних отсеков
σ_{13}		$\sigma_{13} = 100 f_{пд3} / f_{м3}$	15,634	

$\alpha_{м1}$	Вт/(м ² К)	$\alpha_{м} = \alpha_{о} (1 - \Delta_{\alpha}) \varepsilon_{\alpha} \Phi_{\varepsilon} / x$	691,789	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок для каждого отсека
$\alpha_{м190}$	Вт/(м ² К)		661,568	
$\alpha_{м175}$	Вт/(м ² К)		738,290	
$\alpha_{м160}$	Вт/(м ² К)		836,437	
$\alpha_{м2}$	Вт/(м ² К)		770,053	
$\alpha_{м290}$	Вт/(м ² К)		736,412	
$\alpha_{м275}$	Вт/(м ² К)		821,814	
$\alpha_{м260}$	Вт/(м ² К)		931,065	
$\alpha_{м3}$	Вт/(м ² К)		770,053	
$\alpha_{м390}$	Вт/(м ² К)		736,412	
$\alpha_{м375}$	Вт/(м ² К)		821,814	
$\alpha_{м360}$	Вт/(м ² К)		931,065	
$\alpha_{мер}$	Вт/(м ² К)	$\alpha_{мер} = \frac{\alpha_{м1} L_1 (Z_{д} - 1) + \alpha_{м2} L_2 + \alpha_{м3} L_3}{L_1 (Z_{д} - 1) + L_2 + L_3}$	719,560	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок и осреднения по всему МО
ρ_w	кг/м ³	$\rho_w = 999,7 / (0,9 \quad 9534 + 0,466 \times 10^{-3} t)$	985,80	Плотность воды.
C_{pw}	кДж/(кгК)	$C_{pw} = 4,1797 - 2,17 \cdot 10^{-4} t + 2,894 \cdot 10^{-6} t$	4,17	Теплоёмкость воды
μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,001882}{1 + 0,0337 t_{wef} + 0,000221 t_{wef}^2}$	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_{wef}	°C	Задается в первом приближении	55,84	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды в первом приближении (на 5...6 градусов выше t_{wf} , ячейка Е110)
T_{wef}	К	$T_{wef} = t_{wef} + 273$	328,8	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды в первом приближении.
$\mu_{сг}$	Па·с	$\mu_{сг} = 0,0001882 / [(1 + 0,0337 (T_{wef} - 273,2) + 0,000221 (T_{wef} - 273,2)^2)]$	0,000529	Динамическая вязкость воды при средней температуре стенки
$\lambda_{сг}$	Вт/м·К	$\lambda_{сг} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{сг}^{0,12}$	0,6532	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки
$Pr_{сг}$		$Pr_{сг} = \frac{\mu_{сг} C_{pw}}{\lambda_{сг}}$	3,39	Число Прандтля для воды при средней температуре стенки
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0,021 \varepsilon_f Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} (\frac{Pr_w}{Pr_{сг}})^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_{п}})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{сг}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_w}. (2)$	6209,13	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. (1) для $Re_{adv} < 8000$, (2) для $Re_{adv} > 8000$
w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	1,090	Скорость воды в сжатом сечении
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$	15498,0	Число Рейнольдса по воде
$\frac{L_{т}}{d_w}$		$\frac{L_{т}}{d_w}$	94,96	Отношение длины трубки к внутреннему диаметру трубки
ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_{п}}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка к коэффициенту теплоотдачи на длину трубки и режим течения жидкости

k	Вт/м ² К	$k = (\frac{1}{\alpha_m} + R_\Sigma + \sigma \frac{1}{\alpha_w})^{-1}$	172,98	Коэффициент теплоотдачи
k_g	Вт/кгК	$k_g = k f_g$	68,34	Коэффициент использования массы пучка труб
Мп	кг	$M_\Pi = Z L_T g_{\Pi M}$	59,26	Масса пучка труб
F_o	м ²	$F_o = Z_p k_z L_o f_\Pi$	22,80	Площадь поверхности теплоотдачи со стороны рёбер без затённых диафрагмами участков
N		$N = \frac{k F_o}{W_{\min}}$	0,5228	Число единиц переноса теплоты
F	м ²	$F_T = Z L_T f_\Pi$	23,41	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения
η		$\eta = f(N, S, c_{\text{хемби}})$	0,3887	Действительный КПД теплообменника
t_{m2}	°C	$t_{m2} = t_{m1} - \eta(t_{m1} - t_{w1})$	65,67	Температура масла за охладителем
t_{m2}	°C	$t_{m2} = t_{m1} - \eta S(t_{m1} - t_{w1})$	82,43	Температура масла за охладителем
t_{m2}	°C	Действующее значение	82,43	Действительное значение температуры масла за охладителем
t_{wcf}	°C	$t_{wcf} = T_{mf} - \frac{Q}{F} (\frac{1}{\alpha_{mcp}} + R_\Sigma) - 273$	55,84	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды во втором приближении.
T_{wcf}	К	$T_{wcf} = t_{wcf} + 273$	328,8	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды во втором приближении.
T_{wcf}	К	$T'_{ctw} = T_{wf} + \frac{Q}{F_w} \frac{1}{\alpha_w}$	327,7	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды во втором приближении, проверка.
Индикатор 1	Индикатор правильности выполнения операции по определению числа N на листе "Обратный"		Расчёт корректен	
Индикатор 2	Индикатор правильности работы цикла по определению C_{pm} в расчёте		Расчёт корректен	
Индикатор 3	Индикатор правильности работы цикла по величине температуры t_{m2}		Расчёт корректен	
Индикатор 4	Индикатор правильности работы цикла по величине коэффициента теплоотдачи α_m		Расчёт корректен	
Индикатор 5	Индикатор правильности работы цикла по величине температуры T_{wcf}		Расчёт корректен	
Индикатор 6	Индикатор правильности задания числа трубок в пучке		Расчёт корректен	
Индикатор 7	Индикатор правильности задания числа трубок в вырезе		Расчёт корректен	
Индикатор 8	Индикатор применимости ГУ (по σ ; Re_m ; ϕ_s ; t_{mf})		ГУ могут приводить к снижению точности расчета	
Индикатор 9	Индикатор правильноопределения числа ходов по маслу		Расчёт корректен	
	Индикатор корректности работы программы		Верно!	

Результати 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_g	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_1	м	Наружный диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребренной рубашки	0,0118
d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,01
u	м	Шаг между рёбрами	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_d		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

$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,074
D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,2405
D_t	м	Внутренний диаметр кожуха	0,265
$D_{ду}$	м	Диаметр диафрагменного уплотнения	0,265
δ_d	м	Зазор на сторону между трубкой и диафрагмой	0,0005
$L_{п}$	м	Длина одного отсека по ходу масла	0,117
$Z_{дф}$		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
$D_{пв}$	мм	Внутренний диаметр подводящего воду патрубка	83
$D_{опв}$	мм	Внутренний диаметр отводящего воду патрубка	83
$D_{п}$	мм	Внутренний диаметр подводящего маслоподводящего патрубка	100
$D_{оп}$	мм	Внутренний диаметр маслоотводящего патрубка	100
$M_{п}$	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 проектованої системи

Після того, як отримані результати з розрахунку кожного окремого теплообмінника, можна розрахувати параметри всієї розглянутої системи. Далі представлена таблиця з вихідними даними

Дано

T_o	K	$^{\circ}C$		301	28	Воздух перед компрессором
T_{ww1}	K	$^{\circ}C$		294	21	Вода перед ВВ01
T_1	K	$^{\circ}C$		531	258	T_1 или T_k , воздух за компрессором
Q_d	кВт			402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
Q_m	кВт			175,4		Теплоотвод в масло
G_{ww}	кг/с			30		Расход воды насосом второго контура
G_w	кг/с			24,4		Расход воды через дизель
$G_{нв}$	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
$k_{g_{нв}}$	Вт/кг·К			221,98	221,9805514	
$M_{нв}$	кг			203,96	203,96	
ВВ01						Под ОНВ
схема				4	4	Вероятна схема 4
b_p				2	2	Число противоточных реверсивных элементов.

b_T			19	19	Число ходов пресной воды
$k_{g\text{ в1}}$	Вт/кг·К		171,85	171,85	
$M_{\text{об1}}$	кг		320,4606	320,46	Масса пучка с длиной труб L_0
ВВО2					Под МО
<i>схема</i>			4	4	Вероятна схема 4
b_p			2	2	Число противоточных реверсивных элементов.
b_T			24	24	Число ходов пресной воды
$k_{g\text{ в2}}$	Вт/кг·К		177,2	177,23	
$M_{\text{об2}}$	кг		160,4953	160,50	Масса пучка с длиной труб L_0
МО					
<i>схема</i>			4	4	Вероятна схема 4
b_p			2	2	Для схем 1 и 2 - число ходов; для схемы 4 - число реверсивных элементов.
b_M			6	6	Число ходов масла
$k_{g\text{ мо}}$	Вт/кг·К		68,81	66,46	
$M_{\text{омо}}$	кг		59,26	59,26	Масса пучка с длиной труб L_0
C_{pm}	Дж/кгК		2042,6	2042,6	Теплоёмкость масла. Задаётся и уточняется
G_{w1}	кг/с		4,17		Расход пресной воды через ОНВ
G_{w2}	кг/с		1,80		Расход пресной воды через МО

Решение

G_{ww1}	кг/с		$G_{ww1} = 0,5G_{ww}$	15,00		Расход заб. воды через ВВО1 (ОНВ)
G_{ww2}	кг/с		$G_{ww2} = 0,5G_{ww}$	15,00		Расход заб. воды через ВВО2 (МО)
W	Вт/К		$W = G_w C_{pw}$	102236,00		Вода через ДВС
W_1	Вт/К		$W_1 = G_{w1} C_{pw}$	17452,24		Вода через ОНВ
W_2	Вт/К		$W_2 = G_{w2} C_{pw}$	7542,00		Вода через МО
W_{Π}	Вт/К		$W_{\Pi} = W - W_1 - W_2$	77241,76		Вода через перепуск
$G_{w\Pi}$	кг/с		$G_{w\Pi} = W_{\Pi} / 4190$	18,43		Вода через перепуск
$W_{\text{нв}}$	Вт/К		$W_{\text{нв}} = G_{\text{нв}} C_p$	5899,35		Н.В. через ОНВ
W_{ww1}	Вт/К		$W_{ww1} = G_{ww1} C_{pw}$	60600,0		Насос заб. воды через ВВО1
W_{ww2}	Вт/К		$W_{ww2} = G_{ww2} C_{pw}$	60600,0		Насос заб. воды через ВВО2
W_M	Вт/К		$W_M = G_M C_{pm}$	28596,58458		Масло через МО
$W_{\min \text{ нв}}$	Вт/К		min из $W_{\text{нв}}$ и W_1	5899,35	НВ	Для ОНВ
$W_{\min \text{ м}}$	Вт/К		min из W_M и W_2	7542,0	Пр.вода	Для МО
$W_{\min \text{ в1}}$	Вт/К		min из W_{ww1} и W_1	17452,2	Пр.вода	Для P_1
$W_{\min \text{ в2}}$	Вт/К		min из W_{ww2} и W_2	7542,0	Пр.вода	Для P_2
$S_{\text{нв}}$				0,338		
S_M				0,264		
$S_{\text{в1}}$				0,288		
$S_{\text{в2}}$				0,124		
$N_{\text{нв}}$			$N_{\text{нв}} = \frac{k_{\text{гнв}} M_{\text{нв}}}{W_{\text{нв min}}}$	7,675		
N_M			$N_M = \frac{k_{\text{гнм}} M_{\text{мо}}}{W_{\text{м min}}}$	0,541		
$N_{\text{ВВО1}}$			$N_{\text{в1}} = \frac{k_{\text{гв1}} M_{\text{в1}}}{W_{\text{в1 min}}}$	3,156		

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ

Лист

72

$N_{\text{ВВО2}}$			$N_{\text{В2}} = \frac{k_{\text{гВ2}} M_{\text{В2}}}{W_{\text{В2min}}}$	3,772		
$\eta_{\text{НВ}}$			По приложению, f (N, s, b)	0,996		
$\eta_{\text{М}}$			По приложению, f (N, s, b)	0,398		
$\eta_{\text{ВВО1}}$			По приложению, f (N, s, b)	0,900		
$\eta_{\text{ВВО2}}$			По приложению, f (N, s, b)	0,958		
$T_{\text{вд2}}$	К	°C		377,76	104,7582042	Температура воды за двигателем в первом приближении
$T_{\text{вд1}}$	К	°C	$T_{\text{вд1}} = T_{\text{вд2}} - \frac{Q_{\text{д}}}{W}$	373,82	100,8202567	Температура воды перед двигателем
$T_{\text{в1}}$	К	°C	$T_{\text{в1}} = T_{\text{вд2}} - \eta_{\text{В1}}(T_{\text{вд2}} - T_{\text{В1}}) \frac{W_{\text{min В1}}}{W_1}$	302,39	29,39312403	Вода перед ОНВ
T_2	К	°C	$T_2 = T_1 - \eta_{\text{НВ}}(T_1 - T_{\text{в1}})$	303,40	30,39971157	T_2 или T_s , воздух в ресивере
$T_{\text{в2}}$	К	°C	$T_{\text{в2}} = T_{\text{в1}} + (T_1 - T_2) \frac{W_{\text{НВ}}}{W_1}$	379,33	106,3284535	Вода за ОНВ
$T_{\text{вм1}}$	К	°C	$T_{\text{вм1}} = T_{\text{вд2}} - \eta_{\text{В2}}(T_{\text{вд2}} - T_{\text{вм1}}) \frac{\dot{W}_{\text{В2}}}{W_2}$	297,49	24,48714479	Вода перед МО
$T_{\text{вм2}}$	К	°C	$T_{\text{вм2}} = T_{\text{вм1}} + \frac{Q_{\text{М}}}{W_2}$	320,74	47,74357545	Вода за МО
$T_{\text{м1}}$	К	°C	$T_{\text{м1}} = T_{\text{вм1}} + \frac{Q_{\text{М}}}{\eta_{\text{М}} \dot{W}_{\text{М}}}$	355,90	82,90026678	Масло перед МО
$T_{\text{м2}}$	К	°C	$T_{\text{м2}} = T_{\text{м1}} - \frac{Q_{\text{М}}}{W_{\text{М}}}$	349,77	76,76666717	Масло за МО
$T_{\text{вд2}}$	К	°C	$T_{\text{вд2}} = (T_{\text{вд1}} W - T_{\text{в2}} W_1 - T_{\text{вм2}} W_2) / W$	377,76	104,7582037	Температура воды за двигателем во втором приближении
$\Delta T_{\text{вд}}$	К			0,00		Разность абсолютная двух приближений
T_{ww2}	К	°C	$T_{\text{ww2}} = T_{\text{ww1}} + (T_{\text{вд2}} - T_{\text{в1}}) \frac{W_1}{W_{\text{ww1}}}$	315,7044455	42,70444547	Заб. вода за ВВО1 (ОНВ)
T_{ww3}	К	°C	$T_{\text{ww3}} = T_{\text{ww1}} + (T_{\text{вд2}} - T_{\text{вм1}}) \frac{W_2}{W_{\text{В2}}}$	303,9901705	30,99017046	Заб. вода за ВВО2 (МО)
$\Delta T_{\text{М}}$	К	°C	$\Delta T_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / W_{\text{М}}$	6,133599608	6,133599608	Перепад температур по маслу; должно быть не более 10!
$M_{\Sigma 0}$	кг		$M_{\Sigma} = M_{\text{НВ}} + M_{\text{МО}} + M_{\text{В1}} + M_{\text{В2}}$	744,17		Масса всех теплообменников системы
Индикатор1			Правильность определения $T_{\text{вд2}}$	Верно	0	Поиск решения
Индикатор2			Правильность определения $C_{\text{рм}}$	Верно	0	

І було отримано результати по розрахунку системи:

$Q_{\text{д}}$	кВт		402,6		Теплоотвод в зарубашечную воду
$Q_{\text{М}}$	кВт		175,4		Теплоотвод в масло
G_{ww}	кг/с		30		Расход насоса заб. воды
G_{ww1}	кг/с		15,00		Расход заб. воды через ВВО1 (ОНВ)
G_{ww2}	кг/с		15,00		Расход заб. воды через ВВО2 (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

$G_{wп}$	кг/с		18,43		Вода через перепуск
G_w	кг/с		24,4		Расход воды через дизель
$G_{нв}$	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
$T_{в0}$	К	$^{\circ}C$	301	28	Воздух перед компрессором
T_{ww1}	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_{ww2}	К	$^{\circ}C$	315,70	42,7	Заб.вода за ВВО1 (ОНВ)
T_{ww3}	К	$^{\circ}C$	303,99	31,0	Заб.вода за ВВО2 (МО)
T_{wd1}	К	$^{\circ}C$	373,82	100,8	Температура пресн. воды перед двигателем
T_{wd2}	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
$k_{gнв}$	Вт/кг·К		222,0		
$\eta_{нв}$			0,9956	0,9954	КПД ОНВ
$S_{нв}$			0,338		Отношение энергоёмкостей на ОНВ
$M_{нв}$	кг		203,958	203,96	Масса пучка ОНВ
ВВО1					
схема			4		
bp			2		Число противоточных реверсивных элементов.
$bт$			19		Число ходов пресной воды
k_{gp}	Вт/кг·К		171,8		
$\eta_{в1}$			0,8998	0,8918	КПД ВВО1
$S_{в1}$			0,288		Отношение энергоёмкостей на ВВО1
$M_{ов1}$	кг		320,461	320,46	Масса пучка с длиной труб L_o
ВВО2					
схема			4		
bp			2		Число ходов по воде
$bт$			24		Число ходов пресной воды
k_{gv2}	Вт/кг·К		177,2		
$\eta_{в2}$			0,9584	0,948297106	КПД ВВО2
$S_{в2}$			0,124		Отношение энергоёмкостей на ВВО2
$M_{ов2}$	кг		160,495	160,50	Масса ВВО2
МО					
схема			4		
bp			2		Число последовательно включённых реверсивных элементов
$bм$			6		Число ходов масла
$k_{gмо}$	Вт/кг·К		68,8		
$\eta_{мо}$			0,3981	0,380663317	КПД МО
S_m			0,264		Отношение энергоёмкостей на МО
$M_{омо}$	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 та оптимізація результатів розрахунків за допомогою повного факторного експерименту

Аналізуючи отримані результати, можна зробити ряд висновків. Безумовно, маловитратна система показала результати набагато краще штатної повнопотокової системи. Маловитратна система забезпечує куди більш низьку температуру повітря в ресивері і дозволяє отримати її рівною $T_s = 30,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. ККД кожного окремого теплообмінника маловитратних системи вище, ніж в системі повнопотоковий.

Температура масла перед двигуном отримана $T_{m2} = 76,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, замість значення штатної системи $T_{m2} = 89,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Зменшено і температура води перед двигуном з $T_{wd1} = 106,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $T_{wd1} = 100,8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Однією з найважливіших переваг маловитратних системи є те, що маса серцевин теплообмінників набагато менше, ніж в штатної системи – зменшена з $M_{\Sigma} = 839,13\text{ кг}$ до $M_{\Sigma} = 744,17\text{ кг}$.

Отримавши результати по розрахунку проектованої системи, можна провести ряд досліджень, проекспериментуємо із вхідними даними. Для цих цілей як не можна краще підходить повний факторний експеримент.

Повний факторний експеримент (ПФЕ) – сукупність кількох вимірювань, які відповідають таким умовам:

- Кількість вимірів становить $2n$, де n – кількість факторів;
- Кожен фактор приймає тільки два значення – верхнє і нижнє;
- В процесі вимірювання верхні і нижні значення факторів комбінуються у всіх можливих поєднаннях.

Ця робота є актуальною, так як з її допомогою можна вибрати напрямки поліпшення роботи двигуна і його систем. Це рішення можна розглядати, як певне поєднання варійованих факторів, в результаті встановлення яких, ми отримаємо значення цільової функції яке нас цілком задовольняє, в якості якої можна також вибрати будь-який параметр роботи двигуна і його систем, в залежності від наших потреб.

Техніка і технологія експериментального дослідження двигунів внутрішнього згоряння безперервно удосконалюється протягом більш ніж 150-річного періоду їх розвитку. Експериментальні дослідження можуть переслідувати різноманітні завдання: зведення параметрів досліджуваних зразків двигунів, дослідження робочого процесу двигуна, дослідження вплив окремих параметрів і конструкції окремих вузлів двигуна на робочий процес і експлуатаційні якості (ресурс, витрата палива, рівень викиду токсичних речовин з газами, що відходять).

До 60...70 років XX століття основним видом експерименту був фізичний. Суть такого експерименту полягає в дослідженні реальних фізичних процесів, які мають місце в реальному двигуні.

Фізичний експеримент може бути охарактеризований високою вірогідністю отриманих експериментальних даних, адже враховуються всі реальні газодинамічні, гідравлічні і трибологічні особливості досліджуваних процесів. Але проведення фізичного експерименту значно ускладняється проблемами при отриманні експериментальних даних, що вимагає використання складної і дорогої вимірювальної апаратури. Так, не дивлячись на істотний прогрес способів експериментальних вимірювань, деякі параметри окремих фізичних процесів, наприклад, просторовий розподіл температур або концентрації компонентів робочого тіла в процесі робочого циклу двигуна, не можуть бути отримані шляхом прямих вимірювань. Істотними недоліками фізичного експерименту є його висока вартість і суттєві витрати часу на проведення експерименту, адже потрібен час на виготовлення об'єкта експериментального дослідження.

З розвитком електронно-обчислювальних машин, починаючи з 60-х років XX століття, при створенні і доведенні нових зразків двигунів більш широко використовується чисельний експеримент. При чисельному експерименті реальний двигун або фізична модель замінюються математичною моделлю, яка описує, як правило, за допомогою системи нелінійних або лінійних диференціальних рівнянь, досліджувані процеси.

Чисельні експерименти інтенсивно використовують при:

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

До безперечних переваг чисельного експерименту, в порівнянні з фізичним експериментом, слід віднести його відносно низьку вартість, суттєво більш високу швидкість проведення, можливість дослідження швидкоплинних процесів і процесів, параметри яких складно виміряти при фізичному експерименті.

З'являється можливість істотно збільшити кількість досліджуваних варіантів конструкції окремих вузлів двигуна, збільшити кількість варіантів з'єднання окремих фізичних і геометричних факторів, які визначають перебіг робочого процесу двигуна.

До недоліків чисельного експерименту слід, безумовно, віднести необхідність ретельної настройки, калібрування і верифікації математичної моделі, адже рівняння, що становлять її основу, дозволяють лише приблизно описати реальні фізичні процеси, які досліджуються.

У загальному випадку експериментальні дослідження можуть використовуватися для вирішення завдання пошуку оптимальних умов (оптимізаційної задачі) або для визначення впливу певних параметрів на характеристики досліджуваного об'єкта (інтерполяційні задачі). Експеримент, що проводиться з метою вирішення завдання оптимізації, називають також екстремальним експериментом, адже рішення подібних задач з математичної точки зору можна формалізувати пошук екстремуму певної функції.

Фактор – це вимірюваний змінний параметр, який в певний момент часу приймає певне значення. Фактори відповідають способам впливу на об'єкт дослідження. Кожен фактор має зону визначення – є сукупність значень, які може приймати фактор. Зона визначення фактора може бути безперервною і дискретною, проте в задачах планування експерименту ця зона завжди розглядається дискретної (тобто кожен фактор може приймати певне число значень або рівнів).

Цільовою функцією називатися числова характеристика цілей дослідження.

Кожен фактор може приймати певний набір значень, які називаються рівні фактора. Фіксований набір рівнів факторів визначає одне з можливих станів цільової функції. Відповідно, якщо перебрати всі можливі комбінації факторів, то буде отримано повну множину можливих станів об'єкта дослідження. Якщо всі фактори мають однакову кількість рівнів p , то загальна кількість можливих станів об'єкта дослідження N визначається так:

$$N = p^k,$$

де k – кількість факторів.

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

Тобто, загальна кількість можливих станів об'єкта дослідження:

$$N = 3^3 = 27$$

Відповідно, було проведено, прораховано і зведено 27 експериментів.

Слід вибрати чинники, їх рівні, межі варіювання і цільові функції.

Досліджуваними факторами були обрані: витрата насоса заборотної води G_{ww} , коефіцієнт дросельного розподілу потоку по гілках K і комплекс з мілиливих зовнішніх погодних умов – температури повітря і заборотної води T_o і T_{ww1} .

Основним, або нульовим, рівнем фактора називають таке значення фактора, яке приймається за вихідне при складанні плану експерименту.

Нульові впусти факторів:

- Витрата насоса заборотної води $G_{ww} = 30$ кг/с;

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Коефіцієнт дросельного розподілу потоку по гілках $K = 0,5$;
- Комплекс з мінливих зовнішніх погодних умов – температури повітря і заборотної води $T_o = 305 \text{ K}$ і $T_{ww1} = 300 \text{ K}$.

Далі були обрані інтервали варіювання обраних раніше факторів. Інтервалом варіювання фактора називають певне число, додавання якого до основного рівня фактора дозволяє отримати значення наступного рівня фактора, а віднімання інтервалу варіювання від основного рівня фактора – значення попереднього рівня фактора.

Були прийняті наступні значення інтервалів варіювання:

- Для витрати насоса заборотної води $\Delta G_{ww} = 4 \text{ кг/с}$;
- Для коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках $\Delta K = 0,2$;
- Для комплексу з мінливих зовнішніх погодних умов – температури повітря і заборотної води $\Delta T = 5 \text{ K}$.

Для спрощення та уніфікації позначень основний рівень фактора кодується, як $x = 0$, верхній рівень – як $x = +1$, а нижній – як $x = -1$. Для визначення поєднання чинників в кожному досліді повного факторного експерименту, складається матриця експерименту. Запис плану експерименту в кодованому вигляді дозволяє спростити дослідження планів, зокрема визначити особливості взаємодії факторів.

План-матриця повного факторного експерименту в кодованому вигляді:

№, 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 – величини, зміна яких відстежувалася при зміні вибраних чинників. Цільовими функціями були обрані: температура повітря в ресивері T_s , температура прісної води за двигуном T_{wd2} , температура води за ОНП T_{w2} і температура масла за двигуном t_{m1} . Були проведені 27 розрахунків теплообмінників і системи, результати були оброблені і занесені в таблицю. За отриманими результатами були побудовані різні графічні залежності. Розглянемо отримані результати в зручній табличній формі.

№	T_o	G_{ww}	K	T_o, K	$G_{ww}, \text{кг/с}$	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 наочності отриманих результатів, була побудована графічна залежність ряду цільових функцій від різних поєднань різних факторів.

3.7 Графічне представлення результатів повного факторного експерименту

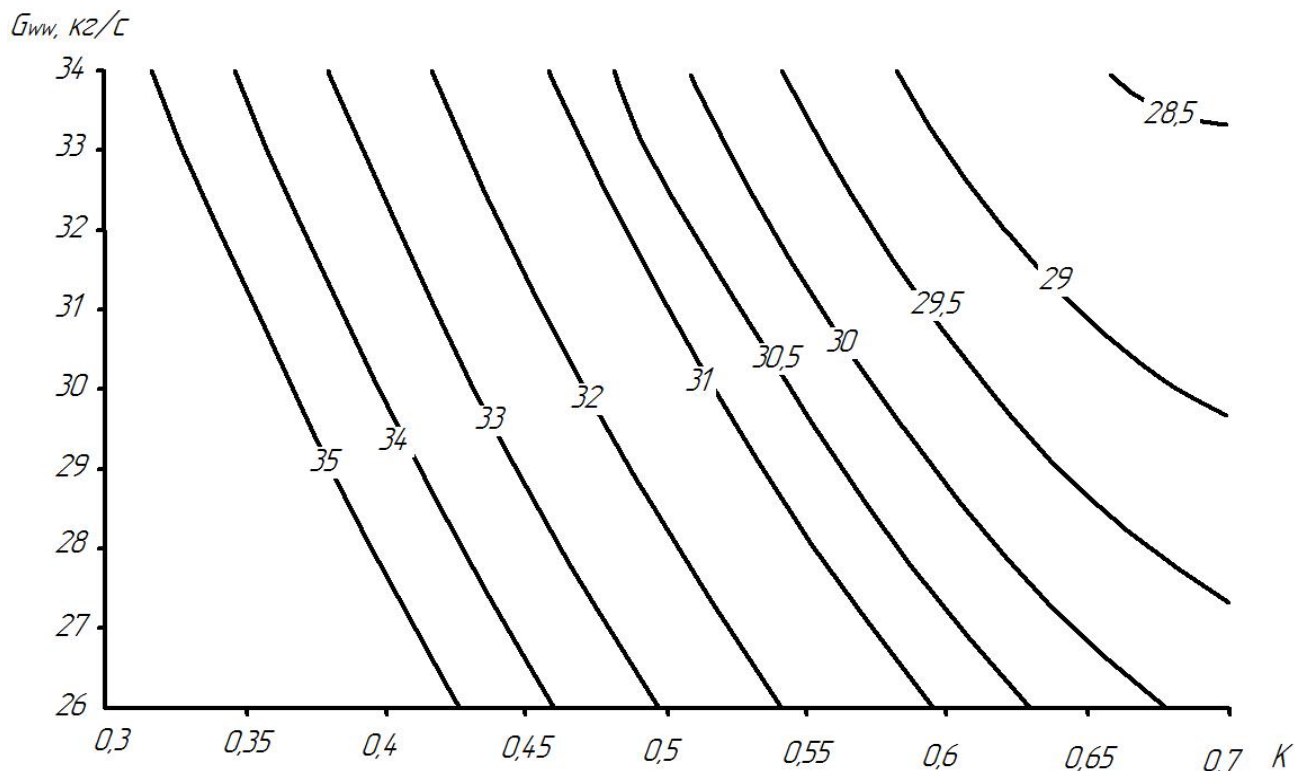
Для побудови графіків, було використано рівняння регресії:

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

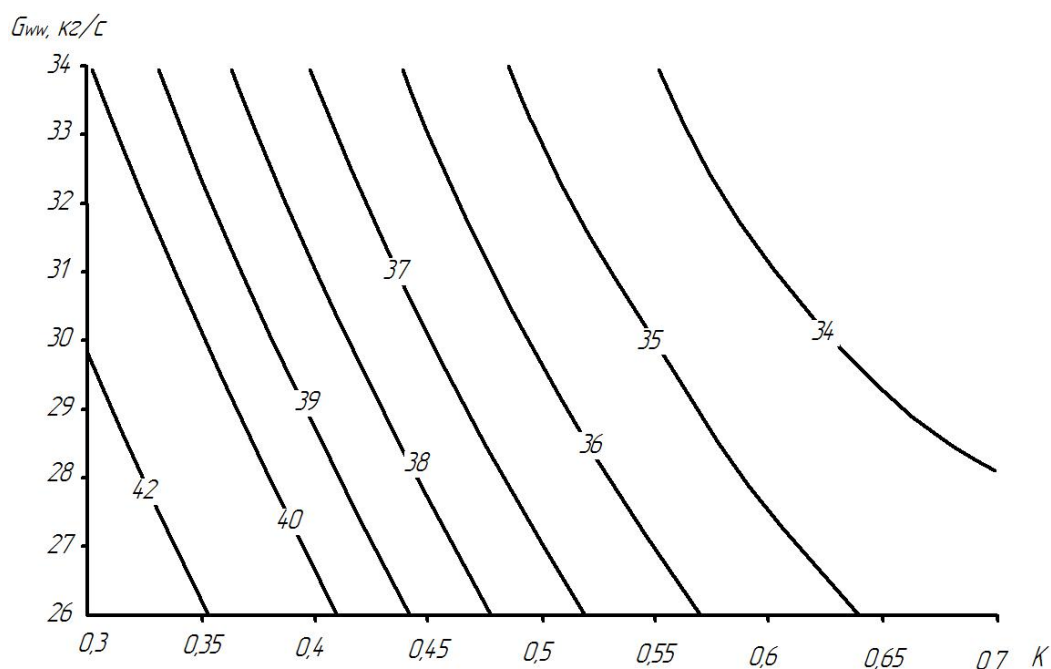
Коефіцієнти рівняння регресії були розраховані в спеціальній програмі в «Microsoft Excel» і підставлені в рівняння.

Далі будуть представлені графічні залежності значень цільових функцій від поєднань різних двох факторів при фіксованому третьому. Тобто, для кожної цільової функції отримаємо по три графіка. Фіксованою величиною приймаємо температуру навколишнього середовища і отримаємо ряд результатуючих поєднань.

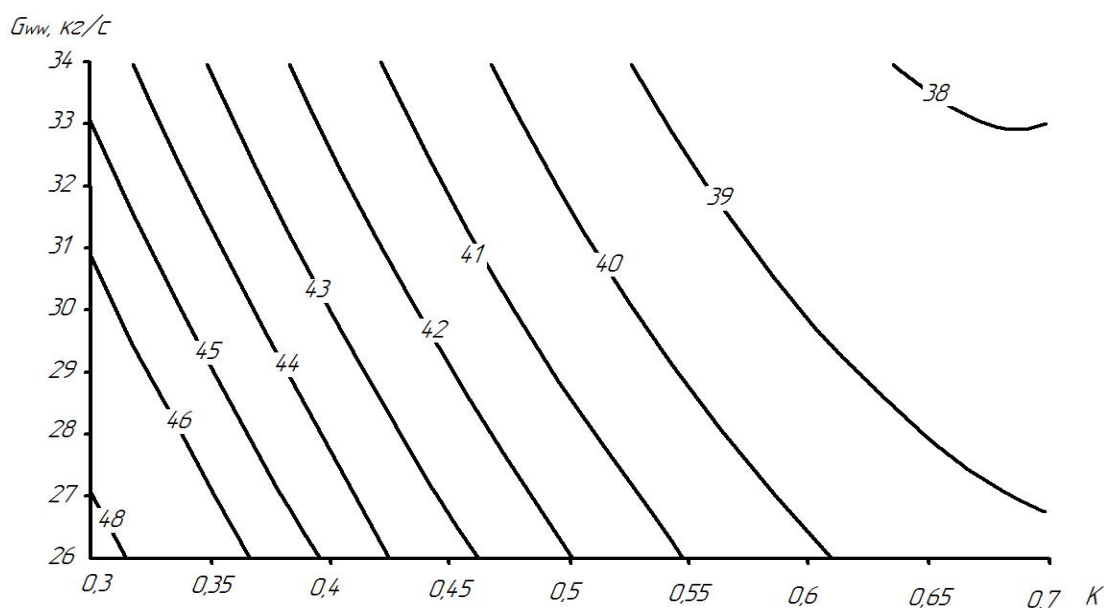
Графічна залежність температури повітря в ресивері T_s , °C від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 300$ К.



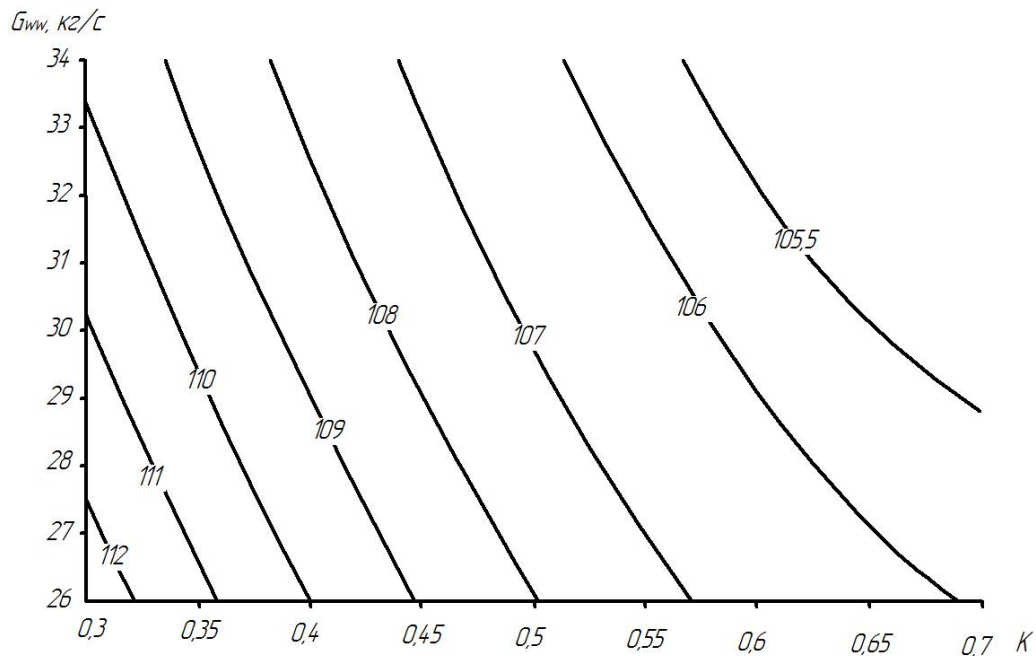
Графічна залежність температури повітря в ресивері T_s , °C від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 305$ К.



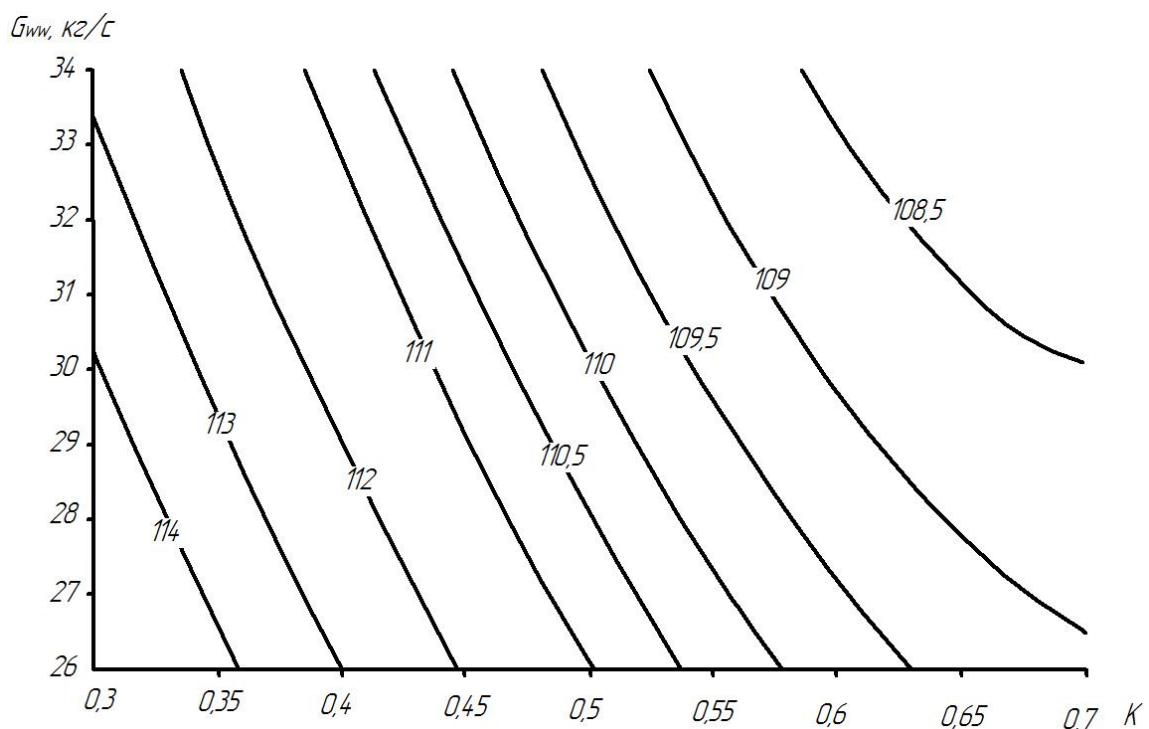
Графічна залежність температури повітря в ресивері T_s , °C від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 310$ К.



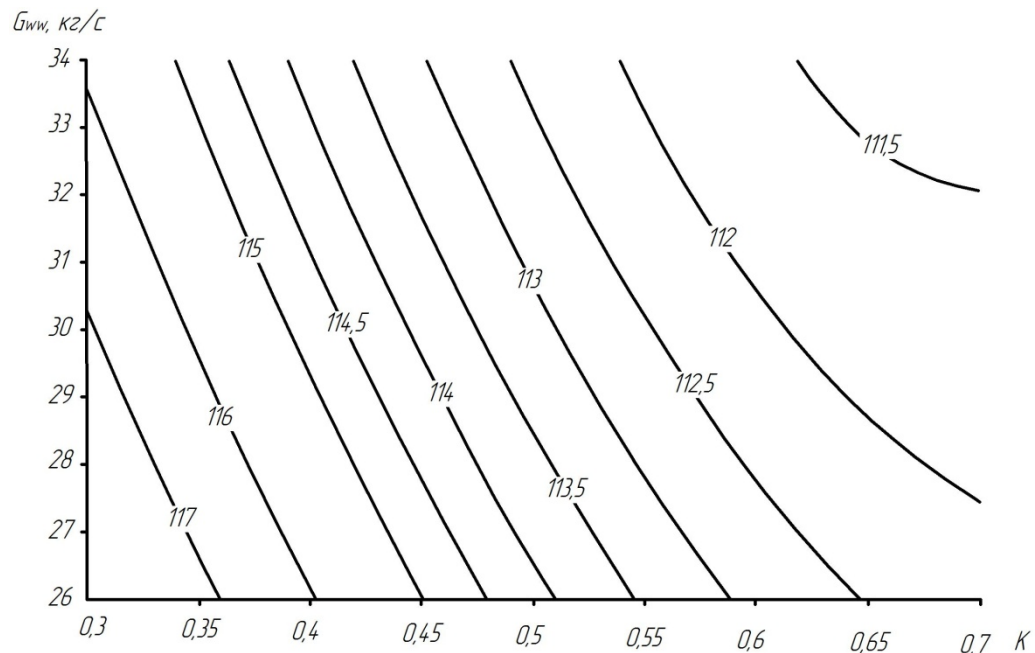
Графічна залежність температури води за ОНП T_{w2} , °С від витрати насоса забортної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 300$ К.



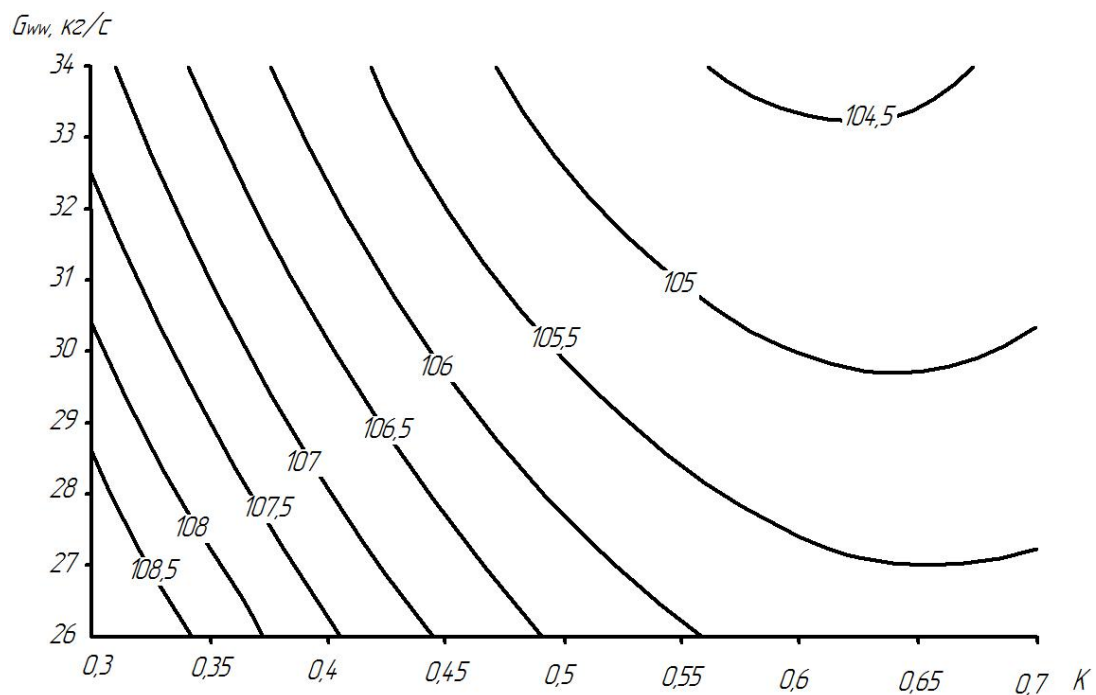
Графічна залежність температури води за ОНП T_{w2} , °С від витрати насоса забортної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 305$ К.



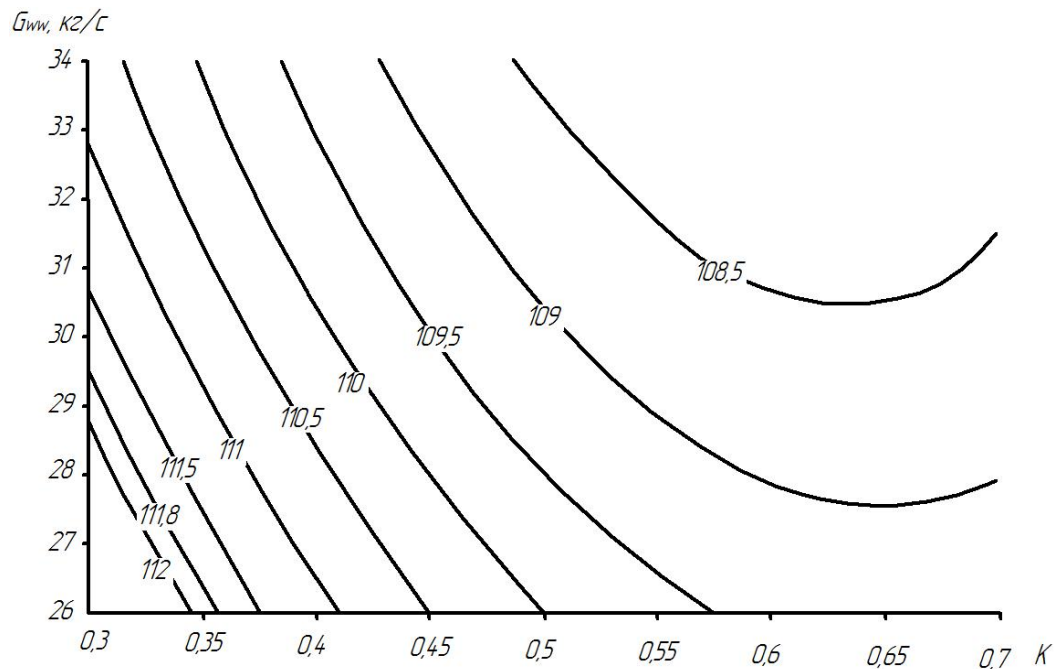
Графічна залежність температури води за ОНП T_{w2} , °С від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 310$ К.



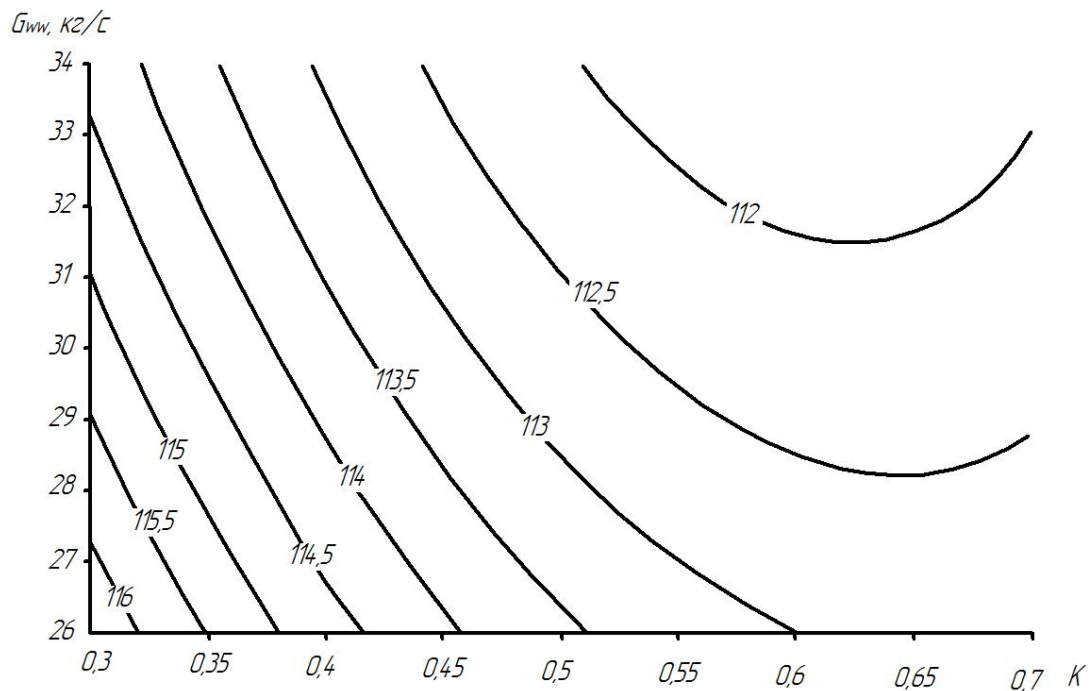
Графічна залежність температури прісної води за двигуном T_{wd2} , °С від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 300$ К.



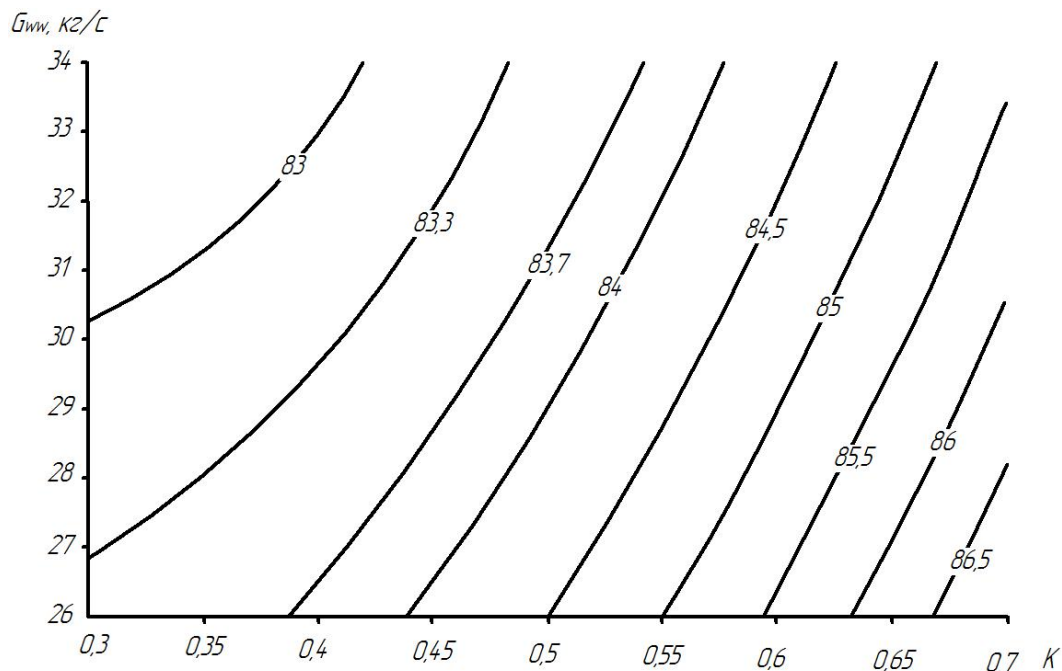
Графічна залежність температури прісної води за двигуном T_{wd2} , °C від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 305$ K.



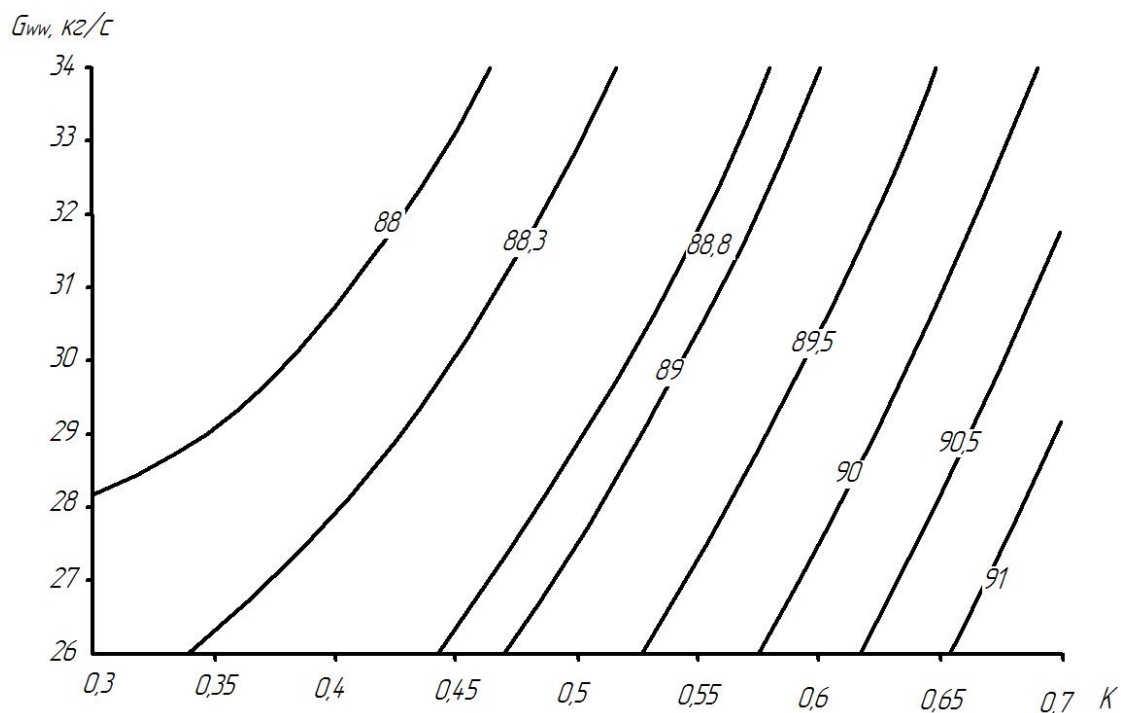
Графічна залежність температури прісної води за двигуном T_{wd2} , °C від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 310$ K.



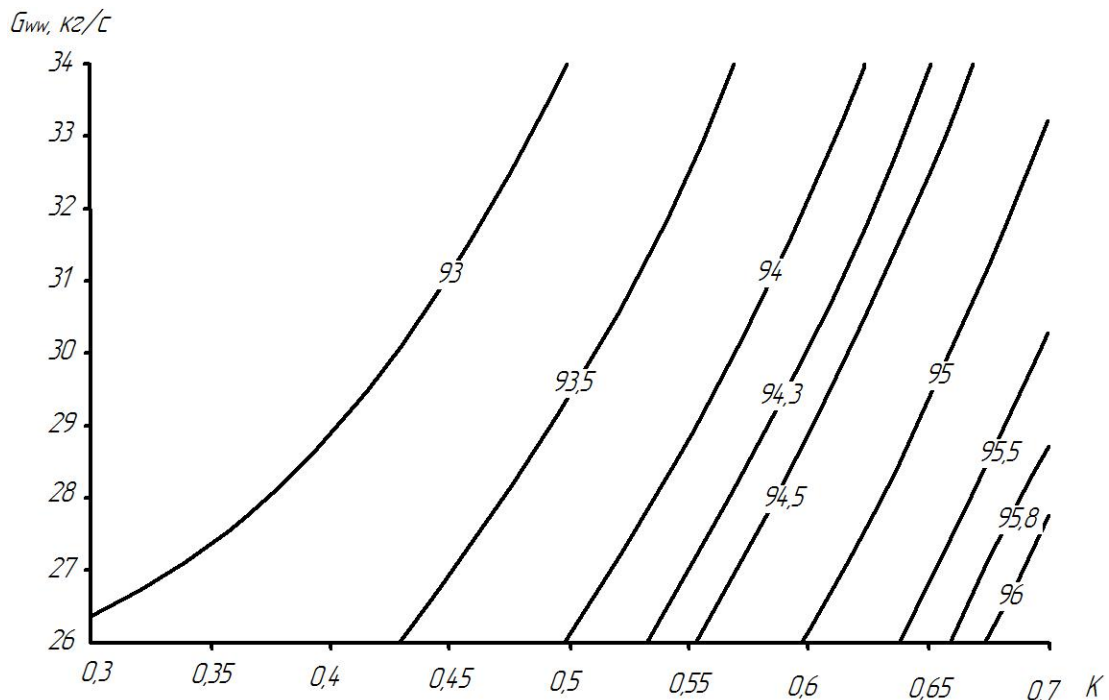
Графічна залежність температури масла за двигуном T_{m1} , °С від витрати насоса забортної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 300$ К.



Графічна залежність температури масла за двигуном T_{m1} , °С від витрати насоса забортної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 305$ К.



Графічна залежність температури масла за двигуном T_{m1} , °С від витрати насоса заборотної води G_{ww} , кг/с і коефіцієнта дросельного розподілу потоку по гілках K при фіксованому значенні зовнішніх погодних умов – температури навколишнього середовища $T_o = 310$ К.



Аналізуючи отримані графіки, можна визначити екстремуми кожної цільової функції, зробити висновки про перевагу одних наборів факторів іншим. Роблячи висновки окремо по кожній цільовій функції можна сказати наступне. Найменше значення температура повітря в ресивері $T_s = 28,34$ °С можна отримати при $T_o = 300$ К, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,7$. При цих же параметрах факторів можна отримати і найменшу температуру прісної води за двигуном $T_{wd2} = 104,54$ °С. При цьому ж поєднанні факторів можна отримати і найменшу температуру води за ОНП $T_{w2} = 104,94$ °С. Температура масла за двигуном t_{m1} приймає найменше значення в $82,77$ °С при $T_o = 300$ К, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,3$.

Можна зробити висновок, що найкраще поєднання розглянутих факторів – це $T_o = 300$ К, $G_{ww} = 34$ кг/с і $K = 0,7$. Вони забезпечують найменші T_s , T_{wd2} і T_{w2} . Температура масла при цьому $t_{m1} = 85,3$ °С, що цілком задовільно. Такі низькі температури досягаються через те, що температура навколишньо-

го середовища зменшена, витрату заборотної води збільшено – це все інтенсифікує теплообмін в системі.

Найгіршим поєднанням факторів можна вважати $T_o = 310$ К, $G_{ww} = 26$ кг/с і $K = 0,3$, при яких $T_{wd2} = 116,4$ °С, $T_{w2} = 118,64$ °С, $T_s = 48,73$ °С, $t_{m1} = 93,06$ °С. Такі значення факторів принципово протилежні тим, які забезпечують найкращі температури, так що цей результат цілком прогнозуємий – заборотної води прокачується менше, її температура підвищена.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	4 Економічне обґрунтування прийнятих рішень				Літ.	Арк.	Аркушів		
Розроб.		Кумарянський О.М.										91	4
Перевір.		Гогоренко О.А.							ПФ НУК				
Реценз.		Краснощок М.М.											
Н. Контр.													
Затверд.		Нестеренко В.В.											

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

4.1 Вступ

Межі наукового пізнання постійно розширюються, що дає можливість удосконалювати всі системи, які забезпечують роботу двигуна внутрішнього згоряння. Існує цілий ряд причин, які стимулюють модернізацію двигуна і його систем: збільшення екологічності та економічності всієї установки, підвищення ККД двигуна і систем, ринкова конкуренція, забезпечення потреб замовників і багато іншого. Кожна модернізація повинна тягти за собою вигоду в якомусь певному аспекті, або відразу в декількох – економічному, енергетичному, екологічному, естетичному.

У даному розділі наведено техніко-економічний аналіз проектованої системи, доцільність її створення, порівняння характеристик базової і модернізованої систем і величину економічного ефекту від впровадження запропонованих поліпшень.

Запропонована схема системи охолодження разом зі всіма теплообмінними апаратами відрізняється від базової абсолютно іншою організацією роботи, за типом і теплообмінні апарати, і система відносяться до маловитратних.

4.2 Порівняння характеристик базової і спроектованої систем охолодження

Раціональність впровадження нової системи обумовлюється комплексним аналізом, що включає аналіз технічної і економічної доцільності її застосування. Повнопотоківі системи в даний час за своїми параметрами значно поступаються маловитратним системам. Особливістю маловитратних систем є розподіл водяного потоку по окремих гілках таким чином, що через теплообмінні апарати проходить значно менша кількість води, ніж через зрубашковий простір двигуна.

Така організація системи дозволяє істотно знизити температуру наддувочного повітря перед двигуном в порівнянні з повнопотоковою системою і, крім того, в такій системі можлива організація оптимальних умов роботи теплообмінні апаратів системи. В результаті подібні системи виграють по параметрах, які ними забезпечуються при роботі, головним чином по глибині охолодження наддувочного повітря, і при цьому залишаються не менше компактними, ніж повнопотокові системи.

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

Таблиця 4.1. Порівняльні характеристики розглянутих схем систем охолодження

№, п/п	Характеристика	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.	Розхід насоса заборотної води, кг/с	30	30
4.	Розхід наддувочного повітря, кг/с	5,87	5,87
5.	Розхід масла, кг/с	14	14
6.	Температура повітря в ресивері, °С	83,1	30,4
7.	Температура води за двигуном, °С	110	104,8
8.	Температура масла за двигуном, °С	95	82,9
9.	Маса всіх теплообмінників системи, кг	839,13	744,17

Дані, наведені в табл. 4.1, взяті з технічних характеристик заводської системи охолодження для двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5, а також з розрахунку циклу і теплового балансу розглянутого двигуна в програмному комплексі, розробленому на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Програма виконана в диференціальній формі, базується на загальновизнаних елементах моделювання робочих процесів ДВЗ, запропонованих відомими в світі вченими в області ДВЗ.

4.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження маловитратних системи типу 2РК1М для суднового дизеля типу 12ЧН 18,5/21,5

Економічним ефектом є економія всіх ресурсів, як виробничих, так і експлуатаційних. Для проектованої системи такий ефект обумовлений меншими масами дорогих теплообмінних поверхонь і забезпеченням більш вигідного теплового балансу двигуна, що веде до зменшення питомої витрати палива.

Витрати на виробництво теплообмінних апаратів, що входять до складу системи, в обох випадках приблизно рівні, а різниця в ціні системи полягає в різниці мас теплообмінних поверхонь.

Середня ціна 1 кг лому міді (матеріалу теплообмінних поверхонь) близько 110 грн. Отже, вартість матеріалу для теплообмінників систем можна підрахувати:

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

Для базової системи охолодження:

$$Ц_{\text{б}} = 839,13 \cdot 110 = 92304,30 \text{ грн.}$$

Для проектованої системи охолодження:

$$Ц_{\text{п.с.}} = 744,17 \cdot 110 = 81858,70 \text{ грн}$$

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

$$Ц_{\text{економ}} = Ц_{\text{б}} - Ц_{\text{п.с.}} = 92304,30 - 81858,70 = 10445,60 \text{ грн.}$$

Провівши економічний аналіз роботи нової пропонованої системи охолодження, можна стверджувати, що її застосування спричинить за собою ряд економічно вигідних наслідків. Так, виробництво нової системи дешевше на 10445,6 грн.

					МР.142.6221мз.03.05.ПЗ.						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	5 Охорона праці та навколишнього середовища				Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Кумарянський О.М.									
Перевір.		Гогоренко О.А.								95	15
Реценз.		Краснощок М.М							ПФ НУК		
Н. Контр.											
Затверд.		Нестеренко В.В.									

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці – звести до мінімального імовірність поразки чи захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Задачею охорони праці є створення системи організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають чи зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів. До таких заходів відносяться гігієна праці (область профілактичної медицини, що вивчає умови збереження здоров'я на виробництві, і заходу, що сприяють цьому). Санітарна техніка (заходи і пристрої технічного характеру, що відносяться до виробничої санітарії – системи і пристрою вентиляції, опалення, кондиціонування повітря, теплопостачання, газопостачання, водопостачання, каналізації, очищення і нейтралізації викидів шкідливих речовин в атмосферу і водойми, висвітлення, захисти людини від вібрацій, шуму, дії шкідливих випромінювань, санітарні і побутові спорудження і пристрої, будівельна теплотехніка, будівельна кліматологія і т. ін.).

5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні

Машинне відділення (МВ) в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування;
- підвищений рівень вібрації;

- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо по окремої кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Рухомі агрегати і механізми, частини устаткування. Безпека виробничого устаткування забезпечується правильним вибором принципів його дії, кінематичних схем, конструктивних рішень (у тому числі форм корпусів, складальних одиниць і деталей), робочих тіл, параметрів робочих процесів, використанням різних засобів захисту. Останні по можливості повинні вписуватися в конструкцію машин і агрегатів. Засоби захисту повинні бути, як правило, багатофункціонального типу, тобто вирішувати кілька задач одночасно. Так, конструкції машин і механізмів, станин верстатів повинні забезпечувати не тільки огороження небезпечних елементів, але і зниження рівня їхнього шуму і вібрації, огороження абразивного кола заточувального верстата повинне конструктивно сполучатися із системою місцевої витяжної вентиляції.

Небезпечна зона – це простір, у якому можлива дія на працюючого небезпечного і (чи) шкідливого виробничого фактору. Небезпека локалізована в просторі навколо елементів, що рухаються. Особлива небезпека створюється у випадках, коли можливе захоплення одягу чи волосся працюючого частинами устаткування, що рухаються.

Загороджувальні засоби захисту перешкоджають появі людини в небезпечній зоні. Застосовуються для ізоляції систем приводу машин і агрегатів, зон обробки заготівель, для огороження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань (теплових, електромагнітних, іонізуючих), зон виділення шкідливих речовин, що забруднюють повітряне середовище, і т.д.

Підвищений рівень вібрації. Відповідно до ДСТ 24346-80 (СТ СЭВ 1926- 79) «Вібрація. Терміни і визначення» під вібрацією розуміється рух то-

					МР.142.6221мз.03.05.ПЗ.	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

чки чи механічної системи, при якому відбувається почергове зростання, і убування в часі значень, принаймні, однієї координати.

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів невірноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках невірноважені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи невірнованих сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертowego тіла, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Такі умови можуть викликати віброхворобу. Яка відноситься до групи профзахворювань, ефективне лікування яких можливо лише на ранніх стадіях. Відновлення порушених функцій протікає дуже повільно, а в особливо важких випадках в організмі настають необоротні зміни, що приводять до інвалідності.

Відповідно до ДСТ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки» установлені припустимі значення

Норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньгеометричними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації – в октавних смугах частот зі середньгеометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Джерелами електромагнітних полів є: атмосферна електрика, радіовипромінювання сонця і галактик, квазістатичні, електричні і магнітні полюси землі, штучні джерела (електротермічні установки з машинними генераторами, клістрони і магнетронні генератори і т. ін.).

Штучними джерелами є індуктори, конденсатори термічних установок з ламповими генераторами (потужність яких звичайно лежить у межах 8...200 кВт); фідерні лінії, що з'єднують окремі частини генераторів, трансформатори, антени, фланцеві з'єднання волноводних трактів, відкриті кінці хвилеводів, генератори надвисоких частот.

Джерелами постійних магнітних полів є: електромагніти, соленоїди, імпульсні установки полупериодного чи конденсаторного типу, литі і металокерамічні магніти.

Електромагнітне поле, створюване джерелами, характеризується безупинним розподілом у просторі, здатністю поширюватися зі швидкістю світла, впливати на заряджені частки і струми, унаслідок чого енергія поля перетворюється в інші види енергії.

Вплив електромагнітних полів на людину залежить від напруженості електричного і магнітного полів, потоку енергії, частоти коливань, розміру поверхні тіла, що опромінюється, і індивідуальних особливостей організму.

Електромагнітне поле впливає в такий спосіб: в електричному полі атоми і молекули, з яких складається тіло людини, поляризуються, полярні

молекули (наприклад, води) орієнтуються по напрямку поширення електромагнітного поля; в електролітах, якими є рідкі складові тканин, крові і т.п., після впливу зовнішнього поля з'являються іонні струми. Перемінне електричне поле викликає нагрівання тканин людини як за рахунок перемінної поляризації діелектрика (сухожиллі, хрящі і т. ін.), так і за рахунок появи струмів провідності. Тепловий ефект є наслідком поглинання енергії електромагнітного поля. Чим більше напруженість поля і час впливу, тим сильніше виявляються зазначені ефекти.

Надлишкова теплота приділяється до відомої межі шляхом збільшення навантаження на механізм терморегуляції. Однак починаючи з величини 10 МВт/см², називаної тепловим порогом, організм не справляється з відводом теплоти, що утвориться, і температура тіла підвищується, що приносить шкоду здоров'ю.

Найбільше інтенсивно електромагнітні поля впливають на органи з великим змістом води. Перегрів же особливо шкідливий для тканин зі слабозвиненою судинною системою чи з недостатнім кровообігом (ока, мозок, бруньки, шлунок, жовчний міхур і сечовий), тому що кровоносну систему можна уподібнити системі водяного охолодження. Опромінення очей викликає помутніння кристалика (катаракту), що виявляється не відразу, а через кілька днів чи тижнів після опромінення.

Електромагнітні поля впливають на тканини людини як біологічні об'єкти при інтенсивності поля, значно меншої теплового порога. Вони змінюють орієнтацію кліток чи ланцюгів молекул відповідно до напрямку силових ліній електричного поля, послабляють біохімічну активність білкових молекул, порушують функції серцево-судинної системи й обміну речовин. Однак ці зміни носять оборотний характер: досить припинити опромінення, і хворобливі явища зникають.

Вплив постійних магнітних і електростатичних полів залежить від напруженості і часу впливу. При впливі полів, що мають напруженість вище гранично припустимого рівня, розвиваються порушення з боку нервової, се-

рцево-судинний систем, органів подиху, органів травлення і деяких біохімічних показників крові.

Основним параметром, що характеризує біологічну дію електромагнітного поля промислової частоти, є електрична напруженість. Магнітна складова помітного впливу на організм не робить, тому що в діючих установках напруженість магнітного поля промислової частоти не перевищує 25 А/м, а шкідлива біологічна дія виявляється при напруженостях 150...200 А/м.

Вплив електричного поля промислової частоти на організм людини зводиться до впливу електричного поля безпосередньо на мозок і центральну нервову систему. Поряд з біологічною дією електричне поле обумовлює виникнення розрядів між людиною і металевим предметом, що має інший, чим у людини, потенціал. Тік розряду може викликати судороги.

Гранично припустима напруженість електромагнітного поля на робочих місцях і в місцях можливого перебування персоналу, зв'язаного професійно з впливом цих полів, не повинна перевищувати протягом робочого дня по електричній складовій наступних значень:

По електричній складовій				
F, МГц	0,06...3,0	3,0...30,0	30,0...50,0	50,0...300,0
E, У/м	50	20	10	5
По магнітній складовій				
F, МГц	0,06...1,50		30,0...50,0	
H, А/м	5		0,3	

Підвищена запиленість і загазованість. Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як газів і пару, пилу, надлишкової теплоти і вологи, і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Атмосферне повітря у своєму складі містить (% по об'єму): азоту – 78,08; кисню – 20,95; аргону, неону й інших інертних газів – 0,93; вуглекислого газу – 0,03; інших газів – 0,01. Повітря такого складу найбільш сприятливе для подиху.

Поряд з хімічним складом важливо також, щоб повітря мало визначений іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, що по рухливості розділяють на легкі і важкі. Важкі іони утворюються в результаті осідання легких іонів на різні частки: порошини, краплі туману і т. ін. У незабрудненому повітрі переважно знаходяться легкі іони, а в забрудненому – важкі. На життєдіяльність організму людини сприятливий вплив роблять негативні іони кисню повітря.

Повітря робочої зони рідко має приведений вище хімічний склад, тому що багато технологічних процесів супроводжуються виділенням у повітря виробничих приміщень шкідливих речовин – пару, газів, твердих і рідких часток.

Пари і гази утворюють з повітрям суміші, а тверді і рідкі частки речовини – дисперсні системи – аерозолі, що поділяються на пил (розмір твердих часток більш 1 мкм), дим (менш 1 мкм) і туман (розмір рідких часток менш 10 мкм).

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони не роблять токсичну дію на організм людини. Ці речовини, добре розчиняючись в біологічних середовищах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. У результаті їхньої дії в людини виникає хворобливий стан – отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу.

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

					МР.142.6221мз.03.05.ПЗ.	Лист
						102
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За ДСТ 12.1.005-76 установлені ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких з них приведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Норми шкідливих речовин у повітрі робочої зони

Речовина	Величина ГДК	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,085	1	П
Сажа (кіптява)	0,15	1	А
Сірчистий ангідрид	0,5	1	П
Хлор	1,0	2	П
Окис вуглецю	3,0	2	П
Соляна кислота	5	2	П
Окис заліза	5,5	4	А
Ацетон	200	4	П

Тут клас небезпеки: 1-й – надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірковано небезпечні, 4-й – малобезпечні агрегатні стани, А – аерозолі, П – пари чи газ.

Освітленість. Правильно спроектоване і виконане висвітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Схоронність зору людини, стан його центральної нервової системи і безпека на виробництві значною мірою залежать від умов висвітлення.

Частина електромагнітного спектра з довжинами волі 10...340000 нм називається оптичною областю спектра, що поділяється на інфрачервоне випромінювання з довжинами хвиль 340000...770 нм, видиме випромінювання 770...380 нм, ультрафіолетове випромінювання 380...10 нм. У межах видимої частини спектра випромінювання різної довжини хвиль викликають різні світлові і кольорні відчуття: від фіолетового (400 нм) до червоного (750 нм) кольорів. Найбільша чутливість зору до випромінювання з довжиною хвилі 555 нм (жовто-зелений колір) і зменшується до границь видимого спектра.

Висвітлення характеризується кількісними і якісними показниками. До кількісних показників відносяться: світловий потік, сила світла, освітленість, яскравість.

Та частина променистого потоку, що сприймається зором людини як світло, називається світловим потоком Φ і вимірюється в люменах (лм).

Світловий потік визначається як величина не тільки фізична, але і фізіологічна, оскільки вимір її ґрунтується на зоровому сприйнятті.

У МВ застосовується штучне висвітлення. Нерівномірність висвітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також блискавості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне висвітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого висвітлення норм. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного висвітлення в приміщеннях електростанцій ДСТ 2506-81.

Запобігання впливу шуму на виробничий персонал. Шумом є всякий небажаний для людини звук. Як звук ми сприймаємо пружні коливання, що поширюються хвилеподібно у твердому, рідкому чи газоподібному середовищі. Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища унаслідок впливу на неї якої-небудь сили. Частки середовища при цьому починають коливатися щодо положення рівноваги, причому швидкість таких коливань значно менше швидкості поширення хвилі.

Звукове поле – це область простору, у якій поширюються звукові хвилі. У кожній точці звукового поля тиск і швидкість руху часток повітря змінюються в часі. Різниця між миттєвим значенням повного тиску і середнім тиском, що спостерігається в необуреному середовищі, називається звуковим тиском. Одиниця виміру звукового тиску – Па. На слух діє середній квадрат звукового тиску

Величини звукового тиску й інтенсивності звуку, з якими приходить ся мати справа в практиці боротьби із шумом, можуть мінятися в широких межах: по тиску до 10^5 разів, по інтенсивності до 10^{16} разів. Природно, що оперувати такими цифрами досить незручно. Найбільше ж важливо та обставина, що вухо людини здатне реагувати на відносну зміну інтенсивності, а не на абсолютне. Відчуття людини, що виникають при різного роду роздратуваннях, зокрема при шумі, пропорційні логарифму кількості енергії подразника. Тому були введені логарифмічні величини – рівні звукового тиску й інтенсивності.

Вухо людини може сприймати як чутні тільки ті коливання, частоти яких знаходяться в межах від 20 Гц до 20 кГц. Нижче 20 Гц і вище 20 кГц знаходяться відповідно області нечутних людиною інфра- і ультразвуку.

У дизельних установках основними джерелами шуму є головні і допоміжні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум усмоктування, що генерується навішеним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 дБ.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 дБ. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 дБ. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами.

5.2 Розрахунок освітлення в машинному відділені

					МР.142.6221мз.03.05.ПЗ.	Лист
						105
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Світлотехнічний розрахунок зроблений методом коефіцієнта використання світлового потоку по РД5.6077-75 «Освітлення машинного відділення. Правила і методи розрахунку». Документ встановлює правила і методи розрахунку освітлювальних установок. Містить методику та приклади розрахунку визначення кількості світильників і перевірки освітленості приміщень дизельної електростанції.

5.2.1 Розрахунок кількості світильників загального освітлення у приміщенні:

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

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

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

$$L = 1,5 \cdot H_p, \text{ м},$$

де H_p – висота підвісу світильників над рівнем робочої поверхні, м:

$$H_p = H - h_p - h_c, \text{ м};$$

де $h_p = 0,8$ – висота робочої поверхні над підлогою, м;

$h_c = 0,5$, відстань світлового центру світильника від стелі, 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 в результаті за-

бруднення та старіння ламп, визначається за довідником (для кабінетів, робочих приміщень громадських будівель, торговельних залів тощо $K_z = 1,5$ 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 Вплив судна з дизельним двигуном на навколишнє середовище

В процесі експлуатації судна з дизельним двигуном утворюються побутові і виробничі відходи, скидання яких у водойму приносить значний збиток природі. При цьому всі забруднення, що утворюються на судні можна розділити на дві основні групи:

- 1) залишки перевезених вантажів.
- 2) забруднення, що утворюються в результаті життєдіяльності працівників на електричній станції (стічні води і побутове сміття), а також у результаті експлуатації механізмів (нафтомістящі льяльні, чи подсланеві води, виробниче сміття).

Нафтомістящі води.

У процесі експлуатації механізмів утвориться особливий вид відходів – подсланеві нафтомістящі води (НВ), що скоплюються під настилами (лялялами) машинних відділень. Основні причини утворення НВ – це потічки води з трубопроводів, арматури, насосів, і донну арматуру, а також потічки нафтопродуктів із трубопроводів і арматури при ремонті механізмів, паливної і масляної апаратури і т. ін. Нафтомістящі води утворюються і унаслідок улучення під настили води, використаної при промиванні деталей, механізмів, пропарюванню паливних і масляних цистерн, а також у результаті аварійних потічок.

Таким чином, кількість НВ багато в чому залежить від технічного стану устаткування і від виконання правил його експлуатації. Середньодобове нагромадження НВ в основному визначається потужністю головного двигуна.

Сміття, побутові і виробничі відходи.

У процесі виробничої і побутової діяльності на дизельній електростанції утвориться ряд твердих і рідких відходів, що підлягають видаленню. Побутові тверді відходи утворюються в результаті життєдіяльності працівників. До таких відходів відносяться папір, ганчірки, пакувальні матеріали (дерев'яні шухляди, консервні банки, скляні пляшки і банки, пластмасові флакони з-під шампуню, дезодоранту і т. ін.), а також харчові відходи. Побутові тверді відходи звичайно накопичують у спеціальних контейнерах (бачках). Причому для харчових відходів призначені окремі бачки, і в такий спосіб вони не змішуються з побутовим сміттям. Використаний скляний посуд звичайно теж складають окремо, у спеціальні шухляди.

Експлуатаційні тверді відходи (дрантя, ганчірки, тканеві, синтетичні і паперові фільтри, дерево, гума й ін.) утворюються в процесі обслуговування суднових механізмів. Основну масу цих відходів складає промаслене дрантя, що, як правило, зберігають у спеціальних металевих шухлядах, встановлених у машинних відділеннях.

					МР.142.6221мз.03.05.ПЗ.	Лист
						108
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Виконавши магістерську роботу, була досягнута поставлена мета – підвищена надійність роботи дизельного двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5 за рахунок спроектованої маловитратної системи охолодження. Нова система охолодження за своїми параметрами перевищує штатну систему розглянутого двигуна.

Першим етапом роботи стало моделювання робочого циклу двигуна і отримання даних по тепловому балансу. Після цього з'явилася можливість розрахувати параметри штатної системи охолодження. Були розраховані кілька варіантів її роботи для більш повного уявлення про її можливості. За результатами цих розрахунків були побудовані графічні залежності основних параметрів системи.

Основною частиною роботи був розрахунок маловитратної системи охолодження. Габаритні розміри і маси теплообмінних апаратів для нової системи охолодження були отримані за допомогою прямого розрахунку. Маючи ці дані, було проведено зворотний розрахунок всієї системи і всіх теплообмінних апаратів. Після отримання коректного розрахунку роботи маловитратної системи, було проведено повний факторний експеримент, для повного уявлення про можливості запропонованої в роботі системи охолодження. Повний факторний експеримент показав що роботу системи можна оптимізувати при певних поєднаннях вхідних факторів. Результати факторного експерименту представлені в зручному графічному вигляді. За усіма показниками параметри запропонованої в роботі системи охолодження перевершують параметри штатної системи.

Для отримання повного уявлення про переваги нової системи, було проведено економічний аналіз вигідності внесення змін. Аналіз показав, що установка маловитратної системи, окрім отримання більш вдалих параметрів роботи, дозволяє зменшити вартість системи майже на 11 тис. грн., Завдяки тому, що маси теплообмінних апаратів зменшуються.

В роботі також розглянуті питання охорони праці та охорони навколишнього середовища.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						109
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Ключосов В. Ю., Хайленко Е. Д., Буханець А. О., Кумарянський О. М., Мірошник М. Д. Застосування високоефективних систем охолодження – як дієвий шлях поліпшення параметрів паливної економічності і токсичних вихлопних газів суднових двигунів // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2020. – С. 102-103.
2. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Воронин Г. И. Эффективные теплообменники / Г. И. Воронин, Е. В. Дубровский. – М. : Машиностроение, 1973. – 96 с.
4. Дымо Б. В. О теплопроводности ребристой поверхности при различных материалах ребер и стенки / Б. В. Дымо // «Труды НКИ. Теплоэнергетика». – Николаев, 1975. – Вып. 97. – С. 3-8.
5. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. [пер с англ.], под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
6. Назмеев Ю. Г. Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. пособие для ВУЗов / Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
7. Петровский Ю. В. Современные эффективные теплообменники / Ю. В. Петровский, В. Г. Фастовский. – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 265 с.
8. Цыганков А. С. Расчеты судовых теплообменных аппаратов / А. С. Цыганков. – Л. : Судпромгиз, 1956. – 264 с.
9. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов / В. Г. Дьяченко. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 500 с.
10. Судовые двигатели внутреннего сгорания : учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин [и др.] – Л. : Судостроение, 1989. – 344 с.
11. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 томах. Т.4. Основи САПР ДВЗ. / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.

12. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М : Наука, 1976. – 278 с.

13. Шнацкий В. А. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В. А. Шнацкий. – Л.: Судостроение, 1976. – 174 с.

					ПФ НУК.131.61.20.10.ПЗ	Лист
						111
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		