

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ
ОХОЛОДЖУВАЧА НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ТА РАДІАТОРІВ ДВЗ
ДЛЯ ОТРИМАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГРАНИЧНИХ УМОВ З
ТЕПЛООБМІНУ ТА ОПОРУ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти

Олександр ГАРУС

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
« » 20 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ
Гарусу Олександру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи Дослідження перспективної поверхні теплообміну охолоджувача наддувного повітря та радіаторів ДВЗ для отримання параметрів граничних умов з теплообміну та опору.
- Керівник роботи Професор к.т.н. каф. ДВЗ, У та ТЕ Мошенцев Юрій Леонідович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “01” 09 2023 року №974-уч_
- Строк подання здобувачем роботи 12.12.2023
- Вихідні дані до роботи Поверхня теплообміну у вигляді коридорного пучка пласкоовальних труб з груповим оребрением, пласкими поперечними пластинами з гофрами; поверхня зроблена як серцевина експериментального охолоджувача наддувного повітря; дослідження провести на стенді кафедри.
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис стенда; алгоритм отримання залежності для визначення коефіцієнту тепловіддачі; алгоритм отримання залежності для визначення коефіцієнту опору; результати визначення коефіцієнтів; приклад виконання реального ОНП на базі отриманих залежностей; компоновка цього ОНП на двигуні типу 12ЧН18/20; аналіз можливого економічного ефекту; техніка безпеки при роботі на стенді.
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Схема стенду; 2. Отримані залежності; 3. Експериментальний ОНП;
4. Досліджена поверхня теплообміну; 5. Компоновка реального ОНП на двигуні 12ЧН18/20

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

Олександр ГАРУС

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Юрій Мошенцев

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	6
Розділ 1. Стенд для випробування ПТ	9
1.1 Опис стенду, фото	10
1.2 Приборне насичення	12
1.3 Об'єкт дослідження, фото, схеми, параметри.....	16
1.4 Можливі похибки під час дослідження.....	20
1.5 Похибка визначення температур.....	21
1.6 Похибка визначення величин, що обчислюються за результатами безпосередніх вимірів.....	22
1.7 Похибка визначення витрати повітря за допомогою пристрою звуження (лемніскати) на всмоктуванні.	23
1.8 Похибка визначення тиску повітря перед ОНП.	24
Розділ 2. Алгоритм обробки результатів експерименту для отримання елементів граничних умов.	27
2.1 Загальні положення щодо експериментального визначення елементів граничних умов.....	27
2.2 Обробка результатів експерименту для визначення тепловіддачі ...	29
2.3 Визначення елементів ГУ по опору	41
2.4 Отримання результатів дослідження	49
2.5 Корекція результатів та їх перевірка.....	51
Розділ 3. Визначення економічної ефективності від використання отриманих залежностей.....	55
3.1 Цикл двигуна типу 12ЧН18/20	55
3.2 Компоновка охолоджувача наддувного повітря на двигуні.....	63

3.3	Економічний ефект	66
	Розділ 4. Охорона праці при проведенні експериментів на стенді	68
4.1	Цілі і завдання охорони праці.....	68
4.2	Фактори впливу на умови і безпеку праці.....	69
4.3	Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	70
4.4	Травматизм на робочих місцях, його причини та профілактика	71
4.5	Правила безпеки при роботі з експериментальним стендом.....	72
	Загальний висновок по роботі... ..	74
	Список використаної літератури... ..	75
	Додатки... ..	77

При створенні нових енергетичних установок багато уваги приділяють їх системам охолодження (СО). Щоб створювати раціональні системи охолодження, необхідний розрахунковий аналіз доцільності тієї чи іншої схеми СО. Зокрема, потрібні розрахунки охолоджувачів наддувного повітря (ОНП) і радіаторів (R). Для виготовлення цих теплообмінників доволі часто використовують трубчасто – пластинчасті поверхні теплообміну (ПТ) певного вигляду (рис.1, 2). Відповідно існує необхідність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та коефіцієнтів опору за повітрям для таких ПТ. Коефіцієнти тепловіддачі та опору є складовими граничних умов, які завжди мають бути призначеними при розв’язанні задач розрахунку. Зазначені граничні умови є так званими граничними умовами третього роду, що визначають закони взаємодії теплоносія (у данному випадку повітря) з ПТ. Граничні умови з теплообміну виражаються рівнянням тепловіддачі, яке відоме як рівняння Ньютона-Рімана. Граничні умови з опору виражаються рівнянням Д’арсі. В цих рівняннях найбільш важко визначити саме коефіцієнти тепловіддачі та опору. У даній роботі визначаються саме ці коефіцієнти, які звичайно зберігаються не у вигляді чисел або таблиць чисел, а у критеріальних виразах.

Розрахунки СО та ОНП і R можна виконати, якщо є перевірені критеріальні залежності для таких ПТ щодо визначення коефіцієнтів опору за повітрям та коефіцієнтів тепловіддачі від повітря до ПТ. Відповідні формули для отримання вказаних коефіцієнтів є у джерелі [1]. Однак, зроблені експериментальні перевірки показали, що ці формули містять похибки, які потрібно усунути.

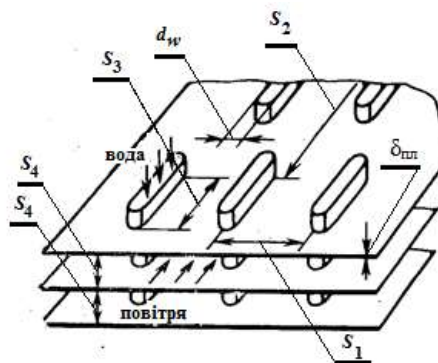


Рис.1. Аксонометричне зображення ПТ з плоских труб коридорного розташування, оребрених колективними пластинами, які мають поперечну виштамповку

Узагальнена залежність для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі, α_k , при коридорній розбивці труб [1] (позначки відповідають табл.1):

$$Nu_{kd_w} = 0,0512 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_{re}}{S^2} \right)$$

Формула, згідно [1], відповідатиме таким властивостям: коридорна розбивка труб, $Re_{dw} = 400 \dots / 20000$; S_2/d_w , $d_w/S_4 = 0,55 \dots 1,2$; $(S_2 - S_3) S_4 = 1,3 \dots 1,85$; $Z_2 \geq$

4. Визначальний розмір d_w , визначальна температура – середня логарифмічна, T_f .

Похибка узагальнення 15% .

Узагальнена залежність [1] для визначення опору зазначеної ПТ:

$$\xi = 2Eu = 0,0845 \left(\frac{d_w}{d_e} \right)^{0,3} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} Re^{-0,15} \varepsilon_\lambda;$$

$$\varepsilon_\lambda = 1,47(1 + 1,9h_{re}/S^2); \text{ при } Re_{de} = 2000 \dots 10000.$$

Або, якщо привести цю формулу до звичайного виду, то буде:

$$Eu Re^2 = 0,062108 \left(\frac{d_w}{d_e} \right)^{0,3} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} Re^{1,85}$$

$$(1 + 1,9h_{re}/S^2); \text{ при } Re_{de} = 2000 \dots 10000.$$

Для меншого діапазону Re , якщо також привести надану залежність до зручної для експерименту форми, згідно [1] маємо:

$$Eu Re^2 = 2,754 \left(\frac{d_w}{d_e} \right)^{0,3} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} Re^{1,3}$$

$$(1 + 1,9h_{re}/S^2) 1,65^{LgRe_{de} - 2,53}; \text{ при } Re_{de} = 400 \dots 2000.$$

					6.090210.6222M	Лист
						7
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

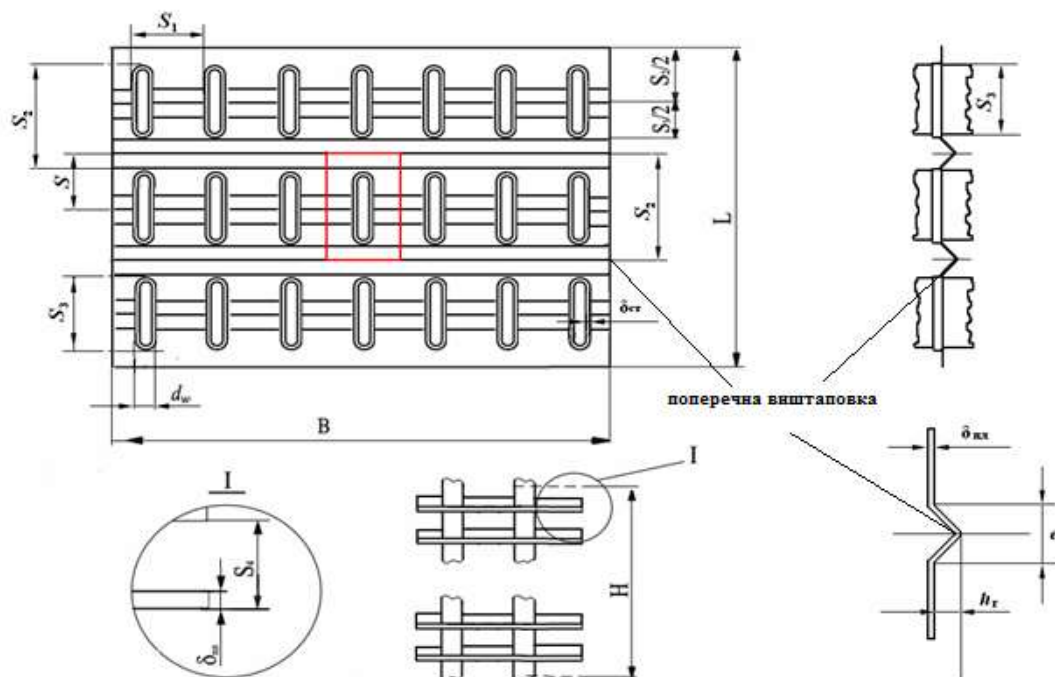


Рис.2. Детальна схема ПТ

Для перевірки вказаних залежностей та відповідної корекції з моєю участю були проведені експериментальні дослідження на спеціальному стенді. У якості об'єкту дослідження використовувався спеціально виготовлений теплообмінник, параметри якого зведені у табл. 6. У цій же таблиці надані режими випробування та їх параметри. Для зручності розгляду наданого матеріалу всі позначки параметрів зведені у табл. 7.

Стенд було зроблено у лабораторії ДВЗ, я приймав участь у його створенні та доведенні. На стенді можна випробувати невеликі зразки теплообмінників для різних потреб, зокрема для встановлення елементів граничних умов для різних поверхонь. Максимальний розхід повітря на даному стенді – біля 0,2 кг/с. Максимальний тиск повітря – до 0,2 мПа. Максимальний розхід води – 10 кг/с. Стенд працює від автономного дизельного двигуна потужністю 35 кВт при $n = 1500$ об/хв.

Докладний опис стенда і його обладнання надано далі.

Розділ 1.

Стенд для випробування ПТ

Дослідження проводили на експериментальному стенді. Досліджувався експериментальний охолоджувач наддувного повітря з трубчасто-пластинчастою поверхнею теплообміну (ПТ) на базі коридорного пучка пласкоовальних труб з груповим орєбренням плоскими поперечними ребрами, що мають поперечні виштамповки у вигляді трикутного виступу.

Метою дослідження є отримання граничних умов (ГУ) з теплообміну та опору для представленої поверхні теплообміну. Отримані граничні умови повинні забезпечити можливо точне визначення розмірів охолоджувачів наддувного повітря для ряду перспективних двигунів.

Для отримання граничних умов з теплообміну і опору в повітрі експериментальний ОНП продувався на стенді потоком гарячого повітря одночасно з подачею води на різних режимах. На кожному режимі, які відрізнялись витратою повітря, фіксувались температури повітря до та після ОНП, перепад тиску повітря на ОНП, витрата повітря, витрата води, температури та тиски води до та після ОНП. Після встановлення обраного режиму (за витратами повітря) та його стабілізації всі зазначені параметри практично одномоментно реєструвались з використанням засобів автоматичного вимірювання та реєстрації. На кожному режимі виконувалась неодноразова реєстрація параметрів (до 60 разів).

Отримані результати оброблялися за спеціальною методикою, у результаті було отримано шукані ГУ.

З виконаного дослідження передбачається оцінка можливості застосування відомих ГУ [1] для розрахунків відповідних ОНП, зокрема оцінка можливості визначення оптимальних геометричних параметрів ПТ аналізованого типу.

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						9
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

1.1. Опис стенду, фото.

Загальні види стенду представлені на рисунку 3 і 4. Принципова та вимірювальна схема стенду наведена на рисунку 5.

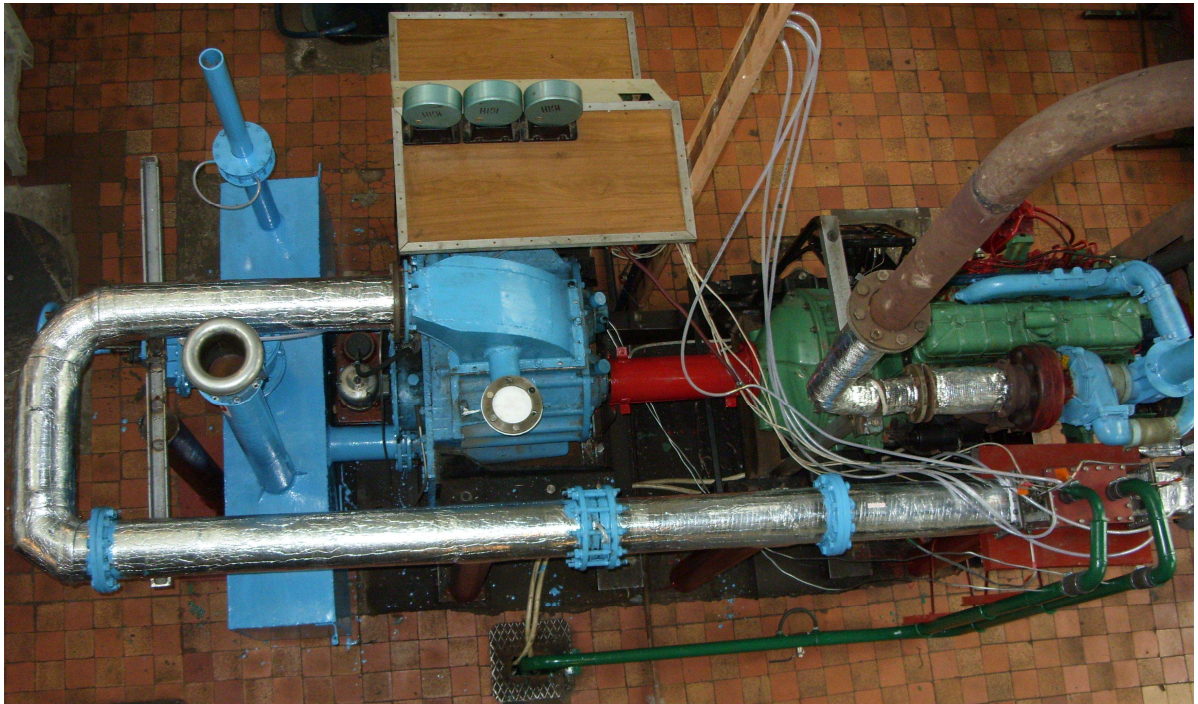


Рис. 3. Вид випробувального стенду зверху

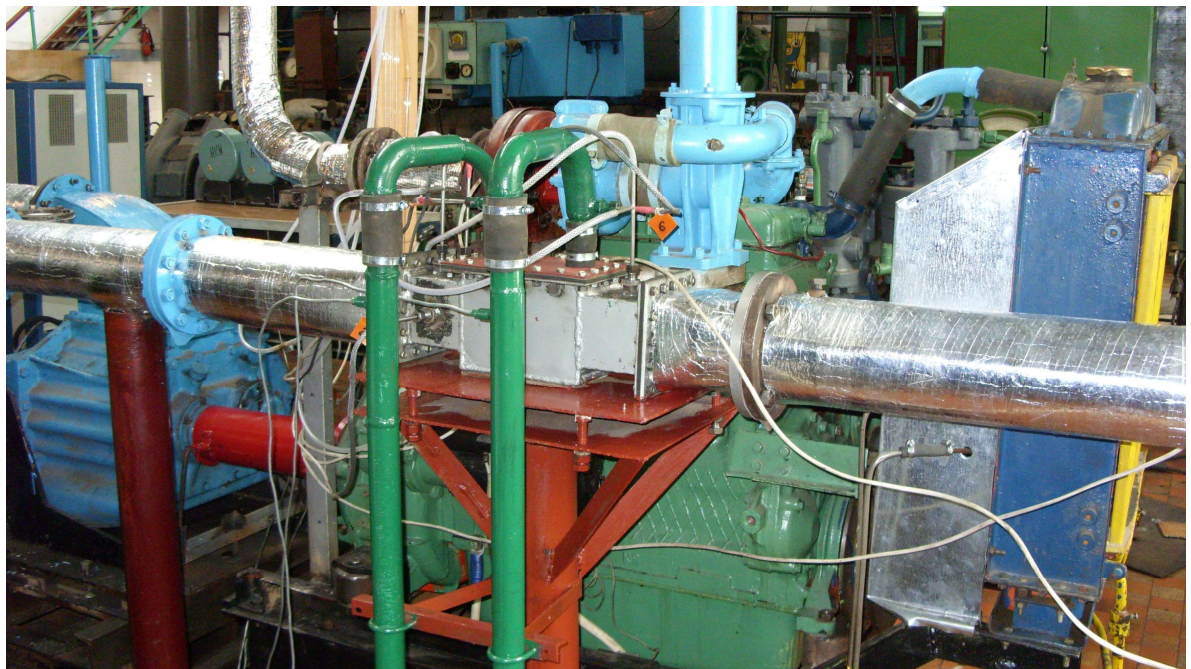


Рис. 4. Вид випробувального стенду збоку

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						10
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

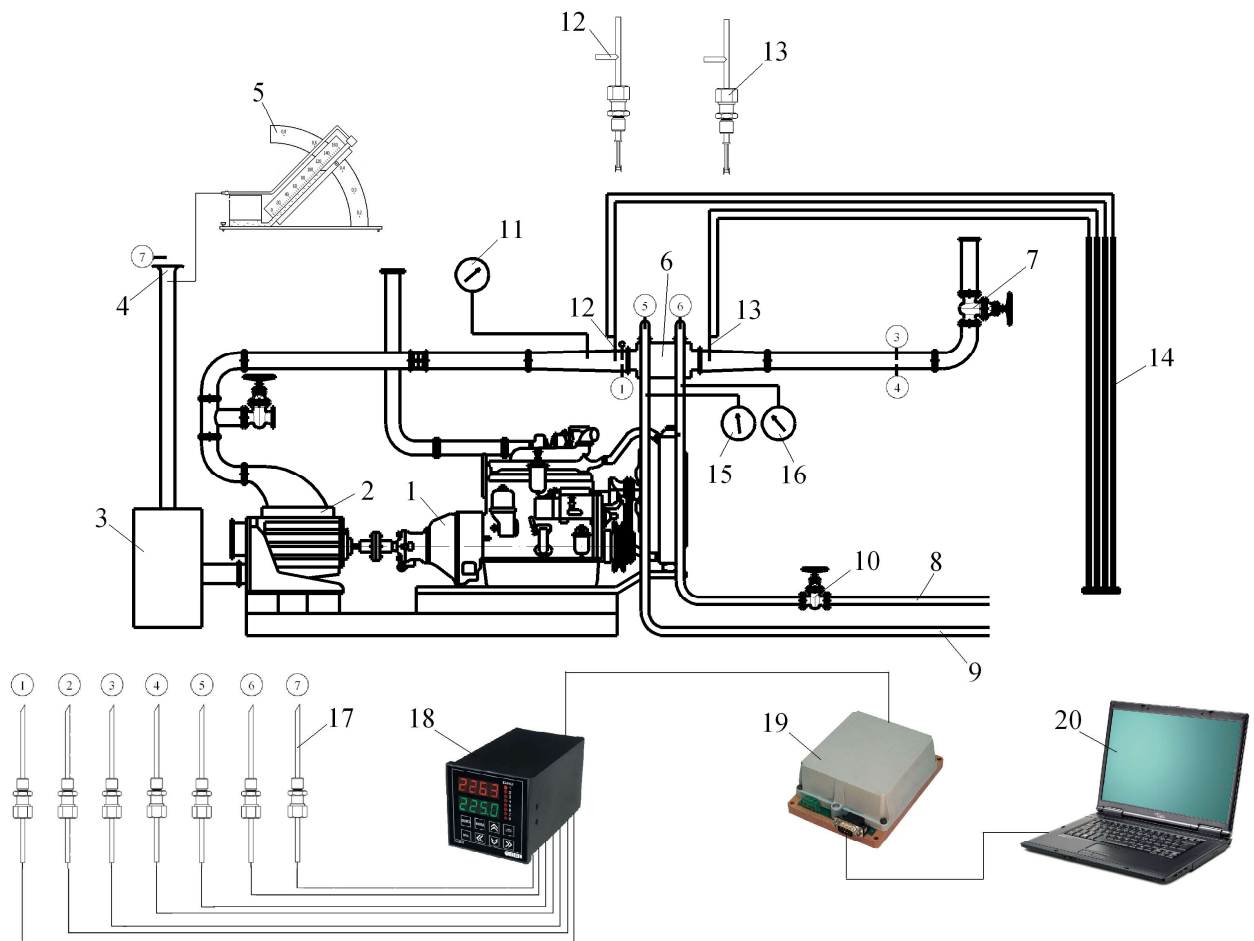


Рис. 5. Принципова та вимірювальна схема стенду:

- 1 – двигун СМД-19; 2 – роторно-лопатевий компресор; 3 – бак-заспокоювач;
 4 – звужуючий пристрій (лемніскату); 5 – мікроманометр багаторежимний з похилою трубкою ММН 2400; 6 – експериментальний ОНП;
 7 – засувка для регулювання витрати та тиску повітря; 8 – трубопровід підведення води до ОНП; 9 - трубопровід відведення води від ОНП;
 10 – засувка регулювання витрати води через ОНП; 11 – зразковий манометр для вимірювання тиску повітря перед ОНП; 12, 13 - приймачі статичного тиску до і після ОНП; 14 - диференціальний U-подібний водяний п'єзометр; 15, 16 - зразкові манометри для контролю тиску води до і після ОНП;
 17 – термопари хромель-копель (цифрами у гуртках на схемі позначені місця встановлення термопар); 18 - восьмиканальний пристрій контролю температур УКТ38-Щ4 «ОВЕН»; 19 – мережевий адаптер АС-2 «ОВЕН»;
 20 – персональний комп'ютер.

Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ

Лист

11

1.2. Приборне насичення.

При випробуваннях на стенді вимірювалися витрати повітря та води, їх температура та тиск. Для виконання вимірювань зазначених параметрів застосовувалися прилади та обладнання, зазначені у табл. 1.

Таблиця 1. Прилади й обладнання стенду для випробувань ОНП

Параметр вимірювань	Позначення параметра	Прилад	Датчик	Інструментальна похибка приладу
Температура води перед ОНП	T_{w1}	Пристрій контролю температури УКТ38-ІЦ4 “ОВЕН”	Термо-пара ХК	0,05 °С
Температура води за ОНП	T_{w2}			0,05 °С
Температура повітря перед ОНП	T_{b1}			0,05 °С
Температура повітря за ОНП	T_{b2}			0,05 °С
Температура навколишнього середовища	T_o			0,05 °С
Тиск навколишнього середовища	B	Барометр	—	0,5 мм рт.ст.
Тиск повітря на вході в ОНП	P_1	Манометр надлишкового тиску	Приймачі статичного тиску	0,05 кг/см ²
Повітряний опір ОНП	$\Delta P_{\text{ОНВ}}$	Диференціальний U - образний водяний п'єзометр		0,5 мм в.ст.
Падіння тиску на лемніскаті	h	Мікроманометр ММН-2400		0,2 мм с.п.ст.

Загальні види основних датчиків та приладів наведено на рисунках 6...11.



Рис. 6. Термопара ХК

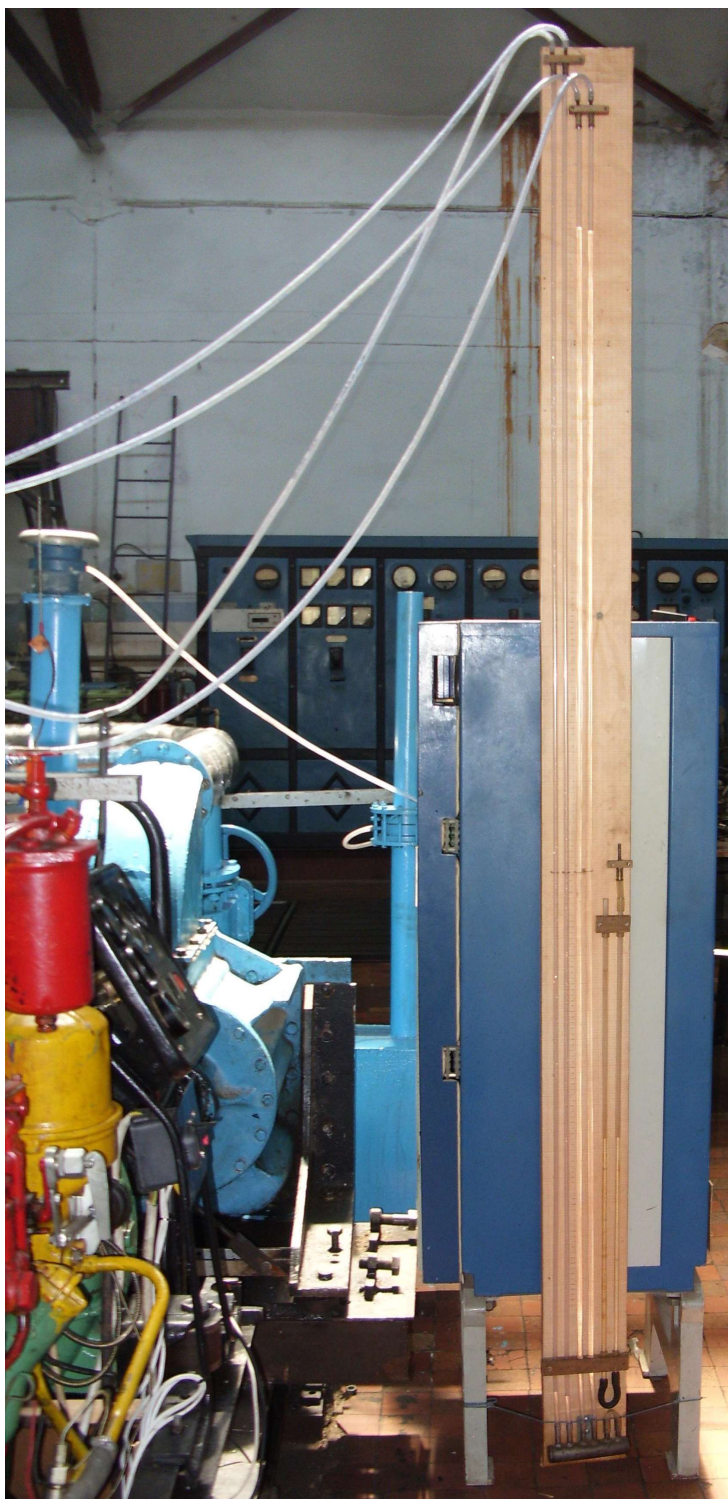


Рис. 7. Диференційний U-образний п'єзометр

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ

Лист
13

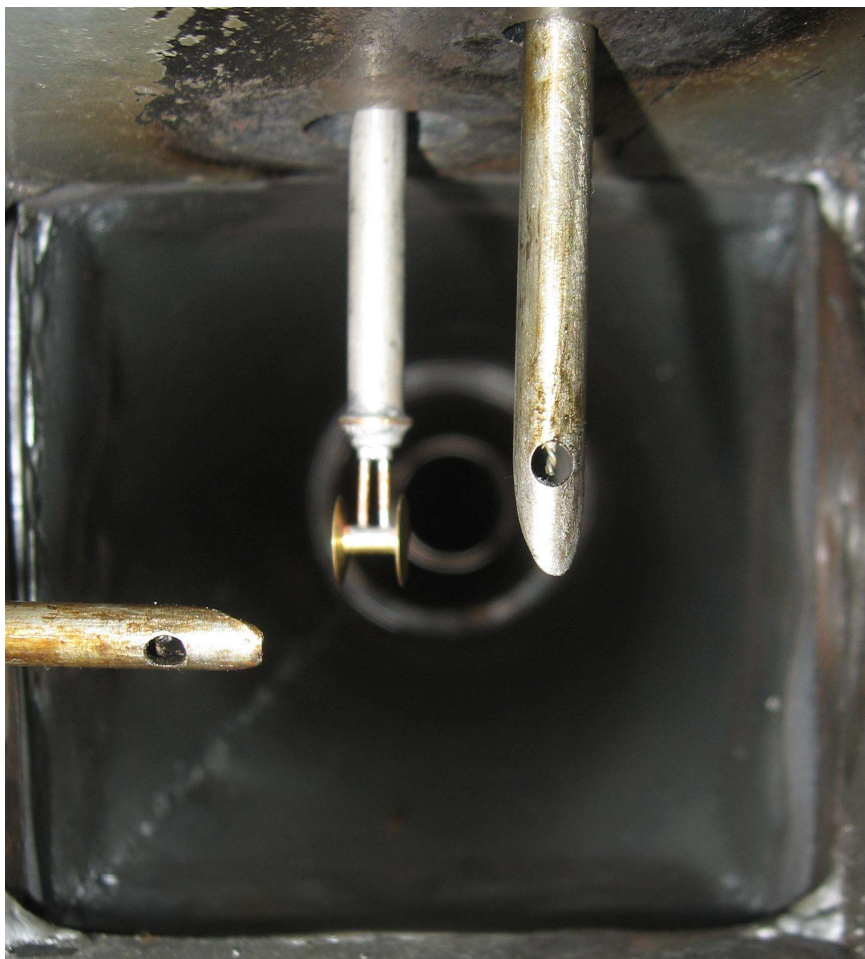


Рис. 8. Установка термопар та приймача статичного тиску в каналі перед ОНП



Рис. 9. Мікроманометр багаторежимний з похилою трубкою ММН 2400

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ



Рис. 10. Блок зразкових манометрів та пристрій контролю температур УКТ38-Щ4

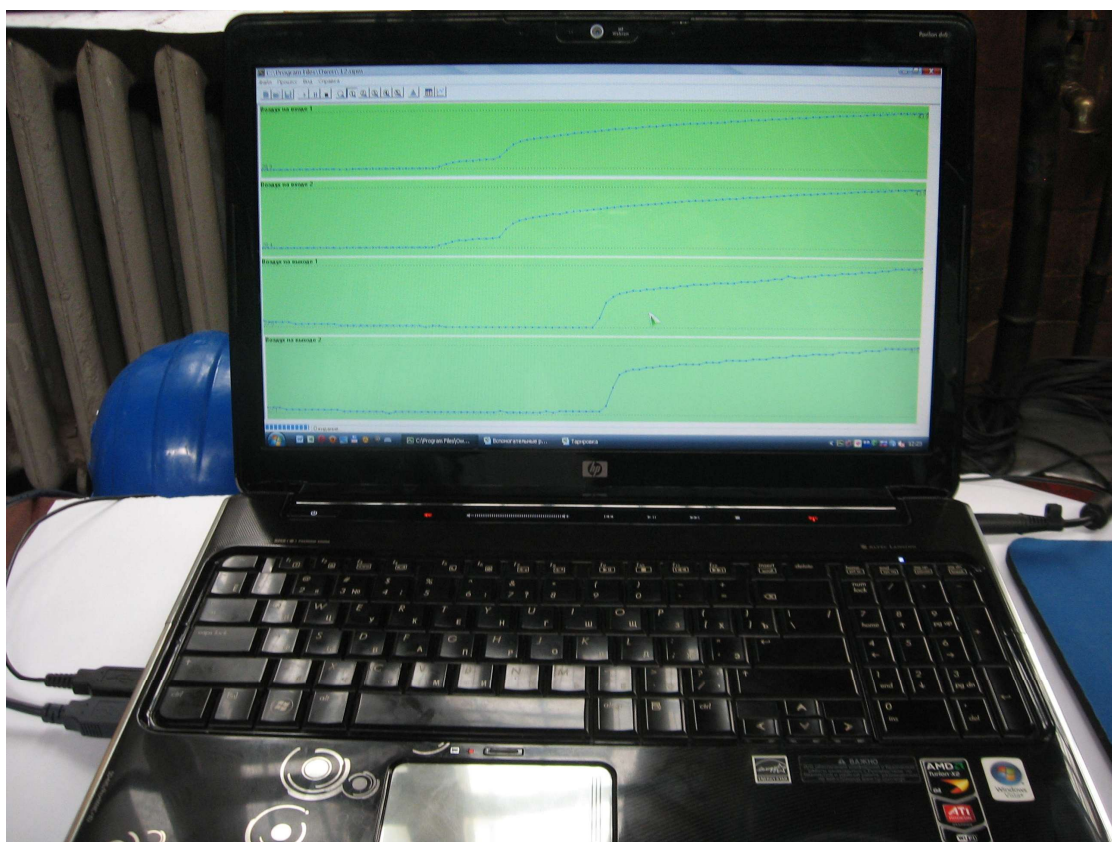


Рис. 11. Персональний комп'ютер для реєстрації параметрів температур з УКТ38-Щ4

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						15
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Для отримання граничних умов теплообміну і опору в повітрі експериментальний ОНП продувався на стенді потоком гарячого повітря, що надходив під тиском від компресора. Одночасно з подачею повітря через пучок труб прокачувалась вода. Випробування проводилися на низці режимів. Кожен режим відповідав певній витраті повітря. У ході випробувань витрата повітря змінювалася від мінімального значення до максимального. Мінімум витрати і максимум визначалися значеннями повітряних опорів ОНП та бажаним діапазоном чисел Рейнольдса за повітрям. Витрата води залишалася незмінною і досить високою, щоб швидкість води в трубках забезпечувала режим турбулентної течії. Параметри повітряного та водяного потоків вказані в таблиці 2. На кожному режимі фіксувалися температури повітря до та після ОНП, перепад тиску повітря на ОНП, витрата повітря, витрата води, температури та тиску води до та після ОНП. Перелік вимірюваних параметрів та їх значення наведено у таблиці 1. Після встановлення обраного режиму (за витратами повітря) та його стабілізації всі зазначені параметри практично одномоментно реєструвалися з використанням засобів автоматичного вимірювання та реєстрації. На кожному режимі виконувалась неодноразова реєстрація параметрів (до 60 разів).

Отримані результати оброблялися за спеціальною методикою, у результаті було отримано шукані ГУ.

1.3 Об'єкт дослідження, фото, схеми, параметри.

Об'єктом дослідження є експериментальний охолоджувач наддувного повітря із зазначеним типом поверхні теплообміну, що виготовляється на підприємстві «Радіаторний завод "Кронід"» (м. Миколаїв). Охолоджувач випробовувався на спеціальному стенді у лабораторії ДВС НУК. Загальний вигляд ОНП представлений на рис. 12.

Цей ОНП має геометричні розміри, зазначені в таблиці 2. Тут же наведено всі геометричні параметри ПТ. Загальний вид пучка труб експериментального ОНП та вид дослідженої ПТ з боку фронту представлені на рисунках 13 та 14 відповідно.

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						16
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

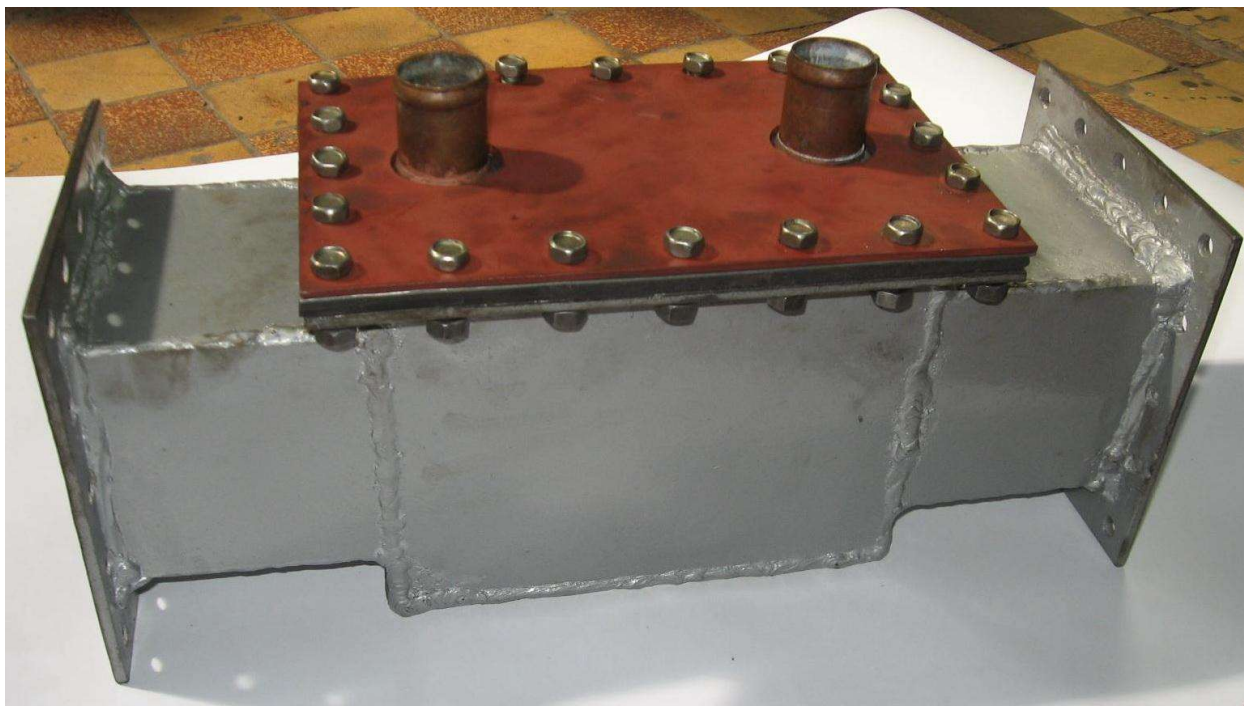


Рис. 12. Загальний вигляд експериментального ОНП



Рис. 13. Загальний вигляд пучка труб експериментального ОНП

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						17
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		



Рис. 14. Загальний вигляд пучка труб ОНП з боку фронту

Таблиця 2. Основні результати досліджень експериментального ОНП

Пара- метр	Од. вим.	Найменування	Номер режиму випробувань				
			1	2	3	4	5
G_v	кг/с	Витрата повітря	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
G_w	кг/с	Витрата води	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
T_{v1}	К	Температура повітря на вході в ОНП	377	388	393,6	390,5	391,9
T_{v2}	К	Температура повітря на виході з ОНП	306,8	316,2	323,7	328,4	334

Табл. 2 (Продовження 1). Основні результати досліджень експериментального ОНП

$t_{\text{вх}}$	°C	Температура повітря на вході в ОНП	104	115	120,6	117,5	118,9
$t_{\text{вих}}$	°C	Температура повітря на виході з ОНП	33,8	43,2	50,7	55,4	61
$T_{\text{вх}}$	K	Температура води на вході в ОНП	304,5	305,6	307,1	308,3	310
$T_{\text{вих}}$	K	Температура води на виході з ОНП	304,7	306,2	308,3	309,9	312,2
$t_{\text{вх}}$	°C	Температура води на вході в ОНП	31,5	32,6	34,1	35,3	37
$t_{\text{вих}}$	°C	Температура води на виході з ОНП	31,7	33,2	35,3	36,9	39,2
P_1	Па	Тиск повітря на вході в ОНП	153836	152268	156188	151484	154620
$L_{\text{п}}$	м	Довжина пучка труб ОНП	0,184				
$B_{\text{п}}$	м	Ширина пучка труб ОНП	0,10				
$H_{\text{п}}$	м	Висота пучка труб ОНП	0,11				
$b_{\text{в}}$		Число термодинамічних ходів по воді	4				
$b_{\text{вт}}$		Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході	1				
$d_{\text{в}}$	м	Висота поперечного перерізу трубки	0,0025				
S_1	м	Відстань між трубками у поперечному ряду	0,01				
S_2	м	Крок між поперечними рядами трубок	0,023				
S_3	м	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	0,017				

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ

Табл. 2 (Продовження 2). Основні результати досліджень експериментального ОНП

S_4	м	Крок між ребрами	0,002054
$\delta_{ст}$	м	Товщина стінки трубки	0,00025
$\delta_{пл}$	м	Товщина пластини ребра	0,00008
$h_г$	м	Висота гофру від поверхні	0,0025
e	м	Ширина гофру	0,004
S	м	Крок між гофрамі по ходу повітря в одному ряді	0,023
$d_{\text{Э}}$	м	Еквівалентний діаметр ПТ за повітрям	0,0028
Z_2'	шт.	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2	2
Z_1	шт.	Число труб у поперечному ряду	10
Z_2	шт.	Число поперечних рядів	8
Z	шт.	Загальна кількість труб у пучку	80

1.4 Можливі похибки під час дослідження.

Аналіз похибок виконувався з урахуванням таких ймовірнісних помилок:

1. Похибки вимірювальних приладів, які визначаються класом точності приладів, умовами тарування датчиків та їх станом протягом усього циклу експериментів;
2. Похибки, які визначаються можливою нерівномірністю епюри температур у перерізі трубопроводу;
3. Похибки обчислень.

Розглянемо похибки визначення вимірюваних та визначених величин відповідно до прийнятого поділу джерел помилок.

1.5. Похибка визначення температур.

Як датчики температури у всіх контрольних точках використовуються хромель-краплинні термопари, похибка вимірювання якими становить $\pm 0,05$ °С. Реєстрація температур проводилася на персональний комп'ютер за допомогою пристрою контролю температур УКТ-38Щ4 та адаптера мережевого АС-2 «Овен». Межа основної наведеної похибки приладу становить $\pm 0,5\%$ показання приладу (не враховуючи похибки датчиків). Кожен наступний вимір проводився з інтервалом 3 секунд після попереднього автоматичного збереження даних в пам'яті персонального комп'ютера. Одночасна фіксація всіх параметрів сприяє підвищенню достовірності результатів. Роздільна здатність УКТ-38Щ4 дозволила оцінювати температуру, що реєструється в точці, з відхиленням $\pm 0,1$ °С. Кожен режим підтримувався протягом 3-х хвилин, що дозволило отримати 60 значень кожного параметра, що вимірюється. Зіставлення даних дозволило зменшити довірчий інтервал відхилення від істинної величини в порівнянні з тим, який визначається помилкою одиничного виміру. Похибка зразкового термометра під час тарування термопар склала $\Delta t_{обр} = \pm 0,05$ °С.

З метою зменшення нерівномірності епюри температур потоку повітря за ОНП, мірна ділянка віднесена на 1,2 м від заднього фронту. Для визначення середньої температури $t_{\theta 2}$ у мірній ділянці виконувалося траверсування контрольованого перерізу у двох площинах. Різниця у величині середньої температури, встановленої за результатами траверсування у двох площинах, не перевищила 0,4 °С.

Таким чином, повні абсолютні похибки визначення температури повітря до і після ОНП (2.4.1 і 2.4.2), а також температури води на вході (2.4.3) та температури навколишнього середовища (2.4.4) становлять:

$$\Delta t_{\theta 1} = 0,6 + 0,05 + 0,05 = 0,7^{\circ}\text{C}; \quad (2.4.1)$$

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						21
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$\Delta t_{e2} = 0,25 + 0,05 + 0,05 + 0,4 = 0,75^{\circ}\text{C}; \quad (2.4.2)$$

$$\Delta t_{w1} = 0,2 + 0,05 + 0,05 = 0,3^{\circ}\text{C}; \quad (2.4.3)$$

$$\Delta t_o = 0,15 + 0,05 + 0,05 = 0,25^{\circ}\text{C}. \quad (2.4.4)$$

1.6. Похибка визначення величин, що обчислюються за результатами безпосередніх вимірів.

Граничну відносну похибку визначення ККД (2.4.5) з урахуванням технічного способу вимірювання можна оцінити так:

$$\delta\eta = \delta(t_{B1}-t_{B2}) + \delta(t_{B1}-t_{W1}) = \frac{\Delta t_{B1}+\Delta t_{B2}}{t_{B1}-t_{B2}} + \frac{\Delta t_{B1}+\Delta t_{W1}}{t_{B1}-t_{W1}}. \quad (2.4.5)$$

Абсолютна похибка визначення ККД (2.4.6) у такому разі становитиме:

$$\Delta\eta = \eta \cdot \delta\eta \quad (2.4.6)$$

Таблиця 3. Похибка визначення ККД ОНП

Пара-метр	Найменування	Номер режиму випробувань				
		1	2	3	4	5
$t_{e1},^{\circ}\text{C}$	Температура повітря на вході в ОНП	104,0	115,0	120,6	117,5	118,9
$t_{e2},^{\circ}\text{C}$	Температура повітря на виході з ОНП	33,8	43,2	50,7	55,4	61,0
$t_{w1},^{\circ}\text{C}$	Температура води на вході в ОНП	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
η	ККД ОНП	0,968	0,871	0,808	0,755	0,707
$\delta\eta$	Відносна похибка визначення ККД	0,034	0,032	0,032	0,036	0,037
$\Delta\eta$	Абсолютна похибка визначення ККД	0,033	0,028	0,026	0,027	0,026

1.7. Похибка визначення витрати повітря за допомогою пристрою звуження (лемніскати) на всмоктуванні

Витрата повітря через пристрій, що звужує, обчислюють за формулою:

$$G = A\sqrt{\rho_B \cdot h_c}, \text{ кг/с.} \quad (2.4.7)$$

Відносна похибка, відповідно до правил визначення такої, дорівнює:

$$\delta G = \delta A + 0,5(\delta \rho_B + \delta h_c) \quad (2.4.8)$$

Похибка визначення A залежить від великої кількості чинників. Основні з цих факторів перераховані нижче:

- точність визначення геометричних розмірів отвору сопла;
- чистота та точність його виготовлення;
- зміна його розмірів зі зміною температури сопла у процесі проведення випробувань та точність обліку впливу цього фактору;
- правильність розташування приймального отвору сопла по відношенню до конструкцій, розташованих поруч із ним, і спотворення поля швидкостей повітряного потоку перед соплом.

Облік цих чинників дуже складний. У зв'язку з цим рекомендується наближено приймати $\delta A = 1,5\%$.

Похибка визначення щільності повітря перед соплом обчислюється за такою формулою:

$$\delta \rho_B = \frac{K_B B_{\max}}{100B} + \frac{\Delta T_o}{T_o}, \quad (2.4.9)$$

де: K_B – клас точності барометра, B – його показники, $B_{\max}$ – граничне значення шкали; ΔT_o – абсолютна похибка визначення температури повітря перед соплом; T_o – абсолютна температура повітря перед соплом.

Похибка визначення розрідження на сопі δh_c знаходиться з виразу:

$$\delta h_c = \frac{\Delta h_c}{h_c}, \quad (2.4.10)$$

де: Δh_c – абсолютна похибка вимірювання перепаду на мікроманометрі, яким вимірюють розрідження, h_c – виміряний перепад між менісками спиртового стовпа в мікроманометрі. Δh_c може оцінюватися як можлива похибка перепаду між менісками. З урахуванням фотофіксації спиртового стовпа у мікроманометрі Δh_c приймаємо 0,5 мм.

Таким чином, відносна похибка визначення витрати повітря обчислюється за наступною формулою:

$$\delta G_g = \delta A + 0,5(\delta \rho_v + \delta h_c) = \delta A + 0,5\left(\frac{K_B B_{\max}}{100B} + \frac{\Delta T_o}{T_o} + \frac{\Delta h_c}{h_c}\right) \quad (2.4.11)$$

Абсолютна похибка визначення витрати повітря у такому разі становитиме:

$$\Delta G_v = G_g \cdot \delta G_g \quad (2.4.12)$$

Таблиця 4. Похибка визначення витрати повітря

Пара-метр	Найменування	Номер режиму випробувань				
		1	2	3	4	5
G_v , кг/с	Витрата повітря	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
δG_v	Відносна похибка визначення витрати повітря	0,0250	0,0204	0,0202	0,0200	0,0198
ΔG_v , кг/с	Абсолютна похибка визначення витрати повітря	0,003	0,004	0,006	0,008	0,010

1.8. Похибка визначення тиску повітря перед ОНП

Відповідно до формули для визначення абсолютного тиску можна записати:

$$\delta P_{v1} = \delta p_{\text{изб}} + \delta P_o = \frac{\Delta P_{\text{изб}}}{P_{\text{изб}}} + \frac{\Delta P_o}{P_o}, \quad (2.4.13)$$

Так як:

$$P_{\text{изб}} = P_{\text{ман}} + B, \text{ то } \Delta P_{\text{изб}} = \Delta P_{\text{ман}} + \Delta B$$

$$P_o = B, \text{ то } \Delta P_o = \Delta B.$$

Відповідно відносна похибка визначення тиску повітря перед ОНП може бути розрахована таким чином:

$$\delta p_{\text{el}} = \left(\frac{K_{\text{м}} P_{\text{ман}}^{\text{ман}}}{100} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100} \right) \frac{1}{p_{\text{ман}} + B} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100 B}; \quad (2.4.14)$$

Абсолютна похибка визначення тиску повітря перед ОНП у такому разі становитиме:

$$\Delta P_{\text{el}} = P_{\text{el}} \cdot \delta P_{\text{el}} \quad (2.4.15)$$

Таблиця 5. Похибка визначення тиску повітря перед ОНП

Пара-метр	Найменування	Номер режиму випробувань				
		1	2	3	4	5
$P_{\text{в1}},$ Па	Тиск повітря перед ОНП	153836	152268	156188	151484	154620
$\delta P_{\text{в1}}$	Відносна похибка визначення тиску повітря перед ОНП	0,0281	0,0282	0,0278	0,0283	0,0280
$\Delta P_{\text{в1}},$ Па	Абсолютна похибка визначення тиску повітря перед ОНП	4317,2	4296,5	4348,1	4286,2	4327,5

Висновок

Експериментальний стенд охолоджувача наддувного повітря з трубчасто-пластинчастою поверхнею теплообміну (ПТ) на базі коридорного пучка плоскоовальних труб з груповим ребруванням плоскими поперечними ребрами, що мають поперечні виштамповки у вигляді трикутного виступу готовий до виконання досліджень, спрямованих на отримання граничних умов з теплообміну та опору для данної поверхні теплообміну. Про це свідчать результати експериментальних даних, занесених в таблицю 2.

Перевагами цього стенду є можливість виконувати дослідження на багатьох режимах за витратою повітря й точно фіксувати дані за допомогою засобів автоматичного вимірювання та реєстрації.

Однак стенд обмежений певним діапазон досліджень, які обумовлені типом теплообмінної поверхні й її технічними (масо-габаритними) характеристиками, які можна покращувати. Проте для цілей нашого дослідження цей діапазон є цілком достатнім.

					КРМ.142.6222м.03.01.ПЗ	Лист
						26
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Розділ 2

Алгоритм обробки результатів експерименту для отримання елементів граничних умов

Залежності потрібні для розрахунків, де вони використовуються у складі розроблених алгоритмів. Якщо на підставі розрахунків з використанням експериментальних залежностей отримують параметри, які співпадають з експериментальними, то все гаразд. Якщо ж використання експериментальних залежностей не забезпечує отримання параметрів, що гарантовано підтверджуються (частіше за все експериментально), то такі залежності не потрібні. Не слід отримувати залежностей, які не спроможні діяти в складі тих алгоритмів розрахунку, з якими працює заказник експериментальних залежностей. Тобто, отримуючи залежності, весь час потрібно думати про те, чи будуть вони правильно працювати у складі певних алгоритмів.

2.1. Загальні положення щодо експериментального визначення елементів ГУ

Враховуючи записане, можна сформулювати такі рекомендації

1. Отримання залежностей може йти традиційним шляхом. У даному випадку це побудова графічних залежностей, які будують на основі осереднення отриманих результатів. Результати завжди отримуються з певними похибками. Значення похибок носить вірогідний характер.

2. По точках отриманих параметрів можна провести декілька ліній тренду, бо положення точок можна змінити з урахуванням можливих похибок. У нашому випадку тренди робляться на базі лінеаризованих залежностей, тобто модель залежності лінійна, що забезпечує відносне спрощення і, водночас, уточнення отриманих коефіцієнтів.

3. Уточнюючи положення експериментальних ліній з урахуванням можливих похибок, слід пам'ятати про те, що остаточне уточнення має відбутися з урахуванням експериментальної перевірки, яка враховує сказане раніше.

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						27
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

4. Отримані експериментально залежності слід відкоригувати з умови їх придатності для інженерних розрахунків. Умовою ж придатності є достовірна перевірка розрахункових значень, отриманих з допомогою експериментальних залежностей. Щодо правил і умов перевірки, то цьому буде присвячений особливий розділ нижче.

5. Корекція залежностей повинна проводитися разом: водночас як для α , так і для Δp . Це пов'язано з тим, що теплообмінник має поверхню, яка має властивості, пов'язані як з опором, так і з тепловіддачею. Ця властивість є нерозривною, і одна властивість без іншої не може бути використана для визначення усіх параметрів ПТ, яка працює у потоці повітря. Ця особливість має місце як у алгоритмі розрахунку теплообмінника, так і у різних авторів, які надають різні описи процесів взаємодії ПТ таких теплообмінників з потоком повітря.

6. Коригування положення експериментальних ліній, або уточнення експериментальних залежностей, може забезпечуватися у рамках таких можливостей.

•Визначення опору стінки ПТ досить умовне. Для плоских стінок при розрахунках термічного опору застосовують звичайно залежність

$$\sigma R_{\text{ст}} = \sigma \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{м}}}.$$

Для циліндричних стінок

$$\sigma R_{\text{ст}} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_{\text{м}}} \sigma.$$

В дійсності плоско-овальна трубка і не плоска, і не циліндрична. Між тим значення термічного опору, розраховане за цими двома формулами, відрізняється вдвічі.

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						28
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Якщо подивитися існуючі методики розрахунків, то у алгоритмах застосовуються і та, і інша формули. Згідно [1] вони обидві неправильні, а правильних простих формул, придатних для інженерних розрахунків плоско-овальних трубок немає.

Тож, не використовуючи якусь з формул, можна обрати значення опору у межах найбільшої і найменшої величини, що вони дають. Це досить примітивно, але це досить логічно і можна застосувати, коригуючи залежності.

- Кожні параметри мають похибки. Відповідно можуть змінюватися значення цих параметрів. У межах таких змін можна коригувати експериментальні дані і, відповідно, будуть змінюватися залежності для визначення тепловіддачі та опору. Це стосується як параметрів по тепловіддачі, так і по опору. Корекція має проводитися для того, щоб отримані залежності найбільшим чином сприяли отриманню розрахункових величин, достовірно підтверджуваних тими способами розрахунків, якими володіє заказник.

2.2. Обробка результатів експерименту для визначення тепловіддачі

У нашому випадку експеримент і обробка даних проводилися методом теплообмінника. При цьому методі сам теплообмінник не препарувався, а параметри при експерименті визначалися тільки по теплоносіям до і після теплообмінника.

Принципово можливо таким способом визначити всі необхідні для визначення α параметри, проте такий шлях відносно складний [2]. Враховуючи призначення коефіцієнтів, що були отримані при даному експерименті (для інженерних обчислень систем), можна дещо спростити методику, вважаючи достатньо точними ряд параметрів, які можна визначити через відомі залежності, які були отримані авторитетними дослідниками. Так, якщо гарантовано забезпечити режим течії води у трубках як розвинений турбулентний, можна визначити коефіцієнт тепловіддачі з боку води α_w достатньо точно, без експериментального визначення, якщо вжити

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						29
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

для цього залежність з відомих джерел [3, 4]. Так само, знаючи стан поверхні і особливості стенду, можна визначити термічний опір стінки поверхні теплообміну R_{Σ} на підставі залежностей з теорії теплопровідності, наприклад з [5].

У табл.6 приведена розшифровка чисельних параметрів, які використовувалися у ході досліджень. У табл. 7 приведені параметри досліджуваного теплообмінника і параметри теплоносіїв, отримані для визначення залежностей по теплообміну і опору.

Отже, якщо для визначення α_w і R_{Σ} застосувати розрахункові залежності, можна зробити дослідження набагато простішим. У такому разі все випробування можна провести на одному режимі течії по воді. Відповідно зміни режимів будуть залежати тільки від розходу повітря (в основному, режими відрізняються ще тисками повітря і його температурами), у відповідності до табл. 7.

Табл. 6 Параметри теплоносіїв та ПТ

№ з/п	Позначка	Розмірність	Назва
Параметри теплоносіїв			
1.	α	Вт/м ² К	Коефіцієнт тепловіддачі
2.	R_{Σ}	м ² К/Вт	Коефіцієнт опору сумарний
3.	k	Вт/м ² ·К	Коефіцієнт теплопередачі
4.	λ	Вт/м·К	Коефіцієнт теплопровідності
5.	μ	Па·с	Коефіцієнт в'язкості динамічний
6.	ρ	кг/м ³	Щільність
7.	G	кг/с	Масовий розхід (витрата)
8.	C_p, C_w	Дж/кг·К	Теплоємності (ізобарна C_p для повітря)
9.	T, t	°С, К	Температура
10.	P	Па	Тиск

Табл. 6 (продовження 1). Параметри теплоносіїв та ПТ

11.	Δp	Па, мм.в.ст.	Опір за повітрям
12.	w	м/с	Швидкість потоку у стисненому перетині
13.	W	Вт/К	Енергоємність потоку ($W = GC_p$, $W_w = G_w C_w$)
14.	S	—	Відношення енергоємностей теплоносіїв
15.	Nu	—	Критерій Нуссельта
16.	Re	—	Критерій Рейнольдса
17.	Eu	—	Критерій Ейлера
18.	ξ	—	Коефіцієнт опору
19.	NTU	—	Кількість переносу теплоти
20.	η	—	ККД
21.	d_w	м	Визначальний розмір, мінімальний габарит трубки
22.	d_e	м	Визначальний розмір, еквівалентний діаметр
23.	Індекси		
24.	w	—	Для ТВК (вода прісна)
25.	v	—	Для повітря (для повітря може йти без індексу)
26.	Π	—	Приведене значення (може йти без індексу)
27.	k	—	Конвективне значення
28.	$\min$	—	Мінімальне значення
29.	$\max$	—	Максимальне значення
30.	d_w		За цим визначальним розміром
31.	d_e		За цим визначальним розміром
32.	Розміри ПТ		
33.	L_{Π}	м	Довжина пучка труб
34.	B_{Π}	м	Ширина пучка труб
35.	H_{Π}	м	Висота труб у пучку
36.	b_w		Число термодинамічних ходів по воді

Табл. 6 (продовження 2). Параметри теплоносіїв та ПТ

37.	$b_{\text{вг}}$		Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході
38.	d_w	м	Висота поперечного перерізу трубки
39.	S_1	м	Відстань між трубками у поперечному ряду
40.	S_2	м	Крок між поперечними рядами трубок
41.	S_3	м	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки
42.	S_4	м	Крок між ребрами
43.	$\delta_{\text{ст}}$	м	Товщина стінки трубки
44.	$\delta_{\text{пл}}$	м	Товщина пластини ребра
45.	$h_{\text{г}}$	м	Висота гофру від поверхні
46.	e	м	Ширина гофру
47.	S	м	Крок між гофрами по ходу повітря
48.	d_e	м	Еквівалентний діаметр ПТ повітрям
49.	$Z_2'_{\text{г}}$	шт.	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2
50.	Z_1	шт.	Число труб у поперечному ряду
51.	Z_2	шт.	Число поперечних рядів
52.	Z	шт.	Загальна кількість труб у пучку
53.	F	м ²	Площа ПТ з боку ребер

Табл.7. Режими випробування та отримані параметри

Пара-метр	Од. виміру	Режими				
$G_{\text{в}}$	кг/с	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
G_{w}	кг/с	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
$T_{\text{в1}}$	К	377	388	393,6	390,5	391,9
$T_{\text{в2}}$	К	306,8	316,2	323,7	328,4	334

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						32
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Табл.7 (продовження 1). Режими випробування та отримані параметри

t_{B1}	°C	104	115	120,6	117,5	118,9
t_{B2}	°C	33,8	43,2	50,7	55,4	61
T_{w1}	K	304,5	305,6	307,1	308,3	310,0
T_{w2}	K	305,3	307,1	309,3	310,9	313,1
t_{w1}	°C	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
t_{w2}	°C	32,3	34,1	36,3	37,9	40,1
T_{wf}	K	304,9	306,4	308,2	309,6	311,6
T_{Bf}	K	325,0	340,9	349,8	352,7	357,5
P_1	Па	153836	152268	156188	151484	154620
R_{Σ}	$m^2 \cdot K/B_T$	2,2E-06	2,2E-06	2,2E-06	2,2E-06	2,2E-06
L_{Π}	м	0,184	0,184	0,184	0,184	0,184
B_{Π}	м	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
H_{Π}	м	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
b_{WT}		4	4	4	4	4
b_{WT}		1	1	1	1	1
d_w	м	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025
S_1	м	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
S_2	м	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
S_3	м	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
S_4	м	0,00205 4	0,002054	0,002054	0,002054	0,002054
δ_{CT}	м	0,00025	0,00025	0,00025	0,00025	0,00025
$\delta_{ПЛ}$	м	0,00008	0,00008	0,00008	0,00008	0,00008
h_{Γ}	м	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025
e	м	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
S	м	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023

Табл.7 (продовження 2). Режими випробування та отримані параметри

Z_2'	шт	2	2	2	2	2
Z_1	шт	10	10	10	10	10
Z_2	шт	8	8	8	8	8
Z	шт	80	80	80	80	80
Схема		3	3	3	3	3
F	м ²	2,342	2,342	2,342	2,342	2,342
w_w	м/с	3,52	3,52	3,52	3,52	3,52
Re_w		15587,5 ₉	16067,25	16681,63	17147,33	17817,27
Re_{dw}		1679,6	3066,1	4515,3	5881,4	7498,2
Nu_{kdw}		15,36	16,89	20,55	23,29	26,43
$LgRe_{dw}$		3,23	3,49	3,65	3,77	3,87
$LgNu_{kdw}$		1,1	1,22752	1,312863	1,367099	1,422121
Π	Вт/(м ² К)	156,96	177,61	215,82	242,29	273,15
α_{Π}	Вт/(м ² К)	167,12	190,46	234,65	265,92	302,89
α_K	Вт/(м ² К)	174,23	199,65	248,51	283,62	325,74
d_3		0,00249	0,00249	0,00249	0,00249	0,00249
λ		0,0284	0,0296	0,0302	0,0304	0,0308
η		0,968	0,871	0,808	0,755	0,707
Eu			4,673	4,170	4,144	4,165
$EuRe^2$			43928552,67	85025759,37	143355485,6	234173388,3
$LgEu$			0,670	0,620	0,617	0,620
$LgRe$			3,487	3,655	3,769	3,875
$Lg(EuRe^2)$			7,643	7,930	8,156	8,370
Δp			205	420	760	1290
$\Delta p_{тр}$			194,3	394,2	708,2	1192,9

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ

Лист

34

Якщо проводити дослідження у відповідності до записаного, то алгоритм отримання необхідних параметрів для визначення α буде таким.

1. На кожному режимі визначається ККД теплообмінника.
2. Визначаються розходи теплоносіїв, їх енергоємності і значення S .
3. Користуючись відомим зв'язком виду

$$NTU = f(\eta, b_w, S, \text{схеми}),$$
 визначається NTU теплообмінника.
4. Через NTU визначається коефіцієнт теплопередачі k .
5. При відомому k знаходиться приведені значення α ; термічний опір стінки R_Σ і коефіцієнт тепловіддачі з боку води α_w при цьому розраховуються по відомим залежностям з порівняно невеликими похибками. Треба зауважити, що точність визначення зазначених параметрів відносно мало впливає на точність визначення α вказаним способом.
6. Знаючи приведені значення α , розраховуємо конвективне значення α_k , використовуючи для цього формули з теорії теплопровідності (визначаються параметр ребра, ККД ребра, ККД поверхні теплообміну).
7. Використовуючи значення α_k , визначаємо Nu_k для кожного режиму.
8. При відомих значеннях чисел Re та Nu_k для кожного режиму, будується залежність $LgNu_k = f(LgRe)$, на основі якої встановлюються коефіцієнти у експериментальній залежності для визначення α_k , і робиться формула відповідної залежності.

На основі записаного була розроблена програма розрахунку у середовищі *Excel*. Копія програми надається у табл.8

В результаті експерименту та його обробки були отримані дані, наведені у табл.7. На підставі таблиці 7 була побудована залежність (рис.15). Залежність побудована по точках і логарифмічних координатах може бути лінеаризована лінією тренда і рівняння цієї лінії надається автоматично (на полі діаграми). Ці параметри використовувались як первісні, бо остаточне їх значення є відкоригованим у процесі перевірки. В процесі перевірки отриманої залежності

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						35
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

(розділ по перевірці буде далі) її параметри коригувалися у можливих межах (межі описані раніше). Остаточні означення параметрів, які задовольняють перевірці, надані з урахуванням сказаного і входять у формулу (3.1.1), яка надається нижче.

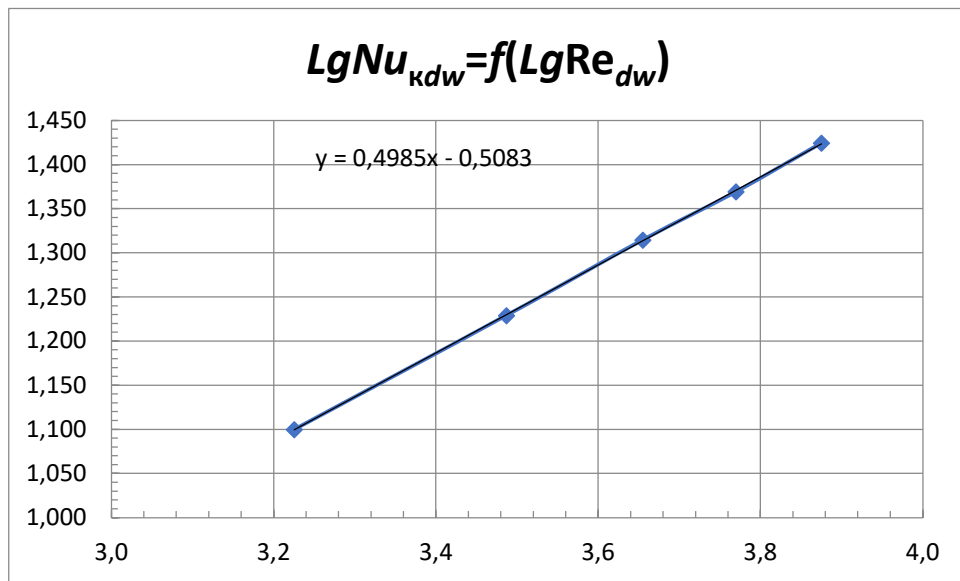


Рис.15. Залежність для визначення α_k

До остаточної корекції отримана залежність має вид

$$Nu_{kdw} = 0,31 Re_{dw}^{0,498}$$

Табл.8. Програма розрахунку для визначення α (копія)

№ п/п	Позначення	Од. виміру	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування	Примітка
1,0	Клас ПТ		Приймається незмінним		Трубчато-пластинчаста з плоскими пластинами, з регулярними виступами (ТПв)	
2,0	Тип ПТ				Коридорний пучок плоскоовальних труб з груповим ребруванням плоскими пластинами з регулярними виступами (ТПКв)	
3,0	Конструктивні параметри трубки					
4,0	d_w	м	Див. Рис. 1	0,0025	Висота поперечного перерізу трубки	
5,0	S_3	м		0,017	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	
6,0	S_2	м	Див. Рис. 1	0,023	Крок між поперечними рядами трубок	$S_{2\min} = S_3 + 0,0015$
7,0	S_4	м	Див. Рис. 1	0,002054	Крок між ребрами	
8,0	$\delta_{ст}$	м	Див. Рис. 1	0,00025	Товщина стінки трубки	
9,0	$\delta_{пл}$	м	Див. Рис. 1	0,00008	Товщина пластини ребра	
10,0	e	м		0,004	Ширина гофру	
11,0	h_r	м		0,0025	Висота гофру від поверхні	Рівна глибині виштампування (не більше $e/2$)
12,0	Z'_{2r}			2	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2	

Табл.8 (продовження 1). Програма розрахунку для визначення α (копія)

13,0	S_1	м		0,01	Відстань між трубками у поперечному ряду	
14,0	S	м	$S = \frac{S_2}{(Z'_{2r} - 1)}$	0,023	Крок між гофрами по ходу повітря	
15,0	Параметри поверхні теплообміну					
16,0	Φ		$\Phi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{cm})}{S_1 S_4}$	0,7208	Коефіцієнт стиснення повітряного потоку	2,900000000E-05
17,0	Φ_w		$\Phi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2}{S_1 S_2}$	0,1397	Коефіцієнт стиснення потоку води	0,0000321
18,0	b	м	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,003202	Гіпотенуза виштампування	
19,0	F_p	м ²	$F_p = 2\{S_1 S_2 - Z'_2(eS_1 - 2bS_1) - [\frac{\pi d_w^2}{4} + (S_3 - d_w)d_w]\}$	0,0004738	Площа ребер в одиничному елементі	$F_p = 2\{S_1 S_2 - Z'_2(eS_1 - 2bS_1) - [\frac{\pi}{4}...$
20,0	$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{nl})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,00007275	Площа трубки в одиничному елементі	
21,0	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,0005466	Повна площа поверхні з боку повітря в одиничному елементі	
22,0	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	1156,9404	Коефіцієнт об'ємної компактності	1288,3351179
23,0	F	м ²	$F = LBHf_v$	2,341647319	Площа поверхні з боку ребра	
24,0	σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4[\pi(d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	7,3775	Коефіцієнт ребра	
25,0	G_m	кг	$(S_1 \delta_p [(Z'_{2r} - 1)(2b - e) + S_2] + (S_3 d_w - d_w^2(1 - \frac{\pi}{4}) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + (d_w - 2\delta_{cm})^2(1 - \frac{\pi}{4}))S_4) \cdot \rho_m$	0,000356	Маса одиничного елемента пучка	Матеріал пучка - мідь
26,0	f_g	м ² /кг	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,5334	Коефіцієнт масової компактності пучка	
27,0	d_{we}	м	$d_{we} = \frac{4((S_1 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00364	Еквівалентний діаметр для водяних каналів	
28,0	$d_{\nu 2}$	м	$d_{\nu 2} = \frac{4\Phi}{f_v}$	0,00249	Еквівалентний діаметр ПТ повітрям	
29,0	Матеріал ПТ		Вибирається на основі освоенних матеріалів	Мідь	Матеріал труби та ребер	
30,0	λ_m	Вт/м·К	Практично постійна	303	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби та ребер	
31,0	μ_k		Залежить від способу паяння	1	Коефіцієнт контакту ребер та несучої трубки	Паяння: зануренням - 1,0; спіканням - 0,75 ... 0,85; відсутня - 0,5.
32,0	Стан ПТ		Чиста або забруднена (так/ні)	Ні	Оцінка ступеня забрудненості	
33,0	$\sigma R_{ст}$	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	6,08705E-06	Термічний опір чистої монометалевої стінки	
34,0	k_z		Приймається на вибір конструктора	0	коефіцієнт зменшення до стандартного забруднення	0...1
35,0	R_z	м ² ·К/Вт	За стандартами ТЕМА	0,00E+00	Термічний опір шару забруднення з боку повітря	
36,0	k_w		Приймається на вибір конструктора	0	Коефіцієнт зменшення к стандартному забрудненню	0...1
37,0	R_w	м ² ·К/Вт	За стандартами ТЕМА	0,00E+00	Термічний опір шару забруднення з боку води	
38,0	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	$R_{\Sigma} = R_{ст} \frac{1}{E_n} + \sigma R_{ст} + \sigma R_w$	6,09E-06	Справжній термічний опір монометалічної стінки	Використовується для розрахунків
39,0	Конструктивні параметри теплообмінника					
40,0	b_w		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	4	Число термодинамічних ходів по воді	8,0
41,0	$b_{w\pi}$		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	1	Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході	1,00E+01
42,0	$b_{w\Sigma}$		$b_{w\Sigma} = b_w b_{w\pi}$	4	Число конструктивних ходів по воді	

КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ

Лист

37

Табл.8 (продовження 2). Програма розрахунку для визначення α (копія)

43,0	Схема		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	3	Схема перебігу теплоносіїв	1-Потік повітря перемішується, потік води не перемішується; 2- Потік повітря не перемішується, потік води перемішується; 3- Обидва потоки не перемішуються.
44,0	Таблиця 2. Параметри теплоносіїв					
45,0	G_a	кг/с		0,299	Витрата повітря	
46,0	G_w	кг/с		2,26	Витрати води	
47,0	t_{a1}	С		120,6	Температура повітря на вході	
48,0	T_{a1}	К		393,6		
49,0	t_{a2}	С		50,7	Температура повітря на виході	
50,0	T_{a2}	К		323,7		
51,0	t_{w1}	С		34,1	Температура води на вході	
52,0	T_{w1}	К		307,1		
53,0	P_1	Па		156188	Тиск повітря на вході	
54,0	L_n	м		0,184	Довжина	
55,0	B_n	м		0,1	Ширина	
56,0	H_n	м		0,11	Висота	
57,0	b_n			4	Число термодинамічних ходів по воді	
58,0	$b_{гг}$			1	Число гідралічних ходів в одному термодинамічному ході	
59,0	$b_{кк}$			4	Число конструктивних ходів по воді	
60,0	Таблиця 3. Розрахунок констант критеріальних рівнянь					
61,0	T_{bf}	К	$T_{bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	349,77	Середня температура повітря в ОНП	Перше наближення
62,0	λ	Вт/мК	$\lambda = (7,53422E-03t_f + 2,44441)/100$	0,030228		
63,0	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	0,0000209		
64,0	Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69418		
65,0						
66,0	Таблиця 4. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів теплообмінника					
67,0						
68,0	Позначення	Од. виміру	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування	Примітка
69,0						
70,0	W_B			300,4950		
71,0	W_w			9469,4000		
72,0	W_{min}			300,4950		
73,0	η		$\eta = \frac{(T_1 - T_2)W_B}{(T_1 - T_{w1})W}$	0,8081	Значення ККД теплообмінника	Уточнюється ітераціями
74,0	S		$S = \frac{W_{min}}{W_{max}}$	0,0317		
75,0	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} + \eta(T_{B1} - T_{w1})\frac{W_{min}}{W_w}$	309,32	Діюча температура води за ОНП	36,3182
76,0	T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2})/2$	308,21		
77,0	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2)]}$	0,000768	Коефіцієнт динамічної в'язкості води за середньої температури води	
78,0	$T_{wсф}$	К	Вибирається приблизно і уточнюється ітераціями	311,53	Середня інтегральна температура стінки трубок із боку води	У першому наближенні можна прийняти рівну температурі повітря на вході.
79,0	$\mu_{ст}$	Па·с	$\mu_{ст} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wсф}-273,2)+0,000221(T_{wсф}-273,2)^2)]}$	0,000719	Коефіцієнт динамічної в'язкості води за температури стінки	
80,0	$\lambda_{ст}$	Вт/м·К	$\lambda_{ст} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{ст}^{0,12}$	0,6295	Коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури стінки трубок з боку води	
81,0	λ_w	Вт/м·К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6246	Коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури води	

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ

Лист

38

Табл.8 (продовження 3). Програма розрахунку для визначення α (копія)

82,0	Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2})$	21004,6		
83,0	f_w	m^2	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)Z}{b_{wz}}$	6,43E-04	Живий переріз одного ходу пучка для проходу води	
84,0	w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	3,5157	Швидкість води у трубах	
85,0	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{zw} \rho_w}{\mu_w}$	16681,6	Число Рейнольдса по воді	
86,0	$\frac{H_{\pi}}{d_w}$		$\frac{H_{\pi}}{d_w}$	44,00	Відносна довжина трубки	
87,0	ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_{\pi}}{d_w}; Re_w)$	1,016	Виправлення на відносну довжину трубки	При ручному рахунку визначається за графіком на рис.6 Додатка 1
88,0	Pr_{cm}		$Pr_{cm} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	4,79	Число Прандтля по воді за середньої температури стінки трубок з боку води	1,0653
89,0	Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	5,15	Число Прандтля по воді за середньої температури води	2,3613
90,0	α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0.02 k_i Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} (\frac{Pr_w}{Pr_{ct}})^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.11 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_{zw}}{H_{\pi}})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ct}})^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_{zw}}, (2)$	19956,25	Коефіцієнт тепловіддачі від стіни до води.	Формула (1) придатна для $Re_w > 6000$. Формула (2) для $6000 > Re_w > 2300$.
91,0	N		$N = f(\eta, b_w, \text{схемы})$	1,6818	Число N	
92,0	k	Вт/(м ² ·К)	$k = N \frac{\dot{W}_{min}}{F}$	215,8	Коефіцієнт теплопередачі	
93,0	α_n	Вт/м ² К	$\alpha = 1 / (1 / k - R_{\Sigma} - \sigma / \alpha_w)$	252,28	Наведений коефіцієнт тепловіддачі	
94,0	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w) / 2$	0,003750	Висота ребра	
95,0	$\beta_i h_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{ki} \xi_n} + R_{нар}\right) \delta_p \lambda_{ст}}}$	0,5410	Параметр ребра	
96,0	Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,9686	Коефіцієнт обліку нерівномірності тепловіддачі поверхнею ребра.	
97,0	E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \sqrt{\Psi}}$	0,9151	ККД ребра	В формулах c_{pw} підставляти в кДж/кг·К
98,0	E_n		$E_n = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{сп}}}$	0,9264	ККД поверхні ребра	
99,0	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{zw} \rho_w}{\mu_w}$	18979,6	Число Рейнольдса по воді	
100,0	α_{ki}		$\alpha_{ki} = \alpha_{pi} / (\frac{f_p}{f_{\pi}} E \mu_k + \frac{f_{тр}}{f_{\pi}})$	272,3	Конвективний коефіцієнт тепловіддачі	
101,0	Nu_k		$Nu_k = \frac{\alpha_k d_w}{\lambda}$	22,5	Конвективний критерій Нуссельта	272.3212742
102,0	Re		$Re = \frac{G d_w}{B H \phi \mu}$	4515,3		
103,0	w			24,24		
104,0	F	m^2		2,3416	Площа поверхні з боку ребра	0,3174

Табл.8 (продовження 4). Програма розрахунку для визначення α (копія)

105,0	F_w	m^2		0,3174	Площа поверхні з боку води	
106,0	$T_{w\text{ср}}$	K	$T_{w\text{ср}} = T_{wf} + \frac{Q}{\alpha_{ww} F_w}$	311,53	Середня інтегральна температура стінки трубок з боку води	Друге наближення
107,0	T_{ef}	K	$T_f = T_{ef} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\min}}$	349,77	Середня температура повітря в ОНП	Друге наближення
108,0	$LgNu_{\kappa}$			1,35		
109,0	$LgRe$			3,65		

Якщо вважати, що узагальнення залежності по формулі джерела [1] зроблене правильно, і воно пов'язане з розмірним виразом

$$\left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \left(1 + 1,9 \frac{h_e e}{s^2}\right)$$

Чисельне значення цього виразу для дослідженої ПТ становить

0,847503.

Відтоді, з урахуванням корекції, можна записати формулу для визначення α так:

$$Nu_{\kappa d_w} = 0,39 \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \left(1 + 1,9 \frac{h_e e}{s^2}\right) Re_{dw}^{0,495} \quad (3.1.1)$$

Розміри d_w та d_e дуже близькі – 0,025 проти 0,0249, тож формули, записані для різних визначальних розмірів, практично однакові. Згідно проведеним випробуванням, слід вважати, що формула діє у межах $Re_{dw} \approx 2000 \dots 9000$. Для Re_{de} діапазон повинен бути трохи менше, але, з урахуванням приблизності визначення діапазону (тут він вказаний значно меншим, ніж у джерелі [1]) і невеликої різниці між d_w і d_e , будемо вважати його однаковим для двох визначальних розмірів. Що

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						40
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

стосується обмежень, вказаних у [1], то їх можна прийняти відкоригованими, тобто $d_w/S_4 = 0,55 \dots 1,2$; $(S_2 - S_3)/S_4 = 1,3 \dots 1,85$; $Z_2 \geq 4$, але це вже повністю за [1], ще з корекцією.

2.3. Визначення елементів ГУ по опору

У загальному випадку падіння тиску повітря в ОНП і радіаторах, ΔP , визначається з урахуванням трьох складових:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_y + \Delta P_c,$$

де $\Delta P_{\text{тр}}$ – падіння тиску, пов'язане з газодинамічними втратами; ΔP_y – падіння тиску, пов'язане зі зміною швидкості потоку у зв'язку з його охолодженням; ΔP_c – падіння тиску, пов'язане з входом та виходом потоку. На рис. 16 показаний розподіл цих складових

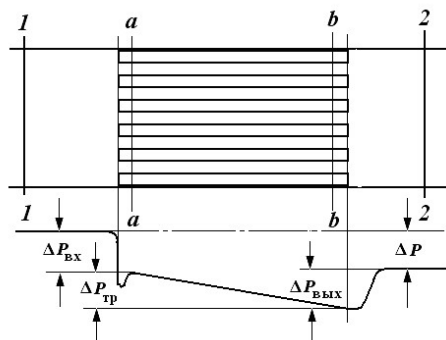


Рис. 16. Характер розподілу тиску в теплообміннику

Падіння тиску, пов'язане з газодинамічними втратами, $\Delta P_{\text{тр}}$, обчислюється на основі гіпотези Д'арсі. Запропоноване ним рівняння визначає закон обміну енергією між поверхнею і теплоносієм (у даному випадку закон витрат енергії на подолання гідравлічних (газодинамічних) опорів) і тому він є змістом граничних

умов третього роду для аналізованого процесу. Використання цього закону при розрахунках теплообмінників в основному пов'язане з обчисленнями значень коефіцієнтів опору ξ або критерію Ейлера (Eu) в рівнянні

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\xi}{2} \rho_f w^2 = \frac{\xi}{2} \frac{G^2}{f^2} \frac{1}{\rho_f} = Eu \rho_f w^2 = Eu \frac{G^2}{f^2} \frac{1}{\rho_f}.$$

Значення коефіцієнтів опору для всього пучка ξ або числа Eu для ОНП та радіаторів знаходять як функції числа Рейнольдсу з критеріальних рівнянь виду

$$Eu = \frac{\xi}{2} = \Phi Re^{m-2} Z_2, \quad (4.1.1)$$

де Φ і m – константи критеріального рівняння, що залежать від геометричних параметрів ПТ; Z_2 – число поперечних рядів труб для трубчастих ПТ; для пластинчастих ПТ замість Z_2 може використовуватися відношення довжини пучка до еквівалентного діаметра ПТ – $L_{\text{п}}/d_{\text{е}}$.

Падіння тиску, пов'язане з втратами на вході та виході, $\Delta P_{\text{с}}$, також визначаються на основі закону обміну енергією між потоком і кінцевими ділянками. При цьому тут зазвичай не враховується більшість особливостей поверхні теплообміну, враховуються лише параметри звуження та розширення потоку (враховується лише один параметр поверхні, ϕ). Існують відомі залежності для визначення цих втрат, і в них використовуються константи, що визначаються на основі експериментальних досліджень.

Падіння тиску, пов'язане із зміною швидкості потоку повітря в ОНП та радіаторах через зміну його температури, визначається на підставі рівняння збереження енергії:

$$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_{\text{п}} \varphi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \varphi^2) (\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1)].$$

У нашому випадку ми маємо значення загального або повного падіння тиску повітря в теплообміннику, що досліджується, ΔP . Значення інших складових можна обчислити через вказані формули, а також з відомих джерел, зокрема з [1]. Зокрема, для розрахунків ΔP_c у надаються формули і графіки. Для обрахунку зміни тиску на вході пропонується формула

$$\Delta p_{\text{вх}} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \varphi^2) + Kc \frac{w^2}{2g} \right] \rho$$

Для обрахунку зміни тиску на виході пропонується формула

$$\Delta p_{\text{вих}} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \varphi^2) - Ke \frac{w^2}{2g} \right] \rho$$

Для визначення коефіцієнтів Kc та Ke пропонується графік на рис.17 [1]. На графіку праворуч зверху показаний вигляд повітряних каналів (у нас саме такі). Криві для визначення Kc та Ke при використанні у програмах оцифровуються.

При дослідженні зроблена допоміжна підпрограма, у якій отримуються значення Kc та Ke для будь-яких значень φ та чисел Re на підставі графіка рис.17. З цієї підпрограми беруться значення коефіцієнтів Kc та Ke для експериментальних режимів.

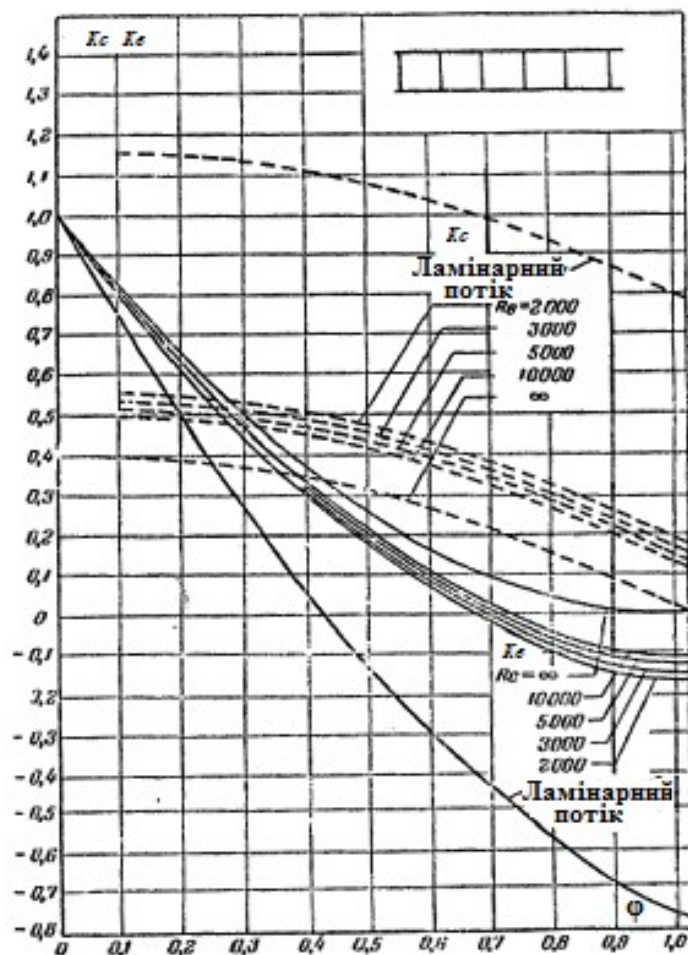


Рис.17. Графік для визначення коефіцієнтів K_c та K_e

Значення повної зміни тиску від вхідних та вихідних втрат, зважаючи на рис.17:

$$\Delta p_c = \Delta p_{вх} - \Delta p_{вих}$$

Таким чином, маючи повну зміну тиску, отриману під час експерименту, ΔP , можна знайти значення $\Delta P_{тр}$ з виразу

$$\Delta p_{тр} = \Delta p - \Delta p_y - \Delta p_c$$

Далі знаходяться коефіцієнти Φ і m у залежності (4.1.1), які повинні використовуватися у програмах знаходження параметрів теплообмінників та потоків теплоносіїв. Для цього була розроблена відповідна програма, яка втілювала усе, про що було сказано вище. Копія програми надана у табл. 9.

Табл.9. Програма розрахунку для визначення ΔP (копія)

№ п/п	Обозначення	Од. виміру	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування	Примітка
1,0	Клас ПТ		Приймається незмінним		Трубно-пластинчаста з плоскими пластинами, з регулярними виступами (ТПв)	
2,0	Тип ПТ				Коридорний пучок плоскоовальних труб із груповим ребруванням плоскими пластинами з регулярними виступами (ТПКв)	
3,0	Конструктивні параметри трубки					
4,0	d_w	м	Див. Рис. 1	0,0025	Висота поперечного перерізу трубки	
5,0	S_3	м		0,017	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	
6,0	S_2	м	Див. Рис. 1	0,023	Крок між поперечними рядами труб	$S_{2\min} = S_3 + 0,0015$
7,0	S_4	м	Див. Рис. 1	0,002054	Крок між ребрами	
8,0	$\delta_{ст}$	м	Див. Рис. 1	0,00025	Товщина стінки трубки	
9,0	$\delta_{пл}$	м	Див. Рис. 1	0,00008	Товщина пластини ребра	
10,0	e	м		0,004	Ширина гофру	
11,0	h_r	м		0,0025	Висота гофру від поверхні	Рівна глибині виштампування (не більше $e/2$)
12,0	Z'_{2r}			2	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2	
13,0	S_1	м		0,01	Відстань між трубками у поперечному ряду	
14,0	S	м	$S = \frac{S_2}{(Z'_{2r} - 1)}$	0,023	Крок між гофрами по ходу повітря	
15,0	Параметри поверхні теплообміну					
16,0	φ		$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{пл})}{S_1 S_4}$	0,7208	Коефіцієнт стиснення повітряного потоку	2,900000000E-05
17,0	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{пл}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{пл})^2}{S_1 S_2}$	0,1397	Коефіцієнт стиснення потоку води	0,0000321
18,0	b	м	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,003202	Гіпотенуза виштампування	
19,0	F_p	м ²	$F_p = 2\{S_1 S_2 - Z'_2(eS_1 - 2bS_1) - [\frac{\pi d_w^2}{4} + (S_3 - d_w)d_w]\}$	0,0004738	Площа ребер в одиничному елементі	$F_p = 2\{S_1 S_2 - Z'_2(eS_1 - 2bS_1)\}$
20,0	$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,00007275	Площа трубки в одиничному елементі	
21,0	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,0005466	Повна площа поверхні з боку повітря в одиничному елементі	
22,0	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	1156,9404	Коефіцієнт об'ємної компактності	1288,3351179
23,0	F	м ²	$F = LBHf_v$	2,341647319	Площа поверхні з боку ребра	
24,0	σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4[\pi(d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	7,3775	Коефіцієнт ребра	
25,0	G_m	кг	$\begin{aligned} & (S_1 \delta_p [(Z'_{2r} - 1)(2b - e) + S_2] \\ & + (S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + \\ & + (d_w - 2\delta_{cm})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) S_4) \cdot \rho_m \end{aligned}$	0,000356	Маса одиничного елемента пучка	Матеріал пучка - мідь
26,0	f_g	м ² /кг	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,5334	Коефіцієнт масової компактності пучка	

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата
-----	-------	---------	--------	------

КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ

Лист

45

Табл.9 (продовження 1). Програма розрахунку для визначення ΔP (копія)

27,0	d_{zw}	м	$d_{zw} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00364	Еквівалентний діаметр для водяних каналів	
28,0	d_{Σ}	м	$d_{\Sigma} = \frac{4\phi}{f_v}$	0,00249	Еквівалентний діаметр ПТ повітрям	
29,0	Матеріал ПТ		Вибирається на основі освоєних матеріалів	Мідь	Матеріал труби та ребер	
30,0	λ_m	Вт/м·К	Практично постійна	384	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби та ребер	
31,0	μ_k		Залежить від способу паяння	1	Коефіцієнт контакту ребер та несучої трубки	Паяння: зануренням - 1,0; спіканням - 0,75 ... 0,85; відсутня - 0,5.
32,0	Состояние ПТ		Чиста або забруднена (так/ні)	Нет	Оцінка ступеня забрудненості	
33,0	σR_{ct}	м²·К/Вт	$\sigma R_{ct} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	4,80307E-06	Термічний опір чистої монометалевої стінки	
34,0	k_z		Приймається на вибір конструктора	0	коефіцієнт зменшення до стандартного забруднення	0...1
35,0	R_3	м²·К/Вт	За стандартами ТЕМА	0,00E+00	Термічний опір шару забруднення з боку повітря	
36,0	k_w		Приймається на вибір конструктора	0	Коефіцієнт зменшення к стандартному забрудненню	0...1
37,0	R_w	м²·К/Вт	За стандартами ТЕМА	0,00E+00	Термічний опір шару забруднення з боку води	
38,0	R_{Σ}	м²·К/Вт	$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w$	4,80E-06	Справжній термічний опір монометалічної стінки	Використовується для розрахунків
39,0	Конструктивні параметри теплообмінника					
40,0	b_{Σ}		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	4	Число термодинамічних ходів по воді	8,0
41,0	b_{wg}		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	1	Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході	1,00E+01
42,0	$b_{w\Sigma}$		$b_{w\Sigma} = b_w b_{wg}$	4	Число конструктивних ходів по воді	
43,0	Схема		Задається на основі передбачуваної схеми охолоджувача, що розраховується	3	Схема перебігу теплоносіїв	1-Потік повітря перемішується, потік води не перемішується; 2-Потік повітря не перемішується, потік води перемішується; 3-Обидва потоки не перемішуються.
44,0	Таблиця 2. Параметри теплоносіїв					
45,0	G_a	кг/с		0,392	Витрата повітря	
46,0	G_w	кг/с		2,26	Витрати води	
47,0	t_{w1}	С		117,5	Температура повітря на вході	
48,0	T_{w1}	К		390,5		
49,0	t_{w2}	С		55,4	Температура повітря на виході	
50,0	T_{w2}	К		328,4		
51,0	t_{w1}	С		35,3	Температура води на вході	
52,0	T_{w1}	К		308,3		
53,0	P_1	Па		151484	Тиск повітря на вході	
	Δp	мм.в.ст		760	Довжина	
54,0	L_a	м		0,184	Ширина	
55,0	B_a	м		0,1	Висота	
56,0	H_a	м		0,11	Число термодинамічних ходів по воді	
57,0	b_w			4	Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході	
58,0	b_{wg}			1	Число конструктивних ходів по воді	
59,0	$b_{w\Sigma}$			4	Число конструктивних ходів по воді	
60,0	Таблиця 3. Розрахунок констант критеріальних рівнянь					
61,0	T_{bf}	К	$T_{bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	352,71	Середня температура повітря в ОНП	Перше наближення
62,0	λ	Вт/мК	$\lambda = (7,53422E-03t_f + 2,44441)/100$	0,030450		
63,0	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	0,0000210		
64,0	Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69363		

Табл.9 (продовження 2). Програма розрахунку для визначення ΔP (копія)

66,0	Таблиця 4. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів теплообмінника					
67,0						
68,0	Позначення	Од. виміру	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування	Примітка
69,0						
70,0	W_a			393,9600		
71,0	W_w			9469,4000		
72,0	$W_{\min}$			393,9600		
73,0	η		$\eta = \frac{(T_1 - T_2)W_B}{(T_1 - T_{w1})W}$	0,7555	Значення ККД теплообмінника	Уточнюється ітераціями
74,0	S		$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$	0,0416		
75,0	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} + \eta(T_{B1} - T_{w1})\frac{W_{\min}}{W_w}$	310,88	Діюча температура води за ОНП	37,8836
76,0	T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2})/2$	309,59		
77,0	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$	0,000747	Коефіцієнт динамічної в'язкості води за середньої температури води	
78,0	$T_{\text{ср}}^{\text{ст}}$	К	Выбирается приближенно и уточняется итерациями	313,40	Середня інтегральна температура стінки трубок із боку води	У першому наближенні можна прийняти рівну температурі повітря на вході.
79,0	$\mu_{\text{ст}}$	Па·с	$\mu_{\text{ст}} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{\text{ср}}^{\text{ст}}-273,2)+0,000221(T_{\text{ср}}^{\text{ст}}-273,2)^2]}$	0,000694	Коефіцієнт динамічної в'язкості води за температури стінки	
80,0	$\lambda_{\text{ст}}$	Вт/м·К	$\lambda_{\text{ст}} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{\text{ст}}^{0,12}$	0,6323	Коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури стінки трубок з боку води	
81,0	λ_w	Вт/м·К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6267	Коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури води	
82,0	Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2})$	24464,9		
83,0	f_w	м ²	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{ст}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{ст}})^2)Z}{b_{\text{ст}}}$	6,43E-04	Живий переріз одного ходу пучка для проходження води	
84,0	w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	3,5157	Швидкість води у трубках	
85,0	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{ст}} \rho_w}{\mu_w}$	17147,3	Число Рейнольдса по воді	
86,0	$\frac{H_{\text{ст}}}{d_w}$		$\frac{H_{\text{ст}}}{d_w}$	44,00	Відносна довжина трубки	
87,0	ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_{\text{ст}}}{d_w}; Re_w)$	1,016	Виправлення на відносну довжину трубки	При ручному рахунку визначається за графіком на рис.6 Додатка 1
88,0	$Pr_{\text{ст}}$		$Pr_{\text{ст}} = \frac{\mu_{\text{ст}} c_{pw}}{\lambda_{\text{ст}}}$	4,60	Число Прандтля по воді за середньої температури стінки трубок з боку води	1,0653
89,0	Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	5,00	Число Прандтля по воді за середньої температури води	2,3613
90,0	α_w	Вт/м ² ·К	$\alpha_w = 0,02 k_f Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_{\text{ст}}} (\frac{Pr_w}{Pr_{\text{ст}}})^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,11 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_{\text{ст}}}{H_{\text{ст}}})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{\text{ст}}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{\text{ст}}}, (2)$	20243,46	Коефіцієнт тепловіддачі від стіни до води.	Формула (1) придатна для $Re_w > 6000$. Формула (2) для $6000 > Re_w > 2300$.
91,0	N		$N = f(\eta, b_w, \text{схемы})$	1,4402	Число N	

Табл.9 (продовження 3). Програма розрахунку для визначення ΔP (копія)

92,0	k	Вт/(м ² ·К)	$k = N \frac{\dot{W}_{\min}}{F}$	242,3	Коефіцієнт теплопередачі	
93,0	α_w	Вт/м ² ·К	$\alpha = 1 / (1 / k - R_{\Sigma} - \sigma / \alpha_w)$	288,78	Наведений коефіцієнт тепловіддачі	
94,0	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w) / 2$	0,003750	Висота ребра	
95,0	$\beta_i h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{ki} \xi_H} + R_{\text{заг}}\right) \delta_p \lambda_m}}$	0,5142	Параметр ребра	
96,0	Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,9702	Коефіцієнт обліку нерівномірності тепловіддачі поверхню ребра.	
97,0	E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \sqrt{\Psi}}$	0,9224	ККД ребра	В формулах c_{pw} підставляти в кДж/кг·К
98,0	E_n		$E_n = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{\text{тр}}}}$	0,9328	ККД поверхні ребра	
99,0	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{эм}} \rho_w}{\mu_w}$	19509,4	Число Рейнольдса по воді	
100,0	α_{ki}		$\alpha_{ki} = \alpha_{pi} / \left(\frac{f_p}{f_{\text{п}}} E \mu_k + \frac{f_{\text{тр}}}{f_{\text{п}}} \right)$	309,6	Конвективний коефіцієнт тепловіддачі	
101,0	Nu_k		$Nu_k = \frac{\alpha_k d_w}{\lambda}$	25,4	Конвективний критерій Нуссельта	309,5992997
102,0	Re_{dw}		$Re = \frac{G d_w}{B H \varphi \mu}$	5881,4	Re_{de}	5862,7
	ρ	кг/м ³	$\rho = \frac{p_1}{R T_f}$	1,4965	Щільність повітря	Наближено
103,0	w	м/с	$w = \frac{G}{B H \varphi \rho}$	33,87	Швидкість повітря у стислому перерізі	
104,0	F	м ²		2,3416	Площа поверхні з боку ребра	0,3174
105,0	F_w	м ²		0,3174	Площа поверхні з боку води	
106,0	$T_{\text{всrf}}$	К	$T_{\text{всrf}} = T_{wf} + \frac{Q}{\alpha_{ww} F_w}$	313,40	Середня інтегральна температура стінки трубок із боку води	Друге наближення
107,0	T_{wf}	К	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\min}}$	352,71	Середня температура повітря в ОНП	Друге наближення
108,0	$LgNu_k$			1,41		
109,0	$LgRe_{dw}$			3,77		
	ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_n \varphi)^2} \frac{R T_1}{2 P_1} \left[(1 + \varphi^2) \left(\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]$	-159	Зміна тиску, пов'язана з прискоренням повітряного потоку через зміну його щільності	
	ρ	кг/м ³	$\rho = \frac{2 p_1 - \Delta p}{2 \cdot 287 T_f}$	1,459670265	Середня щільність повітря в ОНП, друге наближення	Точно

Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ

Лист

48

Табл.9 (продовження 4). Програма розрахунку для визначення ΔP (копія)

	Kc			0,32	Коефіцієнт, що враховує раптове звуження потоку	
	Ke			0,00	Коефіцієнт, що враховує раптове розширення потоку	
	$\Delta P_{вх}$	Па	$\Delta P_{вх} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \varphi^2) + Kc \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	667	Втрата тиску на вході	
	$\Delta P_{вих}$	Па	$\Delta P_{вих} = 9,8 \left[\frac{w^2}{2g} (1 - \varphi^2) - Ke \frac{w^2}{2g} \right] \rho$	403	Втрата тиску на виході	
110,0	ΔP_c	Па	$\Delta P_c = \Delta P_{вх} - \Delta P_{вих}$	666,62	Втрата тиску, пов'язана з раптовим звуженням та раптовим розширенням потоку повітря	
	$\Delta P_{тр}$	Па	$\Delta P_{тр} = \Delta P - \Delta P_y - \Delta P_c$	6940,1	Повна зміна тиску в охолоджувачі, друге наближення	708,1771
	Eu		$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	4,1443	Критерій Ейлера	
	$Eu Re^2_{dw}$			143355485,5729		
	$LgEu$			0,6175		
	$Lg(Eu Re^2)$			8,1564		

2.4. Отримання результатів дослідження

Для встановлення коефіцієнтів по визначенню втрат тиску з-за тертя потоку об ПТ, були виконані розрахунки, зведені у табл. 2. З неї були вибрані параметри для побудови залежності рис.18. Залежність будується для визначення коефіцієнтів у формулі (4.2.1).

$$Eu Re^2 = \Phi Re^m Z_2 \quad (4.2.1)$$

Можливі різні варіанти проведенні лінії тренду на рис.18. Відповідно можуть бути різні значення коефіцієнтів. У табл. 10. надано остаточний (після корекції) варіант коефіцієнтів.

Табл. 10. Коефіцієнти у залежності (3)

m	1,922
Φ	8,218641
$\Phi_1 = \Phi/Z_2$	1,02733

На рис.18 надана один з можливих варіантів проведення лінії тренду. На полі графіка надане рівняння, яке було використане у вигляді першого наближення до експериментального визначення коефіцієнтів. Далі, згідно проведеним обчисленням, аналізу і корекціям, для даної поверхні слід обрати

$m =$	1,922
Φ	1,02733

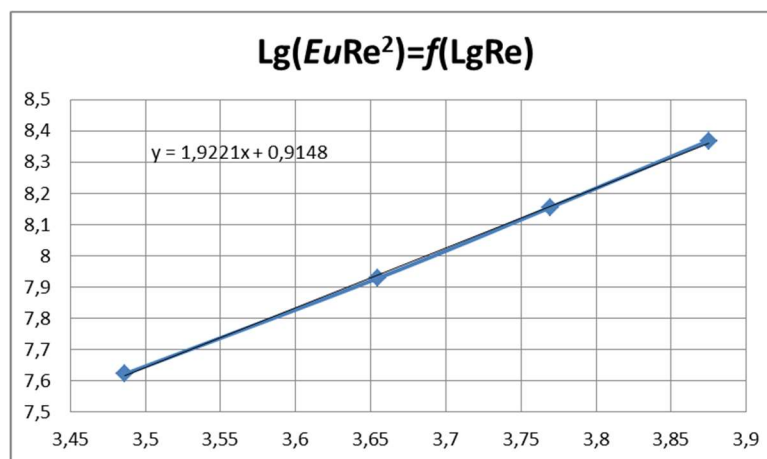


Рис.18. Залежність для встановлення коефіцієнтів задля визначення опору ПТ

Якщо записати узагальнену залежність, то, вважаючи за правильне узагальнення, зроблене у [1], будемо мати

$$\Phi_{1dw} = 0,535 \left(\frac{dw}{d\varepsilon} \right)^{0,3} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} (1 + 1,9h_{re}/S^2), Re > 2000$$

де розмірні геометричні параметри можуть бути змінними у невеликих межах (межі невідомі, бо у [1] вони або помилкові, або незрозумілі).

Діапазон $Re_{dw} < 2000$ ми не досліджували. Якщо вважати, що для $Re_{dw} = 2000$ значення комплексу $EuRe^2$ має бути однаковим для обох діапазонів Re_{dw} , то на підставі [1] можна записати

$$\Phi_{1dw} = 41,114 \left(\frac{dw}{d\varepsilon} \right)^{0,3} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} (1 + 1,9h_e / S^2) * 1,65^{Lg Re - 2,53}, Re_{dw} < 2000$$

Для цього діапазону згідно [1]

$m =$	1,3
-------	-----

Останній вираз для Φ написаний повністю на основі [1], а з урахуванням помилки, що є у цьому джерелі для попередньої залежності, йому не дуже варто довіряти. Втім, іншого вибору в нас зараз немає.

2.5 Корекція результатів та їх перевірка

Як вже раніше сказалося, залежності були отримані для того, щоб бути використаними у тих алгоритмах розрахунків, якими володіє заказник. Алгоритм прямого розрахунку ОНП був розроблений моїм керівником на основі класичної теорії теплотехніки, і втілює сучасні методи інженерного розрахунку теплообмінників. Він і був переданий заказнику (БєРМЗ). Параметри декількох режимів випробування, зафіксовані при дослідженні, є у таблиці 12. Ці параметри були підставлені як висхідні у програму прямого розрахунку ОНП, а обчислення α і Δp робилося на підставі отриманих залежностей. В результаті розрахунків були

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						51
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

отримані габарити експериментального охолоджувача для усіх режимів випробування (див. табл.2). До того ж, програма прямого розрахунку така, що вона доповнюється зворотним розрахунком, де визначаються температури теплоносіїв за охолоджувачем і його опір по повітрю. У табл. 11 надані результати таких розрахунків у порівнянні з експериментальними параметрами для цих режимів.

У табл.11. надані значення обчисленої температури повітря за охолоджувачем у порівнянні з експериментальними даними. Відхилення не перевищує 0,3К.

Що стосується опору, то відхилення становить 8% для найбільшого розходу. Для звичайних швидкостей повітря (режим 3) відхилення менше 6%.

Корекція первісних залежностей виконувалася у довільних межах і робилася водночас з обома залежностями, щоб уникнути надмірних змін експериментальних значень.

Табл.11. Перевірка отриманих залежностей

Примітка	Параметри			Режими				
				1	2	3	4	5
Експеримент	Витрата повітря	G_v	кг/с	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
Експеримент	Витрати води	G_w	кг/с	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
Експеримент	Температура повітря на вході до ОНП	$T_{в1}$	К	377	388	393,6	390,5	391,9
Експеримент	Температура повітря на виході	$T_{в2}$	К	306,8	316,2	323,7	328,4	334
Експеримент	Температура повітря на вході	$t_{в1}$	$^{\circ}C$	104	115	120,6	117,5	118,9
Експеримент	Температура повітря на виході	$t_{в2}$	$^{\circ}C$	33,8	43,2	50,7	55,4	61
Експеримент	Температура води на вході	T_{w1}	К	304,5	305,6	307,1	308,3	310
Експеримент	Температура води на виході	T_{w2}	К	304,7	306,2	308,3	309,9	312,2
Експеримент	Температура води на вході	t_{w1}	$^{\circ}C$	31,5	32,6	34,1	35,3	37
Експеримент	Температура води на виході	t_{w2}	$^{\circ}C$	31,7	33,2	35,3	36,9	39,2
Експеримент	Тиск повітря на вході	P_1	Па	153836	152268	156188	151484	154620
Експеримент	Опір по повітрю	ΔP	мм.в.ст.		205	420	760	1290
Розрахунок	Опір по повітрю	ΔP	мм.в.ст.		193,7	398,2	714,7	1185,9
	Відхилення	$\delta \Delta P$	-		0,055	0,052	0,060	0,081
Експеримент	Температура - повітря на виході ОНП	$t_{в2}$	$^{\circ}C$		43,2	50,7	55,4	61
Розрахунок	Температура повітря на виході ОНП	$t_{в2}$	$^{\circ}C$		43,4	50,69	55,4	61,3
	Відхилення	Δt	К		-0,2	0,007	-0,048	-0,3

Таким чином, отримані залежності можуть бути використані у інженерних розрахунках з задовільними результатами.

Якщо ж підставити елементи граничних умов з [1] у програму розрахунку теплообмінника, то отримаємо у прямому розрахунку такі значення габаритів пучка

L	0,3450
B	0,068
H	0,05

З таблиці видно, що розміри пучка зовсім не ті, що у зразках (див. табл.2)

Якщо ж перевіряти зворотним (перевірочним) розрахунком обидві залежності окремо, при дійсних розмірах пучка, то отримаємо дані, зведені у табл. 12. З неї видно, що відхилення по температурі повітря за охолоджувачем складає біля 4,6 К (доволі близько, але набагато більше, ніж за пропонованими залежностями).

Відхилення за ΔP складає біля 93%, що свідчить про велику (неприпустиму) похибку у пропонованій залежності.

Табл.12. Порівняння дійсних параметрів з розрахунковими за [1]

Експеримент	Тиск повітря на вході	P_1	Па	156188
Експеримент	Опір по повітрю	ΔP	мм.в.ст.	420
Розрахунок	Опір по повітрю	ΔP	мм.в.ст.	28,77
	Відхилення	$\delta \Delta p$	-	0,93
Експеримент	Температура - повітря на виході ОНП	t_{e2}	°C	50,7
Розрахунок	Температура повітря на виході ОНП	t_{e2}	°C	55,307
	Відхилення	Δt	К	-4,607

Таким чином, запропоновані у [1] залежності не можуть бути використані у розрахунках. Найменше відхилення дає залежність для α , найбільше (неприпустиме) відхилення дає залежність для визначення ΔP .

Висновок з розділу

В результаті експериментального дослідження отримані основні елементи граничних умов з теплообміну та опору. Вони можуть використовуватися у програмах розрахунку ОНП та радіаторів, якими володіє заказник, і які виконані на підставі класичних законів теплотехніки. Вони є сучасними методами для розрахунку теплообмінників.

Залежності перевірені методом порівняння експериментальних і розрахункових значень. Перевірки дають цілком задовільні результати.

					КРМ.142.6222м.03.02.ПЗ	Лист
						54
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Розділ 3.

Визначення економічної ефективності від використання отриманих залежностей.

Залежності для розрахунків ОНП та радіаторів можуть бути використані різним чином. Для прикладу тут наведений розрахунок того, як можуть вплинути вірні й невірні параметри граничних умов на реальне виконання охолоджувача наддувного повітря для двигуна 12ЧН18/20. Вважаємо, що застосування отриманих залежностей дає змогу розрахувати правильні розміри серцевини охолоджувача наддувного повітря. Неправильні залежності, зокрема ті, що нами були скориговані, будуть причиною виробництва бракованого охолоджувача наддувного повітря. Зрозуміло, що виготовлені за такими залежностями охолоджувачі мають піти у брукхт. Вважаємо, що вага та вартість серцевин таких охолоджувачів буде приблизно дорівнювати вазі та вартості правильно зроблених охолоджувачів (це припущення є не зовсім коректним, бо точно встановити які охолоджувачі можуть бути зроблені на підставі помилкових залежностей точно сказати не можна).

Для виконання мети перш за все потрібно розрахувати цикл двигуна для обчислення параметрів охолоджувача наддувного повітря. У наступному підрозділі виконується розрахунок циклу двигуна.

3.1 Цикл двигуна типу 12ЧН18/20.

Цикл рахується за параметрами, звичайними для двигуна з такою розмірністю. Нижче приведена копія розрахунку циклу у середовищі Mathcad.

Табл. 13. Копія розрахунку циклу

1. Исходные данные

1.1 Эффективная мощность, кВт

$N'_e = 559.956$

1.2. Частота вращения, мин

$n = 1500$

					КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ	Лист
						55
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Табл. 13 (Продовження 1). Копія розрахунку циклу

1.3 Давление окружающей среды, МПа $P_0 = 0.10$

1.4 Температура окружающей среды, К $T_0 = 313$

1.4.1. Температура воды на входе в ОНВ, К $T_w = 323$

1.5 Давление наддува, МПа $P_k = 0.28$

1.5.1 Отношение давлений P_t/P_k $\psi = 0.856$

1.6 Коэффициент продувки $\phi_a = 1.05$

1.7 Коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0.04$

1.8 Коэффициент использования тепла в точке Z $\xi_z = 0.934$

1.9 Коэффициент использования тепла в точке b $\xi_b = 0.945$

1.10 Степень сжатия $\varepsilon_{\text{мв}} = 13$

1.11 Степень повышения давления при сгорании $\lambda = 1.6$

1.12 Подогрев заряда от стенок цилиндра, К $\Delta T_a = 20$

1.13 Доля хода поршня потерянная на продувку $\phi_n = 0$

1.14 Коэффициент скругления индикаторной диаграммы $\zeta = 0.96$

1.15 Механический КПД двигателя $\eta_m = 0.85$

1.16 Адиабатный КПД компрессора $\eta_{k.ad} = 0.79$

1.17 Потеря давления в воздухоохладителе, МПа $\Delta P_{ox.} = 0.005$

1.18 КПД воздухоохладителя $\eta_o = 0.97$

1.19 Температура остаточных газов, К $T_r = 750$

1.20 Массовый состав топлива (кг/кг): $C_{\text{мв}} = 0.87$

$H_{\text{мв}} = 0.126$

$S_{\text{мв}} = 0$

Табл. 13 (Продовження 2). Копія розрахунку циклу

$$O = 0.004$$

1.21 Низшая теплота сгорания топлива, (кДж/кг)

$$Q_H = 42664.4$$

1.23 Количество цилиндров $i = 6$

1.24 Диаметр цилиндра, м

$$D_c = 0.18$$

1.25 Ход поршня, м

$$S_c = 0.20$$

1.26 Коэффициент тактности $z = 0.5$

1.27 Коэффициент избытка воздуха для сгорания

$$\alpha = 2.235$$

1.28 Показатель адиабаты воздуха

$$k_B = 1.4$$

1.30 Адиабатный КПД турбины

$$\eta_{t.ad} = 0.79$$

1.29 механический КПД турбины

$$\eta_{t.m} = 0.97$$

2. Расчет процесса наполнения

2.1 Температура воздуха за компрессором К

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

$$T_k = 448.666$$

2.2 Температура воздуха перед двигателем К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$$

$$T_s = 326.77$$

2.3 Температура заряда к концу процесса наполнения

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

$$T_a = 362.279$$

2.4 Давление воздуха перед двигателем МПа

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

$$P_s = 0.275$$

2.5 Давление заряда к концу процесса наполнения МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$$P_a = 0.267$$

Изм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ

Лист

57

Табл. 13 (Продовження 3). Копія розрахунку циклу

2.6 Коэффициент наполнения

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.911$$

3. Расчет процесса сжатия

3.1 Средняя молярная изохорная теплоемкость воздуха/(моль*К)

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

3.2 Средняя молярная изохорная теплоемкость чистых продуктов сгорания кДж/(моль*К)

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

3.3 Теплоемкость смеси воздуха и остаточных газов на ходе сжатия кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002519$$

$$a_{uc} = 19.281$$

3.4 Средний показатель политропы сжатия



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{uc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Давление в конце сжатия МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 8.761$$

3.6 Температура в конце сжатия, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 915.306$$

4. Расчет процесса сгорания

4.1 Действительное количество воздуха для сгорания моль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.106$$

					КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ	Лист
						58
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Табл. 13 (Продовження 3). Копія розрахунку циклу

4.2 Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0286$$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0275$$

4.4 Доля топлива сгоревшая в точке z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.988$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

4.6 Средняя молярная изохорная теплоемкость в точке z (кДж/(моль*К))

$$c''_{uz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_u + \alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r) \cdot c'_u}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{uz} + b_z \cdot T$$

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

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

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



$$a_{uz} = 19.81317$$

$$b_z = 0.003$$

4.7 Средняя молярная изохорная теплоемкость в точке b (кДж/(моль*К))

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



$$a_{ub} = 19.81927$$

$$b_b = 0.003008$$

4.8 Максимальная температура сгорания
-находим из следующего уравнения:



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

Табл. 13 (Продовження 4). Копія розрахунку циклу

откуда: $T_z = 1914.29$

4.9 Максимальное давление сгорания МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 14.018$$

5. Расчет процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

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

$$\rho = 1.343$$

5.2 Степень последующего расширения

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

$$\delta = 9.682$$

5.3 Средний показатель политропы расширения и температура в конце процесса расширения, К. (находим изследующей системы уравнений, методом последовательных приближений):

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



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

$$n_2 = 1.287$$

$$T_b = 998.072$$

5.4 Давление в конце процесса расширения МПа

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

$$P_b = 0.755$$

6. Определение индикаторных показателей

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление МПа

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

$$P'_i = 1.796$$

					КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ	Лист
						60
Изм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Табл. 13 (Продовження 5). Копія розрахунку циклу

6.2 Действительное среднее индикаторное давление МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.725$$

6.3 Индикаторный удельный расход топлива кг/(кВт*ч)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.174$$

6.4 Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.485$$

7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.466$$

7.2 Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.412$$

7.3 Удельный эффективный расход топлива кг/(кВт*ч)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2048$$

7.4 Эффективная мощность двигателя

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 559.956$$

7.5 Сравнение заданной и полученной эффективной мощности двигателя

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0. \%$$



Вывод = "Ошибка не превышает допустимую"

8. Определение действительного Pк компрессора на данном режиме работы двигателя

8.1 Расход воздуха через компрессор /с

-Универсальная газовая постоянная для воздуха

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} R = 287$$

Табл. 13 (Продовження 6). Копія розрахунку циклу

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \varphi_a \quad G = 1.071$$

8.2 Расход газов через турбину/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.103$$

8.3 Давление газа перед турбиной, МПа

$$P_r = \psi \cdot P_k \quad P_r = 0.24$$

8.4 Температура газа перед турбиной, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 772.847$$

8.5 Общее количество продуктов сгорания, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.138$$

8.6 Универсальная газовая постоянная для отработанных газов, Дж/кг·К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.418$$

8.6 Показатель аддиабаты расширения газа в турбине

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

8.9 Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$P_k = 1 + \frac{\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{\psi \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \quad P_k = 2.801$$

Табл. 13 (Продовження 7). Копія розрахунку циклу

8.10 Действительное давление наддува, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.2801$$

8.11 Сравнение заданного и полученного давления наддува

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$$

$$\Delta P_k = 0.022 \cdot \%$$



Вывод = "Ошибка по P_k не превышает допустимую"

В результаті розрахунку маємо такі параметри, необхідні для розрахунку охолоджувача наддувного повітря:

$$G = 1,071 \text{ кг/с}$$

$$T_k = 448,7 \text{ К}$$

$$T_s = 326,77 \text{ К}$$

$$T_{w1} = 323 \text{ К}$$

Розхід води визначений з умови, що ОНП буде встановлений у малорозхідній системі, для якої $S = 0,3$. Відповідно $G_w = 0,856 \text{ кг/с}$

3.2 Компоновка охолоджувача наддувного повітря на двигуні

Нижче приведена таблиця 14 з результатами розрахунку ОНП.

Табл.14. Результати розрахунку ОНП

№ п/п	Параметр	Од. виміру	Найменування	Результат
1	G_B	кг/с	Витрата повітря	1,071
2	G_w	кг/с	Витрата води	0,856
3	T_{B1}	К	Температура повітря на вході до ОНП	448,666
4	T_{B2}	К	Температура повітря на виході з ОНП	326,7

Табл.14 (Продовження 1). Результати розрахунку ОНП

5	$t_{\text{в}1}$	°C	Температура повітря на вході до ОНП	175,666
6	$t_{\text{в}2}$	°C	Температура повітря на виході з ОНП	53,671
7	$T_{\text{в}1}$	K	Температура води на вході	323,000
8	$T_{\text{в}2}$	K	Температура води на виході	359,611
9	$t_{\text{в}1}$	°C	Температура води на вході	50,000
10	$t_{\text{в}2}$	°C	Температура води на виході	86,611
11	P_1	Па	Тиск повітря на вході	280000,00
12	R_{Σ}	м ² ·K/Вт	Коефіцієнт опору сумарний	0,0000
13	$L_{\text{п}}$	м	Довжина пучка труб	0,4370
14	$B_{\text{п}}$	м	Ширина пучка труб	0,160
15	$H_{\text{п}}$	м	Висота труб у пучку	0,381
16	$b_{\text{в}}$		Число термодинамічних ходів по воді	9,000
17	$b_{\text{вт}}$		Число гідравлічних ходів в одному термодинамічному ході	1,000
18	$d_{\text{в}}$	м	Висота поперечного перерізу трубки	0,0025
19	S_1	м	Відстань між трубками у поперечному ряду	0,0100
20	S_2	м	Крок між поперечними рядами трубок	0,0230
21	S_3	м	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	0,017
22	S_4	м	Крок між ребрами	0,002
23	$\delta_{\text{ст}}$	м	Товщина стінки трубки	0,00025
24	$\delta_{\text{пл}}$	м	Товщина пластини ребра	0,00008
25	$h_{\text{г}}$	м	Висота гофру від поверхні	0,003
26	e	м	Ширина гофру	0,0040
27	S	м	Крок між гофрами по ходу повітря	0,0230
28	$Z_2'_{\text{г}}$	шт	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2	2,000
29	$Z_{\text{г}}$	шт	Загальне число гофрів на пластині	18,000
30	Z_1	шт	Число труб у поперечному ряду	16,000
31	Z_2	шт	Число поперечних рядів	19,000
32	Z	шт	Загальна кількість труб у пучку	304,000

Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ

Лист

64

Табл.14 (Продовження 2). Результати розрахунку ОНП

33	Схема		1-Потік повітря перемішується, потік води не перемішується; 2-Потік повітря не перемішується, потік води перемішується; 3-Обидва потоки не перемішуються.	3,000
34	F	м^2	Площа ПТ з боку ребер	30,814
35	$M_{\text{п}}$	кг	Маса пучка	18,292
36	T_{wf}	К	Середня температура води в ОНП	341,305
37	T_{wf}	К	Середня температура повітря в ОНП	366,642
38	w_w	м/с	Швидкість води в трубах	0,788
39	Re_w		Число Рейнольдса по воді	6595,142
40	Re		Число Рейнольдса	2814,861
41	ΔP	Па	Опір за повітрям	2494,187
42	ΔP	мм.в.ст	Опір за повітрям	254,509
43	ΔP_w	кПа	Сумарний опір потоку води	15,394
44	k	Вт/(м ² К)	Коефіцієнт теплопередачі	163,053
45	K_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка	274,675
46	K_v	Вт/м ³ К	Коефіцієнт використання об'єму пучка	188642,3 20
47	ρ		Щільність повітря	1,3612
48	η		ККД	0,9708
49	Індикатор			Вірно

На рисунку 19 зображена компоновка ОНП на двигуні. Габаритні розміри ОНП прийняті згідно з даними таблиці 14. ОНП встановлюється на двигуні зверху. Його висота H спрямовується горизонтально, ширина B – вертикально. Повітря від обох компресорів підводиться розгалуженим трубопроводом від обох компресорів до фронту ОНП. Охолоджене повітря, знов таки розгалуженим трубопроводом йде до колекторів, по яких надходить у циліндри. При цій компоновці висота двигуна зростає мінімально, а інші розміри не змінюються. Опір патрубка від компресорів до ОНП невеликий бо тут немає повороту потоку з великим розширенням. Опір

патрубка, по якому надходить повітря до ресиверів теж невеликий, бо тут конфузорна течія і знову ж таки з невеликою зміною перетину патрубки.

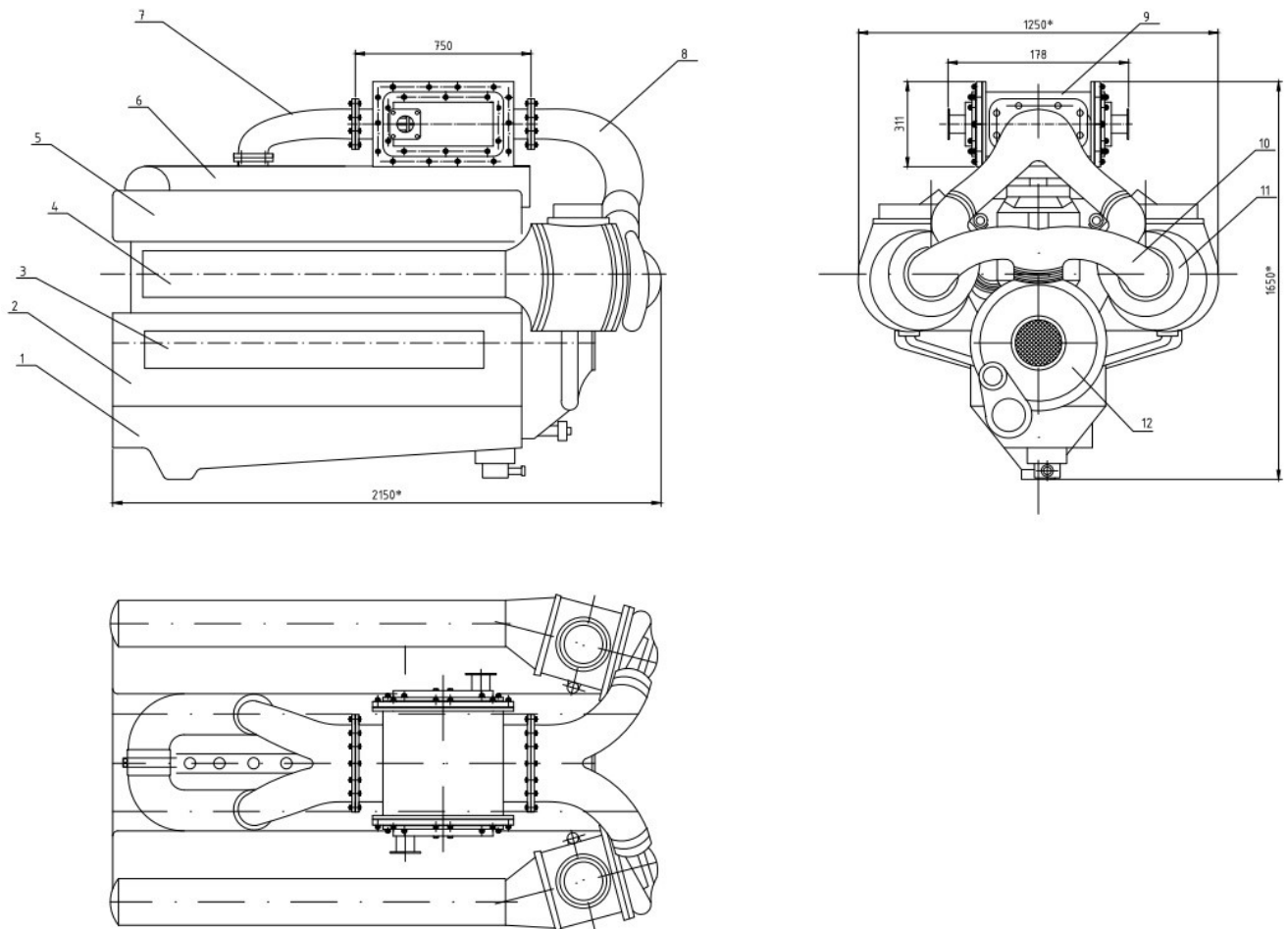


Рисунок 19. Компоновка ОНП на двигуні.

- 1 - піддон двигуна; 2 - блочна картер-рама; 3 - люкові закриття;
 4 - вихлопний колектор; 5 - кришка блоків циліндра;
 6 - повітряні ресивери; 7 - відвід холодного повітря від охолоджувача;
 8 - підвід повітря від компресора до ОНП; 9 - охолоджувач наддувного повітря; 10 - відведення газів; 11 - турбіна турбокомпресора; 12 - маховик.

3.3 Економічний ефект.

В даній частині проведено економічний аналіз ефективності використання отриманих залежностей для виготовлення ОНП до двигуна типу 12ЧН18/20.

					КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ	Лист
						66
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Вважатимемо, що серійний випуск двигунів, а значить і ОНП, на заводі-виробнику – становить 450 одиниць на рік. Серцевина ОНП вироблена з червоної міді. Її маса згідно розрахунку становить 18,3 кг. Вартість одного кг міді на оптовому ринку України становить 250 грн. Відповідно вартість С серцевини нового ОНП становить

$$C = 18,3 * 250 = 4575 \text{ грн.}$$

Вартість серії C_p охолоджувачів за рік становить

$$C_p = 4575 * 450 = 2058750 \text{ грн.}$$

У випадку, коли ОНП будуть зроблені на базі невірних залежностей, значення C_p слід вважати збитком. Застосування запропонованих залежностей цей збиток ліквідує.

Висновок

Таким чином, застосування отриманих залежностей може запобігти збитку заводу-виробнику у розмірі 2058750 грн. на рік. Це й можна назвати економічним ефектом від застосування залежностей.

					КРМ.142.6222м.03.03.ПЗ	Лист
						67
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Розділ 4.

Охорона праці при проведенні експериментів на стенді

4.1 Цілі і завдання охорони праці.

Охорона праці займається забезпеченням безпеки життя і здоров'я працівника під час його трудової діяльності. Вона складається з правових, соціально-економічних, лікувально-профілактичних, реабілітаційних, санітарно-гігієнічних, психофізичних та інших заходів. Дослідження санітарії та гігієни праці, а також заходи зниження впливу шкідливих факторів на організм людини є основними функціями охорони праці.

Основним способом захисту праці є використання засобів безпеки.

При цьому визначаються наступні основні задачі:

1. конструкція машин і обладнання, які під час експлуатації запобігають ураженню людей,
2. розробка спеціальних засобів захисту для забезпечення безпеки людей на виробництві.

Головною метою поліпшення умов праці є забезпечення безпеки працівників, захист здоров'я та зменшення кількості нещасних випадків і захворювань на виробництві.

Поліпшення умов праці має й економічні наслідки:

- зростання доходів (за рахунок підвищення продуктивності праці);
- зменшення витрат, пов'язаних з оплатою шкідливої праці та праці в важких умовах;
- зниження захворювань, пов'язаних з травмами, професійними захворюваннями;
- зниження плинності кваліфікованих працівників.

Основним документом у юридичній та технічній літературі є нормативно-правовий акт «Система стандартів безпеки праці» - це нормативний акт, який являється основним документом в нормативно-технічній документації.

					КРМ.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						68
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

4.2 Фактори впливу на умови і безпеку праці.

Під час виконання роботи на працівника впливає велика кількість різних факторів, що загалом визначають стан умов праці. Ці фактори можна поділити на технічні, ергономічні, економічні, санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, соціально-побутові, організаційні, природно-кліматичні.

Технічний фактор відображає рівень автоматизації та механізації процесів виробництва, що полегшує й робить безпечнішою людську працю.

Ергономіка допомагає зробити цю безпечну працю ще й більш приємною за рахунок відповідності параметрів техніки й умов праці - психофізіологічним можливостям працівника.

Естетичний фактор задовільняє естетичні потреби працівників.

Санітарно-гігієнічний фактор визначає придатний стан робочих місць, а саме - рівень шкідливих речовин у повітрі, випромінення, шум, вібрацію, освітлення.

Організаційний фактор визначає режим праці й відпочинку на виробництві, дисципліну, необхідність спецодягу та спецвзуття, відповідає безпосередньо за трудовий процес та охорону праці.

Психофізіологічні фактори відображають напруженість праці та морально-психологічний клімат серед працівників.

Соціально-побутові фактори визначають загальну культуру виробництва, порядок і чистоту, та забезпеченість працівників усім необхідним для нормальної життєдіяльності.

Природно-кліматичний фактор - це географічні та метеорологічні особливості даної місцевості, що впливають на температуру й тиск повітря, швидкість вітру, вологість й кількість опадів.

Економічні фактори – це головним чином технології, що використовуються у виробництві.

Усі ці вищезазначені фактори у поєднанні й визначають стан умов праці, від якого безпосередньо залежить продуктивність виробництва, безпека й здоров'я працівника.

					КРМ.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						69
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

4.3. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Шкідливі та небезпечні виробничі фактори - це фактори, які внаслідок тривалого або короткочасного впливу на людину викликають погіршення або пошкодження здоров'я. На підприємствах з такими умовами праці досить часто трапляються різні нещасні випадки.

Шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які впливають на працівника, знижують його працездатність або викликають різні захворювання, які називаються професійними захворюваннями. Слід зазначити, що межа між цими двома групами факторів досить умовна і шкідливі виробничі фактори можуть стати небезпечними.

Всі шкідливі та небезпечні виробничі фактори згідно з ДСТУ поділяють на:

- Фізичні.
- Хімічні.
- Біологічні.
- Психофізіологічні

Фізичні фактори – являють основну небезпечну групу, до якої відносяться:

- висока або низька температура та висока вологість;
- випромінювання;
- електромагнітні поля;
- лазерне і ультразвукове випромінювання;
- вібрація та шум;
- неякісне освітлення;
- різноманітний пил;
- заряджене повітря;
- працююче обладнання.

Слід зазначити, що короткочасний вплив даних факторів наче б то й не становить значної небезпеки, але постійне перебування під впливом цих факторів навіть по одинці – стає відчутним.

					КРМ.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						70
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Хімічний фактор – це шкідливі речовини, що використовуються в технологічному процесі або обладнанні:

- очищення деталей хімічними засобами;
- процес фарбування;
- зварювальні роботи;
- нанесення антикорозійних покриттів;
- обробка та переробка металевої продукції.

Біологічні фактори – це різні біологічні об'єкти, що можуть викликати хворобу:

- віруси;
- бактерії;
- гриби;
- патогенні мікроорганізми.

Психофізіологічні – це як правило важкі та напружені умови праці.

Гранично допустима концентрація (ГДК) — показник безпечного рівня вмісту шкідливих речовин у навколишньому середовищі, максимальна кількість шкідливої речовини в одиниці об'єму або маси у воді, повітрі чи ґрунті, що має негативний проте допустимий вплив на здоров'я людини.

Отже основними несприятливими факторами виробництва в організаціях є підвищений рівень шуму; підвищене нервово-емоційне напруження, підвищений рівень шуму, шкідливі хімічні речовини в повітрі робочих місць, концентрація яких перевищує ГДК.

4.4. Травматизм на робочих місцях, його причини та профілактика.

Травматизм – це сукупність травм, що виникають і певній групі населення.

До причин травматизму або захворювань відносять технічні, організаційні, санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, суб'єктивні і економічні.

Технічні причини – це недосконалість або ж несправність машин чи інструментів.

					КРМ.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						71
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Організаційні причини - це неправильна організація трудового процесу, порушення правил техніки безпеки, відсутність засобів індивідуального захисту.

Санітарно-гігієнічні причини – це порушення санітарно-гігієнічного режиму на виробництві – невідповідна температура, тиск, вологість повітря, пил, шум, вібрація, перевищення ГДК шкідливих речовин.

Психофізіологічні причини – це грубі помилки в діях, що пов'язані з фізіологічним (втома) або психічним (несприятливий психологічний клімат) станом працівника.

Суб'єктивні причини – це особиста недисциплінованість працівника, порушення ним інструкцій з охорони праці, робота в нетверезому або хворобливому стані.

Економічні причини – це нерегулярна виплата зарплати або низький заробіток; що призводить до прагнення виконання понаднормової роботи, праці за сумісництвом чи на двох різних підприємствах.

Профілактика травматизму насамперед полягає у вирішенні питань з охорони праці й усуненні вищезазначених причин шляхом втілення законодавчих, організаційних, технічних, медико-профілактичних та економічних заходів.

4.5 Правила безпеки при роботі з експериментальним стендом

При проведенні експериментів на стенді слід бути обережним й дотримуватись усіх правил та вимог з охорони праці, правил експлуатації технічного обладнання й норм з техніки безпеки, аби уникнути травматизму й нещасних випадків.

Для цього треба слідувати наступним пунктам:

1. Ознайомитись й дотримуватись правил безпеки при використанні електричних приладів (в нашому випадку це компресор та ноутбук)
2. Перевірити якість освітлення
3. Перевірити якість повітря – має відповідати усім санітарно-гігієнічним нормам – а саме температура, вологість, тиск, запиленість, відсутність

					KPM.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						72
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

в повітрі мікроорганізмів, вірусів, грибків, спорів плісняви, та перевірити на відповідність усім ГДК шкідливих речовин.

4. Впевнитись в наявності та робочому стані вентиляції
5. Впевнитись у допустимому радіаційному фоні
6. Впевнитись що в приміщенні відсутні сторонні особи, які можуть бути не ознайомлені з правилами безпеки
7. В разі гучної роботи компресора – використовувати біруші
8. Після закінчення замірів вимкнути прилади й світло

					КРМ.142.6222м.03.04.ПЗ	Лист
						73
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

Загальний висновок по роботі

В результаті проведеного дослідження отримані залежності для визначення коефіцієнту тепловіддачі та коефіцієнту опору для поверхні теплообміну, яка може застосовуватися для виробництва ОНП та радіаторів. Ця поверхня за інших рівних умов забезпечить компактні конструкції, які придатні для сучасних двигунів й розрахунків з ними. Отримані залежності перевірені експериментально за критерієм, який є дуже простим та надійним – якщо отримані залежності застосувати в алгоритмах розрахунків, що сьогодні використовуються, то згідно цим розрахункам будуть отримані габаритні розміри експериментального ОНП, якщо у якості початкових параметрів прийняти параметри експериментальних режимів. Отримані залежності можуть бути застосовані при розрахунках ОНП та радіаторів дослідниками та виробниками систем охолодження ДВЗ.

					КРМ.142.6222м.03.ПЗ	Лист
						74
Ізм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анастасенко С.М. Теплообмінні апарати. 2023, 228 стр
2. Donatello A. Handbook for heat exchangers and tube banks design. 2010, 185 p
3. Kays W.M. Convective heat and mass transfer. 1993 , 635 p
4. Heat Exchanger Design Handbook. 2013, 1245 p
5. Kuppan T. Heat exchanger design handbook. 2000, 1119 p
6. Bondarenko O., Nekrasov V., Yastreba O. Effectives harbor tug fleet: problem formulation and methodology of its solution. Brodogradnja. Shipbuilding. 2016. № 2. P. 34–46
7. Bondarenko O., Nekrasov V., Yastreba O. Effectives and optimization of harbor tug fleet. Transport and Telecommunication Institute. Latvia, 2018. №2. P. 140– 150.
8. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
9. Beard, R. A. Method of Calculation the Heat Dissipation from Radiators to Cool Vehicle Engines / R. A. Beard, G. J. Smith. – “SAE Preprints”, s. a. N710208, 1971.
10. Локальне охолодження теплонапружених деталей ДВЗ : навч. посібник / О. В. Триньов ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. — 212 с.
11. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни "Проектування та конструювання ДВЗ" для студентів денної та заочної форм навчання В.С. Наливайко, Г.О. Степанов, С.Г. Ткаченко, В.С. Хоменко; НУК ім. адмірала Макарова. — Миколаїв : НУК, 2007. — 84 с.
12. Schreer K., Roth I., Schneider S. Analysis of Aluminum and Steel Pistons- Comparison of Friction, Piston Temperature, and Combustion. ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. 2014. Vol. 136 (10). P.101506. -7 p.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник. У 6 т. Т. 6 : Надійність ДВЗ / Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка, А. Ф. Шеховцова.— Харків: Прапор, 2004.— 324 с.
14. Bott, T. R. Fouling of Heat Exchangers / T. R. Bott. – Elsevier science & Technology Books, 1995. – 524 p.

					КРМ.142.6222м.03.ПЗ	Лист
						76
Ізм	Арк..	№ докум	Підпис	Дата		

