Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(назва факультету)

Кафедра електричної інженерії
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Дослідження енергоефективності теплообмінного обладнання**

Виконав: студент **6** курсу, групи **ЕМм-61**
напряму підготовки (спеціальності)
141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	(підпис)	**Зінь Ю.Я.** (прізвище та ініціали)
Керівник	(підпис)	**Тарасенко М.Г.** (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	(підпис)	**Вакуленко О.О.** (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	(підпис)	**Тарасенко М.Г.** (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис)	**Габрусєв Г.В.** (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет *прикладних інформаційних технологій та електроінженерії*
(повна назва факультету)

Кафедра *електричної інженерії*
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри *Тарасенко М.Г.*

«_____» _____ 2021 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня *магістр*
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю *141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*
(шифр і назва)

студенту *Зіню Юрію Ярославовичу*
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Дослідження енергоефективності теплообмінного обладнання*

Керівник роботи *Тарасенко Микола Григорович, д.т.н., професор*
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від *29 вересня 2021 року № 4/7–806*

2. Термін подання студентом роботи *17 грудня 2021 р.*

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	*к.т.н., доц. Гурик О.Я.*		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	*ст. викл. Клепчик В.М.*		

7. Дата видачі завдання *01 вересня 2021р.*

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Літературний огляд за напрямком дипломної роботи	01.09.21 – 01.10.21	
2	Підготовка основної частини пояснювальної записки	01.10.21 – 20.11.21	
	дипломної роботи		
3	Підготовка розділу *«Охорона праці та безпека в надзв. ситуаціях»*	23.11.21 – 29.11.21	
4	Складання переліку використаних літературних джерел	17.11.21 – 29.11.21	
5	Підготовка вступу, висновків, змісту, реферату	30.11.21 – 06.12.21	
6	Отримання відгуку та рецензії на дипломну роботу,		
	підготовка доповіді на захист	06.12.21 – 15.12.21	

Студент _____ *Зінь Ю.Я.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ *Тарасенко М.Г.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 65 сторінок. В роботі міститься 27 рисунків, 46 формула і 4 таблиці.

Підвищення ефективності та ресурсу теплообмінного обладнання, що експлуатуються, модернізуються чи розроблюються з урахуванням особливостей їх компонування та конструкції, нерівномірності розподілу теплових і гідравлічних параметрів, режимів та умов експлуатації є актуальною і важливою науково-прикладною проблемою. Вирішення даної задачі призведе до зменшення витрат палива, енергії та матеріальних ресурсів, зменшення негативного впливу на навколишнє середовище та поліпшення якості енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності роботи теплообмінного обладнання з метою універсальності використання.

Об'єктом дослідження є теплообмінники типу вода - вода, вода - повітря різних конструкцій.

Предметом дослідження є теплотехнічні характеристики процесів, які відбуваються в теплообмінниках.

Перелік ключових слів:

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ВОДОПОВІТРЯНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ТЕПЛООБМІН, КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ПЛАСТИНЧАСТИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.

.

ЗМІСТ

с.

ВСТУП 6

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ 8

1.1 Роль теплообмінних апаратів в розвитку техніки та технологій 8

1.2 Будова та основні типи теплообмінних апаратів 11

1.3 Висновки до розділу 1 19

2 РОЗРАХУНКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ 21

2.1 Розрахунок та вибір теплообмінних апаратів 21

2.2 Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів 21

2.3 Рівняння теплового балансу теплообмінних апаратів 22

2.4 Рівняння теплопередачі теплообмінних апаратів 24

2.5 Визначення середнього коефіцієнта теплопередачі 24

2.6 Визначення середнього температурного напору теплообмінних апаратів 25

2.7 Теплові розрахунки теплообмінних апаратів 29

2.7.1 Конструктивний розрахунок 30

2.7.2 Перевірочний розрахунок 31

3 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ 34

3.1 Опис експериментальної установки для дослідження енергоефективності процесів теплообміну в теплообмінному обладнанні 34

3.2 Принцип роботи установки 43

3.3 Застосування цифрових термодавачів для моніторингу температури холодної води в різних точках 48

3.4 Цикл експериментальних досліджень 51
3.5 Вироблення рекомендацій щодо підвищення енергоефективності теплообмінного обладнання за результатами досліджень на базі експериментальної установки 52

3.6 Висновки до розділу 3 53

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 55

4.1 Правила техніки безпеки при роботі та обслуговуванні теплообмінної апаратури 55
4.2 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні теплообмінної апаратури 58
4.3 Розрахунок стійкості роботи підприємств, що використовують теплообмінні апарати в умовах надзвичайних ситуацій 59

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 62

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 63

ВСТУП

Актуальність теми. Сьогодні весь світ прикладає величезні зусилля для пошуку нових технологічних і технічних рішень, які направлені на скорочення споживання паливно-енергетичних ресурсів, що можливе лише при активній енергозберігаючій політиці держави в комплексі із впровадженням нового енергоефективного обладнання.

Теплообмінне обладнання складає значну частку технологічного обладнання підприємств житлово-комунальної, нафтопереробної, хімічної промисловості, застосовується у теплоенергетичних паротурбінних, газотурбінних та ядерних установках в установках з альтернативними джерелами енергії. На сьогодні теплообмінне обладнання є визначальним за габаритами, металомісткістю та функціональним призначенням та багато в чому визначає техніко-економічні показники систем.

З ростом енергетичних потужностей та обсягу виробництва зростають розміри, вага і відповідно вартість використовуваних теплообмінних апаратів.

Отже, проблема підвищення ефективності теплообмінного обладнання, що експлуатується, модернізується чи розробляється є важливою науково-прикладною задачею.

В ході виконання кваліфікаційної роботи планується спроектувати та виготовити експериментальну установку на базі якої, за результатами досліджень, розробити рекомендації щодо підвищення енергоефективності теплообмінного обладнання.

Результати вимірювань дозволять визначати параметри енергоефективності процесів теплообміну за різних режимів роботи теплообмінників. Внаслідок цього існує можливість вироблення практичних рекомендацій щодо підвищення рівня енергоефективності теплообмінного обладнання шляхом коригування в тому чи іншому напрямку режимів його експлуатації.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики двох подібних водоводяних теплообмінників, які одержані за результатами експериментальних досліджень

за однакових вхідних умов, можна зробити висновок щодо рівня енергоефективності кожного з них.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики одного з трьох теплообмінників за різних вхідних умов (витрати теплоносіїв, підведена теплова потужність та ін.), можна зробити ті чи інші практичні висновки і запропонувати рекомендації щодо режимів роботи, які забезпечують максимально можливу енергоефективність процесів теплообміну.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики роботи двох теплообмінників за їх паралельного та послідовного з'єднання, що одержані за результатами експериментальних досліджень за однакових вхідних умов, можна зробити висновок щодо рівня енергоефективності того чи іншого з'єднання теплообмінного обладнання.

Метою кваліфікаційної роботи є вироблення рекомендацій щодо підвищення енергоефективності теплообмінного обладнання за результатами досліджень на базі експериментальної установки.

Об'єктом дослідження є теплообмінники типу вода - вода, вода - повітря різних конструкцій.

Предметом дослідження є теплотехнічні характеристики процесів, які відбуваються в теплообмінниках.

Апробація роботи. Зінь Ю.Я. Підвищення енергоефективності теплообмінного обладнання. // М.Г. Тарасенко, Ю.Я. Зінь // Збірник тез доповідей. Матеріали X міжнародної науково - технічної конференції «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, 24 - 25 листопада 2021р.) / М-во освіти і науки України, Тернопільський нац. техн. ун-т ім. І. Пулюя – Т.: ТНТУ, 2021. – Т.2. С. 31.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4-х розділів, висновків, переліку посилань (20 найменувань).

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Роль теплообмінних апаратів в розвитку техніки та технологій

Теплообмінні апарати або теплообмінники (ТА) – це пристрої які призначені для передачі теплоти від одного теплоносія до іншого або до оточуючого середовища. ТА це найбільш поширені пристрої у всіх видах і типах енергетичних установок та двигунах. Такі ТА – як конденсатори, випарники, охолоджувачі, економайзери, радіатори і т.п. широко використовуються в багатьох галузях промисловості. Найбільшого поширення вони знайшли в енергетиці, хімічній та нафтопереробній, паперовій та харчовій промисловості. Починаючи з середини 70-х років – початку світової енергетичної кризи - ТА знайшли нове застосування в різних енергозберігаючих теплотехнологіях. Малий розмір більшості ТА дозволяє використовувати їх як частину складних енергетичних систем, наприклад, систем кондиціювання та охолодження транспортних та електричних пристроїв.

В конструкціях переважної більшості ТА теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через проміжне тверде тіло (стінку). При цьому теплоносій передає теплоту до однієї поверхні, а нагрівається приймає її з іншої поверхні, тобто у всіх випадках здійснюється теплообмін між теплоносієм та поверхнею теплообміну. Тому техніко-економічні показники теплообмінних апаратів усіх типів та призначень визначаються рівнем обґрунтованості рішень при проектуванні конструкцій макро- та мікроструктури поверхонь теплообміну. Це в основному відноситься до кожухотрубних, трубчасторебристих, пластинчастих, пластинчасто-ребристих та інших типів рекуперативних ТА.

На рис.1.1 показано класифікацію рекуперативних ТА. Близько 80% всіх використовуваних ТА посідає кожухотрубний тип. Тому дослідження та розробки в галузі кожухотрубних ТА становлять найбільший інтерес. Далі слід відзначити зростання інтересу до пластинчастих ТА і різного роду ребристих ТА.

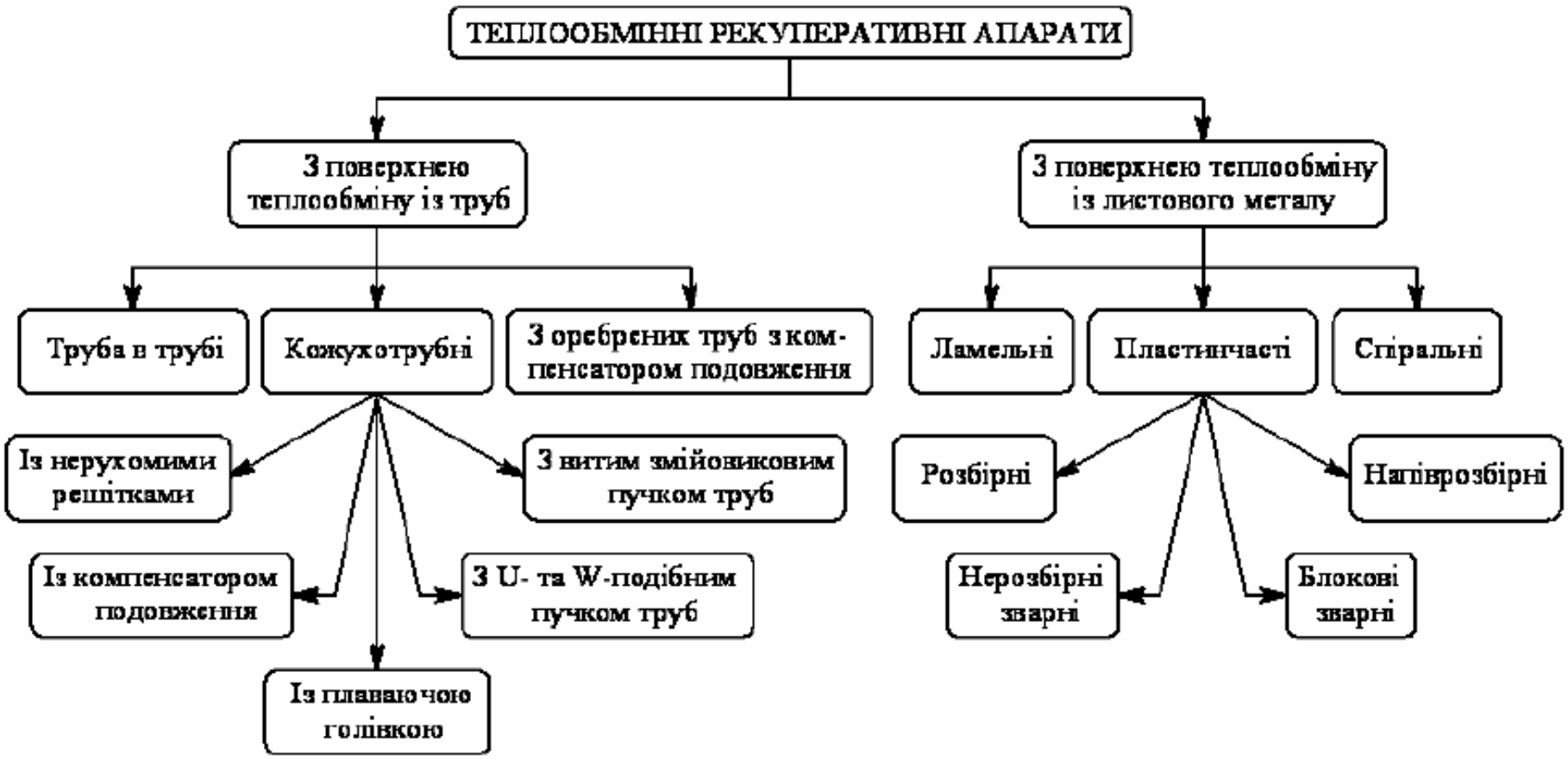


Рисунок 1.1 – Класифікація рекуперативних ТА за конструкцією

Важливими факторами експлуатації ТА тривалий час залишалися та залишаються довговічність, технологічність та ефективність. Головним критерієм конкурентоспроможності ринку ТА є репутація виробника. Клієнти готові співпрацювати з компаніями-виробниками, які здатні забезпечити і технічну якість, і швидкість виконання замовлення. Але основна частина клієнтів готова передати замовлення на постачання обладнання виробникам, які можуть запропонувати додаткові послуги такі як: проектно-кошторисні та будівельно-монтажні роботи.

Іншим ключовим критерієм вибору постачальника ТА є ціна. Всі виробники повинні дотримуватись гнучкої цінової стратегії і гарантувати, що вони пропонують теплообмінники за цінам, які будуються на оцінці всього ринку. Вони повинні гарантувати, що передають конкурентоспроможну крайню ціну на тлі ринкового середовища та присутності постачальників з інших країн світу.

Отже, сучасні ТА мають відповідати таким технічним вимогам:

- забезпечувати передачу необхідної кількості тепла від одного середовища до іншого з отриманням необхідних кінцевих температур при можливо більшій інтенсивності теплообміну;
- бути надійним при заданих термодинамічних параметрах робочих середовищ (тиску, температурі, об'ємі) та різному агрегатному стані;
- мати поверхню теплообміну та інші елементи конструкції стійкими до агресивної дії, а також бути інертними по відношенню до харчових продуктів;
- мати можливість для огляду поверхні ТА і доступність для періодичного чищення для збереження тривалої роботи в процесі експлуатації;
- мати достатній запас міцності, що гарантує безпечний стан при навантаженнях, що виникають як внаслідок тиску робочого середовища, так і внаслідок температурних деформацій різних частин теплообмінника;
- мати невеликі розміри та вагу;
- мати прийнятну ціну та умови оплати;
- мати необхідну документацію (паспорт, схему, сертифікат).

Саме за цими вимогами підбираються конкретні ТА.

Найважливішими характеристиками яким повинні відповідати ТА є:

- температура гарячого теплоносія;

- робочий тиск;

- число основних функцій (підігрівання, охолодження, випаровування, конденсація; газ-газ, рідина-газ, рідина-рідина, пар-рідина);

- характеристика теплообміну (кількість одиниць перенесення теплоти чи коефіцієнта теплопередачі).

Високі значення теплоємності зменшують витрату теплоносія, що важливо при його транспортуванні, а теплопровідність збільшує коефіцієнт тепловіддачі, що важливо при передаванні тепла в ТА. В'язкість одночасно збільшує опір при транспортуванні та змінює інтенсивність тепловіддачі в ТА.

Водяна пара отримала найбільше розповсюдження як теплоносій. Основним недоліком водяної пари як теплоносія є суттєве збільшення тиску при зростанні температури, що призведе до зростання вартості ТА за рахунок збільшення його міцності. Тому, як теплоносій, пару, як і воду, можна використовувати до 150 °С. Інші теплоносії така як: повітря, димові гази, перегріта водяна пара є дуже поганими теплоносіями. Так, повітря при температурі 100 °С має теплопровідність С=0,0321 Вт/м К, що в 21 рази менше за воду, а теплоємність Ср = 1,009 кДж/кг К. Беручи до уваги, що густина повітря на одну тисячу менша води (r= 0,946кг/м^3) то для передачі тепла необхідно перекачувати значні об'єми повітря, що надзвичайно енерговитратне, а враховуючи його мізерну теплопровідність поверхня теплообміну газових теплообмінників порівняно з рідинними зростає в десятки разів.

1.2 Будова та основні типи теплообмінних апаратів

Сьогодні, приблизно 80% всього ринку теплообмінників у промисловості та енергетиці припадає на кожухотрубні ТА. Сьогодні тільки ці теплообмінники можуть використовуватись при високих температурах та тисках. Сімейство

трубчасторебристих ТА добре зарекомендувало себе в котлах-утилізаторах, промислових кондиціонерах, транспортних радіаторах, апаратах повітряного охолодження та градирнях (див. рис.1.2).

Рисунок 1.2 – АВО, котли-утилізатори, калорифери та градирні

Найбільша кількість градирень використовується в енергетиці та нафтохімії. Апарати повітряного охолодження (АВО) знайшли широке застосування в системах побутового та промислового кондиціювання, в холодильній техніці на підприємствах та великих торгових центрах, у системах охолодження на робочих місцях.

Кожухотрубні теплообмінники виготовляються: жорсткої конструкції типу ТН - нерухомі (жорсткий кожух і нерухоме кріплення трубних решіток); напівжорсткої конструкції типу ТК (напівжорсткий кожух і нерухоме кріплення труб); нежорсткі типу ТП (жорсткий кожух, нерухомі труби і вільне переміщення), решітки типу ТУ - з U-подібними теплообмінними трубами (жорстким кріплен-). (жорстким кріпленням однієї решітки і вільним переміщенням U-подібних труб).

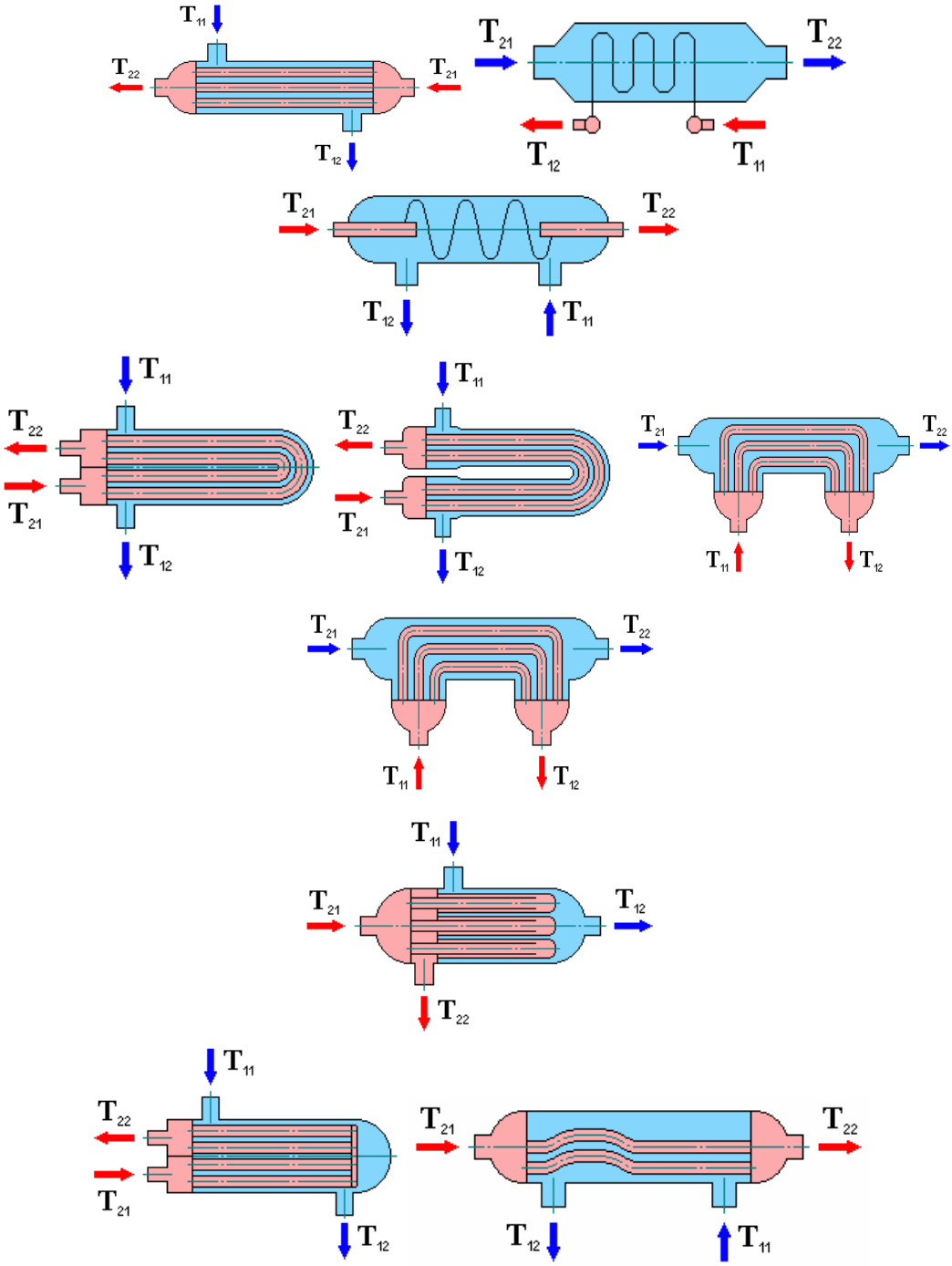


Рисунок 1.3 – Конструктивні схеми кожухотрубних теплообмінних апаратів

На рис. 1.3 наведено основні типи кожухотрубних ТА у двоходовому виконанні: а – паро-рідинний з нижньою газовою відтяжкою; б – паро-рідинний з верхньою газовою відтяжкою; в – рідино-рідинний із сегментними перегородками по міжтрубному простору.

У деяких кожухотрубних ТА площа прохідного перерізу між трубного простору може перевищувати переріз труб у декілька разів. Для інших ТА такого типу швидкість у міжтрубному просторі зменшиться у декілька разів, що призведе до суттєвого падіння коефіцієнта тепловіддачі. Тому багатоходові кожухотрубні ТА повинні мати певного типу перегородки у міжтрубному просторі наприклад, сегментні, така конструкція забезпечує нормальну швидкість теплоносія в трубах і між ними. Секційні ТА на відміну від багатоходових кожухотрубних простіші і, завдяки округленим з'єднанням між секціями мають менший гідравлічній опір при однакових швидкостях в трубах. Відчутною перевагою секційних ТА над кожухотрубними багатоходовими є їх модульність. На рис.1.4 наведено конструктивну схему ТА типу «труба в трубі».

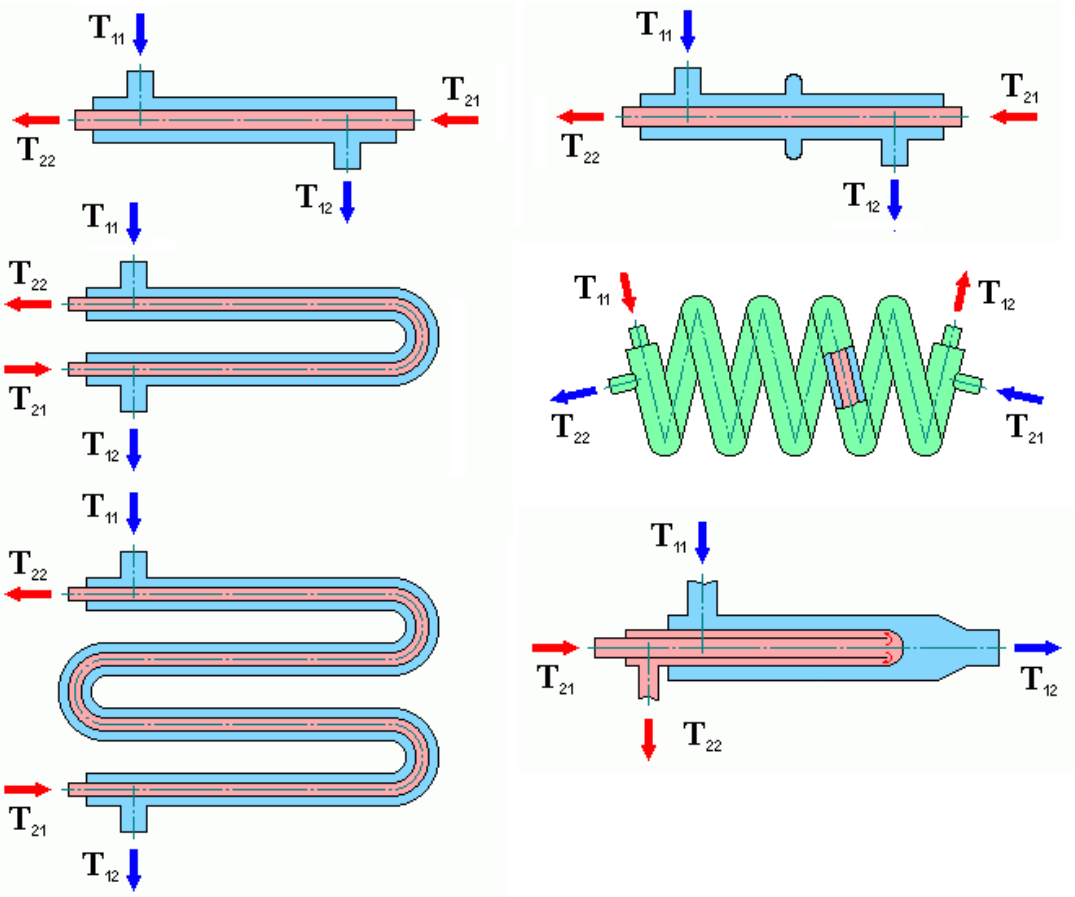


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема секційного ТА типу труба в трубі

Розвиток промисловості супроводжувався паралельним збільшенням цін на енергоносії та прокатну продукцію, тому вдосконалення ТА потрібно здійснювати шляхом інтенсифікації теплообміну в них до таких ТА відносяться пластинчасті та спіральні ТА рис.1.4,1.5.

У випадку застосування кожухотрубного ТА нагрівальна поверхня може бути утворена коаксіальними трубами різного діаметру. А пластинчасті ТА за рахунок високої інтенсивності теплообміну у невеликому об’єму дозволяють створювати компактні, малого діаметру ТА переважно в одноходовому, або двоходовому виконанні.

Одним із таких високоефективних пластинчастих ТО є теплообмінники з гафрованими пластинами різноманітного профілю з нержавіючої сталі наведені на рис. 1.5.

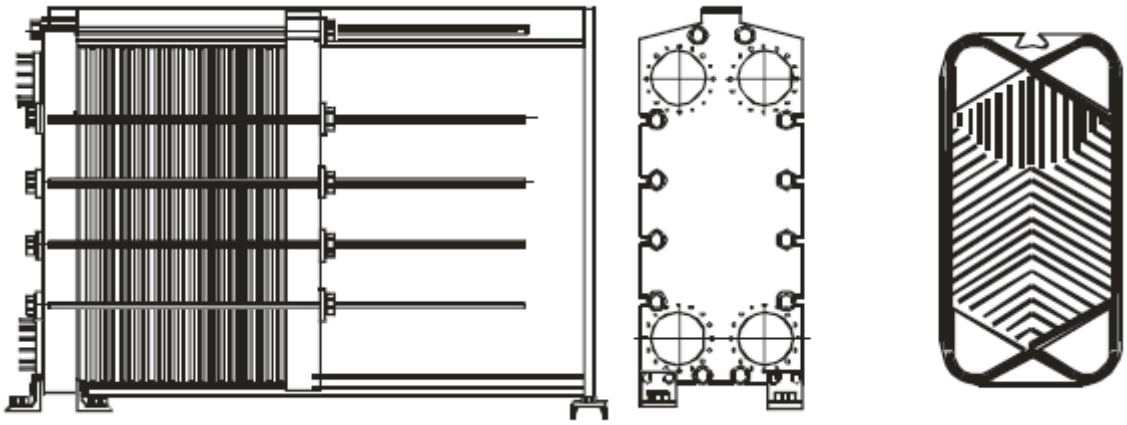
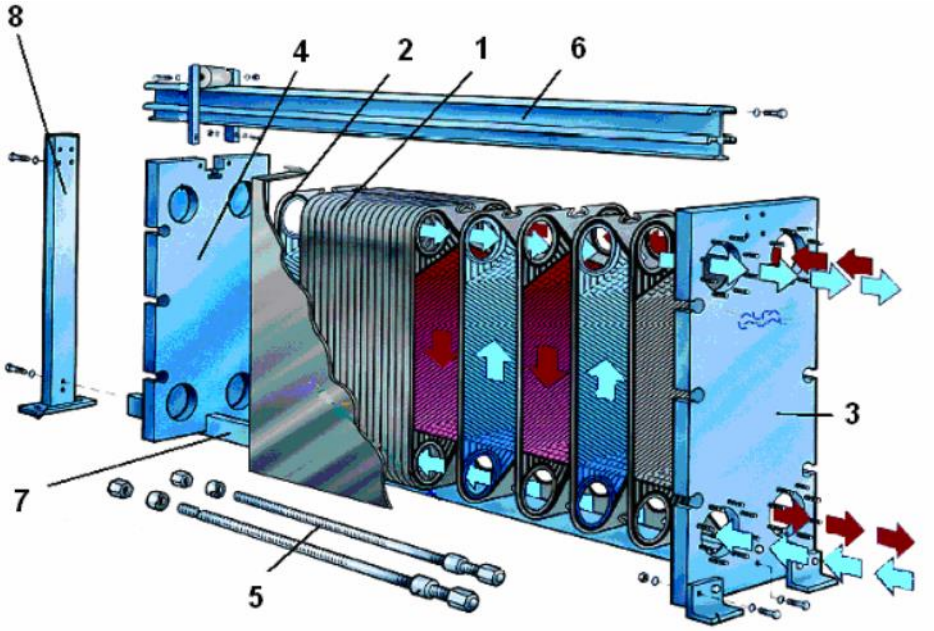


Рисунок 1.5 – Пластинчастий теплообмінний апарат

Пластинчастий теплообмінник – апарат, поверхня теплообміну якого утворена з тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею, що утримуються разом у рамі, рис.1.6.



1 – пакет пластин; 2 – ущільнювальні прокладки на пластинах; 3 – нерухома плита; 4 – натискна плита; 5 – болтове чи шпилькове з’єднання; 6 – верхня направляюча; 7 – нижня направляюча; 8 – задня стійка.

Рисунок 1.6 – Конструкція розбірних пластинчастих теплообмінників.

Поверхню теплообміну виготовляють з полірованих пластин товщиною

0,5 мм. Полірування пластин ТА виконується з метою запобіганню відкладенню забруднень.

Інтенсивність теплообміну досягається при незначних швидкостях теплоносія, 0,2 – 0,5 м/с, в той час як кожухотрубні та секційні експлуатуються при швидкостях від 1,1 ÷ 2,4 м/с, що є перевагою пластинчастих теплообмінників.

Оскільки швидкість руху рідини в каналах, яка становить від 0,2 до 0,5 м/с, недостатня для запобігання відкладенню забруднень динамічною дією потоку.

Штампований малюнок на листах може мати різний профіль, але найефективнішою є конфігурація, що створює підвищений гідравлічний опір, що в свою чергу призводить до збільшення інтенсивності тепловіддачі, і навпаки.

Штампована пластина з гофрованою поверхнею змінює конфігурацію на протилежну, як показано на рис. 1.7, завдяки чому має місце черговість руху теплоносіїв по каналам, рис.1.8.

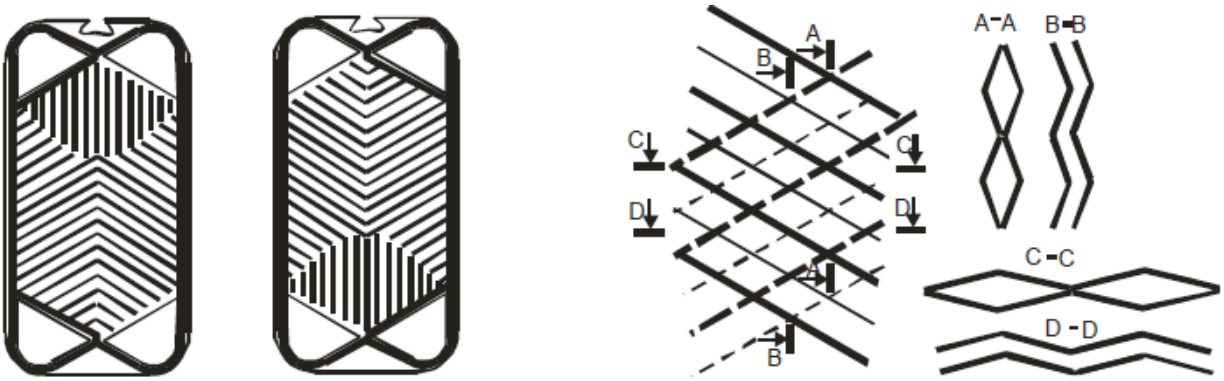
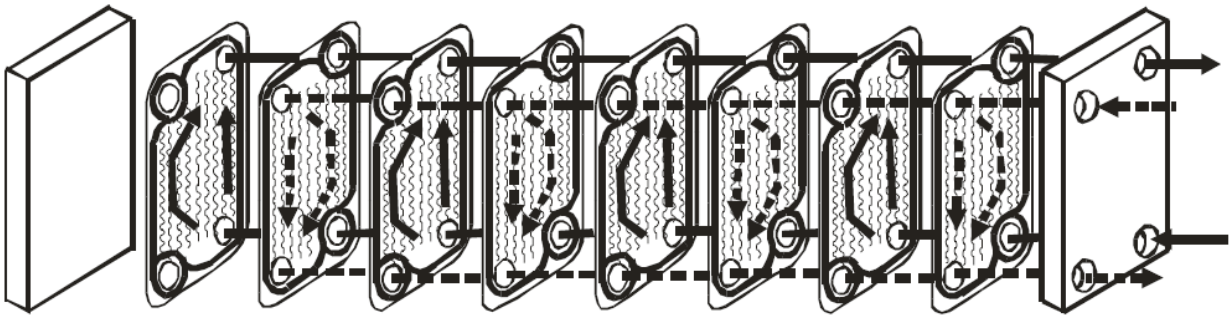
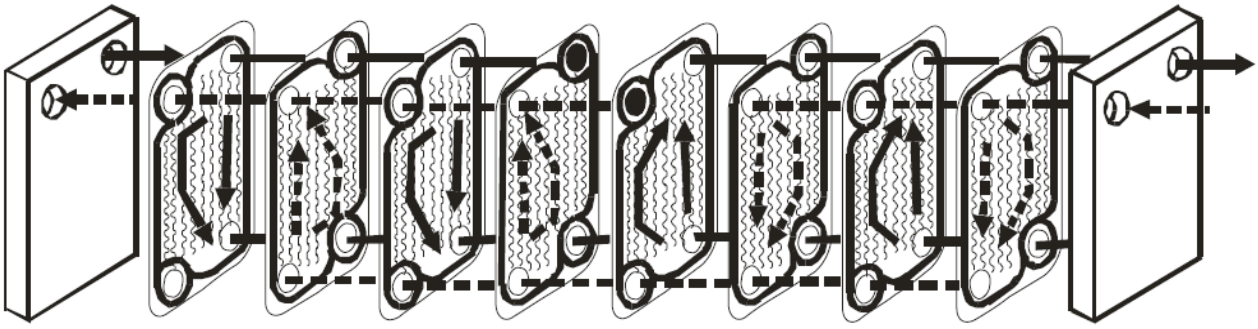


Рисунок 1.7 – Теплообмінні пластини пластинчастого ТО



а)



б)

а – одноходовий ТО; б – двоходовий ТО

Рисунок 1.8 – Схема течії теплоносіїв в пластинчастому ТО

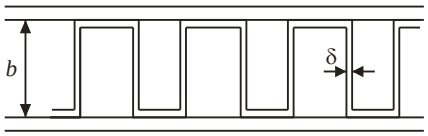
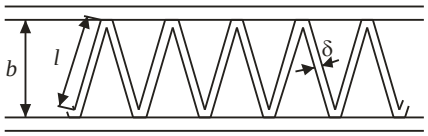
При контакті пластин з певним штампованим малюнком на них у ТА утворюється складна просторова система каналів, рис. 1.8.б, завдяки чому рух рідини має тривимірну траєкторію, що і забезпечує високу інтенсивність тепловіддачі при незначних швидкостях.

Аналіз використання пластинчастих ТА показав, що їх застосування обмежене наявністю гумових прокладок між пластинами, через які ТА не застосовуються при тисках більше 20 бар та температурах більше 250 ºС. Це різко обмежує їх використання у промислових процесах. Основна галузь застосування пластинчастих ТА – комунальна енергетика та системи теплопостачання промпідприємств.

У пластинчастих теплообмінниках використовується різний тип оребрення: прямий, трикутний, синусоїдальний і т.п.

Ефективність ребра це відношення дійсного теплового потоку від основи ребра до максимально можливого теплового потоку через основу ребра за умови, що все ребро має температуру основи (нескінченна теплопровідність матеріалу) (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 - Ефективність ребра

Геометрія ребра	формула ефективності ребра $N=\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta_1}}l_1,\ \eta_f=\frac{th(N)}{N},$
	$l_1=\frac{b}{2}-\delta_1$ $\delta_1=\delta$
	$l_1=\frac{l}{2}$ $\delta_1=\delta$

У тепло обмінниках теплообмін відбувається з ребер $(\eta_f<100\%)$ та та неоребреної поверхні $(\eta_p=100\%)$. У цьому випадку, загальний тепловий визначається з принципу ефективності розширеної поверхні (η_0):

$$\eta_0=\frac{q_{\text{total}}}{q_{\max}}=\frac{q_{\text{p}}+q_{\text{f}}}{\alpha\left(F_{\text{p}}+F_{\text{f}}\right)\left(T_0-T_\infty\right)}=\frac{\alpha F_{\text{p}}\left(T_0-T_\infty\right)+\alpha F_{\text{f}}\eta_{\text{f}}\left(T_0-T_\infty\right)}{\alpha\left(F_{\text{p}}+F_{\text{f}}\right)\left(T_0-T_\infty\right)}=$$
$$=\frac{F_{\text{p}}}{F}+\eta_{\text{f}}\frac{F_{\text{f}}}{F}=1-\frac{F_{\text{f}}}{F}\left(1-\eta_{\text{f}}\right), \tag{1.1}$$

де F_{f} – площа поверхні ребра, F_{p} – площа неоребреної поверхні, F – загальна площа тепловіддачі. При цьому коефіцієнт тепловіддачі на поверхні ребра та на неоребреній поверхні вважається однаковим.

Загальний тепловий потік визначається наступним чином:

$$Q_{\text{total}}=\eta_0\alpha F\left(T_0-T_\infty\right) \tag{1.2}$$

1.3 Висновки до розділу 1

1. Проведено порівняльний аналіз ефективності різних конструкцій теплообмінного обладнання і показано їх переваги та недоліки в порівнянні з відомими конструкціями.

2. Проаналізовано та визначено найефективніші поверхні теплообміну та показано перспективність застосування різних конструкцій теплообмінного обладнання при конструюванні теплообмінників різного призначення.

3. В ході огляду літературних джерел було окреслено особливості конструкції теплообмінників надано переваги та недоліки їх використання у якості елементів нагріву, методи виготовлення та доцільність застосування для нагріву.

2 РОЗРАХУНКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок та вибір теплообмінних апаратів

Нагрівання, охолодження рідини чи газу, конденсація пари можуть бути проведені при використанні ТА різних конструкцій. Для їх вибору необхідно знати площу поверхні теплопередачі, робочі температури та тиск теплоносіїв, схильність до утворення «каменю» на теплопередавальних поверхнях, а також корозійну стійкість.

Для нагрівання (охолодження) рідин та газів можна використовувати кожухотрубні ТА різної конструкції (кожухотрубні, труба в трубі, пластинчасті, спіральні та ін.), що мають низьку металоємність, компактність та ін.

При розрахунку та моделюванні ТА однією із задач є порівняння декількох варіантів процесу теплопередачі, для різних конструкцій апарату, його розташуванням, режиму руху теплоносія, температурного режиму.

Мета розрахунку – вибрати найкращий варіант, а при їх великій кількості - оптимальний.

Основні етапи розрахунку: вибір апаратів, що підлягають порівняню; виконання для кожного з них теплового, гідравлічного та економічного розрахунків; аналіз отриманих результатів та рекомендація до використання апарату, що має найбільшу кількість переваг.

2.2 Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів

До вихідних даних для розрахунку теплообмінного апарату входять витрати теплоносіїв, їх початкові та кінцеві температури. Недостаючі величини визначать із теплового балансу. Теплофізичні та інші властивості теплоносіїв, що мають істотне значення для вибору та розрахунку теплообмінного апарату, вибирають з літератури. Однак цих даних для розрахунку теплообмінного апарату недостатньо. Необхідно додатково знати його деякі конструктивні характеристики, наприклад, діаметр кожуха та теплообмінних труб, кількість

труб і ходів по трубах, відстань між перегородками в міжтрубному просторі та ін.

2.3 Рівняння теплового балансу теплообмінних апаратів

Зміна ентальпії теплоносія на елементарній поверхні df внаслідок теплообміну, визначається співвідношенням:

$$dQ = G \cdot di, \tag{2.1}$$

де G – витрата теплоносія, кг/с; i – питома ентальпія теплоносія, Дж/кг; Q – тепловий потік, Вт.

Для кінцевих змін ентальпії на поверхні теплообміну F при сталому масовому видатку:

$$Q = G \cdot \int_{i'}^{i''} di = G \cdot (i'' - i') \tag{2.2}$$

де i' та i'' – початкова та кінцева питома ентальпія теплоносія.

Якщо вважати, що вся теплота від гарячого теплоносія переходить до холоного, то рівняння теплового балансу для теплообмінника набуває виду:

$$|dQ_1| = |dQ_2| = |dQ| \tag{2.3}$$

де dQ_1 – тепло, що віддає гарячий теплоносій; dQ_2 – тепло, що отримує холодний теплоносій.

Приймаючи витрати $G1$ та $G2$ позитивними, можна надати співвідношенню (1.3) більш конкретного вигляду:

$$dQ = -G1 \cdot di1 = G_2 \cdot di_2 \tag{2.4}$$

Рівняння (2.4) чинне як за наявності фазових перетворень, так і без них.

У випадку течії газів та рідин без фазових переходів рівняння (2.4) можна записати у вигляді:

$$dQ = -G1 \cdot cp1 \cdot dt_1 = G2 \cdot cp_2 \cdot dt_2 \qquad (2.5)$$

Якщо припустити, що питомі теплоємності теплоносіїв cp_1 та cp_2 сталі, попередні рівняння для всієї поверхні теплообміну можна записати у вигляді:

$$Q = -G_1 \cdot (i_1'' - i_1') = G_2 \cdot (i_2'' - i_2'), \qquad (2.6)$$

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'), \qquad (2.7)$$

або

$$Q = W_1 \cdot \delta t_1 = W_2 \cdot \delta t_2, \qquad (2.8)$$

де $W \equiv G \cdot cp$ – повна теплоємність відповідного теплоносія або його водяний еквівалент (в системі СІ він вимірюється в Вт/К).

Питома масова ізобарна теплоємність cp залежить від температури, тому в практичних розрахунках до рівнянь (2.7) або (2.8) підставляються середні значення cp в інтервалі температур від t' до t''.

З рівняння (2.8) знаходимо:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}, \qquad (2.9)$$

тобто відношення температурних перепадів теплоносіїв обернено пропорційні їх водяним еквівалентам.

Співвідношення (2.9) справедливе як для поверхонь теплообміну в цілому, так і для будь-якої елементарної ділянки поверхні теплообміну, тобто:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{dt_2}{dt_1}.$$

2.4 Рівняння теплопередачі теплообмінних апаратів

Як відомо, рівняння теплопередачі між двома розділеними стінкою теплоносіями має вигляд:

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F = k \cdot Dt \cdot F,$$

де k – коефіцієнт теплопередачі; t_1 та t_2 – температури гарячого та холодного теплоносіїв; F – площа поверхні теплопередачі.

В загальному випадку t_1 та t_2 змінюються по поверхні, відповідно змінюється і температурний напір $\Delta t = t_1 - t_2$. Величини Δt та k можна вважати сталими лише в межах елементарної площі теплообміну *df*. Тобто рівняння теплопередачі справедливе для теплообмінників тільки в диференціальній формі елемента поверхні площею *df* :

$$dQ = k \cdot \Delta t \cdot df. \qquad (2.10)$$

У відповідності до співвідношення (1.10), сумарний тепловий потік крізь поверхню теплообміну визначається за формулою:

$$Q = \int_0^F K \cdot \Delta t \cdot df \qquad (2.11)$$

Таким чином для знаходження *Q* необхідно знати закони зміни коефіцієнта теплопередачі *K* та різниці температур Δt вздовж усієї поверхні теплообміну.

2.5 Визначення середнього коефіцієнта теплопередачі

Як правило, коефіцієнт теплопередачі звичайно мало змінюється по по поверхні теплообміну і його вважають сталою величиною. Однак якщо на окремих ділянках значення коефіцієнта тепловіддачі змінюється суттєво, його усереднюють по поверхні:

$$\overline{K} = \frac{F_1 K_1 + F_2 K_2 + \ldots + F_n K_n}{\sum_{i=1}^{n} F_i}$$

де K_1 - значення коефіцієнта теплопередачі на відповідній ділянці з площею F_n. Значення *k* визначається з теорії конвекційного, радіаційного

теплообміну та теплопровідності. Наприклад, як відомо, для багатошарової плоскої стінки формула має вигляд:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Тоді рівняння (2.11) можна записати у вигляді:

$$Q = \overline{K} \cdot \int_0^F \Delta t \, df$$

Якщо останнє співвідношення помножити та поділити на F, то отримаємо:

$$Q = \overline{K} \cdot \left(\frac{1}{F} \cdot \int_0^F \Delta t \, df \right) \cdot F$$

або

$$Q = \overline{K} \cdot \overline{\Delta t} \cdot F, \qquad (2.12)$$

де

$$\overline{\Delta t} \equiv \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t \, df$$

Рівняння (2.12) – це рівняння теплопередачі, що усереднене по поверхні теплообміну. Для його використання необхідно знати усереднений температурний напір.

2.6 Визначення середнього температурного напору теплообмінних апаратів

Розглянемо теплообмінний апарат, що працює за схемою паралельного руху потоків в одному напрямку.

Для елемента поверхні рівняння теплопередачі матиме вигляд:

$$dQ = K \cdot (t_1 - t_2) \cdot df = K \cdot \Delta t \cdot df. \qquad (2.13)$$

При теплообміні температура гарячого теплоносія t_1 зменшується на dt_1, а температура холодного теплоносія t_2 зростає на dt_2:

$$dQ = -W_1 \cdot dt_1 = W_1 \cdot dt_2,$$

тому:

$$dt_1 = -\frac{dQ}{W_1}; \qquad dt_2 = \frac{dQ}{W_2}. \tag{2.14}$$

$$\left(W_1 = const,\ W_2 = const\right)$$

Зміна температурного напору при цьому дорівнюватиме:

$$d(\Delta t) = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) \cdot dQ \tag{2.15}$$

Позначимо:

$$m = \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) = const \tag{2.16}$$

Для прямотоку ця величина позитивна $m > 0$. З її використанням формула (2.16) набуде вигляду:

$$d(\Delta t) = -m \cdot dQ \tag{2.17}$$

З врахуванням рівняння (2.13) співвідношення (2.17) можна записати у формі:

$$d(\Delta t) = -m \cdot K \cdot \Delta t \cdot df \tag{2.18}$$

Роз’єднаємо змінні в рівнянні (2.18) і для поточної поверхні f отримаємо:

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -\int_{0}^{f} m \cdot K\, df$$

Будемо вважати k незмінним по поверхні теплообміну. Тоді після інтегрування матимемо зв’язок:

$$ln\Delta t\Big|_{\Delta t'}^{\Delta t} = -m \cdot K \cdot f\Big|_{0}^{f}, \tag{2.19}$$

або

$$\Delta t = \Delta t' \cdot e^{-m \cdot K \cdot f} . \qquad (2.20)$$

Для поверхні теплообміну в цілому формули (2.19), (2.20) дадуть вирази:

$$ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = -m \cdot K \cdot F \qquad (2.21)$$

$$\Delta t'' = \Delta t' \cdot e^{-m \cdot K \cdot F} \qquad (2.22)$$

Таким чином, згідно з (2.22), в теплообмінних апаратах, що діють за схемою прямотоку температурний напір вздовж поверхні зменшується за експоненціальною залежністю (див. рис. 1.9).

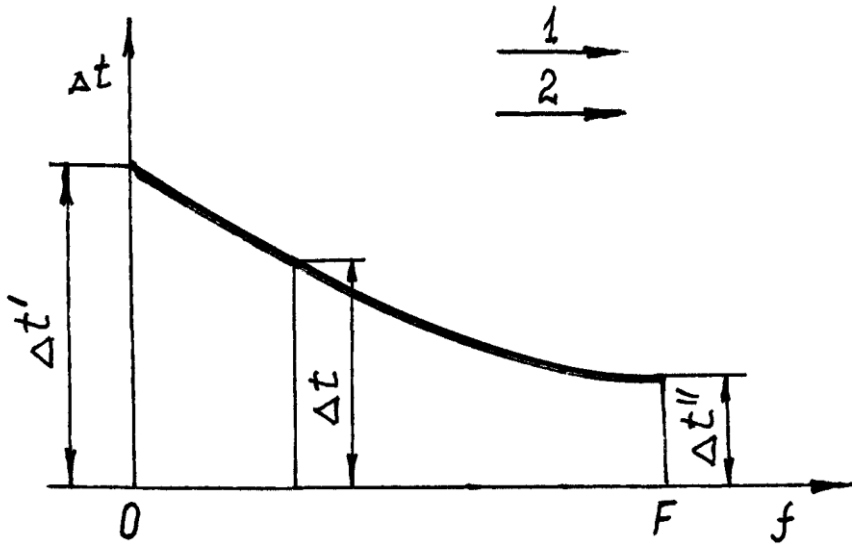


Рисунок 2.1 – Розподіл температурного напору вздовж поверхні теплообміну

Визначимо середній по поверхні теплообміну температурний напір $\overline{\Delta t}$. З урахуванням виразу (2.20) отримаємо:

$$\overline{\Delta t} \equiv \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t \, df = \frac{\Delta t'}{F} \int_0^F e^{-m \cdot K \cdot f} df = \frac{\Delta t'}{F} \frac{1}{(-mk)} e^{-m \cdot K \cdot f} \Big|_0^F = \frac{\Delta t'}{-m \cdot K \cdot F} (e^{-m \cdot K \cdot F} - 1) \qquad (2.23)$$

Використавши далі формули (2.21) та (2.22) отримаємо вираз:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{ln\frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \qquad (2.24)$$

Отримана величина називається середньологарифмічним температурним напором.

Таким чином, вираз (2.24) є розрахунковим для визначення середньологарифмічного температурного напору при обох схемах руху теплоносіїв - прямотоку і протитоку.

При прямотоку у формулу (2.24) підставляються значення:

$$\Delta t' = t_1' - t_2', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'', \qquad (2.25)$$

а при протитоку:

$$\Delta t' = t_1' - t_2'', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'. \qquad (2.26)$$

Потрібно зазначити, що якщо температурні напори на вході та виході з теплообмінника відрізняються менш ніж теплообмінника в два рази, то з достатньою для технічних розрахунків точністю середній температурний напір можна розраховувати як середньоарифметичний:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{ln\frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \qquad (2.27)$$

Це може відбуватись лише при протитоку.

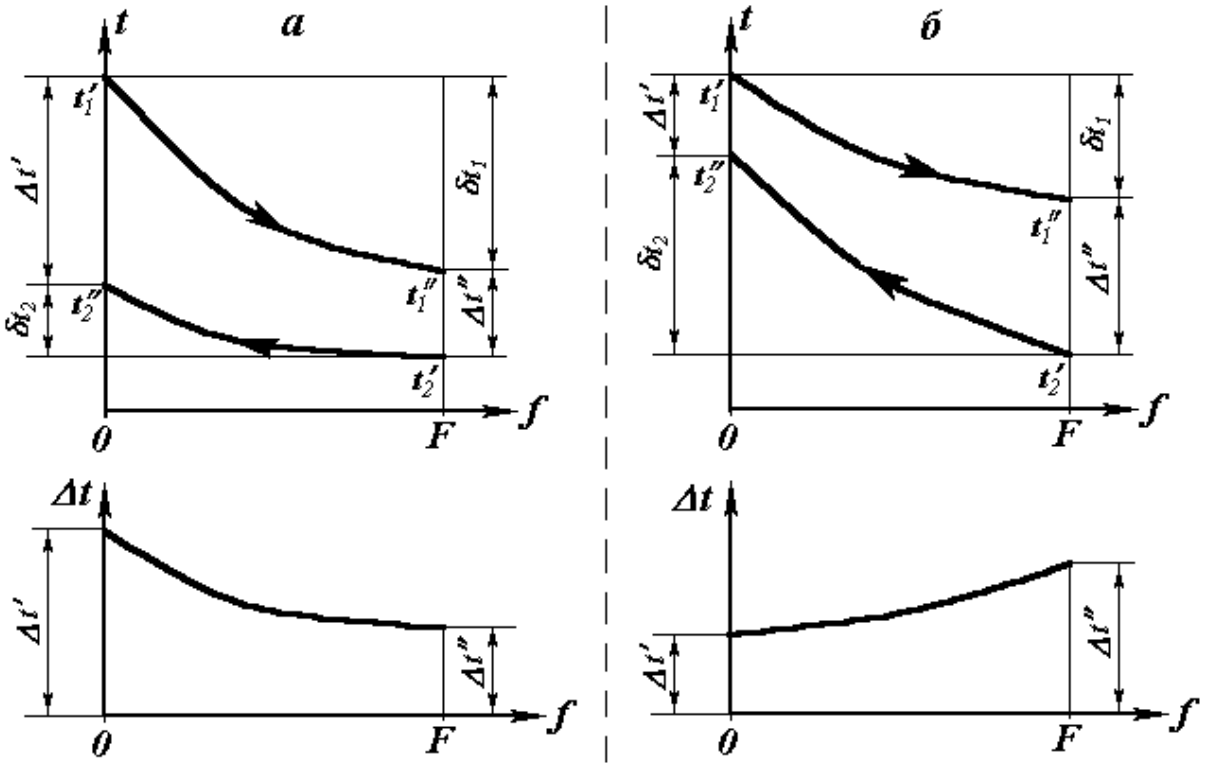


Рисунок 2.2 – Розподіл температурного напору вздовж поверхні теплообміну при протитоку: а) $m>0$; б) $m<0$.

У випадку складної течії теплоносіїв в ТА спеціальні нормативні методики передбачають запровадження експериментальних коефіцієнтів, які уточнюють середній температурний напір в залежності від схеми течії теплоносіїв та характеру зміни їх температур вздовж по тракту апарата.

2.7 Теплові розрахунки теплообмінних апаратів

В залежності від постановки задачі, тепловий розрахунок теплообмінних апаратів може бути конструктивним (проектним) або перевірочним.

Конструктивний тепловий розрахуноквиконується при проектуванні нових ТА, його метою є визначення площі поверхні теплообміну.

Перевірочний тепловий розрахунок виконується для існуючих теплообмінників, коли площа поверхні відома, з метою визначення кінцевих температур

теплоносіїв. Такий розрахунок виконується, якщо змінюються теплоносії або режими роботи теплообмінника. Перевірочні розрахунки у пожежній справі виконуються при виконанні пожежнотехнічної експертизи при встановленні причин пожежі та при експертизі проектів будівель виробничого призначення.

2.7.1 Конструктивний розрахунок

Всього існує три рівняння для розрахунку теплообмінних апаратів: два – теплового балансу та одне – теплопередачі. В ці рівняння входять одинадцять величин:

$$t_1', t_1'', t_2', t_2'', c_{p1}, c_{p2}, G_1, G_2, F, Q, \overline{K}. \qquad (2.28)$$

При конструктивному розрахунку визначають площу поверхні тепло - обміну F, теплову потужність теплообмінника Q та невідому температуру теплоносія.

Порядок розрахунку

1. З рівняння теплового балансу теплоносія (i), для якого відомі температури та повна теплоємність масового видатку (водяний еквівалент), визначається потужність теплообмінника:

$$Q = (Gc_p)_i \delta t_i.$$

2. З рівняння теплового балансу для іншого теплоносія (j) визначається невідома величина або температура теплоносія:

$$Q = (Gc_p)_j \delta t_j.$$

3. Для визначення середнього температурного напору розраховуються:

а) температурні напори на вході в апарат $\Delta t'$ та на виході $\Delta t''$;

б) в залежності від співвідношення температурних напорів $\Delta t'$ та $\Delta t''$ знаходиться середнє значення напору $\overline{\Delta t}$ як середньоарифметичне.

4. З рівняння теплопередачі визначається поверхня тепловіддачі:

$$F = \frac{Q}{\overline{K} \cdot \overline{\Delta t}}.$$

Величина усередненого по поверхні теплообміну коефіцієнта тепловіддачі $\overline{K}$ попередньо обирається за емпіричними рекомендаціями, а далі уточнюється після визначення конструкції апарата (тобто визначення площі поверхні теплообміну F).

Після уточнення розрахунок пункту 4 повторюється, доки два послідовних розрахунки (наближення) дадуть значення, які відрізняються одне від одного на задану величину (5–10%).

2.7.2 Перевірочний розрахунок

Розглянемо найбільш складний і поширений випадок перевірочного теплового розрахунку, коли задані площа поверхні теплообміну F, видатки теплоносіїв G_1 і G_2 та їх питомі масові ізобарні теплоємності c_{p1} та c_{p2}, а також початкові температури носіїв t_1' та t_2'. Необхідно визначити кінцеві температури теплоносіїв t_1'' та t_2'' і потужність теплообмінника Q.

$$\frac{t_1'' - t_2''}{t_1' - t_2'} = e^{-m \cdot \overline{K} \cdot F}. \tag{2.29}$$

Виконаємо деякі математичні перетворення – перепишемо рівняння (2.29):

$$\delta t_1 + \delta t_2 = (t_1' - t_2')(1 - e^{-m \cdot \overline{K} \cdot F}). \tag{2.30}$$

З умови теплового балансу знайдемо температурний перепад холодного носія

$$\delta t_2 = \frac{W_1}{W_2} \delta t_1$$

і підставимо цей вираз в попередню формулу. Результат має форму:

$$\delta t_1 \cdot \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) = (t_1' - t_2')(1 - e^{-m \cdot \overline{K} \cdot F}).$$

Звідси отримаємо потрібне співвідношення:

$$\delta t_1 = (t_1' - t_2') \cdot \frac{1 - e^{-\frac{\overline{K} \cdot F}{W_1}\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}}. \qquad (2.31)$$

Порядок розрахунку

При розрахунку (через те, що невідомі значення температур t_1'' та t_2'') , попередньо треба задаватися значенням коефіцієнта теплопередачі $\overline{K}$ та водяних еквівалентів W_1, W_2. Розрахунок проводять за методом послідовних наближень. В першому наближенні значення $\overline{K}$ і інших параметрів обирається за темратурою теплоносія на вході.

1. Розраховується температурний перепад δt_1 для гарячого теплоносія за формулою (2.31), де $W_1 = c_{p1} G_1$, $W_2 = c_{p2} G_2$.

2. Визначається температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника:

$$t_1'' = t_1 - \delta t_1. \qquad (2.32)$$

3. З рівняння теплового балансу визначається температурний перепад для холодного носія δt_2:

$$\delta t_2 = \delta t_1 \frac{W_1}{W_2}. \qquad (2.33)$$

4. Розраховується температура холодного теплоносія на виході з апарата:

$$t_2'' = t_2' + \delta t_2. \qquad (2.34)$$

Після виконання першого наближення, розраховується наступне наближення значень $\overline{K}$ та W_1, W_2 при розрахованих середньоарифметичних температурах теплоносіїв $(t_1' + t_1'')/2$ та $(t_2' + t_2'')/2$.

Наприкінці з рівняння теплового балансу визначається теплова потужність теплообмінника Q:

$$Q = W_1 \cdot \delta t_1 \text{, або } Q = W_2 \cdot \delta t_2 \ . \tag{2.35}$$

Для теплообмінних апаратів, теплоносії у яких рухаються за схемою протипливу, аналогічні математичні викладки дають подібну (до виразу (2.33)) розрахункову формулу для визначення температурного перепаду гарячого теплоносія:

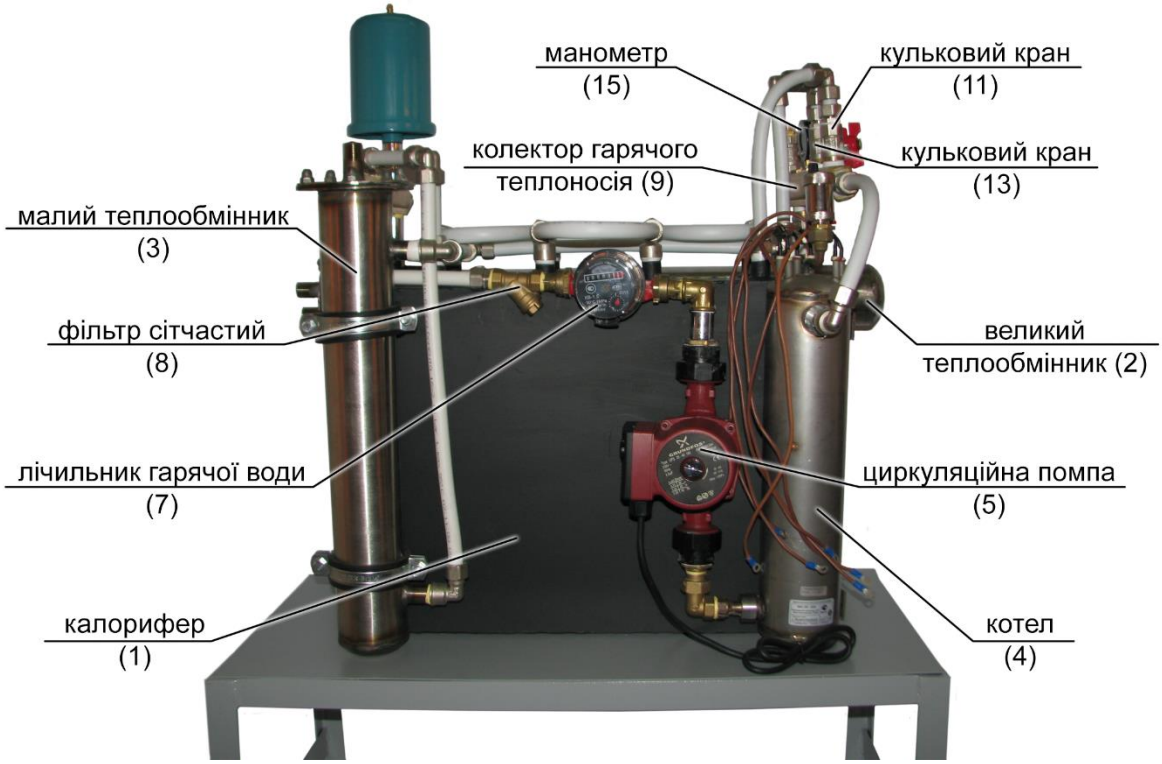
$$\delta t_1 = (t_1' - t_2') \cdot \frac{1 - e^{-\frac{\overline{K} \cdot F}{W_1}\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\frac{\overline{K} \cdot F}{W_1}\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}} \ . \tag{2.36}$$

В результаті перевірочний розрахунок теплообмінників виконується за формулами (2.34) – (2.36) за аналогією до випадку течії теплоносіїв за схемою прямотоку.

3 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис експериментальної установки для дослідження енергоефективності процесів теплообміну в теплообмінному обладнанні

Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження енергоефективності процесів теплообміну в теплообмінному обладнанні наведено на рис. 3.1 – 3.3.



1 - калорифер, 3 - малий теплообмінник, 4 - котел, 5 - циркуляційна помпа, 7 - лічильник води, 8 - фільтр сітчастий, 9 - колектор гарячого теплоносія, 11,13- кульковий кран, 15 - манометр 4 або 6 бар.

Рисунок 3.1 – Загальний вигляд експериментальної установки

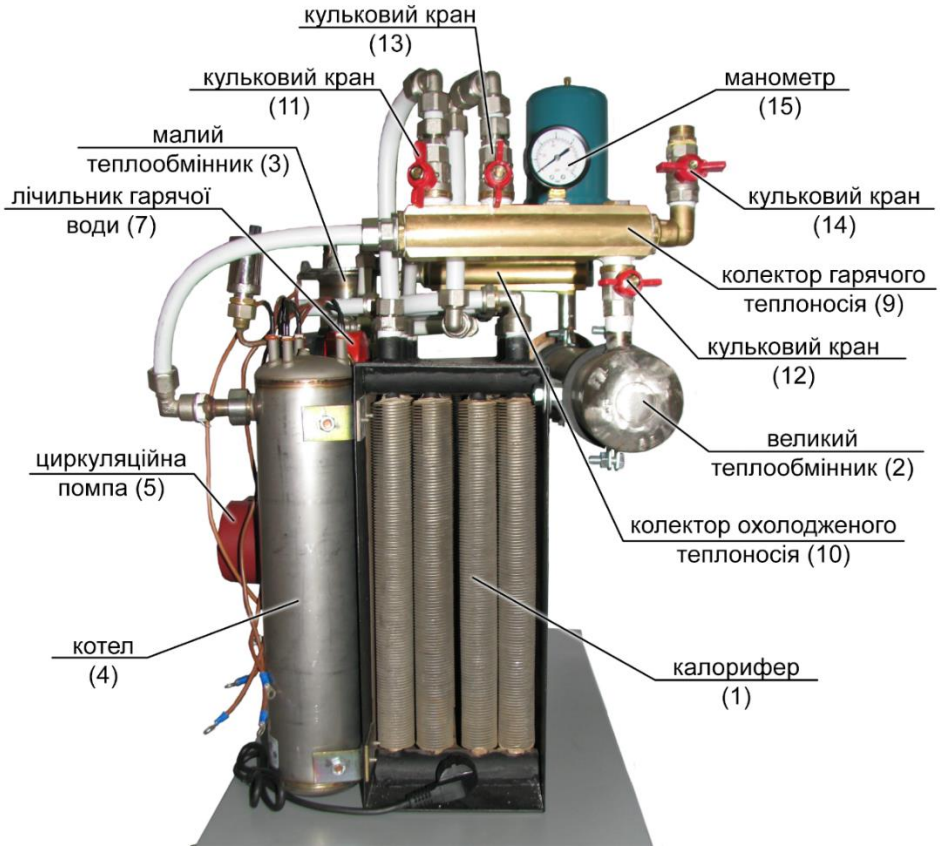


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд експериментальної установки (вигляд з боку)

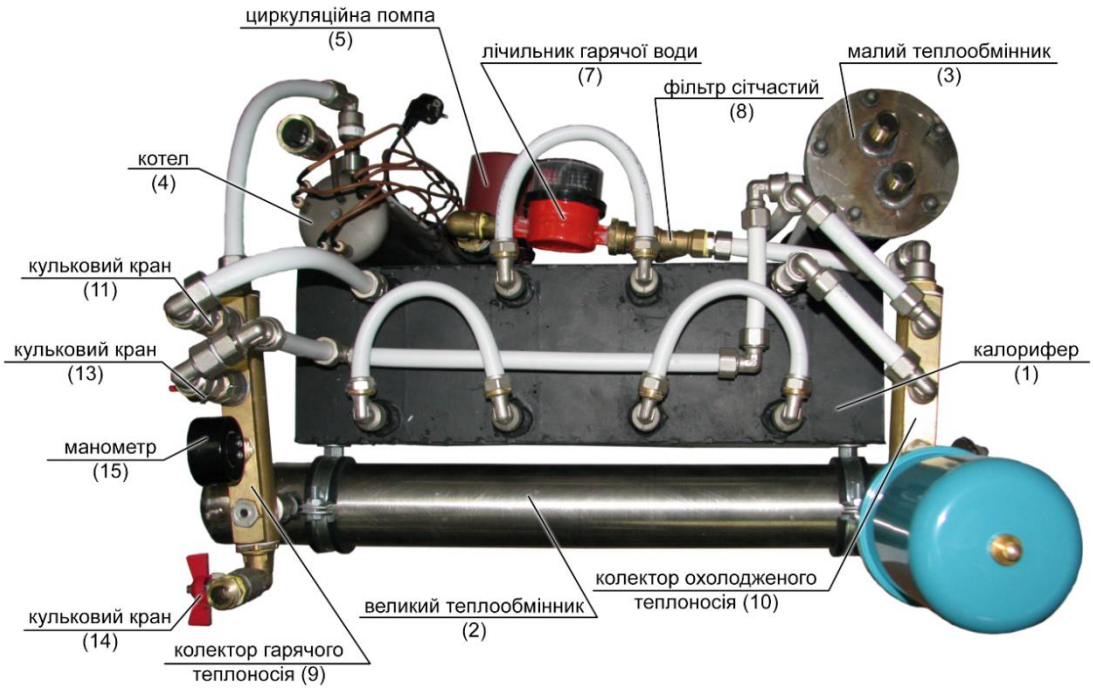


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд експериментальної установки (вигляд з верху)

Експериментальна установка складається з чотирисекційного калорифера рис. 3.4, з вертикально розташованими ребристими трубами рис. 3.5.

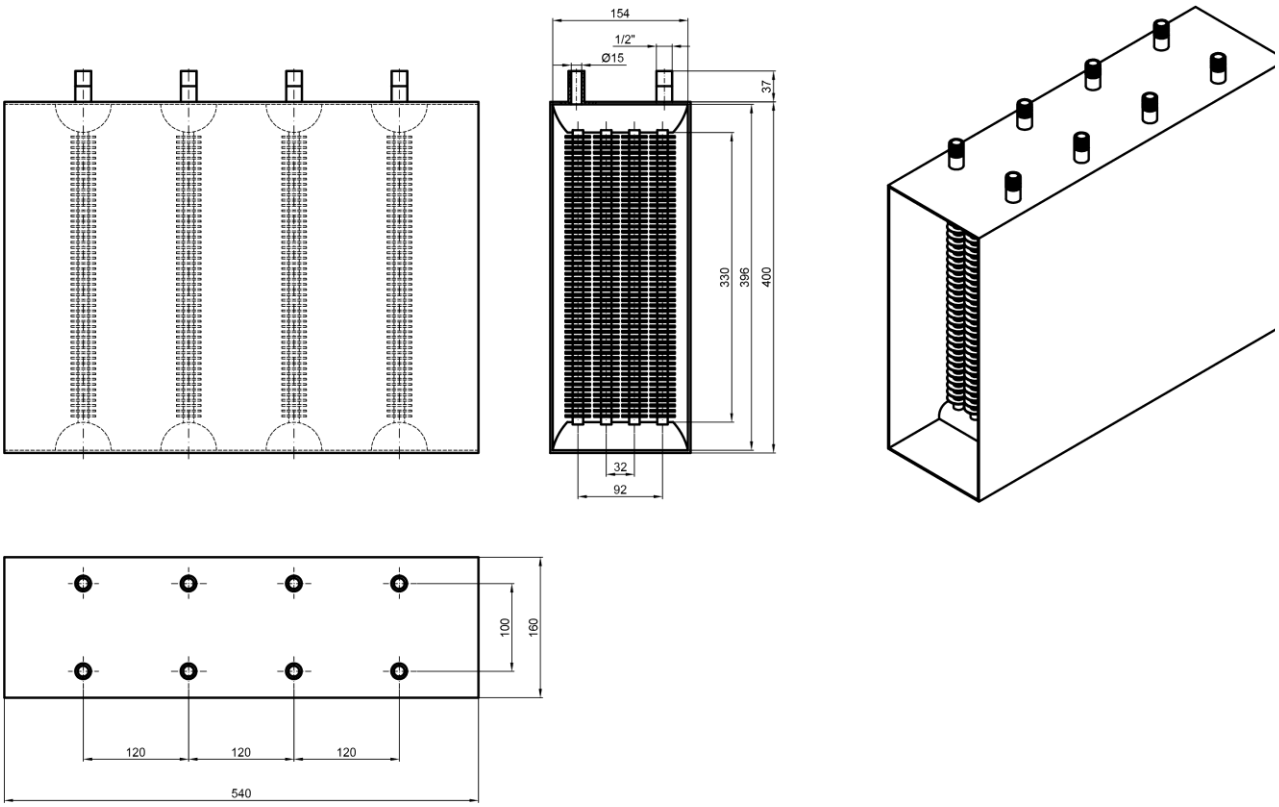


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд чотирисекційного калорифера

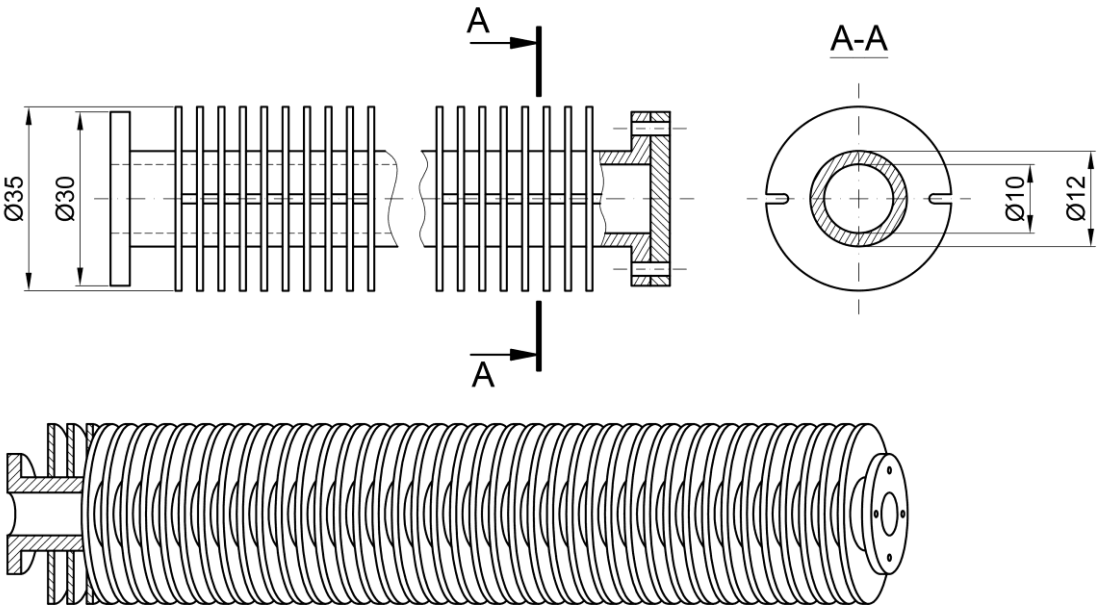


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд та розріз оребреної труби чотирисекційного калорифера

Горизонтального трубчастого водоводяного теплообмінника з поверхнею теплообміну у вигляді неіржавіючих труб, які намотані у вигляді спіралі перпендикулярно до осі, вертикального трубчастого водоводяного теплообмінника з поверхнею теплообміну у вигляді неіржавіючих труб, які намотані у вигляді спіралі довкруги осі, як показано на рис. 3.6.

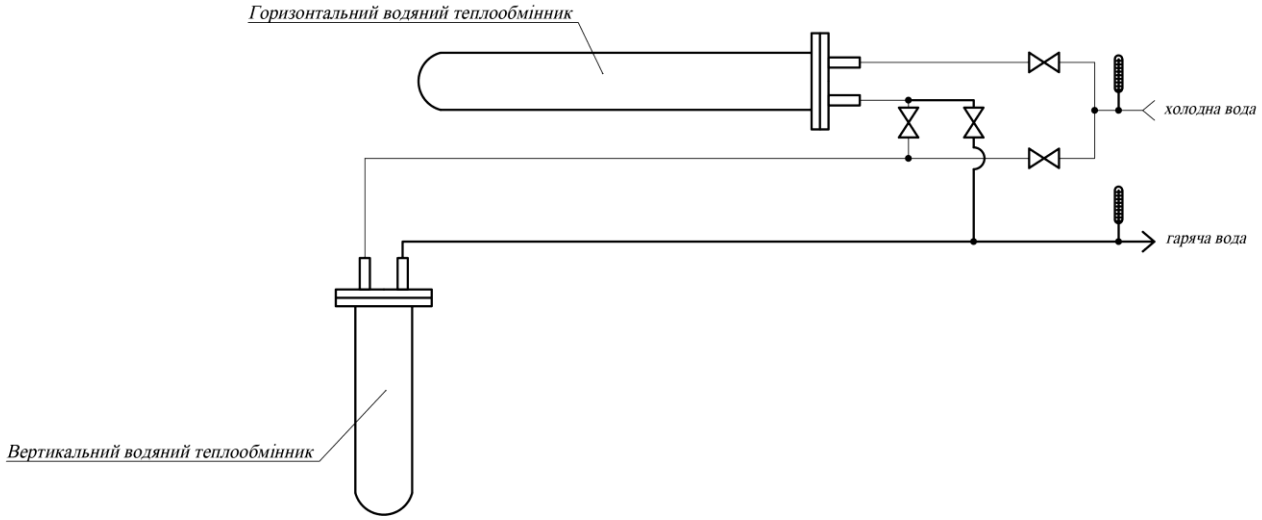
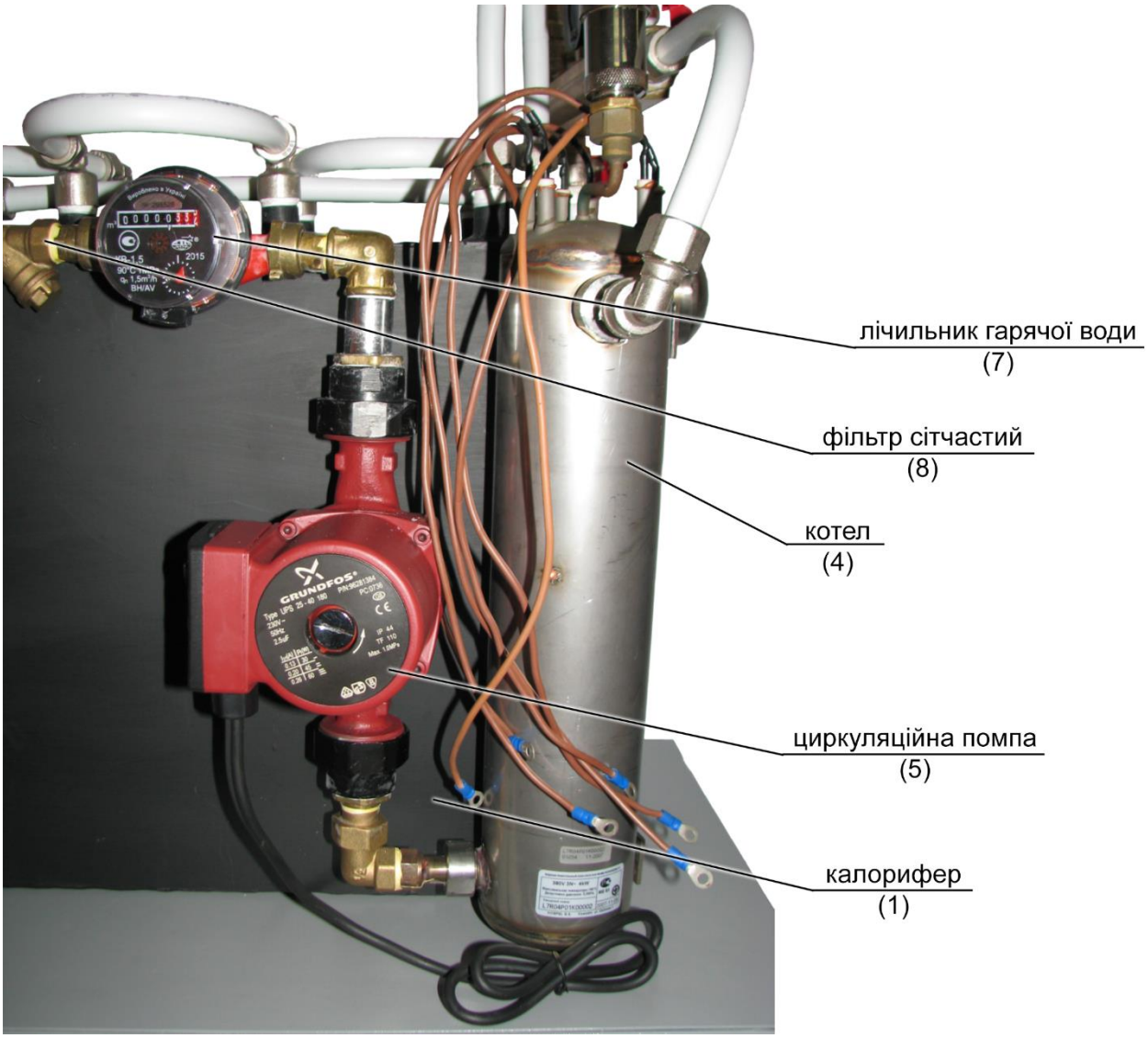


Рисунок 3.6 – Горизонтальний і вертикальний водяні теплообмінники

Водонагрівного блоку (електрокотла) потужності 4 кВт (380 В) типу KOSPEL EKCO R-01.00.00/5 (виробництво – Польща) з трьома окремими трубчастими електронагрівачами (ТЕНами), рис.3.7 – 3.8.

У таблиці 3.1 подано характеристику електричного котла KOSPEL EKCO R-01.

Штучну циркуляцію гарячого теплоносія забезпечує безшумна безфундаментна відцентрова циркуляційна електропомпа з мокрим ротором Grungfos типу UPS 25-40 180 потужності 60 Вт (положення електроперемикача – III). З метою заощадження електроенергії ця помпа може працювати також за потужності 45 Вт (положення електроперемикача – II) або 30 Вт (положення електроперемикача – I), рис.3.9.



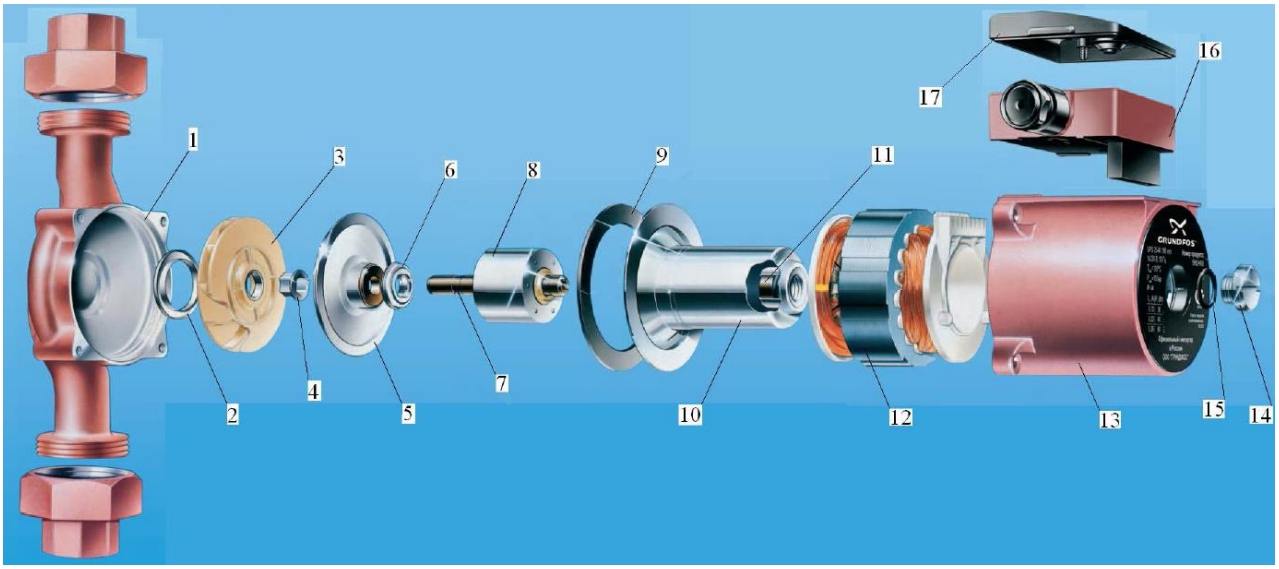
1 - калорифер, 4 - котел, 5 - циркуляційна помпа, 7 - лічильник води, 8 - фільтр сітчастий.

Рисунок 3.7 – Водонагрівний блок – електрокотел KOSPEL EKCO R-01 з циркуляційною електропомпою Grungfos типу UPS 25-40 180

Рисунок 3.8 – Загальний вигляд електричного котла KOSPEL EKCO R-01

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика електричного котла KOSPEL EKCO R-01

Номінальна потужність	кВт	4
Номінальна напруга	В	380
Номінальний струм	А	3×6,1
Струм захисту	А	10
Мінімальне січення проводів	мм³	5×1
Температура на виході	°С	30 - 85
Допустима максимальна температура	°С	100



1 Корпус циркуляційного насоса UPS 25-40 180

2 Шайба профільна ущільнення вхідного отвору робочого колеса циркуляційного насоса UPS 25-40 180

3 Робоче колесо циркуляційного насоса UPS 25-40 180

4 Прес втулка кріплення робочого колеса циркуляційного насоса UPS 25-40 180

5 Пластина з графітовим підшипником циркуляційного насоса UPS 25-40 180

6 Кришка-фіксатор підшипника циркуляційного насоса UPS 25-40 180

7 Вал ротора керамічний циркуляційного насоса UPS 25-40 180

8 Ротор циркуляційного насоса UPS 25-40 180

9 Прокладка ущільнювальна циркуляційного насоса UPS 25-40 180

10 Гільза ротора циркуляційного насоса UPS 25-40 180

11 Підшипник графітовий циркуляційного насоса UPS 25-40 180

12 Статор циркуляційного насоса UPS 25-40 180

13 Корпус двигуна циркуляційного насоса UPS 25-40 180

14 Гвинт-пробка циркуляційного насоса UPS 25-40 180

15 Прокладка кільце пробки різьбовий циркуляційного насоса UPS 25-40 180

16 Коробка клемна циркуляційного насоса UPS 25-40 180

17 Кришка клемної коробки циркуляційного насоса UPS 25-40 180

Рисунок 3.9 – Циркуляційна електропомпа з мокрим ротором Grungfos типу UPS 25-40 180 потужності 60 Вт

Основні технічні характеристики циркуляційного насоса 1" UPS 25-40 180 наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні технічні характеристики циркуляційного насоса 1" UPS 25-40 180

Параметр	**Од. вим.**	**Значення параметр**
Напруга	В	~ 220
Допустимі відхилення напруги живлення від номінального значення	%	± 4%
Кількість швидкостей обертання вала насоса	-	3
Потужність	Вт	25 35 45
Струм	А	0,12 0,16 0,20
Клас ізоляції		Класс I P/H
Клас захисту корпусу електродвигуна	-	IP44
Маса (нетто)	кг	2,6
Маса (бруто)	кг	2,8
Температура оточуючого середовища	°C	от +10 до +35
Вологість повітря, не більше	%	60
Температура рідини	°C	от +2 до +110
Тиск у системі, не більше	бар	10
Тиск у всмоктуючому патрубку, не менше	бар	1,08

Штучну циркуляцію в теплообміннику забезпечують два осьові електровентилятори торгівельної марки DEEPCOOL типу XFAN**120** з

горизонтально розташованими осями обертання, діаметром робочого колеса 110 мм і напругою живлення 12 В (DC), рис.3.10.

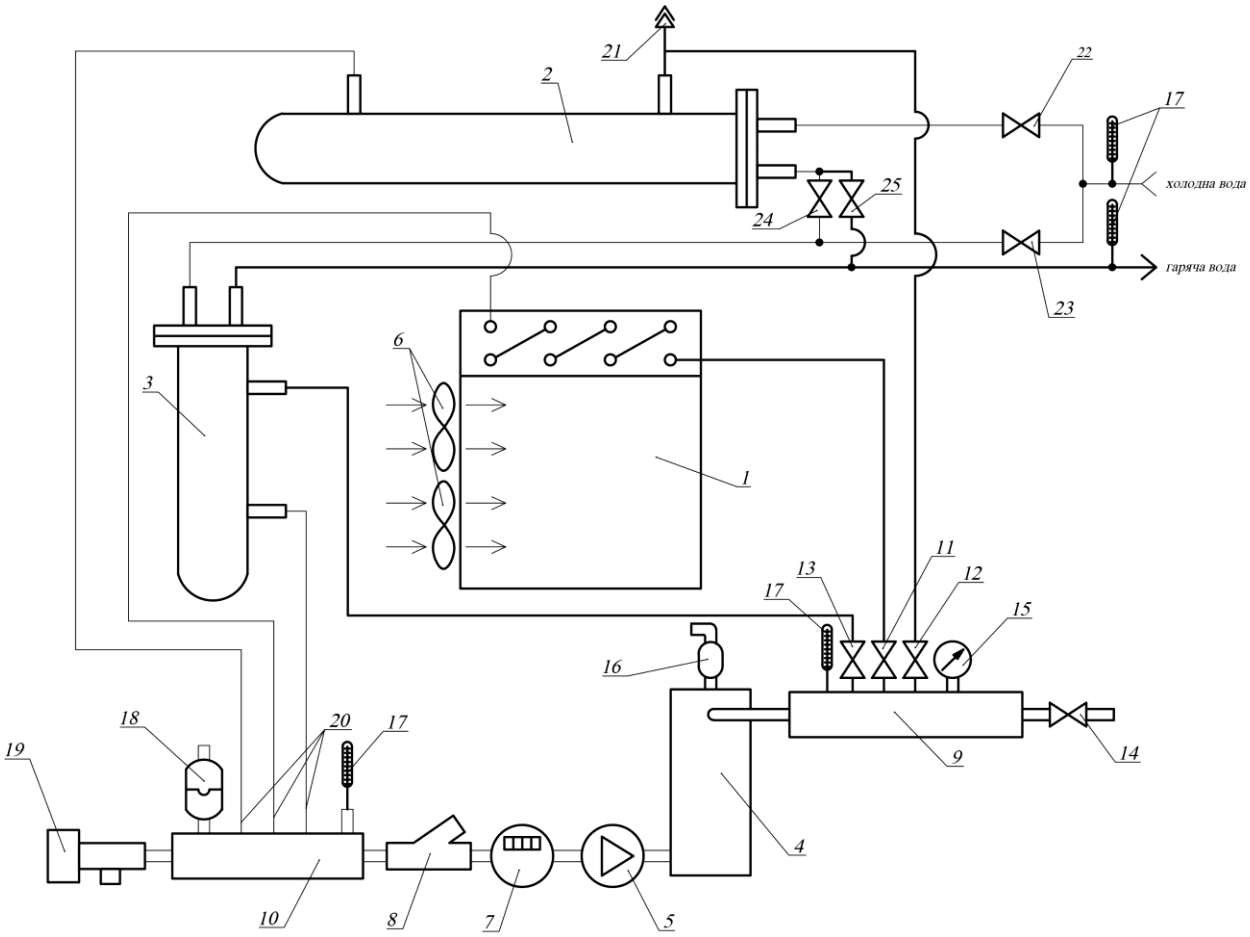
Рисунок 3.10 – Загальний вигляд вентилятора DEEPCOOL XFAN**120**

Облік об’єму гарячого теплоносія, який протікає крізь електрокотел, здійснюється за допомогою лічильника гарячої води типу КВ-1,5. рис.3.11.

Рисунок 3.11 – Загальний вигляд лічильника гарячої води типу КВ-1,5

3.2 Принцип роботи установки

Принципова схема експериментальної установки для дослідження енергоефективності процесів теплообміну в теплообмінному обладнанні різного призначення наведена на рис. 3.12.

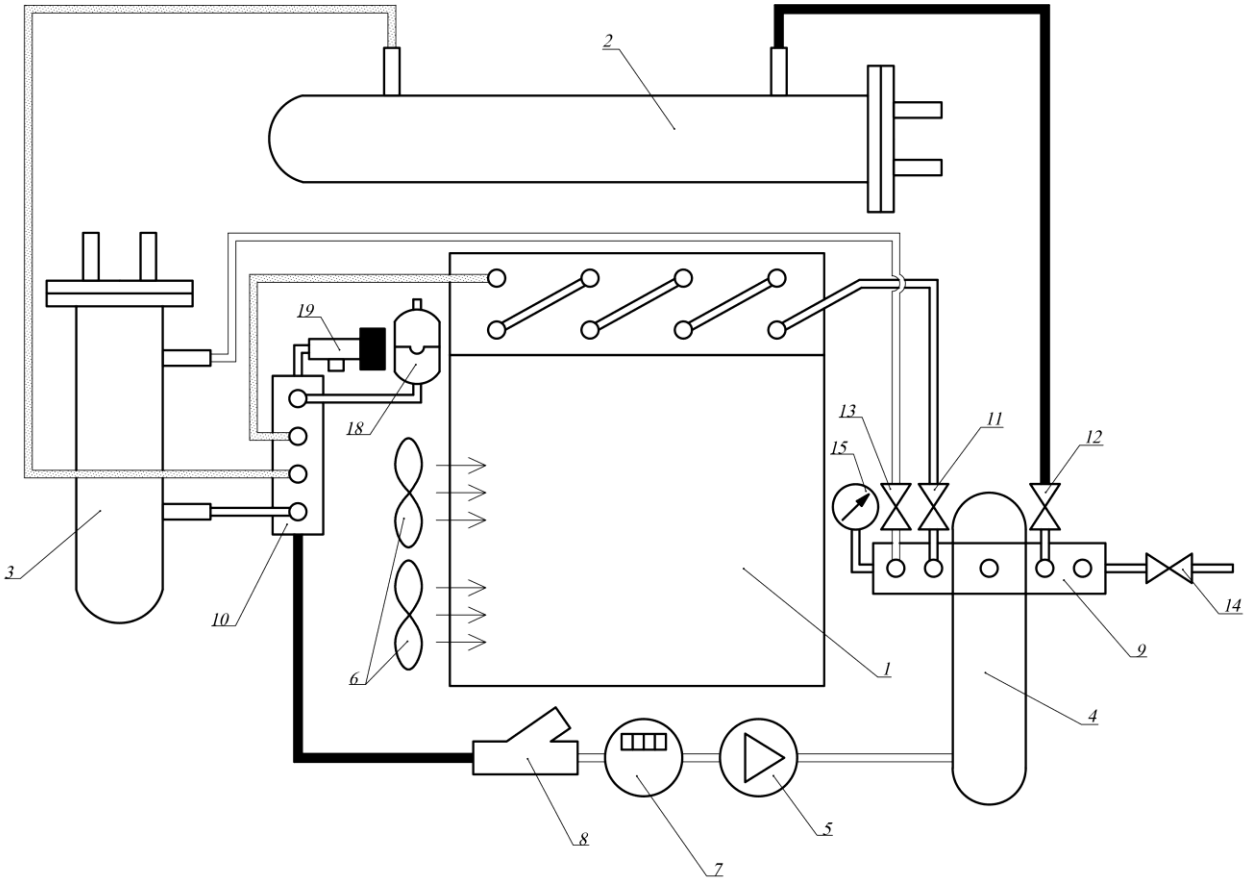


1 - калорифер, 2 - великий теплообмінник, 3 - малий теплообмінник, 4 - котел, 5 - циркуляційна помпа, 6 - вентилятор, 7 - лічильник води, 8 - фільтр сітчастий, 9 - колектор гарячого теплоносія, 10 - колектор охолодженого теплоносія, 11, 12, 13, 14, 22, 23, 24, 25 - кульковий кран, 15 - манометр 4 або 6 бар, 16 - сепаратор повітря Spiro Vent Air, 17 - термометр, 18 - мембранний розширювальний бак до 2 л, 19 - запобіжний клапан 3 бари, 20 - водопровід, 21 - кран Маєвського

Рисунок 3.12 – Принципова схема роботи експериментальної установки

Гарячим теплоносієм є дистильована вода. В якості холодного теплоносія в теплообмінниках 2 і 3 виступає звичайна водопровідна вода, а в теплообміннику 1 – повітря. Штучну циркуляцію гарячого теплоносія забезпечує

безшумна безфундаментна відцентрова циркуляційна електропомпа 5 з мокрим ротором Grungfos типу UPS 25-40 180. Схему циркуляції наведено на рис.3.13.



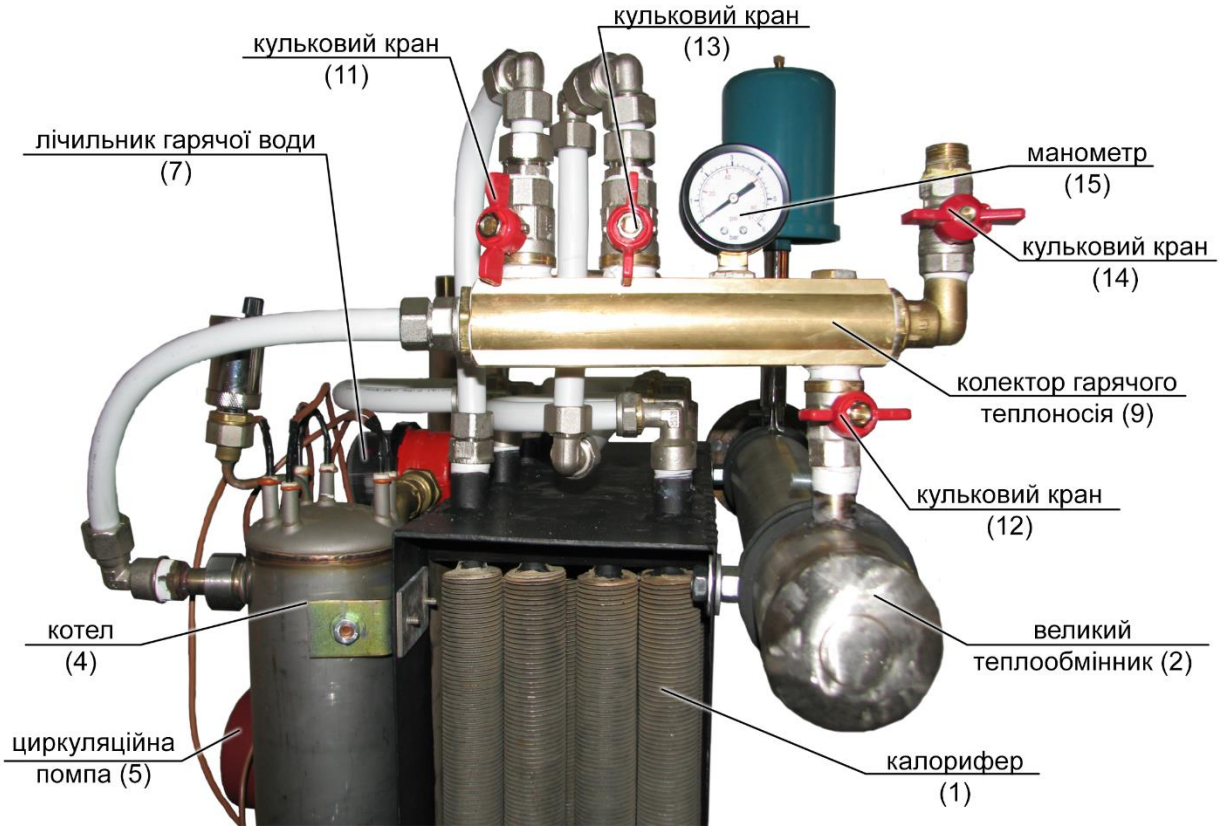
1 - калорифер, 2 - великий теплообмінник, 3 - малий теплообмінник, 4 - котел, 5 - циркуляційна помпа, 6 - вентилятор, 7 - лічильник гарячої води, 8 - фільтр сітчастий, 9 - колектор гарячого теплоносія, 10 - колектор охолодженого теплоносія, 11, 12, 13, 14 - кульковий кран, 15 - манометр 4 або 6 бар, 18 - мембранний розширювальний бак до 2 л, 19 - запобіжний клапан 3 бари

Рисунок 3.13 – Схема циркуляції гярячого теплоносія

Компоновка основних елементів установки уможливлює також дуже незначну природну циркуляцію гарячого теплоносія. Штучну циркуляцію холодного теплоносія в теплообміннику 1 забезпечують два осьові електровентилятори 6 торгівельної марки DEEPCOOL типу XFAN**120** з горизонтально розташованими осями обертання, діаметром робочого колеса 110 мм і напругою живлення 12 В (DC). Облік об’єму гарячого теплоносія, який протікає крізь електрокотел 4, здійснюється за допомогою лічильника гарячої води 7 типу КВ-1,5. Фільтр сітчастий дротяний 8 (для грубого очищення води)

убезпечує лічильник 7 і помпу 5 від попадання у їх робочі камери твердих частинок розмірами понад 1 мм (такі частинки могли б призвести до зупинки обертання робочих коліс цих пристроїв унаслідок заклинювання).

До виходу котла 4 приєднано колектор гарячого теплоносія 9, а до його входу, перед сітчастим фільтром 8 – колектор охолодженого теплоносія 10, рис. 3.14.



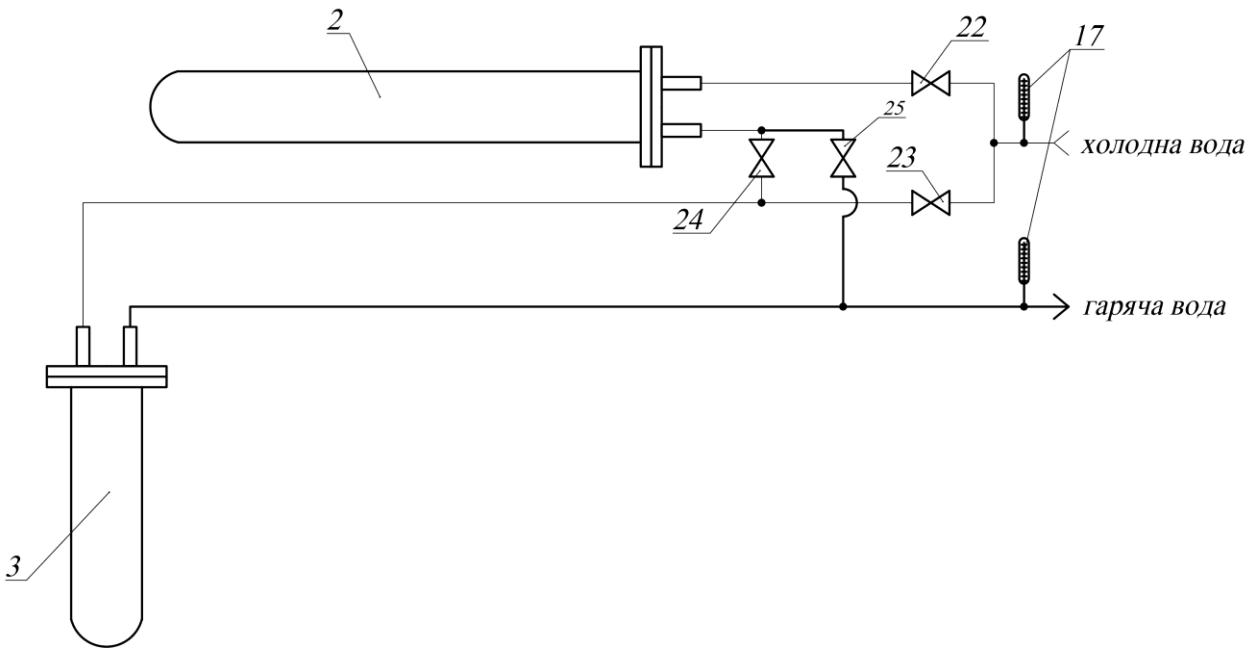
1 - калорифер, 2 - великий теплообмінник, 4 - котел, 7 - лічильник води, 8 - фільтр сітчастий, 9 - колектор гарячого теплоносія, 10 - колектор охолодженого теплоносія, 11, 12, 13,14 - кульковий кран, 15 - манометр 4 або 6 бар.

Рисунок 3.14 – Схема циркуляції гярячого теплоносія

На колекторі 9 зафіксовано кулькові крани 11, 12 і 13, які дозволяють відкривати (закривати) подавання гарячого теплоносія до теплообмінників відповідно 1, 2 і 3. На цьому ж колекторі розміщений кульковий кран 14, який уможливлює заповнення та підживлення установки дистильованою водою, що виступає в якості гарячого теплоносія. Заповнення та підживлення установки здійснюється

за допомогою ручної помпи (компресора), між якою і установкою встановлюється герметичний резервуар з підживлювальним теплоносієм (дистильованою водою) (на рис. 2.21 цього не показано). Крім того, на колекторі 9 знаходиться манометр 15 зверхньою межею вимірювання 6 бар, сепаратор повітря 16 Spiro Vent Air та цифровий давач температури (ЦДТ) 17 типу DALLAS 18B20 (ds18b20). Такий же самий ЦДТ 17 зафіксований на колекторі охолодженого теплоносія 10. На останньому розміщено також мембранний розширювальний бак 18 об'ємом 1 л, запобіжний клапан 19 з тиском спрацьовування 3 бари й виконано три різьбових отвори 20 (різьба – 1/2') для приєднання трубопроводів охолодженого теплоносія, що йдуть з теплообмінників 1, 2 і 3. До верхньої частини котла 4 приєднано автоматичний розповітрювач 21 DIAMOND (Польща). Запобіжний клапан 19, мембранний розширювальний бак 18 і манометр 15 утворюють так звану **групу безпеки.** Всі з'єднання виконано за допомогою металопластикових труб Pex-b/AL з зовнішнім діаметром 16 мм і товщиною стінки 2 мм. Наконечники труб (фітинги) – з цанговими затискачами, які приводяться в дію за допомогою накидних гайок з внутрішніми кільцевими бортиками з однієї сторони.

Подавання холодного теплоносія (водопровідної води) до теплообмінників 2 і 3 здійснюється шляхом відкривання кулькових кранів відповідно 22 і 23, рис. 3.15.



2 - великий теплообмінник, 3 - малий теплообмінник, 17 - термометр, 22, 23, 24, 25 - кульковий кран.

Дослідження великого теплообмінника: 22, 25 - відкрито, 23, 24 - закрито.

Дослідження малого теплообмінника: 23 - відкрито, 22, 24, 25 - закрито.

Паралельне з'єднання теплообмінників: 22, 23, 25 - відкрито, 24 - закрито.

Послідовне з'єднання теплообмінників: 22, 24 - відкрито, 23, 25 - закрито.

Рисунок 3.15 – Схема дослідження великого і малого теплообмінників

На виході теплообмінника 2 встановлено кулькові крани 24 і 25, які призначені для збільшення кількості варіантів з’єднання між собою теплообмінників 2 і 3:

– якщо крани 22, 25 – відкриті, а 23, 24 – закриті, то є можливим дослідження роботи тільки теплообмінника 2;

– якщо кран 23 – відкритий, а 22, 24, 25 – закриті, то є можливим дослідження роботи тільки теплообмінника 3;

– якщо крани 22, 23, 25 – відкриті, а 24 – закритий, то є можливим дослідження роботи паралельного з’єднання теплообмінників 2 і 3;

– якщо крани 22, 24 – відкриті, а 23, 25 – закриті, то є можливим дослідження роботи послідовного з’єднання теплообмінників 2 і 3.

Температури холодного теплоносія на вході і на виході з теплообмінників 2 і 3 контролюються за допомогою цифрових давачів температури 17 типу DALLAS 18B20 (DS18B20). Останні за допомогою дуже простої схеми (яка за габаритами може розміститися у штекері послідовного порту ЕОМ) паралельно підключаються до послідовного порту ЕОМ. Задля підвищення точності вимірювань всі давачі температури 17 поміщено у спеціально виготовлені гнізда (з мідяних трубок), які залиті гелеподібним герметиком, що характеризується високим коефіцієнтом теплопровідності. Результати вимірювань температур в градусах Цельсія відображаються за допомогою програми TempKeeper на екрані ЕОМ з роздільною здатністю 4 знаки після коми.

3.3 Застосування цифрових термодавачів для моніторингу температури холодної води в різних точках

Температури холодного теплоносія на вході і на виході з теплообмінників 2 і 3 контролюються за допомогою цифрових давачів температури 17 типу DALLAS 18B20 (DS18B20). Останні за допомогою дуже простої схеми (яка за габаритами може розміститися у штекері послідовного порту ЕОМ) паралельно підключаються до послідовного порту ЕОМ. Задля підвищення точності вимірювань всі давачі температури 17 поміщено у спеціально виготовлені гнізда (з мідяних трубок), які залиті гелеподібним герметиком, що характеризується високим коефіцієнтом теплопровідності. Результати вимірювань температур в градусах Цельсія відображаються за допомогою програми TempKeeper на екрані ЕОМ з роздільною здатністю 4 знаки після коми.

DS18B20 – це цифровий термометр з програмованим розширенням від 9 до 12 біт. На рис.3.16 наведений зовнішній вигляд давача, що використовується для вимірювань температур. Давач виготовлений в корпусі TO-92, з трьома виводами: GND – загальний, DQ – вивід даних введення/виведення, V_{DD} – живлення.

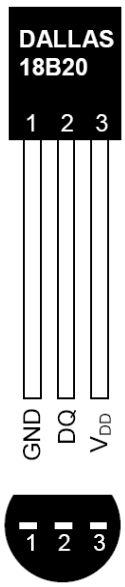


Рисунок 3.16 – Зовнішній вигляд давача DALLAS 18B20 (DS18B20)

Діапазон вимірювань від -55 °C до +125 °C. Кожен давач має унікальний 64-бітний послідовний код, який дозволяє співпрацювати з іншими давачами, розміщеними на одній шині, та ідентифікуватися в мережі. Всі процеси на шині керуються центральним мікропроцесором.

DS18B20 обмінюється даними через 1-Wire шину, при цьому може бути як єдиним сенсором на лінії, так і в сукупності з іншими. 1-Wire-net – інформаційна мережа, яка використовує для здійснення цифрового зв’язку одну лінію даних (DQ) та один загальний провід (GND). Таким чином, для реалізації середовища обміну даними можуть бути застосовані доступні кабелі, такі як вита пара (може бути неекранована) тощо, довжиною біля 300 м. В даній роботі використаний звичайний телефонний кабель. Швидкість передачі даних, зазвичай, сягає 16,4 Кбіт/с (максимум 125 Кбіт/с), чого цілком достатньо для організації мережі з довільною кількістю давачів. Така мережа зі зв’язаним основним пристроєм називається «MicroLan». Топологія мережі (спосіб описання конфігурації мережі), звичайно, – загальна шина.

Для прив’язки шини до ЕОМ використовується проста схема підключення через COM-порт, рис.3.17.

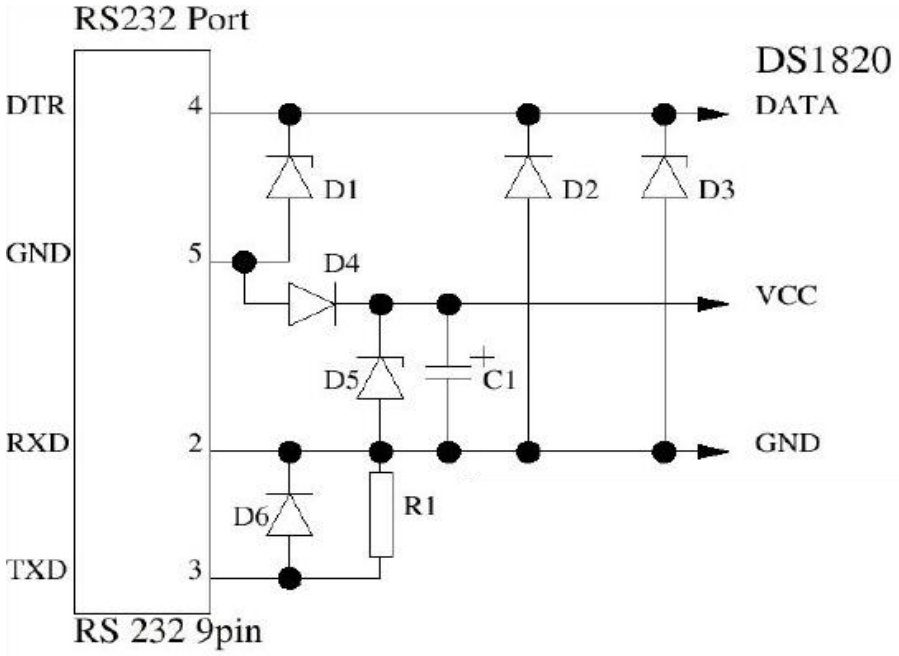


Рисунок 3.17 – Схема підключення до ЕОМ через COM-порт

В якості елементів D1, D3, D5 використовувались стабілітрони на 3,9 В, 6,2 В та 5,6 В віддповідно; D2, D6 – діоди Шотки 1N5818; D4 – діод 1N4148, R1 – резистор 1,5 кОм, C1 – конденсатор на 10 мкФ, 16 В. Всі елементи підбирались на мінімальну потужність з огляду на їх малі розміри з метою поміщення в корпус COM-роз’єму стандарту RS 232 на 9 контактів.

В якості програмного забезпечення застосовується програма TempKeeper. Програма виявляє давачі в мережі MicroLan та виводить результати температури у вигляді графіка, що змінюється в часі, в формі таблиці, а також записує log-файл зі всіма подіями на жорсткий диск комп’ютера. В програмі можна задати мінімальні чи максимальні межі значення температури, перетнувши які відтворюється звуковий сигнал тривоги чи запускається на виконання та чи інша програма (в тому числі і для регулювання температури системи опалення, якщо така можливість передбачена).

3.4 Цикл експериментальних досліджень

Експериментальна установка, яка розроблена в рамках виконання магістерської роботи, дозволяє виконувати цілий цикл лабораторних вишукувальних робіт, зокрема наступні:

1. Дослідження калорифера за різних способів й інтенсивності циркуляції холодного теплоносія: а) з вимкненими вентиляторами; б) з увімкненим верхнім вентилятором; в) з увімкненим нижнім вентилятором; г) з увімкненими верхнім та нижнім вентиляторами.

2. Дослідження горизонтального трубчастого водоводяного теплообмінника.

3. Дослідження вертикального трубчастого водоводяного теплообмінника.

4. Дослідження горизонтального і вертикального трубчастих водоводяних теплообмінників за їх паралельного з’єднання.

5. Дослідження горизонтального і вертикального трубчастих водоводяних теплообмінників за їх послідовного з’єднання.

Експериментальні дослідження спрямовані насамперед на дослідження енергоефективності процесів теплообміну та визначення найефективніших експлуатаційних режимів роботи теплообмінників. Вимірюванню підлягають:

– температури гарячого і холодного теплоносіїв на вході та на виході з теплообмінників;

– витрати гарячого і холодного теплоносіїв;

– споживання електроенергії електрокотлом.

Як уже зазначалося вище, вимірювання температур теплоносіїв здійснюється за допомогою цифрових давачів температури типу DALLAS 18B20 в комплекті з сучасною ЕОМ, на якій встановлена спеціальна програма TempKeeper.

Для визначення витрати гарячого теплоносія використовуються лічильник гарячої води КВ-1,5 (див вище) і секундомір. Різниця показів лічильника, що поділена на час, протягом якого вона зафіксована – це і є витрата. Аналогічним способом визначається витрата холодного теплоносія (*води*), тільки у цьому

випадку використовується вже інший лічильник типу КВ-1,5. Витрата холодного теплоносія – *повітря* – визначається за допомогою робочої характеристики вентилятора торгівельної марки DEEPCOOL типу XFAN**120.**

Споживання електроенергії котлом вимірюється за допомогою однофазного лічильника електричної енергії. З урахуванням можливості підключення котла до трифазної мережі в перспективі передбачене використання для цієї мети трифазного електролічильника. Якщо котел буде під'єднано до трьох фаз, а буде наявний лише один однофазний лічильник, то його покази слід буде перемножити на 3 (у котлі встановлено 3 окремих ТЕНи, потужність кожного з них – 1333 Вт). Наявність у котлі трьох окремих ТЕНів дозволяє досліджувати теплообмінники за трьох різних температур гарячого теплоносія.

За результатами вимірювань визначаються наступні величини:

– коефіцієнт теплопередачі теплообмінника;

– дійсний температурний напір;

– теплова потужність, яку передає теплообмінник від гарячого до холодного теплоносія;

– теплова потужність, яка передається через одиницю площі поверхні нагрівання теплообмінника;

– теплова потужність, передавання якої забезпечує одиниця об'єму кожуха теплообмінника;

– теплові потужності, які розсіюються в навколишнє середовище кожухами теплообмінників, котла, трубопроводами та ін..

3.5 Вироблення рекомендацій щодо підвищення енергоефективності теплообмінного обладнання за результатами досліджень на базі експериментальної установки

Результати вимірювань дозволяють визначати параметри енергоефективності процесів теплообміну за різних режимів роботи

теплообмінників. Внаслідок цього існує можливість вироблення практичних рекомендацій щодо підвищення рівня енергоефективності теплообмінного обладнання шляхом коригування в тому чи іншому напрямку режимів його експлуатації.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики двох подібних водоводяних теплообмінників, які одержані за результатами експериментальних досліджень за однакових вхідних умов, можна зробити висновок щодо рівня енергоефективності кожного з них.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики одного з трьох теплообмінників за різних вхідних умов (витрати теплоносіїв, підведена теплова потужність та ін.), можна зробити ті чи інші практичні висновки і запропонувати рекомендації щодо режимів роботи, які забезпечують максимально можливу енергоефективність процесів теплообміну.

Порівнюючи експлуатаційні характеристики роботи двох теплообмінників за їх паралельного та послідовного з’єднання, що одержані за результатами експериментальних досліджень за однакових вхідних умов, можна зробити висновок щодо рівня енергоефективності того чи іншого з’єднання теплообмінного обладнання.

3.6. Висновки до розділу 3

1. Дано опис експериментальної установки, яка розроблена в рамках магістерської роботи і призначена для дослідження енергоефективності процесів теплообміну. Основними компонентами установки виступають три різні теплообмінники та джерело тепла, що виконує функцію підігрівання гарячого теплоносія.

2. Запропоновано зміст циклу експериментів, які можуть бути проведені на базі експериментальної установки. Результати цих експериментів та подальшої обробки їх результатів дадуть змогу вибирати найкращі з огляду енергетичної ефективності режими протікання процесів теплообміну та стануть відправною

точкою для подальшого розширення теоретичних знань та відповідних їм математичних залежностей в царині передавання тепла від гарячого теплоносія до холодного у спеціально призначеному для цього обладнанні поверхневого типу.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Правила техніки безпеки при роботі та обслуговуванні теплообмінної апаратури

Теплообмінники забезпечують здійснення теплообміну між різними рідкими середовищами і призначені для роботи в технологічних установках (процесах), де потрібна передача тепла, нагрів або охолодження різних рідин, парів і газів.

До областей найбільш широкого застосування теплообмінників відносяться:

- системи теплопостачання;
- електроенергетика;
- металургічна промисловість;
- атомна енергетика та промисловість;
- технологічні системи та установки морських суден і плавучих об’єктів.

Підготовка теплообмінника до роботи, запуск його в роботу, зупинка та обслуговування під час експлуатації повинні проводитись з урахуванням виконання вимог та указівок відповідних розділів керівництва по експлуатації та інструкцій по експлуатації циркуляційного контуру штатної системи, в якій передбачено його встановлення.

Теплообмінник призначений для експлуатації при заданих значеннях витрат, температур, тисків, типу теплоносія, зазначених у паспорті (формулярі) на теплообмінник і на табличці. Працездатність теплообмінника при інших умовах експлуатації не гарантується.

Забороняється використання в процесах теплообміну середовищ, зіткнення яких при певній концентрації призводить до самозаймання, вибуху і т.п.

Для захисту теплообмінника під час запуску в роботу і його експлуатації інженерним устаткуванням системи, в якій він встановлюється, повинні бути

передбачені:

- захист від гідравлічного удару;
- захист від пульсації тиску;
- захист від перевищення тиску вище максимального значення;
- захист від підвищеної вібрації теплообмінника;
- захист від попадання сторонніх тіл у внутрішні порожнини.

Теплообмінник чутливий до гідравлічного удару. Гідравлічний удар може відбутися при регулюванні, ремонтах, запуск насосів і т.д. Для того щоб виключити гідравлічний удар, рекомендується використовувати дроселювання пневматичних клапанів, встановлювати реле запізнення в електричній мережі управління, організовувати частотно-керований привід насосів або їх автоматичний запуск тільки при закритій арматурі (на закриту засувку) і т.д.

При наявності в системі поршневих, шестеренних насосів, дозуючих пристроїв тощо, необхідно виключити можливість передачі пульсації тиску і вібрацій на пластинчастий теплообмінник, так як це може викликати втомні тріщини в пластинах, що призведе до виходу теплообмінника з ладу.

Захист від перевищення тиску в теплообміннику повинна забезпечуватися за рахунок технологічної схеми системи, в якій передбачена експлуатація теплообмінника.

При проведенні гідравлічних випробувань різниця тисків між порожнинами теплообмінника не повинна перевищувати робочого тиску, але не більше 1,2 МПа (12 кгс/см^2).

На всіх етапах експлуатації теплообмінника необхідно суворо дотримуватися заходів безпеки, викладені в цьому підрозділі та у відповідних інструкціях з охорони праці.

До монтажу, демонтажу, налагодження та обслуговування теплообмінників допускаються особи, що вивчили цей посібник, експлуатаційну документацію, конструкцію теплообмінника, що пройшли атестацію та інструктаж з техніки безпеки, пожежної безпеки і виробничої санітарії.

Періодичний інструктаж персоналу, що обслуговує теплообмінник, за правилами техніки безпеки, має проводитися відповідно до чинного на експлуатує теплообмінник підприємстві.

Підйом і переміщення теплообмінника робити тільки у відповідності зі схемами стропування. Стропування теплообмінника за стяжні шпильки не допускається.

При підготовці теплообмінника до роботи і його технічному обслуговуванні забороняється користуватися несправним або неперевіреними інструментом, випадковими підставками. Монтажні роботи проводити бригадою, що складається не менше ніж з двох осіб.

При проведенні зварювальних робіт під час монтажу, експлуатації та обслуговуванні теплообмінника забороняється використовувати його в заземлювальному контурі.

Забороняється експлуатація теплообмінника з параметрами робочого середовища, що перевищують значення, вказані в паспорті та на табличці.

При гідравлічних випробуваннях теплообмінника не допускаються використання стисненого повітря або іншого газу для підвищення тиску.

Забороняється проводити роботи з усунення неполадок і дефектів при наявності тиску у внутрішній порожнині теплообмінника і температурі робочого середовища вище 45 ° С.

При заповненні (дренажі) теплообмінника вжити заходів обережності від можливого розбризкування гарячих або небезпечних середовищ з повітряних (дренажних) вентилів.

Теплообмінник, температура зовнішніх поверхонь якого в процесі експлуатації може перевищувати 45 ° С, повинен бути теплоізольований. Рекомендується додаткова установка огороджувальних конструкцій теплообмінника. Теплоізоляція та огороджувальні конструкції теплообмінника розробляються і виготовляються по документації експлуатуючої організації і в комплект поставки не входять.

4.2 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні теплообмінної апаратури

Для підтримки теплообмінника в постійній готовності і забезпечення його нормальної роботи необхідно проводити регулярне технічне обслуговування теплообмінника.

До технічного обслуговування теплообмінника допускаються особи, що вивчили пристрій, правила безпеки при його роботі, вимоги цього керівництва, а також інструкцію з експлуатації циркуляційного контуру штатної системи, в якій передбачена експлуатація теплообмінника.

Технічне обслуговування теплообмінника має виробляється регулярно в процесі експлуатації.

Своєчасне та якісне виконання заходів з технічного обслуговування попереджує появу несправностей і відмов у роботі та забезпечує високий рівень експлуатаційної надійності та енергоефективності теплообмінника.

Усі несправності, виявлені в процесі технічного обслуговування, повинні бути усунені, зауваження про технічний стан теплообмінника і його складових частин занесені до журналу обліку технічного обслуговування.

Перелік робіт для різних видів технічного обслуговування при експлуатації теплообмінника наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Перелік робіт для різних видів технічного обслуговування при експлуатації теплообмінника

Перелік робіт	**Періодичність**
1	**2**
Контроль параметрів теплообмінника	Під час експлуатації

Продовження таблиці 4.1.

1	2
Вузли кріплення теплообмінника до фундаментної рами	
Візуальний контроль: - надійності сполучення опор тепло-обмінника з несучими елементами фундаментної рами; - повноти затягування кріпильних з'єднань; - надійності стопоріння кріпильних з'єднань; - відсутності забруднень і слідів корозії.	Контроль технічного стану вузлів перед пуском в експлуатацію, щомісяця, при необхідності
Фланцеві роз'єми портів підведення і відведення робочих середовищ	
Візуальний контроль: - щільності рознімного з'єднання (відсутності слідів підтікання); - повноти затягування кріпильних з'єднань (відсутність слідів підтікання); - надійності стопоріння кріпильних деталей; - відсутності забруднень і слідів корозії.	Контроль технічного стану вузлів перед пуском в експлуатацію, щомісяця, при необхідності
Пластини теплообмінні	
Візуальний контроль: - стану пластин; - відсутності слідів корозії; - відсутності механічних пошкоджень і забруднень.	

4.3 Розрахунок стійкості роботи підприємств, що використовують теплообмінні апарати в умовах надзвичайних ситуацій

За критерій стійкості роботи для підприємств комунальної сфери в умовах радіоактивного зараження (РЗ) приймається встановлена доза випромінювання $Д_{вст}$, яку можуть отримати робітники і службовці за час роботи на зараженій місцевості.

Визначаємо максимальну дозу проникаючої радіації (ПР) $Д_{пр}$ і рівень радіації, що очікується на об’єкті через одну годину після вибуху $P_{1\ max}$, виходячи з потужності ядерного боєзапасу, відстані від центру вибуху до об’єкта R_x , швидкості та напрямку середнього вітру на об’єкт.

Відстань від центру вибуху до об’єкту рівна різниці між відстанню від центру вибуху до адміністративних будівель котельні та бойлерної $R_г$ та ймовірним максимальним відхиленням від точки прицілювання $r_{відх}$:

$$R_x = R_г - r_{відх} = 12 - 0{,}4 = 11{,}6\ км \tag{4.1}$$

Для умов задачі знаходимо: $P_{1\ max}$ = 594 Р/год, $Д_{пр}$ = 0Р.

Висновок: Будівлі можуть опинитись в небезпечній зоні РЗ з максимальним рівнем радіації 594 Р/год. Дія ПР в районі адміністративних будівель не очікується.

Розраховуємо дозу випромінювання, яку можуть отримати робітники та службовці, знаходячись у виробничих та адміністративних будівлях і сховищах (*для робочої зміни 13 год: $t_п$ = 1 год, $t_к$ = 12 год*):

$$Д = \frac{5\,P_{1max}\left(t_п^{-0,2} - t_к^{-0,2}\right)}{K_{посл}} \tag{4.2}$$

Коефіцієнт послаблення $К_{посл}$ для виробничих та адміністративних будівель визначається в залежності від їх конструкції; для сховищ розраховується за формулою:

$$K_{посл} = K_p \cdot \prod_{i=1}^{n} 2^{\frac{h_j}{d_i}} \tag{4.3}$$

де $K_р$ – коефіцієнт розташування сховища, знаходиться в залежності від типу і умов розташування сховища, $K_р$ = 2 для даної задачі;

h - товщина шару перекриття;

d - шар половинного послаблення радіації, залежить від матеріалу перекриття.

$$K_{рз.} = 2 \cdot 2^{\frac{51}{5,7}} \cdot 2^{\frac{25}{8,1}} = 8386{,}12 \tag{4.4}$$

$$K_{пр} = 2 \cdot 2^{\frac{51}{10}} \cdot 2^{\frac{25}{14,5}} = 226{,}6 \tag{4.5}$$

$$Д_{рз} = \frac{5 \cdot 766 \cdot \left(1^{-0,2} - 13^{-0,2}\right)}{7} = 1094{,}3\ P \tag{4.6}$$

$$Д_{рз} = \frac{5 \cdot 594 \cdot \left(1^{-0,2} - 13^{-0,2}\right)}{7} = 170\ Р \qquad (4.7)$$

Визначаємо межу стійкості об’єкту до радіаційного зараження $Р_{1\ lim}$, при якому можлива виробнича діяльність за один робочий день з однією повною зміною 8 год., і при цьому персонал не отримує дозу випромінювання, більшу за встановлену:

$$P_{1\ \lim} = \frac{Д_{вст} \cdot K_{посл}}{5 \cdot \left(t_n^{-0.2} - t_к^{-0.2}\right)} = \frac{25 \cdot 7}{5 \cdot \left(1^{-0,2} - 13^{-0,2}\right)} = 87\ Р / год \qquad (4.8)$$

Визначаємо стан об’єкту до радіоактивного зараження:

$P_{1\ \lim} < P_{1\ \max}$ – об’єкт нестійкий до радіаційного зараження.

Встановлюємо наявність на об’єкті матеріалів, чутливих до проникаючої радіації та радіаційного випромінювання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У відповідності з метою роботи були вирішені задачі дослідження та одержані наступні результати:

1. Встановлено, що підвищення ефективності та ресурсу теплообмінного обладнання, що експлуатуються, модернізуються чи розроблюються з урахуванням особливостей їх компонування та конструкції, нерівномірності розподілу теплових і гідравлічних параметрів, режимів та умов експлуатації є актуальною і важливою науково-прикладною проблемою. Вирішення даної задачі призведе до зменшення витрат палива, енергії і матеріальних ресурсів та поліпшення якості енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

2. Розроблено експериментальну установку, яка призначена для дослідження енергоефективності процесів теплообміну. Основними компонентами установки виступають три різні теплообмінники та джерело тепла, що виконує функцію підігрівання гарячого теплоносія.

3. Запропоновано зміст циклу експериментів, які можуть бути проведені на базі експериментальної установки. Результати цих експериментів та подальшої обробки їх результатів дадуть змогу вибирати найкращі з огляду енергетичної ефективності режими протікання процесів теплообміну та стануть відправною точкою для подальшого розширення теоретичних знань та відповідних їм математичних залежностей в царині передавання тепла від гарячого теплоносія до холодного у спеціально призначеному для цього обладнанні поверхневого типу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Коцюрко Р. Теплообмінний апарат типу «змішування–змішування» як проточний реактор ідеального змішування в нестаціонарних режимах роботи / Роман Коцюрко, Ігор Лучейко // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції „Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій“ присвячена 80-ти річчю з дня народження професора Я.І. Проця, 20-21 червня 2019 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2019. — С. 28–29.

2. Коцюрко Р. Теплообмінник типу "змішування–змішування" як перетворювач сигналу температури/РВ Коцюрко, ІД Лучейко//Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “, 16-17 листопада 2017 року.— Т.: ТНТУ, 2017.—Том І.—С. 114.

3. Теплообмінники. Визначення експлуатаційних характеристик теплообмінників та загальна методика випробування для встановлення експлуатаційних характеристик усіх теплообмінників: ДСТУ EN 305-2001 – [Чинний від 01.04.02]. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 15 с.

4. Тарасенко М.Г., Зінь М.М., Підгайний Ю.Б. Шляхи прискорення темпів розвитку малої гідроенергетики в Україні / Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, 2014, Вип. 4, Сс. 56–61.

5. Тарасенко М.Г., Зінь М.М., Підгайний Ю.Б. Переваги і проблеми кількісного розвитку малої гідроенергетики та шляхи їх розв'язання / Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, 2014, Вип. 2, Сс. 31–39.

6. Зінь М.М., Підгайний Ю.Б. Сучасні тенденції розвитку малих ГЕС в Україні / Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана

Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, м. Тернопіль, В-во ТНТУ, 2020, С. 203.

7. Вишневский Е.П. Особенности обеспечения эффективной работы пластинчатых теплообменников рекуперативного типа в суровых климатических условиях // Журнал «С.О.К.». – 2005, №1. – С. 84–91.

8. Товажнянский Л.Л. Пластинчатые теплообменники в промышленности: [учеб. пособие] / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева; под. общ. ред. Л.Л. Товажнянского. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

9. Кручинин М.И. Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетичекий аналіз теплообменных аппаратов: учеб. пособие / М.И. Кручинин, Е.М. Шадрина // Иваново: ГОУ ВПО Иван. гос. хим.-технол. ун-т., 2007. – 44 с.

10. Семенюк Л.Г. Термодинамическая эффективность теплообменников // Инженерно-физический журнал. – 1990. – Т.59, №6. – С. 935-942.

11. Барон В.Г. Взаимовлияние рекуператоров тепла вытяжного воздуха и вентиляционных каналов в современных зданиях // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 3 (91). – С. 46-48.

12. Гершкович В.Ф. Энергосберегающие системы жилых зданий. Пособие по проектированию [Электронный ресурс] // С.О.К. – 2006. – № 8. Режим доступа: http://www.c-o-k.com.ua/content/view/467/ (01.09.2013). – Назва з екрану.

13. Теплотехніка: підруч. / [Б. Х. Драганов, А. А. Долінський, А. В. Міщенко, Є.М. Письменний]; за ред. Б. Х. Драганова. – К.:, «ІНКОС», 2005. – 504 с.

14. Дешко В.І. Особливості процесів тепломасообміну рекуператора «повітря-повітря» з паропроникноюстінкою в опалювальний період / В.І. Дешко, І.О. Суходуб // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2012. – №1. – С. 19–26.

15. Енергозбереження у житловому фонді: проблеми, практика, перспективи. Довідник / [кер. С. фон Вольфф, С. Онищук, Л. Вуллкопф] – К.: «НДІпроектреконструкція», 2006 – 144 с.

16. Хаванов П. А. Автономная система теплоснабжения – альтернатива или шаг назад? / П. А. Хаванов // АВОК. – 2004. – №1. – С. 34–37.

17. Суходоля О.М. Механізми фінансування енергозберігаючих заходів на регіональному рівні: Міжнар. наук.-техн. конф. [«Енергоефективність-2002»]: Тези доповідей, (Київ, 29-30 жовтня 2002 р.). – К.: Навчальна книга, 2002. – С.96–100.

18. Закон України «Про теплопостачання» № 2633-IV // Урядовий кур'єр. – Офіц. Вид. – К. – 2005. – (Бібліотека офіційних видань).

19. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39:2008 – К.: Мінрегіонбуд, 2009. – 56 с. – (Державні будівельні норми України).

20. Липатов В. Е. Проблемы сочетания централизованного и автономного теплоснабжения на примере города Владимира / В.Е. Липатов // Энергосбережение – 1999. - №3 – С. 6–10.