

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра альтернативної та
теплової енергетики

«На правах рукопису»
УДК 66.048.5: 629.7.048

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

“ ” _____ 2023 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Ефективність застосування теплового насосу в термічних системах
знесолення води»

Виконав: студент II курсу, групи ТУ-11мн

Заболотний Олексій Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник доц., к.т.н., Володимир СЕРЕДА

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2023 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут Теплоенергетичний

Кафедра Теплоенергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОНП «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Заболотному Олексію Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Ефективність застосування теплового насосу в термічних системах знесолення води»,

науковий керівник дисертації Середа Володимир Володимирович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «20_»березня 2023 р. №1270-с

2. Термін подання студентом дисертації 12.05.23 р.

3. Об'єкт дослідження Термічні системи знесолення води із циклом зволоження-осушення повітря

4. Предмет дослідження Підвищення енергетичної ефективності термічних систем знесолення води за рахунок використання теплового насосу як джерела охолодження і нагрівання солоної води із метою зволоження і осушення повітря;

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

1) Дослідження різновиду термічних систем знесолення води із циклом зволоження-осушення, ознайомлення із показниками ефективності, постановка задачі ;

2) Розробити схему термічної системи води із циклом зволоження-осушення повітря із тепловим насосом.

3) Розробити математичну модель термічної системи знесолення води, що описує тепломасообмін у разі комбінованого зволоження-осушення повітря;

4) Провести розрахункові конструктивні дослідження для контактного зволожувача, визначити площу теплообміну та конструкцію апарата;

- 5) Провести конструктивний розрахунок осушувача за допомогою комп'ютерної програми «MathCad»
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу
- 1) Схеми систем зволоження-осушення повітря;
 - 2) Зображення графічних залежностей показників ефективності термічних систем знесолення води із циклом зволоження-осушення від інших параметрів системи;
 - 3) Таблиця до техніко-економічного розрахунку, відображення вартості одиниці товару.
7. Орієнтовний перелік публікацій Статті в науково-технічних журналах- 1, доповіді на науково-технічних конференціях-5.
8. Дата видачі завдання 11.03.23 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Літературний огляд технології знесолення води циклом зволоження-осушення	15.03.23	
2.	Ознайомлення із показниками ефективності подібних систем	19.03.23	
3.	Розробка та дослідження термічної системи знесолення води із циклом зволоження-осушення із тепловим насосом	25.03.23	
4.	Розробка термічної системи знесолення води із циклом зволоження-осушення із підігрівом повітря	30.03.23	
5.	Розробка математичної моделі системи, аналіз показників ефективності цієї системи	05.04.23	
6.	Дослідження впливу параметрів системи зволоження-осушення на її енергетичні показники	10.04.23	
7.	Аналіз техніко-економічних показників системи, розрахунок витрат та вартості установки	18.04.23	
8.	Дослідження конструктивних розрахунків контактних теплообмінників	24.04.23	
9.	Аналіз методики розрахунку, визначення теплофізичних властивостей теплоносіїв	30.04.23	
10.	Розрахунок конструктивних параметрів зволожувача	02.05.23	
11.	Огляд методики розрахунку осушувача повітря	05.05.23	
12.	Ознайомлення із програмою «MathCad»	07.05.23	
13.	Проведення розрахунку у програмі «MathCad»	09.05.23	
14.	Оформлення та подача дисертації	12.05.23	

Студент

(підпис)

Олексій ЗАБОЛОТНИЙ
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Володимир СЕРЕДА
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Зволоження-осушення - це термічна техніка на газоподібному носії, яка добре підходить для невеликих застосувань опріснення води. Однією з переваг систем зволоження-осушення є можливість використання відновлюваної енергії як джерела тепла для системи. У магістерській роботі представлено теоретичне дослідження системи зволоження-осушення, що працює з тепловим насосом.

Модель описує теплообмін між теплоносіями з відкритим водяним контуром і закритим повітряним контуром. Розглянуто ефективність циклів з підігрівом повітря та води. Джерелом енергії в системі вважається тепловий насос. Його використання підвищить основні показники ефективності системи та зробить її екологічно чистою.

Аналіз параметрів системи проводиться для визначення оптимальних параметрів, які підвищують ефективність системи та її компонентів. Проведені аналізи та роботи дозволили досягти високих показників ефективності системи за оптимальних параметрів. Системи, що мають елементи з максимальною продуктивністю, мають найвищий ККД, а тому є більш енергоємними.

У даній магістерській роботі розраховано вартість обладнання та виготовлення продукції, проаналізовано вплив параметрів системи на її ефективність, а також проведено розрахунки зволожувача та осушувача.

Ключові слова: зволоження-осушення, опріснення, повітря, вода, конденсація, холодоагент.

ABSTRACT

Humidification-dehumidification is a thermal technique based on a gaseous carrier that is well suited for small water desalination systems. One of the benefits of humidification-dehumidification systems is the ability to use renewable energy as a heat source for the system. The master's thesis presents a theoretical study of a humidification-dehumidification system that works with a heat pump.

The model describes the heat exchange between the heat carriers, with an open water circuit and a closed air circuit. It considers the efficiency of cycles with air and water heating. The heat pump is considered as an energy source in the system. Its use will increase the main efficiency indicators of the system and make it environmentally friendly.

Analysis of the system parameters is carried out to determine optimal parameters that will increase the efficiency of the system and its components. The analysis and work carried out allowed achieving high efficiency indicators of the system by using optimal parameters. Systems that have elements with maximum productivity have the highest efficiency and are therefore more energy-intensive.

In this master's thesis, the cost of equipment and product production is calculated, the impact of system parameters on its efficiency is analyzed, and calculations of the humidifier and dehumidifier are performed.

Keywords: humidification-dehumidification, desalination, air, water, condensation, refrigerant.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів	8
Вступ.....	10
1 Актуальність проблеми прісної води та потенційні методи її вирішення ..	12
1.1 Установки для знесолення води	12
1.2 Коефіцієнт GOR та його значення.....	19
1.3 Постановка задачі і програма досліджень	27
2 Розробка схеми і системи зволоження-осушення із тепловим насосом	29
2.1 Представлення схеми та її опис	29
2.2 Процес опріснення зволоження-осушення	30
2.3 Цикл теплового насосу.....	31
2.4 Система HDH із підігрівом повітря.....	32
2.5 Розробка математичної моделі	33
Висновки за розділом 2	36
3 Розрахункові дослідження впливу параметрів роботи системи на її енергетичні показники	37
3.1 Вплив параметрів роботи системи на GOR	37
3.2 Аналіз впливу коефіцієнта масової витрати на ефективність системи при різних параметрах	43
3.3 Залежність коефіцієнта масової витрати холодоагенту від параметрів системи	48
3.4 Техніко-економічні показники	53
Висновки за розділом 3	58
4 Конструктивний розрахунок контактного зволожувача	59
4.1 Аналіз теплофізичних властивостей теплоносіїв	59
4.2 Розрахунок кількості теплоти що передається	61
4.3 Розрахунок конструктивних параметрів	67
Висновки за розділом 4.....	68

5 Конструктивний розрахунок осушувача.....	69
5.1 Процес охолодження повітря	69
5.2 Граничні умови між сухим і вологим перерізом	71
5.3 Конструктивний розрахунок теплообмінника	77
Висновки за розділом 5	79
Висновки.....	80
Список використаної літератури	82
Додаток А	
Розрахунок осушувача	87
Додаток Б	
Список наукових праць і творчих досягнень.....	117
Додаток В	
Перевірка магістерської дисертації на академічний плагіат	119

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

C_F – річні капітальні витрати, грн	<i>out</i> – вихід
C_T – загальнорічна вартість, грн	r – холодоагент
C_P – вартість одиниці продукції, грн	$1, 2, 3 \dots$ – точки стану
COE – вартість одиниці електроенергії, грн/кВт год	C_p – питома теплоємність
ERC – річна вартість електроенергії, грн	d_{air} – коефіцієнт вологості повітря, кг _в /кг _{с.п.}
f – можливість експлуатації заводу, %	D – коефіцієнт дифузії водяної пари у повітря, м ² /с
h – ентальпія, кДж/кг	d – внутрішній діаметр труби, м
h_{fg} – прихована теплота випаровування, кДж/кг	F – площа поверхні, м ²
i – відсоткова ставка	J – дифузійний потік, кг/(м ² с)
L – питома вартість роботи	h_{con} – коефіцієнт конвективної теплопередачі, кДж/кг
L_c – річна вартість праці грн/рік	M_{H_2O} – молярна маса води, г/моль
n – термін служби системи, років	Nu – число Нуссельта
P – тиск, Па	Pr – число Прандтля
m – масова витрата, кг/с	R – газова стала, Дж/(моль К)
Q – тепловий потік, кВт	Re – число Рейнольдса
a – амортизаційні витрати(коефіцієнт відновлення капіталу), грн	Sc – Число Шмідта
ϵ – коефіцієнт ефективності, %	Sh – число Шервуда
ω – коефіцієнт вологості а – повітря	l – висота, м
b – розсіл	Γ – масова витрата на одиницю периметра, кг/(м с)
W – вода	ΔG – витрата вологи, що поглинається повітрям, кг/с
f_w – свіжа вода	Δt – логарифмічна різниця температур, С
in – ввід	ν – кінематична в'язкість, м ² /с
	λ – теплопровідність, Вт/(м К)
	μ – динамічна в'язкість, Па с
	ψ – відносна вологість повітря, %
	ϑ – температура, С

Скорочення

Evap – випарник;

Cond – конденсатор;

Comp – компресор;

HDH – зволоження-осушення;

HP – тепловий насос;

GOR – коефіцієнт посилення;

RR – коефіцієнт відновлення (%);

MR – коефіцієнт масової витрати;

sW – питома робота(кДж/кг);

ВСТУП

Вода - це один з найважливіших і найбільш потрібних ресурсів для людства. Вона є основою життя і необхідна для багатьох процесів у всіх сферах життя. Одним з головних аспектів використання води є питна вода. Людина не може існувати без води більше кількох днів, тому забезпечення належної кількості питної води є найважливішою задачею.

Одна з основних причин, чому людям в наш час так важливо отримувати опріснену воду, полягає у тому, що прісна вода необхідна для задоволення потреб організму в життєво важливих процесах, таких як гідратація, транспорт речовин у тілі, регулювання температури тіла та інших. Крім того, прісна вода є ключовим ресурсом для забезпечення продуктивності різних галузей економіки, таких як сільське господарство, промисловість та енергетика. Загальне водоспоживання в промисловості становить близько 22% всього водоспоживання в світі. У деяких країнах, таких як Китай, водоспоживання в промисловості становить більше половини загального водоспоживання.

Вода є життєво важливим ресурсом для всіх форм життя на Землі. Проте, тільки близько 3% води на планеті є прісною, і велика частина з неї знаходиться у вигляді льоду на полярних капах та глибинах підземних водних ресурсів, що не завжди є доступними для використання людьми.

Чиста вода необхідна для пиття, щоб забезпечити нормальну функцію організму та запобігти розвитку різних хвороб. У багатьох країнах, де вода не є безкоштовним ресурсом, деякі люди не мають доступу до достатньої кількості чистої питної води, що призводить до серйозних проблем зі здоров'ям.

Вода також є важливою для виробництва їжі та забезпечення харчування людства. Без води не може виростити більшість рослин, що становлять основну складову частину нашої їжі. Без води також не можуть існувати тварини, які входять до складу нашої харчової піраміди. Тому забезпечення належної кількості води для сільського господарства та інших сфер виробництва є важливим завданням.

Вода має важливу роль у збереженні природних ресурсів та екосистем. Річки, озера та інші водні системи є домом для багатьох видів рослин і тварин, а також

забезпечують воду для поливу рослин та інших сфер виробництва.

Згідно зі звітом ЮНІСЕФ, понад 2 мільярди людей у світі не мають доступу до безпечної прісної води, що є серйозним викликом для здоров'я та добробуту людей. Більшість з цих людей живе в країнах з низьким рівнем розвитку, де інфраструктура водопостачання та очищення води не розвинута достатньо.

Недостача прісної води також є проблемою для країн з високим рівнем розвитку, оскільки швидкий розвиток технологій та промисловості призводить до забруднення джерел прісної води, зокрема річок, озер та підземних водних ресурсів. Забруднення прісної води має негативний вплив на екосистеми та здоров'я людей, тому забезпечення доступу до безпечної прісної води є необхідним завданням для кожної країни світу.

Таким чином проблема недостатнього доступу до прісної води стає все більш актуальною, та викликає занепокоєння у світі, як у країн із високим рівнем розвитку, так і у країн з низьким рівнем розвитку. Основними причинами, як зазначалось вище, є такі фактори як зростання населення, зміна клімату, забруднення водних ресурсів та недостатня інфраструктура для забезпечення доступу до води.

Зростання населення світу веде до збільшення попиту на воду для пиття, сільськогосподарської діяльності, промисловості та інших потреб. Однак, обсяги прісної води на планеті не збільшуються, і це призводить до загострення проблеми недостатнього доступу до води.

Наразі людство намагається вирішити цю проблему в основному методом збереження води. Зокрема крапельне зрошення землі, з метою відновлення системи збору води(повернення у кругообіг) та використання у домашньому господарстві; відновлення, або очистка забруднених водних джерел, очистка природного середовища води, відновлення мокрот та реконструкція водних басейнів.

Висока актуальність проблеми вказує на її швидкий розвиток, і вище приведених методів що вже використовуються людством достатньо тільки для сповільнення дефіциту прісної води. Тож потрібні нові способи що дозволять збалансувати потреби у прісній воді зростаючого населення.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ПРІСНОЇ ВОДИ ТА ПОТЕНЦІЙНІ МЕТОДИ ЇЇ ВИРІШЕННЯ

1.1 Установки для знесолення води

Дефіцит прісної води є однією з головних проблем, з якою стикається багато людей у суспільстві, і це глобальна проблема у зв'язку із прискореною урбанізацією, швидким зростанням населення та економіки.

Одне з потенційних рішень цієї проблеми полягає в розробці надійних, ефективних і рентабельних децентралізованих маломасштабних систем опріснення води, щоб зробити чисту воду доступною для більшості населення світу. Кілька разів технології опріснення були розроблені в минулому. Найстаріший та найбільш економічний спосіб отримання чистої води полягає в сонячних дистиляторах. Хоча цей метод не дуже ефективний, але він був у центрі уваги багатьох дослідників через його простоту, портативність та економічні переваги. А багато роботи було зроблено для розробки нових технологій для малого виробництва опріснення води, і було створено багато прототипів для перевірки нових ідей. Хоча ці прототипи можуть бути не найкращим вибором щоб конкурувати з поточними звичайними підходами до опріснення, але виявилися корисними для розробки надійних, ефективних і економічно ефективних децентралізованих маломасштабних систем опріснення води. Опріснювальна система (рис. 1.1) зволоження-осушення (HDH) - це теплова техніка на основі газоподібного носія, яку можна використовувати для невеликих масштабів системи опріснення води [1].

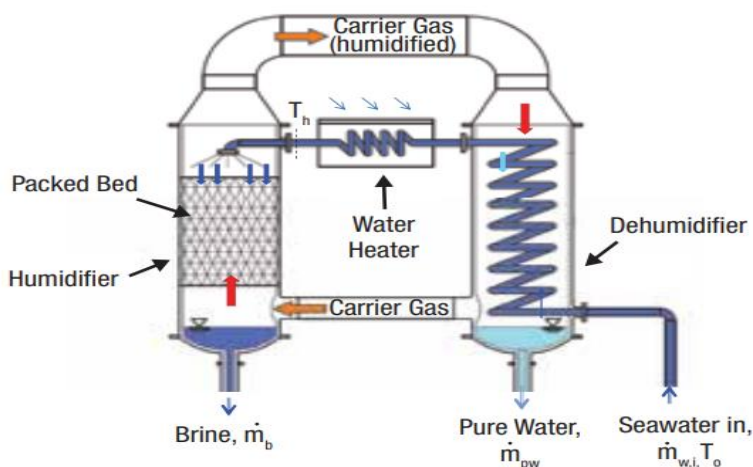


Рис. 1.1 HDH система опріснення води, запропонована в праці [1]

Деякі безшумні функції системи HDH включають в себе використання низькопотенційної енергії, простоту в конструкції і легкість виробництво. Це особливо підходить для децентралізованих і малих установок (рис. 1.2) опріснення води в посушливих регіонах [2].

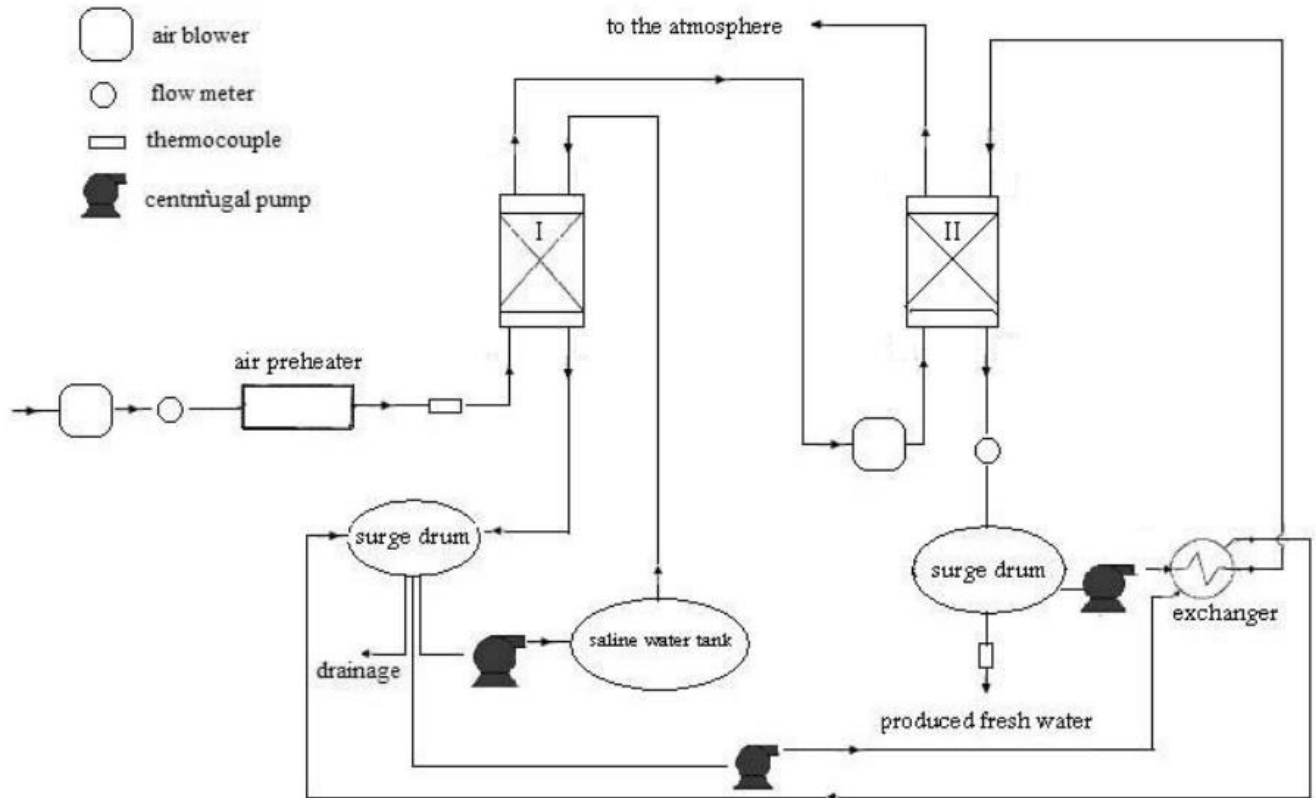


Рис. 1.2. Опріснювальна HDH система, запропонована в праці [2]

Основні компоненти HDH включають в себе зволожувач, осушувач, водяний або повітряний нагрівач, насоси та трубопроводи. Різні конструкції, сформовані з різних компонентів, і цикли були запропоновані та проаналізовані дослідниками. У літературі доступні дослідження, які досліджують HDH як ефективний засіб для опріснення морської води. Деякі з ранніх робіт з HDH [3], де відпрацьоване тепло від газової турбіни було використане для системи. Було розроблено, виготовлено та випробувано установку зволоження-осушення повітря (рис. 1.3) [4].

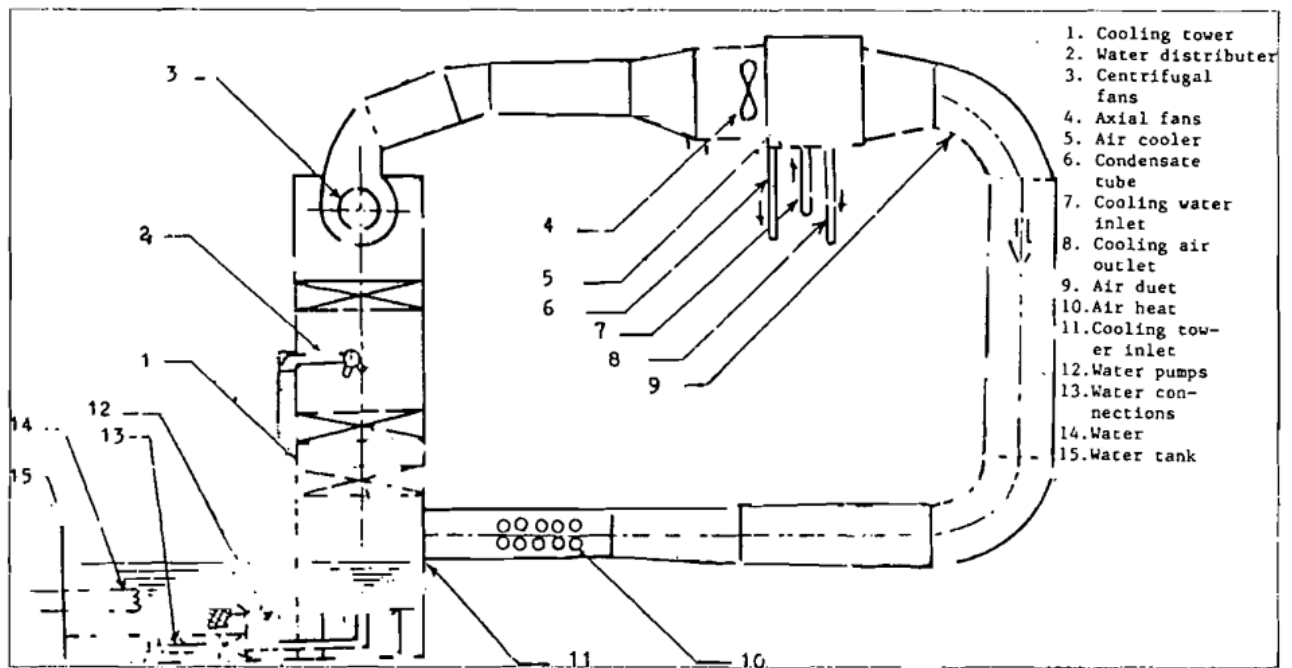
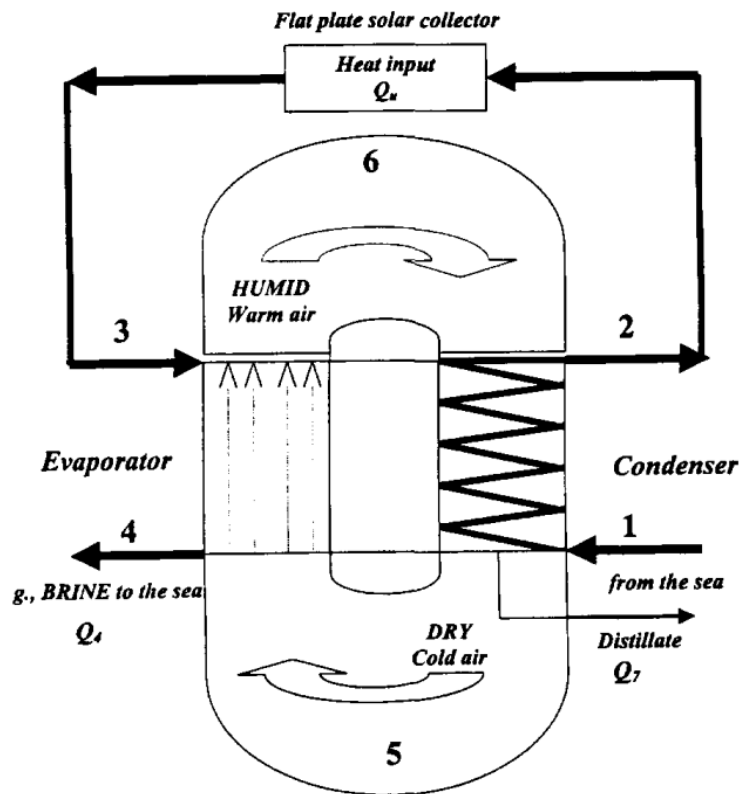


Рис. 1.3 Схема установки зволоження-осушення

Були розроблені комп'ютерні програми для кореляції експериментальних даних з використанням методів мультирегресії та дисперсії. Вони виявили, що серед інших факторів температура води на вході до зволожувач має найбільший позитивний вплив на продуктивність системи та коефіцієнт відновлення. Ефективність сонячного опріснення (рис. 1.4) за допомогою циклу зволоження-осушення була досліджена в [5].



1 – Подача солоної води; 2 – вихід з конденсатору; 3 – подача підігрітої води до випарника; 4 – викид розсолу до моря; 5 – потік сухого холодного повітря;
 1 – потік вологого гарячого повітря;

Рис. 1.4 Схема установки із сонячним колектором

Були побудовані дві установки різних розмірів та з різних матеріалів. Продуктивність системи виявилася значною вищою, ніж у однобасейного дистилятора. Багатоефективне зволоження на основі випаровування та конденсації води всередині теплоізолюваної ємності під тиском навколишнього середовища (рис. 1.5), розроблена в Мюнхенському університеті.

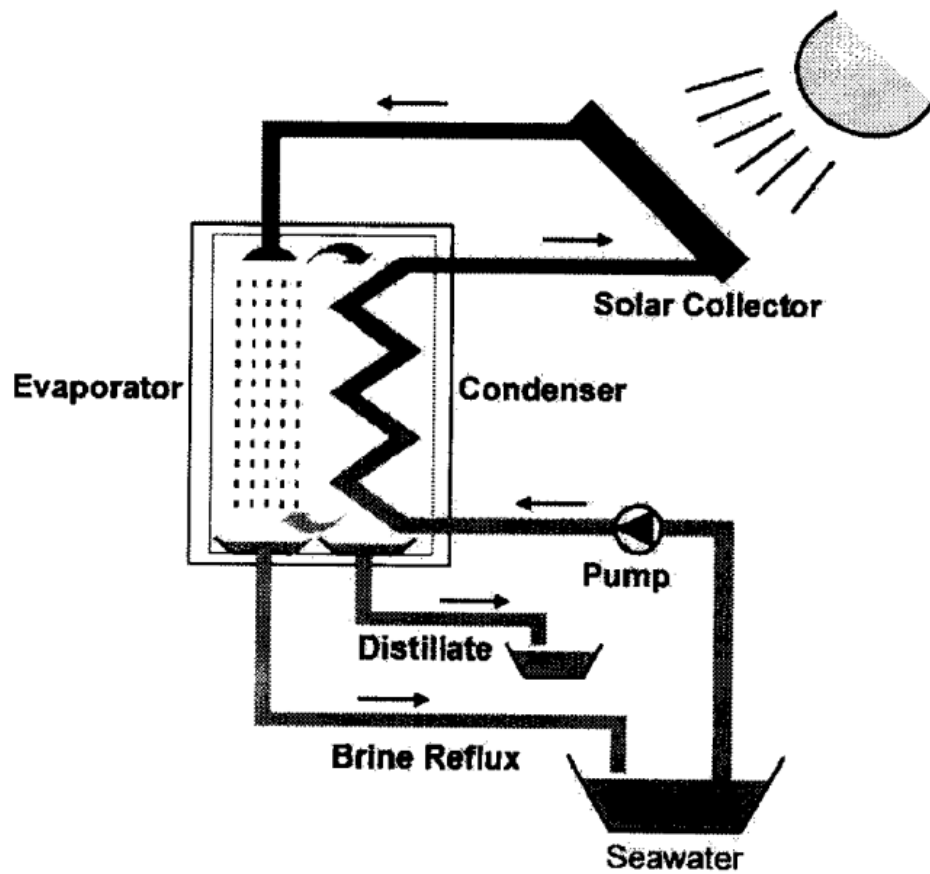


Рис. 1.5 Система дистилятора

Установка була оптимізована Баварським центром прикладних енергетичних досліджень(рис. 1.6) [6].

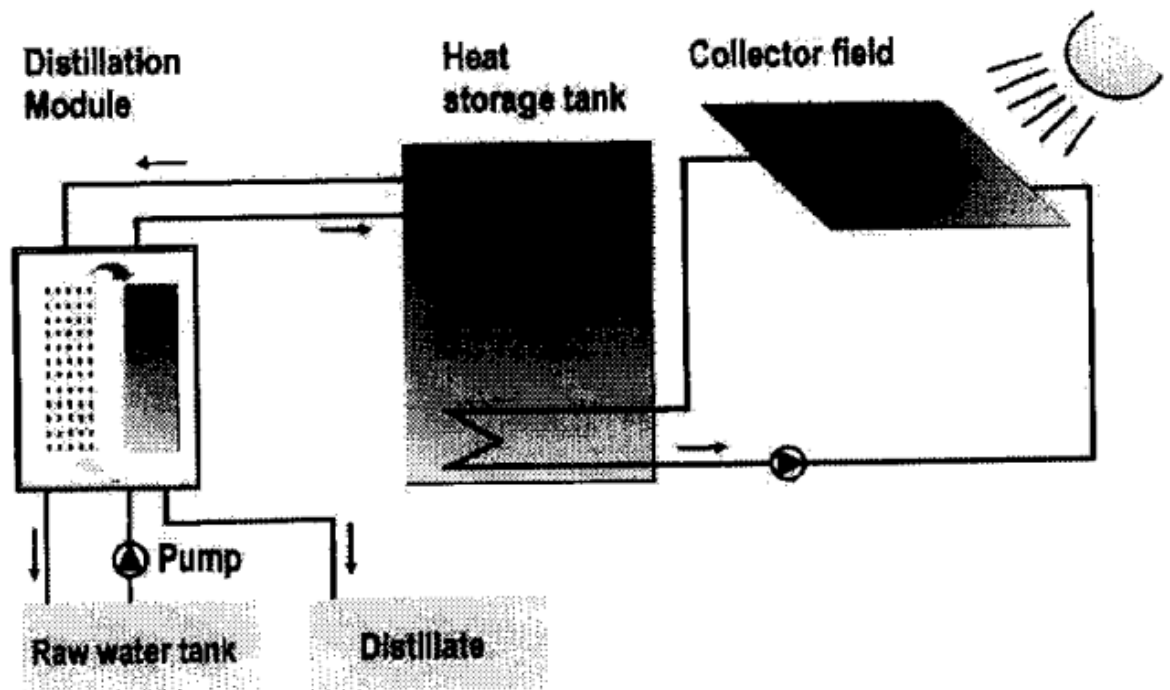


Рис. 1.6 Опріснювальна система із термонакопичувачем і колектором

Принцип дії, характеристика та техніка зволоження та осушення представлені у [7]. Сучасний технічний рівень щодо зволоження та осушення було представлено у вигляді експериментального дослідження кожухотрубного пристрою опріснення для одночасного зволоження та осушення сторони труби та оболонки колони відповідно(рис. 1.7) [8].

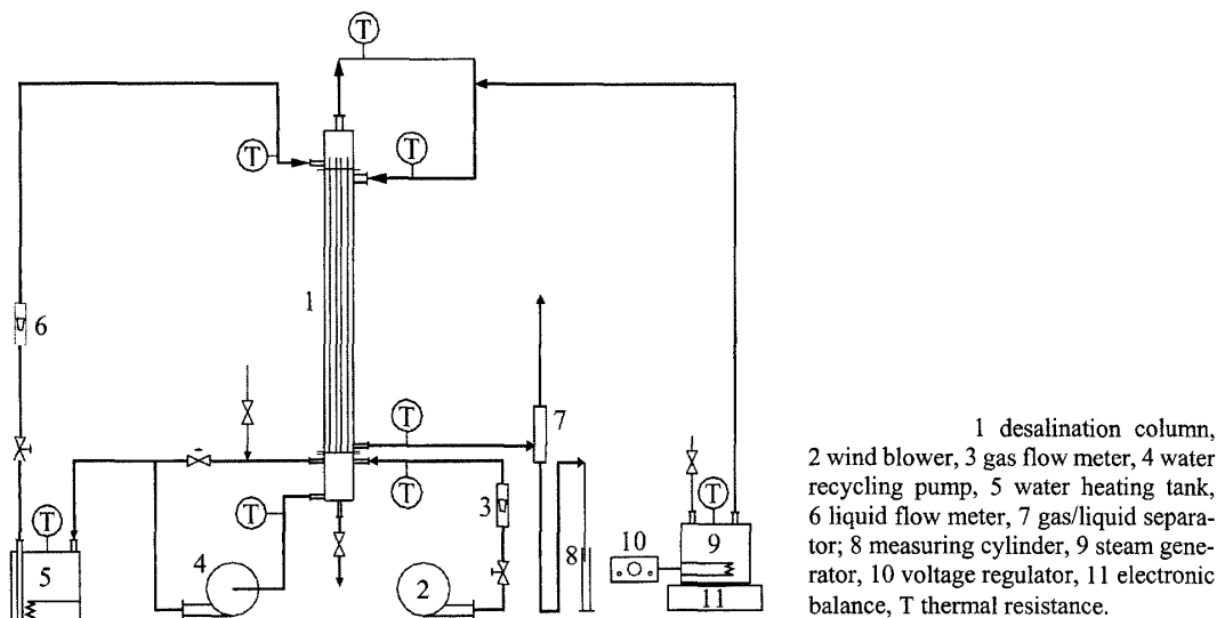


Рис. 1.7 Схема установки Сяонга

Ця система поєднує зволожувач і осушувач як єдиний блок замість окремого блоку. Подібна ідея була використана для вертикального трубчастого опріснювача із кожухоподібною структурою для виконання зволоження та зневоложення одночасно на стороні труби та оболонки колони, відповідно [9].

Було проведено значні дослідження для підвищення продуктивності систем HDH та одного з показників продуктивності HDH системи - вихідний коефіцієнт посилення(GOR). GOR є важливим параметром, який був запропонований для оцінки ефективності опріснення системи [10]. Визначається як відношення теплоти випаровування води що виробляється, до тепла що підводиться до системи [11]. Експериментально досліджували одно- та двоступеневу (рис. 1.8) систему зволоження-осушення опріснення (HDH) з обігрівом повітря, що працюють з вакуумними трубчастими сонячними обігрівачами [12].

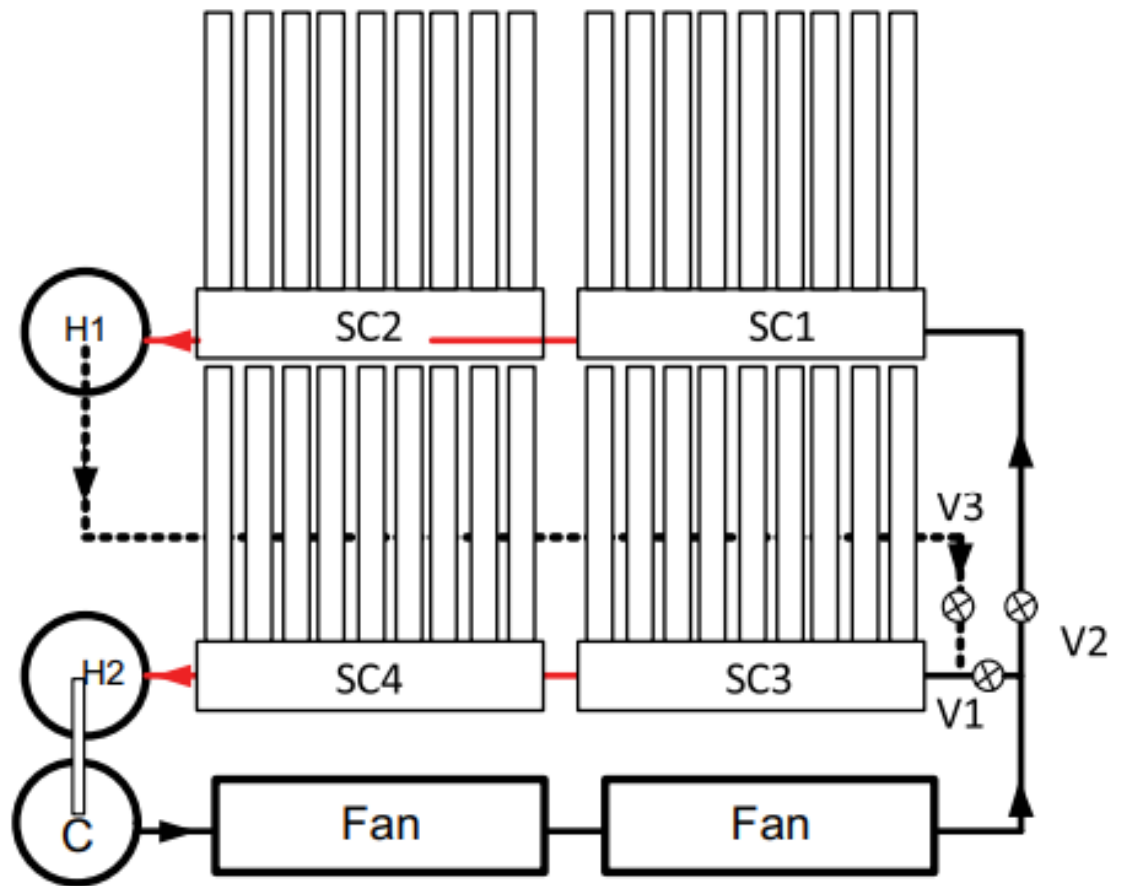


Рис. 1.8 Двоступенева система HDH

Було проведено термодинамічний аналіз різних циклів HDH, щоб досягти більш детального теоретичного аналізу[11]. Результати показали, що показник GOR перевищує 5 для багаступеневої HDH у поєднанні з циклами термічного стиснення парів.

З метою підвищення енергоефективності системи HDH, було запропоновано поєднати її з установкою зворотного осмосу RO (рис. 1.9) [13].

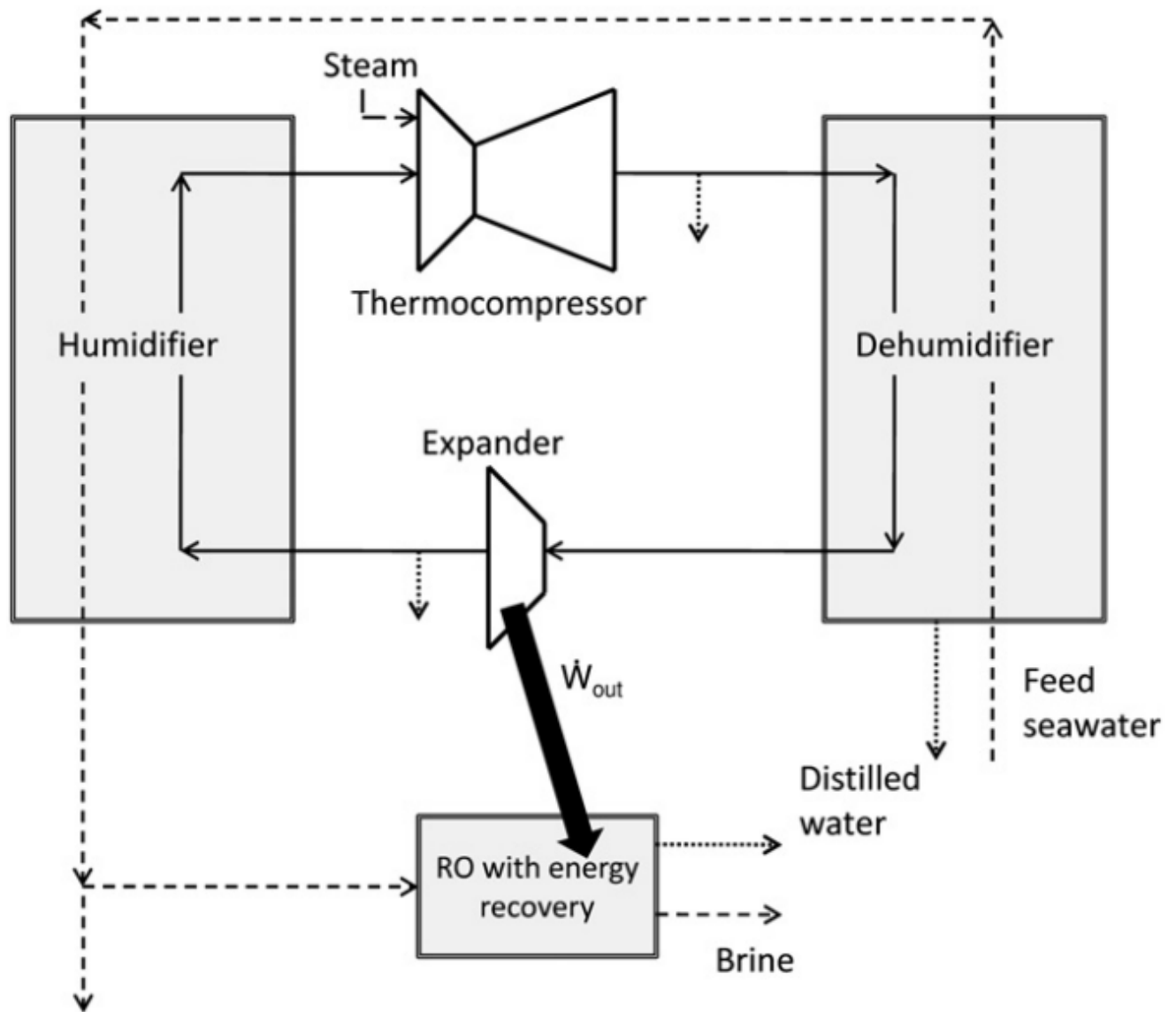


Рис. 1.9 Принципова схема HDH-RO, що керується компресією теплової пари

1.2 Коефіцієнт GOR та його значення

Було виявлено, що GOR нової системи може досягати 20, тобто набагато вище, ніж GOR інших існуючих систем HDH. Також було представлено систему HDH, яка працює при різних тисках(рис. 1.10) [14].

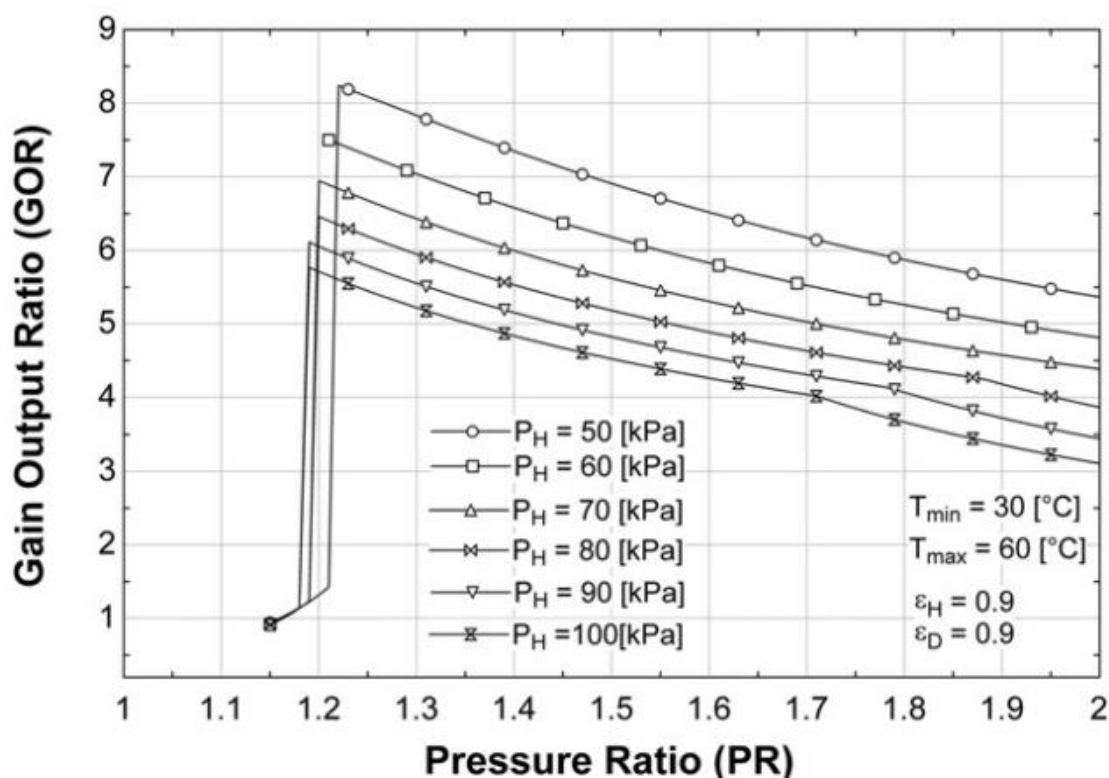


Рис. 1.10 Результати дослідження HDH системи при різних тисках

Вони повідомили про максимальний GOR 8,2 для системи, що працює при тиску зволожувача 50 кПа, і 90% ефективності за співвідношення тиску 1.33. Це призвело до підвищення продуктивності за рахунок економії вхідної енергії в систему [15].

Повітронагрівач був модифікований з використанням таких комплектів як коротка конічна скручена стрічка; внутрішній ребристий виріз, конічний турбулятор і напівперфоровані круглі вставки з різними орієнтаціями та трьома різними співвідношеннями кроку. Гунні мішок і пил використовувалися як зволожувачі повітря, тоді як в осушувач були інтегровані пружинні вставки різного RP для підвищення його продуктивності. Спостерігалась помітна економія енергії при значному зрості енергетичної та ексергетичної ефективності. Вдалося підвищити продуктивність системи HDH завдяки введенню алюмінієвої гофрованої упаковки «простирадла» в зволожувач повітря. У дослідженні було досягнуто до 15 кг/год конденсату [16].

Дослідження із застосування теплового насоса як джерела енергії для систем опріснення стає дедалі більше. Було проведено експеримент опріснення з тепловим насосом (рис. 1.11) за допомогою системи сонячних батарей [17].

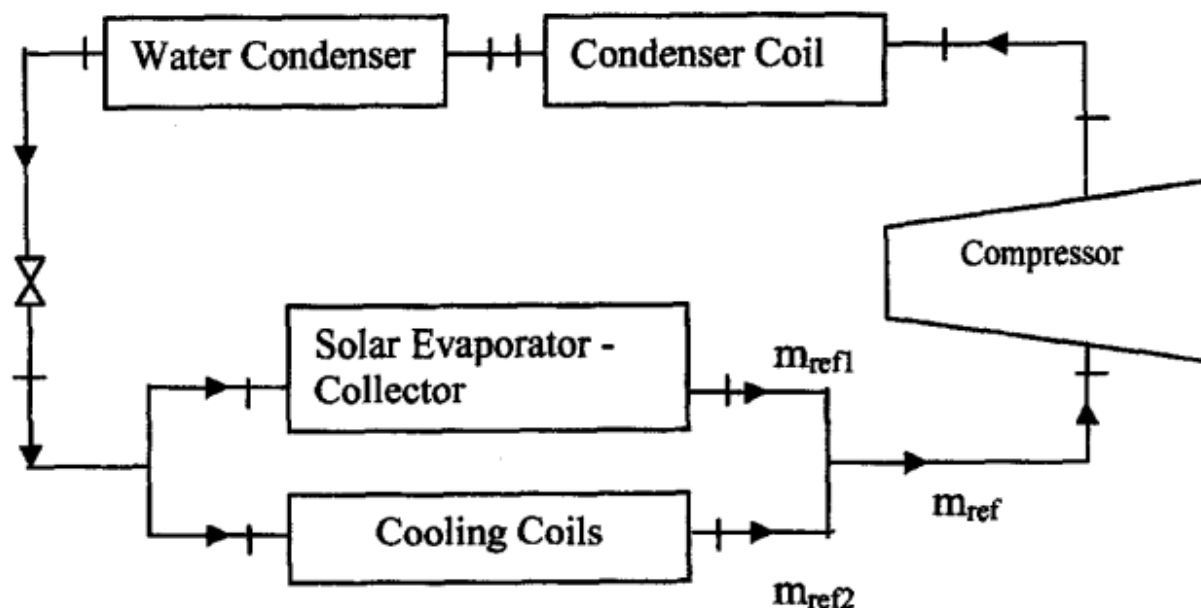


Рис. 1.11 Принципова схема модифікованої тепловим насосом системи

Коефіцієнт корисної дії (КПД) і співвідношення кроку (PR) були оцінені в результаті експерименту та були виявлені в діапазоні від 5,0 до 7,0 і 0,77 до 1,15 відповідно.

Тепловий насос є ефективним інструментом для забезпечення оптимальних умов температури та вологості. У схему включається тепловий насос, який працює як насос холодоагенту, та теплообмінник, який дозволяє передавати тепло від холодоагенту до середовища, яке потребує охолодження. Випарник використовується для охолодження води або інших рідин, а також для охолодження процесів в промисловості.

Тепловий насос в схемі може працювати у двох режимах: режимі охолодження та режимі нагріву. У режимі охолодження, тепловий насос відбирає тепло з середовища, що потребує охолодження, та передає його холодоагенту. Холодоагент циркулює через теплообмінник, де він віддає тепло, та повертається до теплового насоса для повторного охолодження середовища.

У режимі нагріву, тепловий насос працює в зворотному напрямку, відбираючи тепло з холодоагенту та передаючи його до середовища, яке потребує нагріву.

Було представлено та проаналізовано комбіноване опріснення (рис. 1.12) з використанням сонячної енергії та системи кондиціонування [18].

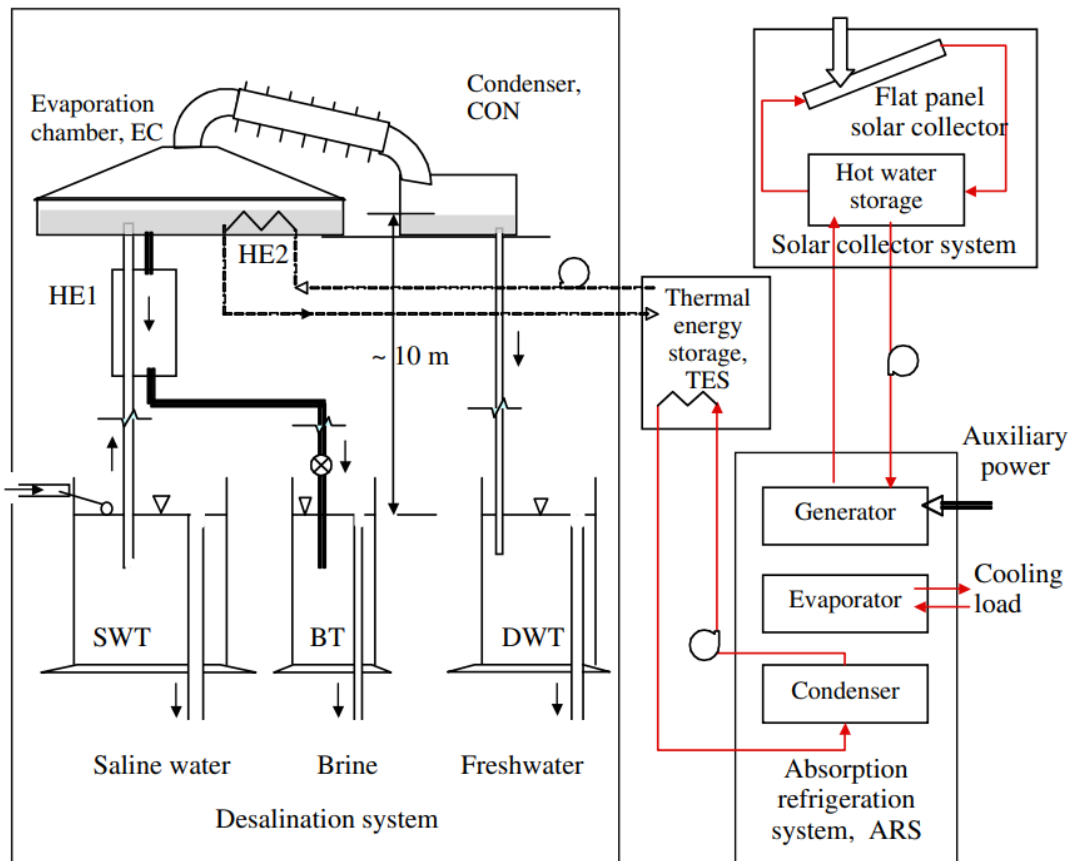


Рис. 1.12 Принципова схема системи опріснення із використанням сонячної енергії та кондиціонуванням

Також представлені модель і криві продуктивності запропонованої комбінованої системи (рис. 1.13)

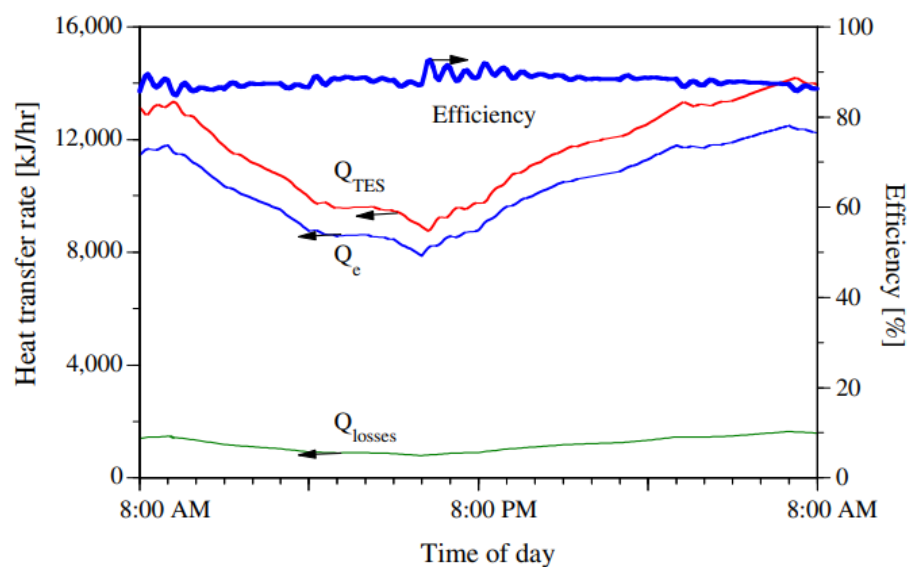


Рис. 1.13 Графік швидкості теплообміну та ефективності за добу

Графік температур випарної камери за добу (рис. 1.14) показує зміну температур різних компонентів упродовж доби.

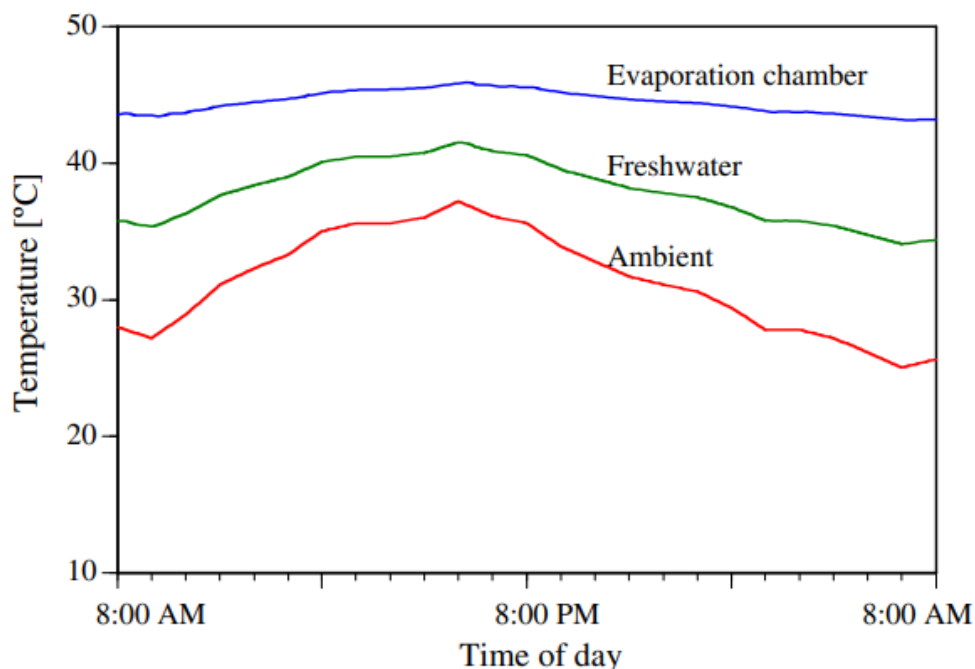
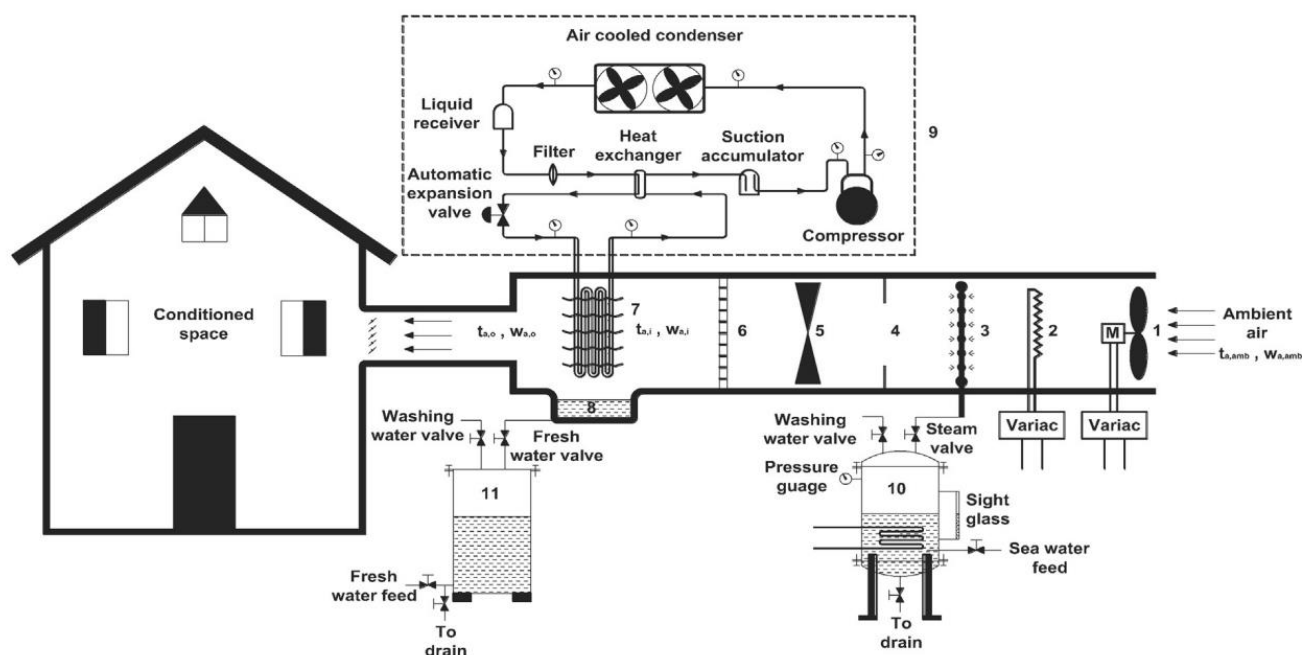


Рис. 1.14 Графік температур випарної камери, прісної води та навколишнього середовища за добу

Про це свідчать їхні результати - теплова енергія, що відводиться абсорбційною холодильною системою (ARS). приблизно 3,25 кВт у поєднанні з додатковим енергоспоживанням 208 кДж/кг опрісненої води достатньо для отримання опрісненої води при середньої швидкості 4,5 кг/год. Повідомляється, що це конкурентоспроможний процес багатоступеневої флеш-дистиляції (MSF), що працює при тій же потужності (338 кДж/кг). Їхні модельні прогнози показали, що запропонована система може досягти ефективності опріснення 80–90%.

Експериментально досліджувана продуктивність гібридної системи HDH води і кондиціонування (рис. 1.15) з використанням парокомпресійного холодильного циклу [19]. Експериментальна установка складалася з чотирьох незалежних основних контурів (контури холодоагенту, вологого повітря, прісної води та морської води), щоб дозволити досліджувати вплив робочих умов на кондиціоноване повітря, що подається, швидкість виробництва прісної води, холодопродуктивність, робота компресора на кілограм прісної води та коефіцієнт масопередачі.

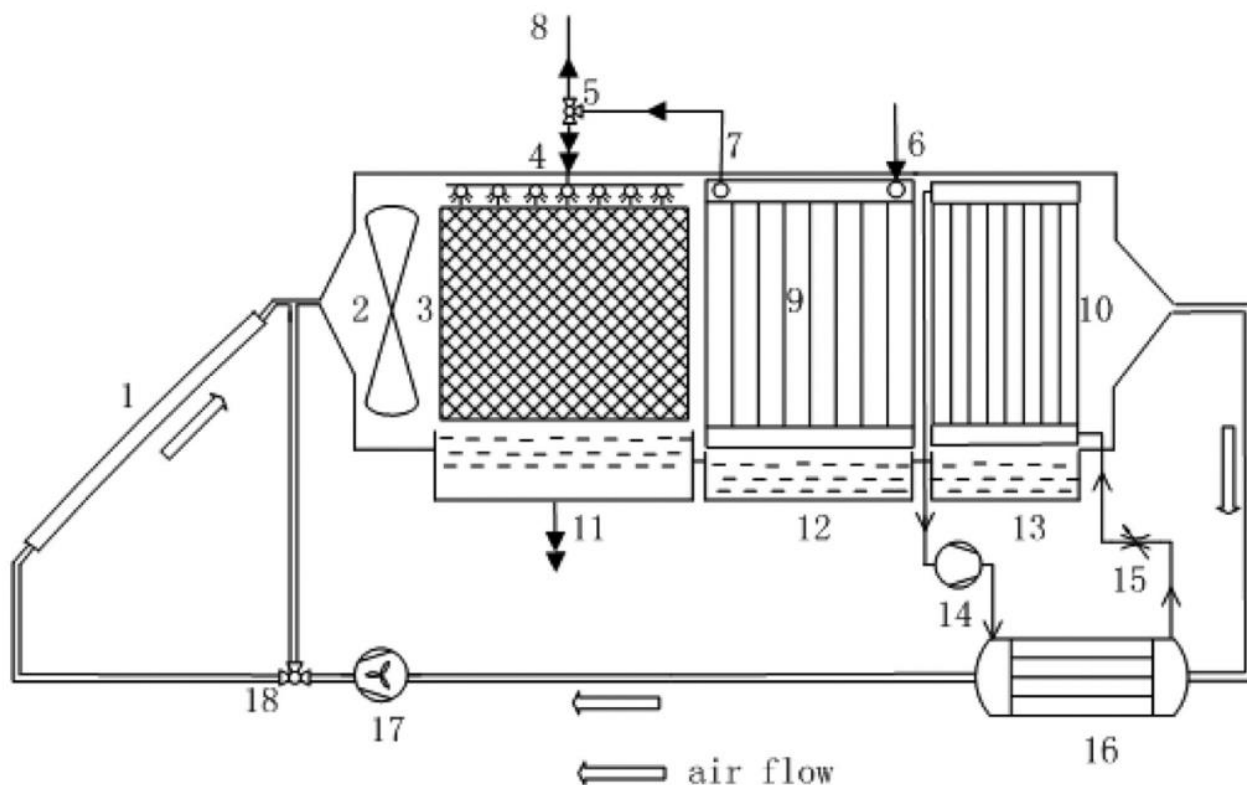


1 - Повітродувка; 2 - Повітронагрівачі; 3 - Зволожувач повітря; 4 - Діафрагмовий вимірювач; 5 - Змішувач повітря; 6 - Випрямляч; 7 - Випарник; 8 - Басейн прісної води; 9 - Холодильна установка; 10 - Паровий котел; 11 - Бак для зберігання прісної води

Рис. 1.15 Принципова схема експериментальної установки.

Система може виробляти свіжу воду та задовольняти необхідні умови теплового комфорту всередині кондиціонованого простору. Вони використовували випарник кондиціонера для конденсації пари у вологому повітрі. Однак їм довелося використовувати паровий котел задля виробництва пари для зволоження повітря. Крім того, три повітронагрівачі використовуються для підігріву припливного навколишнього повітря. Вони роблять всю систему інтенсивною до споживання енергії. Було проведено експериментальне дослідження на основі використання інтегрованого блоку кондиціонування та опріснення [20]. Конденсатор використовувався для нагрівання морської води, а випарник використовувався для охолодження вологого повітря для отримання прісної води. Аналіз продуктивності установки знесолення на новому тепловому насосі з повітряним підігрівом (рис. 1.16)

зволоження і осушення [21].



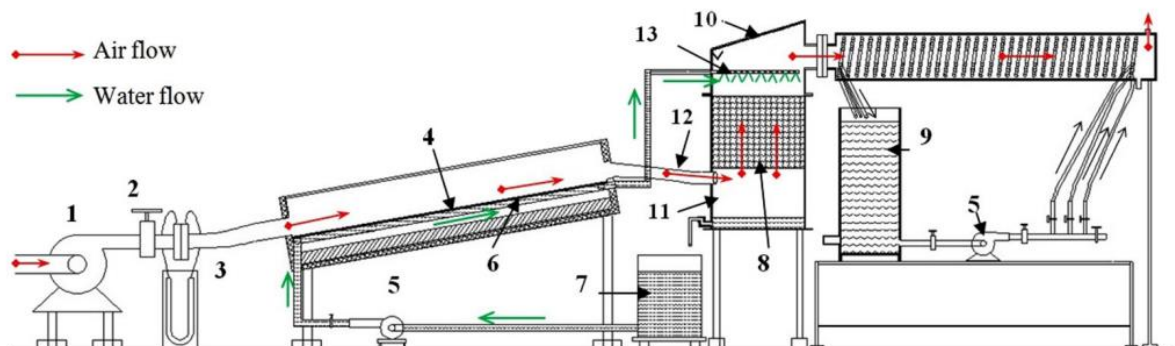
1 - сонячний повітряний колектор; 2 - повітродувка; 3 - альвеолярний зволожувач; 4 - спринклер; 5, 18 - комутатор; 6 - вхід охолоджуючої води попереднього конденсатора; 7 - вихід охолоджуючої води з попереднього конденсатора; 8 - вихід морської води; 9 - попередній конденсатор; 10 - випарний конденсатор; 11 - дренаж; 12, 13 - прісноводна коробочка; 14 - компресор; 15 - дросель; 16 - конденсатор;
17 - вентилятор аерокрила.

Рис. 1.16. Схематичне зображення опріснювальної системи.

Повітря зволожується в зволожувачі, а потім охолоджується в пре-конденсаторі та випарник для отримання прісної води. Повітря нагрівається в конденсаторі теплового насоса та сонячної фотоелектричної установки, а морська вода також попередньо нагріта під час проходження через конденсатор, щоб відновити невелику кількість енергії. Була досліджена продуктивність комбінованої системи осушення із тепловим насосом [22]. Був комбінуваний тепловий насос (ТН) з процесом осушення для вилучення води з атмосферного повітря. Установка також здатна кондиціонувати офісну будівлю. Середня температура навколишнього середовища та відносна

вологість 34 °С та 71% відповідно. Максимальна кількість води зафіксована у вересні (2,23 м³/добу), а найменше – у січні (0,618 м³/добу). Відпрацьоване тепло від конденсатора ніколи не було утилізовано.

Мав місце аналіз продуктивності запропонованих гібридних систем кондиціонування повітря та зволоження-осушення для видобутку води в жарких і сухих кліматичних регіонах [23]. Було розглянуто шість випадків і теоретично досліджена система. Однак у всіх випадках не було використане відведене тепло від конденсатора. Використовувався парогенератор для живлення систем. Інші форми відновлюваної енергії було використано як джерело енергії для HDH системи. Наприклад, оцінка продуктивності та вартості системи опріснення зволоження-осушення з використанням сонячних вакуумованих труб було досліджено для шести різних географічних місць у Саудівській Аравії [24]. У сонячний колектор подвійного призначення (DPSC), який одночасно нагріває воду та повітря(необхідний для процесу дистиляції), було інтегровано систему опріснення осушення-зволоження (рис. 1.17) [25].

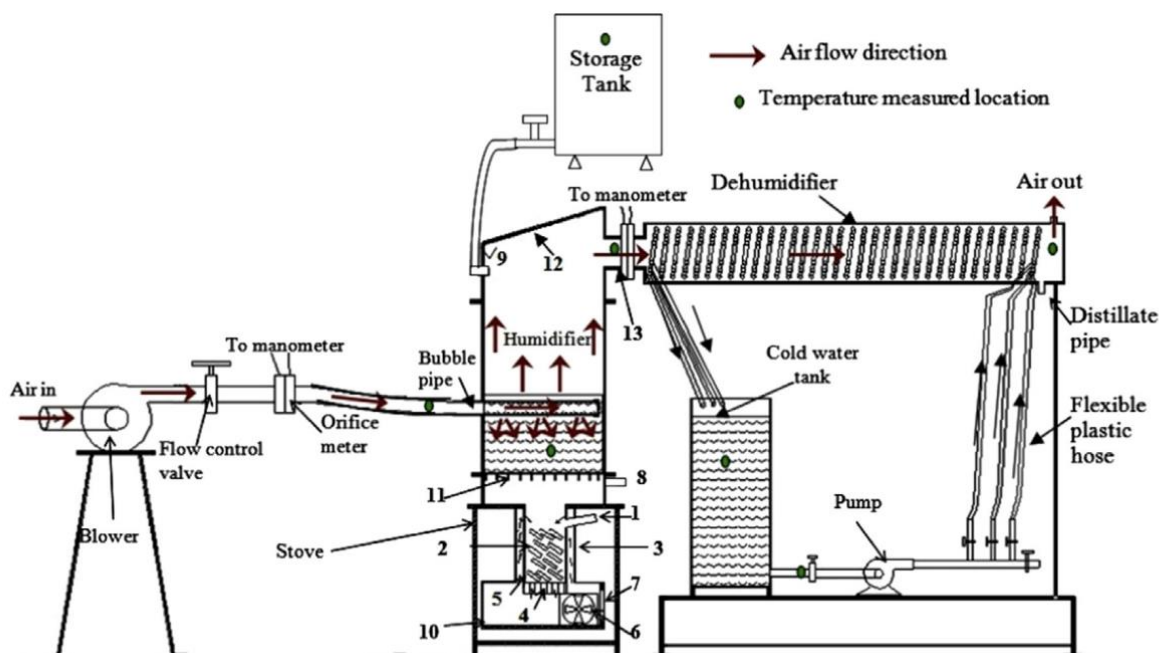


1 - повітродувка, 2 - клапан регулювання потоку, 3 - пристрій отвору, 4 - пластина поглинача, 5 - насос, 6 - пристрій стояка, 7 - резервуар живильної води, 8 - набивний шар, 9 - резервуар охолоджувальної води, 10 - конденсаційна кришка, 11 - камера зволоження, 12 - вхід гарячого повітря, 13 - розпилювач гарячої води.

Рис. 1.17 Принципова схема системи НДН з колектором подвійного призначення.

Також була представлена система опріснення зволоження-осушення сонячної бульбашкової колони(рис. 1.18), і були дослідженні ефект різних форм турбуляторів у сонячному повітрянагрівачі, зволоження води, а також швидкість потоку повітря

[26]. Бульбашкова колона зволоження-осушення працює на енергії біомаси, було досліджено в [27].



1 - Труба подачі палива, 2 - Внутрішній циліндр, 3 - Зовнішній циліндр, 4 - Подача первинного повітря, 5 - Подача вторинного повітря, 6 - Вентилятор, 7 - Дверцята збору золи, 8 - Витяжна труба, 9 - Збірник конденсату, 10 - Камера збору золи, 11 - Ребра, 12 - Верхня кришка, 13 - Зволожувач повітрявідвідна труба.

Рис. 1.18 Схематичний вигляд опріснювача на біомасі з прямою подачею повітря.

1.3 Постановка задачі і програма досліджень

Аналіз літературних джерел показав, що значення GOR для ідеальної HDH системи понад 120 [11]. Величезний розрив між існуючим GOR в літературі, створює потребу в подальших дослідженнях та вдосконалення системи HDH. Одним із недоліків системи HDH є його величезний попит на енергію, що створює великий розрив між його досягнутим поточним значенням GOR і його ідеальним значенням. Також слід відзначити, що у більшості досліджень проведених із системами HDH, система живиться від сонячної енергії. Переривчастість сонячного випромінювання є невід'ємною проблемою для таких систем опріснення що працюють на сонячних батареях, без накопичувачів енергії. У більшості випадків опріснення вимагає

стабільного водопостачання. Як наслідок, рясне відпрацьоване тепло може бути рекуперовано для забезпечення стабільних потреб у прісній воді. Тому пропонована система HDH використовує відпрацьоване тепло від конденсатора теплового насоса як вхідну енергію для нагрівання води або повітря, тоді як випарник теплового насоса забезпечить попереднє охолодження морської води на вході для покращення процес дехуміфікації (конденсації).

Таким чином, в магістерській дисертації вирішуються питання покращення продуктивності системи HDH, особливо вихідний коефіцієнт підсилення (GOR) системи HDH з тепловим насосом. Відповідно, ця робота представляє теоретичне дослідження продуктивності двох макетів системи HDH; а саме цикл нагрівання води та модифікованого повітря - цикл із нагріванням, якому в літературі приділено мало уваги, підключивши їх до теплового насоса як джерела опалення та системи охолодження, з метою покращення GOR системи HDH.

2 РОЗРОБКА СХЕМИ І СИСТЕМИ ЗВОЛОЖЕННЯ-ОСУШЕННЯ ІЗ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

2.1 Представлення схеми та опис

Пропонована система HDH використовує відпрацьоване тепло від конденсатора теплового насоса як вхідну енергію для нагрівання води або повітря, тоді як випарник теплового насосу забезпечить попереднє охолодження морської води на вході для покращення процес дехуміфікації (конденсації).

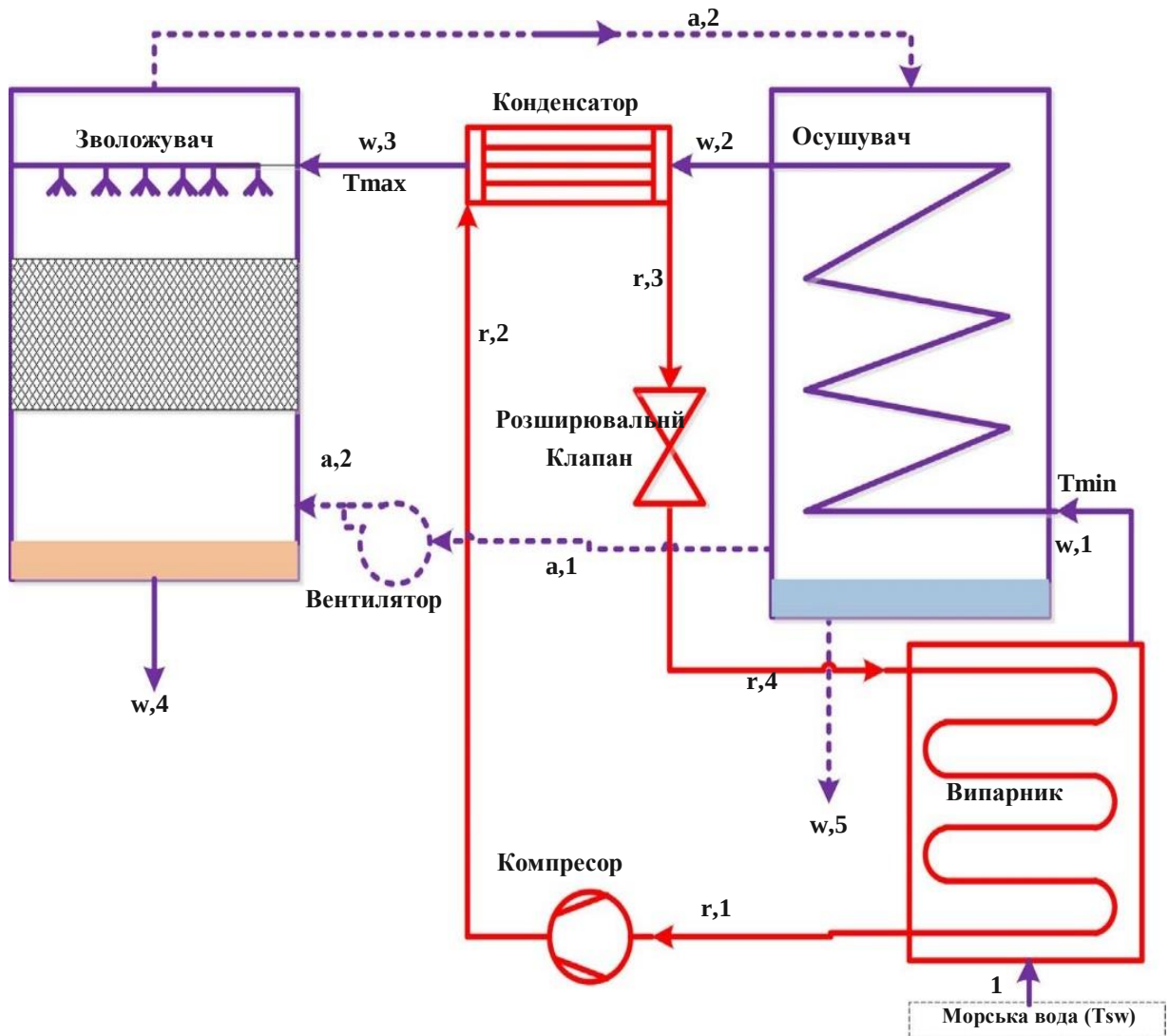


Рис. 2.1 Принципова схема комбінованого циклу HDH з підігрівом морської води.

Запропонована система, зображена на рис. 2.1, складається з двох підсистем, а саме: (I) циклу теплового насоса та (II) системи опріснення (HDH). Система теплового насоса складається з компресора, конденсатора, випарника та розширювального клапана. З іншого боку, система опріснення складається з зволожувача, осушувача,

насосів і вентилятора/повітродувки. Джерелом тепла для процесу опріснення є конденсація пари холодоагенту R134a, аміаку (або будь-яких інших речовин з низькою температурою пароутворення) у конденсаторі теплового насоса.

Комбінована система заснована на використанні двох теплообмінників парокомпресійної системи. Випарник поглинає тепло морської води, що надходить, і знижує її температуру до рівня $w,1$. Це покращує процес конденсації в осушувачі через більшу різницю температур між водою, що надходить в осушувач, і гарячим вологим повітрям, що надходить у стані $a,2$. Крім того, конденсатор системи стиснення пари відводить тепло для подальшого нагрівання морської води, що виходить з осушувача в стані $w,2$, до її максимальної температури в стані $w,3$ перед тим, як її розпилювати в зволожувачі. Введення енергії в комбіновану систему - це в основному механічна робота в компресорі системи стиснення пари.

2.2. Процес опріснення зволоження-осушення

Система HDH, досліджена в цій роботі, включає в себе цикл HDH з підігрівом води, закрите повітря з відкритою водою (CAOW). Для циклу HDH з підігрівом води, показаного на рис. 2.1, морська вода спочатку охолоджується до нижчої температури системи, коли вона проходить через випарник теплового насоса та передає тепло холодоагенту в трубах випарника.

Потім холодна морська вода протікає через труби осушувача, де вона попередньо нагрівається за допомогою конденсаційної пари, що переноситься зволеним повітрям. Потім попередньо нагріта морська вода пропускається через конденсатор теплового насоса, щоб підняти її температуру, задля передачі тепла від стисненого холодоагенту в конденсаторі до морської води поза трубами конденсатора. Нагріта морська вода розбризкується на пакувальний матеріал у зволожувачі. Упакований шар збільшує площу поверхні для ефективного тепло- та масообміну. Частина морської води випаровується в потоці повітря, а залишки морської води викидаються у вигляді розсолу з нижньої частини зволожувача. Повітря, яке циркулює за допомогою вентилятора/повітродувки, надходить у зволожувач у протипотоковому напрямку та крізь пакувальний матеріал, де воно нагрівається та зволожується під час прямого контакту з розпиленою гарячою

морською водою. Нагріте вологе повітря виходить через верхню частину зволожувача до осушувача, де вологе повітря конденсується на зовнішній поверхні теплообмінника з ребристою трубкою. Конденсована прісна вода збирається та вимірюється. Потім холодне повітря випускається з осушувача, щоб розпочати наступний цикл.

2.3. Цикл теплового насоса

Під час циклу теплового насоса рідкий холодоагент, що виходить із розширювального клапана, зазнає фазової зміни у випарнику, де холодоагент випаровується, поглинаючи тепло морської води, що надходить. Потім випарований холодоагент стискається в компресорі. Стиснений холодоагент конденсується в теплообміннику конденсатора, віддаючи своє приховане тепло попередньо нагрітій морській воді, яка виходить з осушувача.

Конденсований холодоагент розширюється через розширювальний клапан і повертається у випарник теплового насоса для завершення циклу. Принципова діаграма цикліу показана на рис. 2.1.

2.4. Система HDH із підігрівом повітря

Як аналог вищеприведеній схемі наводиться схожа система, у основі якої лежить підігрів модифікованого повітря, замість підігріву морської води (рис. 2.2).

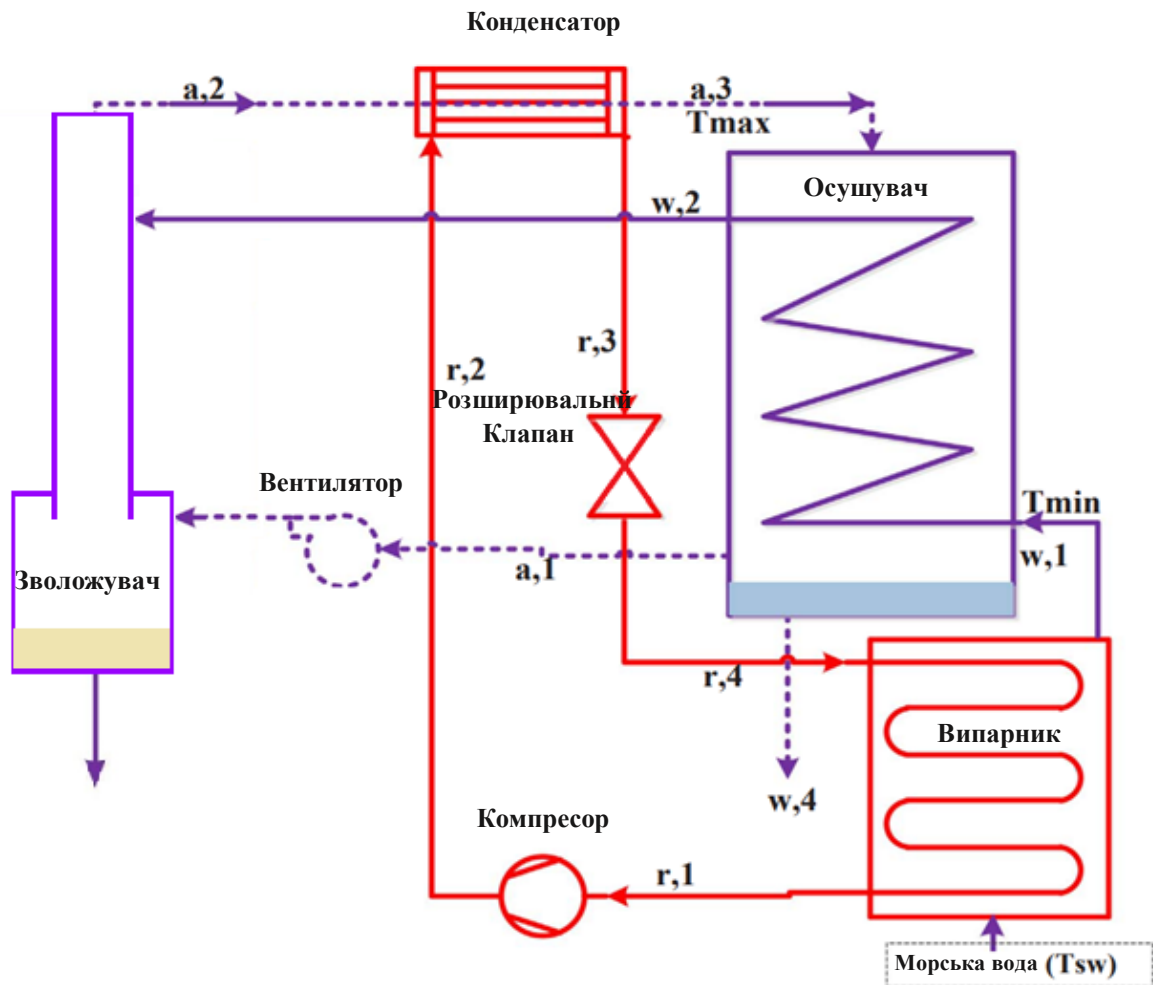


Рис. 2.2 Принципова схема комбінованого циклу HDH з модифікованим повітряним підігрівом.

Модифікований цикл з нагріванням повітря, показаний на рис. 2.2, відрізняється від циклу з підігрівом води, оскільки тепло, відведене в конденсаторі, не нагріває морську воду. Натомість відпрацьоване тепло конденсатора використовується для нагріву повітря, що виходить із зволожувача, до максимальної температури системи в стані $a,3$. Таким чином, в осушувачі відбувається ефективна конденсація вологого повітря, що забезпечує максимальну різницю температур між вологим повітрям і холодною морською водою. Крім того, морська вода нагрівається до більш високої температури, покидає осушувач, і направляється до зволожувача для попереднього

нагрівання повітря, що забезпечує ефективний процес зволоження. Ця система є термодинамічно кращою з точки зору вищого GOR порівняно з системою з водяним нагріванням.

2.5 Розробка математичної моделі

Щоб проаналізувати вищепредставлені цикли зволоження-осушення та провести розрахунки ефективності враховуємо справедливими декілька припущень:

1) Нехтуємо втратами в навколишнє середовище;

2) Потужність насоса та вентилятора незначна порівняно із потужністю компресора;

3) Система працює в стаціонарному режимі;

Складемо модель, що базується на термодинамічному аналізі, та складемо масові та енергетичні баланси для кожного елемента системи.

1. Зволожувач

Баланс маси та енергії виражено у наступному рівнянні:

$$\dot{m}_{w,3} = \dot{m}_a (\omega_{a,2} - \omega_{a,1}) + \dot{m}_b; \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_w h_{w,3} - \dot{m}_b h_{w,4} = \dot{m}_a (h_{a,2} - h_{a,1}). \quad (2.2)$$

де $\dot{m}_w$ та $\dot{m}_a$ - масова витрата води та повітря відповідно, кг/с ;

h_w та h_a – ентальпія води та повітря відповідно, кДж/кг;

$\omega_{a,2}$ та $\omega_{a,1}$ – коефіцієнти вологості.

Зазначимо, що:

$$\dot{m}_{w,4} = \dot{m}_b; \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{s,w} = \dot{m}_{w,1} = \dot{m}_{w,2} = \dot{m}_{w,3} = \dot{m}_w. \quad (2.4)$$

2. Осушувач

Масовий та енергетичні баланси для осушувача виражаються як:

$$\dot{m}_{fw} = \dot{m}_{w,5} = \dot{m}_a (\omega_{a,2} - \omega_{a,3}); \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_w (h_{w,1} - h_{w,2}) = \dot{m}_{fw} h_{w,5} + \dot{m}_a (h_{a,3} - h_{a,2}). \quad (2.6)$$

3. Випарник

Представимо масовий та енергетичний баланси для випарника як:

$$\dot{m}_{1,r} = \dot{m}_{2,r} = \dot{m}_{3,r} = \dot{m}_{4,r} = \dot{m}_r; \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_{r,1} - h_{r,4}) = \dot{m}_w (h_{\text{sw}} - h_{w,1}). \quad (2.8)$$

де $\dot{m}_r$ – масова витрата холодоагенту у випарнику, кг/с;

h_r – ентальпія холодоагенту у випарнику, кДж/кг;

Q_{evap} – показник тепловіддачі випарника, кВт.

4. Компресор

Потужність компресора виразимо наступним рівнянням:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_r (h_{r,2} - h_{r,1}) \quad (2.9)$$

де $\dot{W}_{\text{comp}}$ – електрична потужність компресора, кВт.

5. Конденсатор

Для вираження відводу теплоти конденсатором запишемо наступне рівняння:

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_r (h_{r,2} - h_{r,3}) = \dot{m}_w (h_{w,3} - h_{w,2}) \quad (2.10)$$

де Q_{cond} – потік теплоти, що відводиться конденсатором, кВт.

У системи з модифікованим підігрівом повітря рівняння виглядає так:

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_r (h_{r,2} - h_{r,3}) = \dot{m}_a (h_{3a} - h_{2a}) \quad (2.11)$$

6. Розширювальний клапан

Розширювальний клапан – пристрій постійної ентальпії. Баланс енергії виразимо як:

$$h_{r,4} = h_{r,3} \quad (2.12)$$

Ефективність зволожувача визначається як відношення фактичної зміни ентальпії потоку (Δh) до максимально можливої зміни ентальпії (Δh_{max}) і може бути виражена як [29-32]:

$$\varepsilon_H = \frac{h_{a,\text{out}} - h_{a,\text{in}}}{h_{a,\text{out,ideal}} - h_{a,\text{in}}}, \frac{h_{w,\text{in}} - h_{w,\text{out}}}{h_{w,\text{in}} - h_{w,\text{out,ideal}}} \quad (2.13)$$

Подібним шляхом визначаємо ефективність осушувача

$$\varepsilon_d = \frac{h_{a,in}-h_{a,out}}{h_{a,in}-h_{a,out,ideal}} \cdot \frac{h_{w,out}-h_{w,in}}{h_{w,out,ideal}-h_{w,in}} \quad (2.14)$$

Де ε_h та ε_d ефективність зволожувача та осушувача відповідно;

$h_{a,in}$ та $h_{w,in}$ – ентальпія повітря та води на вході відповідно, кДж/кг;

$h_{a,out}$ та $h_{w,out}$ – ентальпія повітря та води на виході відповідно, кДж/кг;

$h_{a,out,ideal}$ – ідеальна ентальпія повітря на виході, розраховується при умовах коли вихідне повітря повністю насичене при температурі води на виході, кДж/кг;

$h_{w,out,ideal}$ – ідеальна ентальпія води на виході, розраховується при умовах коли температура води дорівнює температурі повітря на виході за сухим термометром, кДж/кг.

Наступним кроком розглянемо показники ефективності системи.

Коефіцієнт продуктивності системи визначається показником GOR – вихідний коефіцієнт посилення. Це найважливіший показник системи HDH, він визначається як відношення прихованої теплоти випаровування виробленого дистилляту до загальної енергії, що надходить до системи. Таким чином, вираження показника GOR виглядає так:

$$GOR = \frac{m_{fw}h_{fg}}{E_{in}} \quad (2.15)$$

де m_{fw} – масова витрата дистилляту, кг/с;

h_{fg} – прихована теплота випаровування, кДж/кг;

E_{in} – загальна енергія що надходить до системи, кВт.

Для вищезображеної системи також буде справедливе таке вираження показника:

$$GOR = \frac{m_{fw}h_{fg}}{W_{in}} \quad (2.16)$$

де W_{comp} – електрична потужність компресора, кВт.

Питома витрата роботи. Цей показник відображає кількість електричної енергії яка витрачається для виробництва одного кілограма прісної води, вимірюється у кДж, і може бути виражена як[33]:

$$SW = \frac{W_{comp}}{m_{fw}} \quad (2.17)$$

де m_{fw} – масова витрата дистилляту, кг/с;

W_{comp} – електрична потужність компресора, кВт;

SW – показник питомої витрати роботи, кВт/(кг/с).

GOR наведеної схеми можна виразити через питому витрату роботи таким чином:

$$GOR = \frac{h_{fg}}{SW} \quad (2.18)$$

Коефіцієнт відновлення(RR) – ще один важливий показник ефективності системи зволоження-осушення, він визначається як відношення масової витрати потоку прісної води до масової витрати потоку морської води:

$$RR = \frac{m_{fw}}{m_{sw}} \times 100 \quad (2.19)$$

де RR – коефіцієнт відновлення, %;

m_{fw} та m_{sw} – масові витрати прісної та морської води відповідно, кг/с.

У системі має місце коефіцієнт масової витрати, він визначається як відношення масової витрати морської води до масової витрати циркулюючого сухого повітря в циклі, і може бути виражений як:

$$MR = \frac{m_{sw}}{m_a} \quad (2.20)$$

де MR – коефіцієнт масової витрати;

m_a – масова витрата циркулюючого сухого повітря, кг/с.

Висновки за розділом 2

У даному розділі була представлена схема зволоження-осушення повітря із тепловим насосом. Було представлено 2 зразка, із модифікованим підігрівом повітря та підігрівом води. Був описаний принцип роботи схеми, представлена математична модель, що включає до себе балансові рівняння елементів системи, та показники ефективності системи.

3 РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ СИСТЕМИ НА ЇЇ ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ

3.1 Вплив параметрів роботи системи на GOR

Були проведені розрахунки показників системи, графічно зображені їх результати. Проведено аналіз параметрів та як вони впливають на показники ефективності.

Введемо наступні припущення: тиск конденсації (високий тиск), який є тиском, під яким холодоагент перетворюється з пари на рідину, вважається рівним 1378 кПа, тоді як (низький тиск) випаровування, тобто тиск, при якому фаза холодоагенту перетворюється з рідини на пару, вважається рівним 240 кПа. Припускається, що відносна вологість, ефективність зволожувача, ефективність осушувача та масова витрата холодоагенту становлять 100%, 80%, 80% і 0,05 кг/с відповідно. Використовується холодоагент R-134a. Використання властивостей чистої води замість властивостей морської води суттєво не впливає на продуктивність циклу HDH [34]. На рисунках (а) зображені дані для циклу із підігрівом води, на рисунках (b) для циклу із підігрівом модифікованого повітря. Вплив параметрів системи зображений на рис. 3.1–3.12.

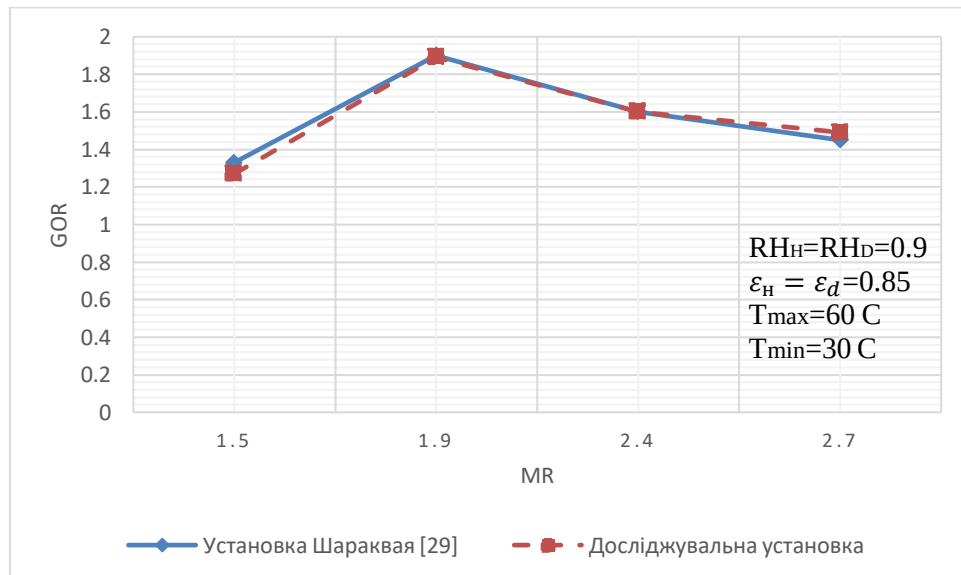


Рис. 3.1а Залежність коефіцієнта масової витрати від GOR

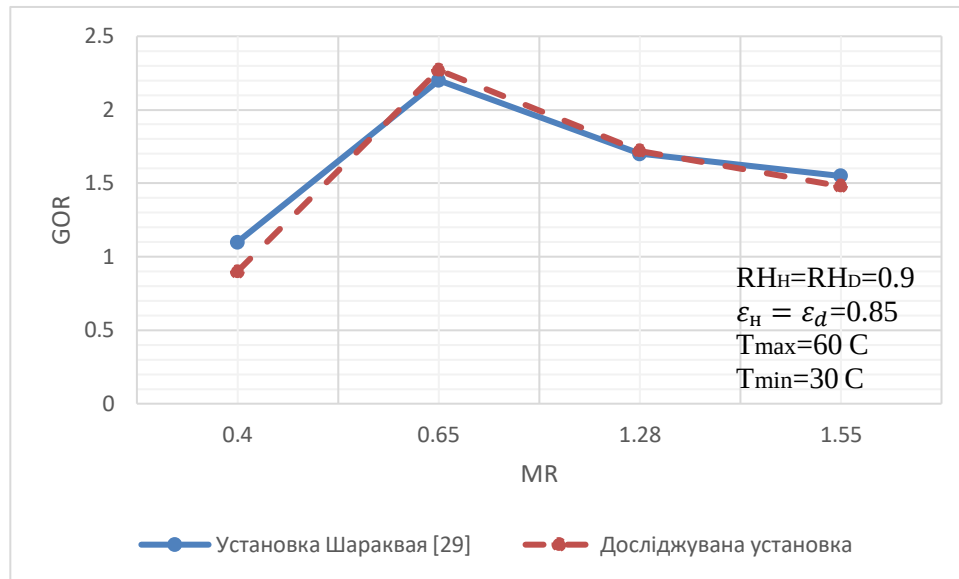


Рис. 3.16 Залежність коефіцієнта масової витрати від GOR

Одним з основних показників продуктивності системи HDH є коефіцієнт посилення на виході (GOR). Поліпшення GOR є внеском в індустріалізацію системи та в академічну літературу. На рис. 3.2(a) і (b) показано вплив коефіцієнта масової витрати (MR) на GOR при різних витратах живильної води як для циклів з нагріванням водою, так і з нагріванням модифікованого повітря. Співвідношення масової витрати вказує правильну кількість води, яку потрібно подати в зволожувачі, щоб повітря зволожувалося до рівня, необхідного відповідно до ефективності зволожувача [29].

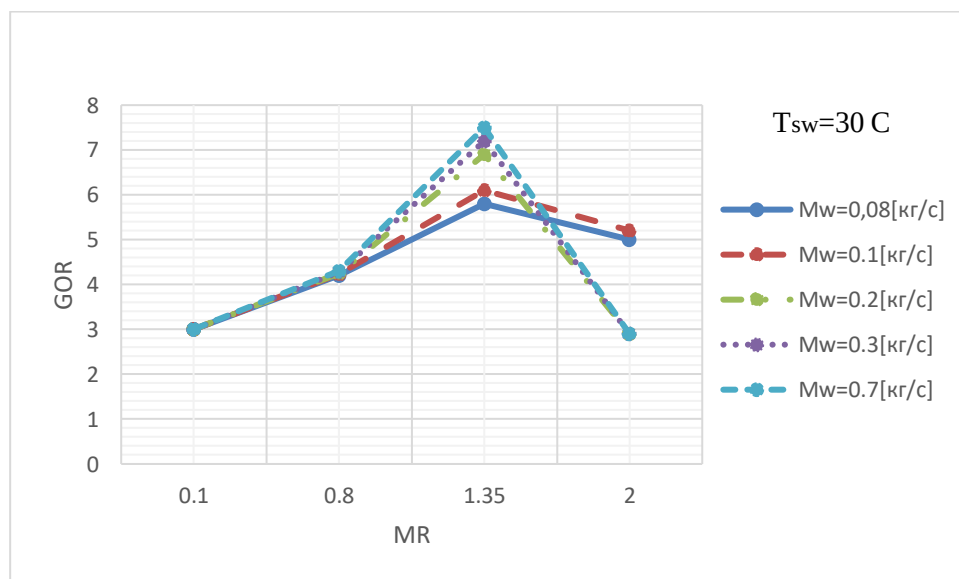


Рис. 3.2a Вплив коефіцієнта масової витрати на GOR

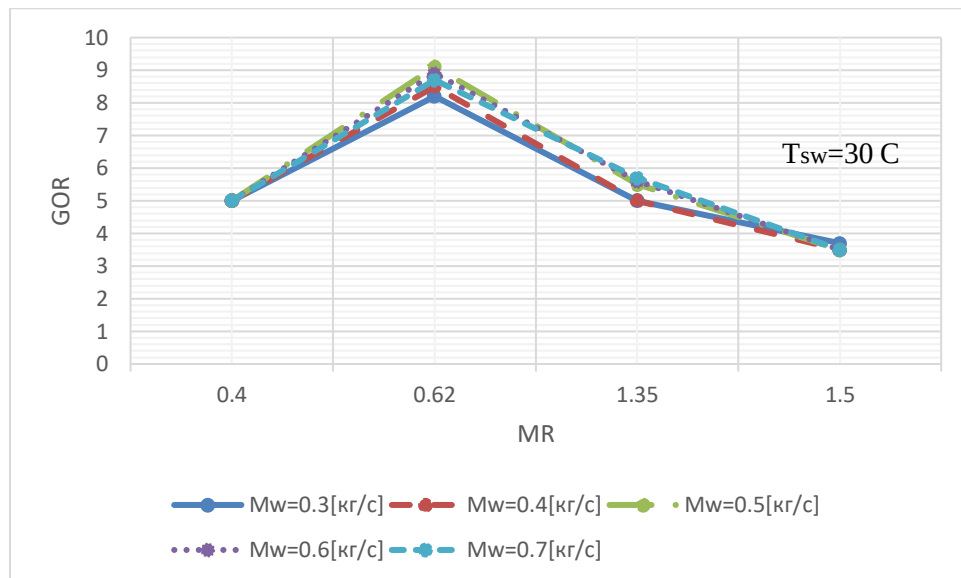


Рис. 3.2б Вплив коефіцієнта масової витрати на GOR

Як видно з обох малюнків, збільшення MR призводить до підвищення GOR системи до її максимального значення, а потім зменшення з подальшим збільшенням MR для фіксованої швидкості потоку живильної води. Зменшення GOR при збільшенні MR може бути пов'язане з затопленням системи, спричиненим надлишковою подачею води при недостатній подачі повітря, і навпаки. Пікове значення GOR означає оптимальну швидкість потоку циркулюючого повітря та живильної води.

Також можна спостерігати, що більші витрати живильної води дають більші значення GOR через більшу випаровуваність води, що призводить до вищої продуктивності та, як наслідок, вищого GOR. При оптимальному MR вплив витрати живильної води є більш вираженим для циклу з підігрівом води порівняно з модифікованим циклом з підігрівом повітря, де вплив витрати живильної води не є значущим. Слід відмітити, що оптимальний MR на рис. 3.2а трохи зміщується вліво за рахунок збільшення швидкості потоку живильної води. Це відбувається тому, що при вищій швидкості потоку води потрібен більший потік повітря, щоб додаткова кількість водяної пари поглиналась для наближення до стану насичення. Таким чином, оптимальне значення MR зменшується. Наприклад, при швидкості потоку води 0,1 кг/с і оптимальному $MR = 1,4$ швидкість потоку повітря становить 0,071 кг/с; однак це значення збільшується до 0,23 кг/с для швидкості потоку води 0,3 кг/с при оптимальному значенні MR 1,3. Модифікований цикл з нагріванням повітря демонструє

вище пікове значення GOR через те, що для нагріву зволоженого повітря потрібна менша кількість енергії порівняно з нагріванням води для циклу з підігрівом води. Загальновідомо, що вологе повітря нагрівається краще, що також призводить до підвищення температури живильної води попереднього підігріву в осушувачі, що призводить до зменшення загальної енергії, необхідної для виробництва тієї ж кількості конденсату, тим самим збільшуючи GOR системи. Порівняння між циклом нагрівання водою та модифікованим повітрям можна провести за швидкості потоку живильної води 0,3 кг/с, де ми спостерігали GOR 7,426 при оптимальному MR 1,3 та GOR 8,463 при MR 0,63 для циклів із підігрівом води та модифікованого повітря відповідно.

Можна також помітити, що залежно від значення MR, більш високе значення GOR може бути досягнуто як для системи з водяним нагріванням, так і для модифікованої системи з підігрівом повітря. Наприклад, при значенні MR 1,5 і m_w 0,7 кг/с був досягнутий GOR 5,147 і 3,351 для циклів з нагріванням водою або модифікованим повітрям, відповідно, тоді як при значенні MR 0,4 і m_w 0,7 кг/с, був досягнутий GOR 3,535 і 4,798 для циклів з підігрівом водою або модифікованим циклом з підігрівом повітря відповідно. На рис. 3.2(a) і (b) також можна помітити, що цикл з нагріванням повітря має нижчий оптимальний коефіцієнт масової витрати порівняно з циклом з нагріванням водою. Це пов'язано зі значно більшою об'ємною швидкістю потоку повітря в циклі з нагріванням повітря, порівняно з циклом з нагріванням водяни. Більші витрати повітря означають нижчий MR, а отже, нижчий оптимальний MR.

Вплив температури морської води на GOR при різних масових співвідношеннях зображено на рис. 3.3(a) і (b) як для циклів з підігрівом води, так і для модифікованого циклу з підігрівом повітря. Як спостерігалось, підвищення температури морської води підвищує газовий фактор системи.

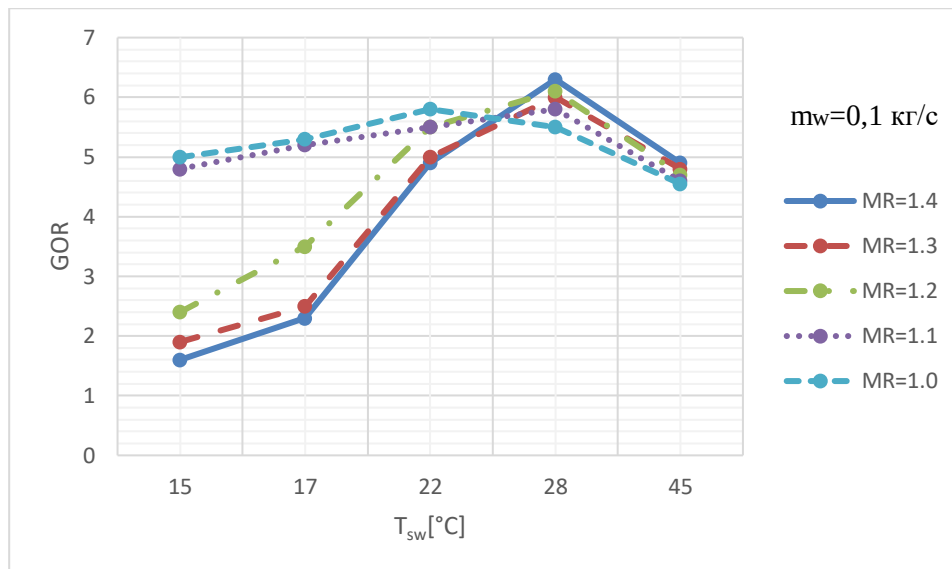


Рис. 3.3а Вплив температури морської води що подається на GOR

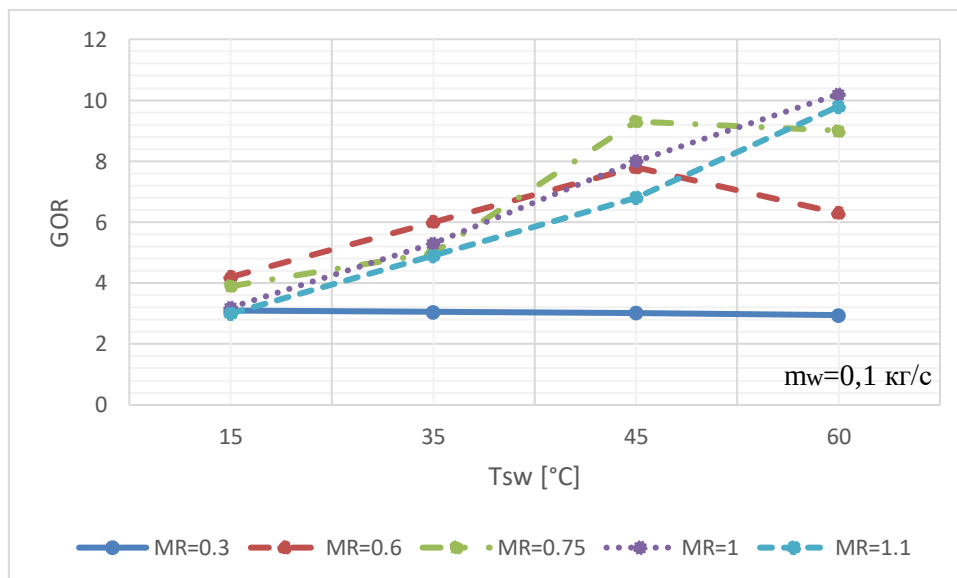


Рис. 3.3а Вплив температури морської води що подається на GOR

На рис. 3.4(a) і (b) показано вплив ефективності зволожувача та осушувача на GOR. Спостерігається зростання газового фактора зі збільшенням як ефективності зволожувача, так і ефективності осушувача.

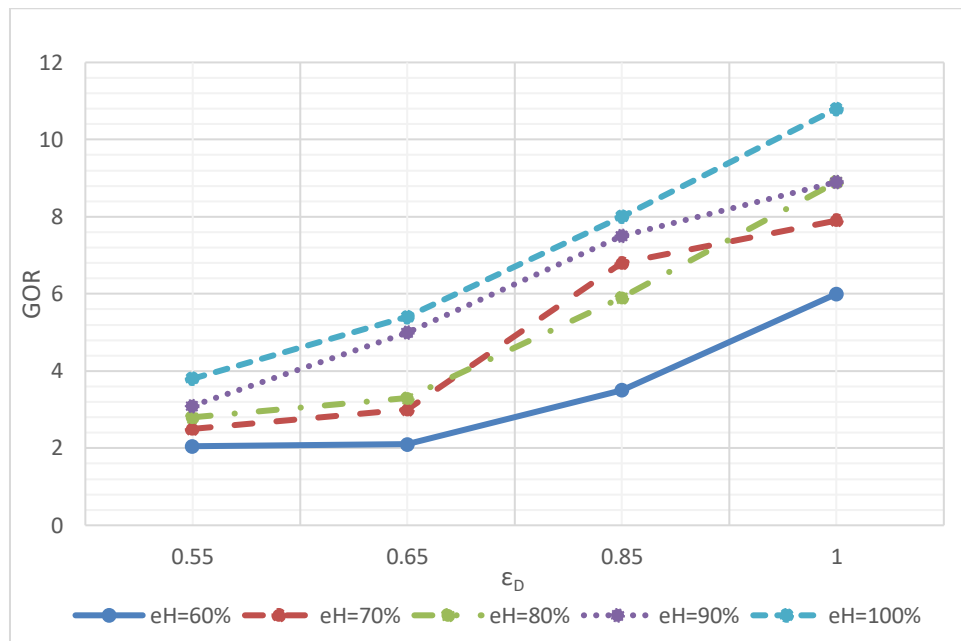


Рис. 3.4а Вплив ефективності інших компонентів системи на GOR

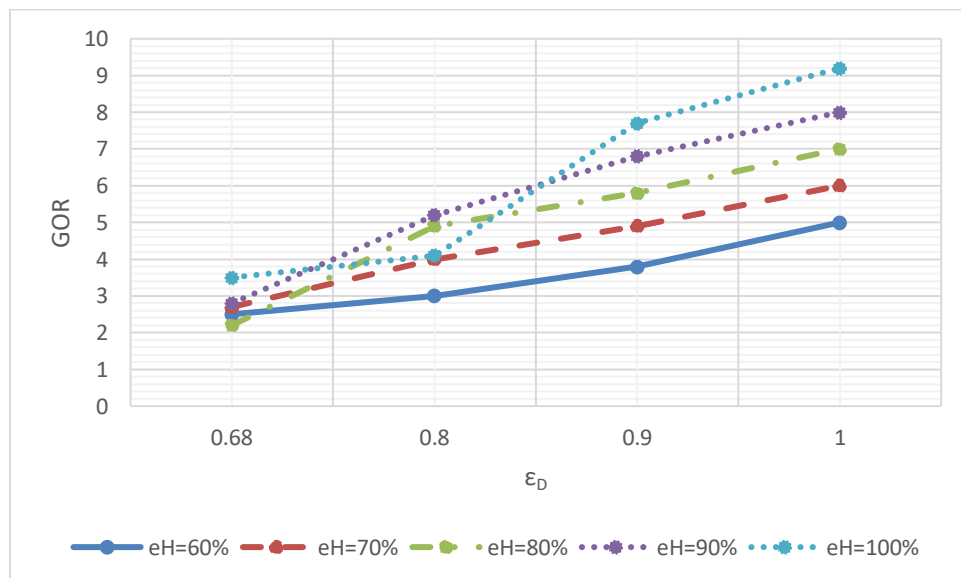


Рис. 3.4б Вплив ефективності інших компонентів системи на GOR

Помічено, що вплив ефективності компонентів на GOR є більшим при вищих значеннях ефективності та нижчим при нижчих значеннях ефективності. Ефективність осушувача має більший вплив на GOR у порівнянні з ефективністю зволожувача, що відповідає попереднім спостереженням у літературі [28]. Наприклад, для циклу з підігрівом води, при ефективності осушувача 60%, збільшення ефективності зволожувача від 60 до 100% покращує GOR приблизно на 50,3%, тоді як при ефективності зволожувача 60%, підвищення ефективності осушувача від 60 до 100%

покращує GOR приблизно на 128%. Висока ефективність як зволожувача, так і осушувача суттєво підвищує GOR. Однак для високої ефективності потрібні великі площі, отже; очікується, що початкова вартість системи буде високою.

3.2 Аналіз впливу коефіцієнта масової витрати на ефективність системи при різних параметрах

Вплив коефіцієнта масової витрати (MR) при різних витратах живильної води на вищу температуру системи представлено на рис. 3.5(a) і (b). Для циклу з підігрівом води оптимальна вища температура системи спостерігається при однаковому MR ($MR = 1,4$) для всіх витрат живильної води. У випадку модифікованого циклу із підігрівом повітря спостерігається значне підвищення вищої температури системи зі збільшенням MR, оскільки зволожене повітря легше нагріти порівняно з водою, через його низьку питому теплоємність.

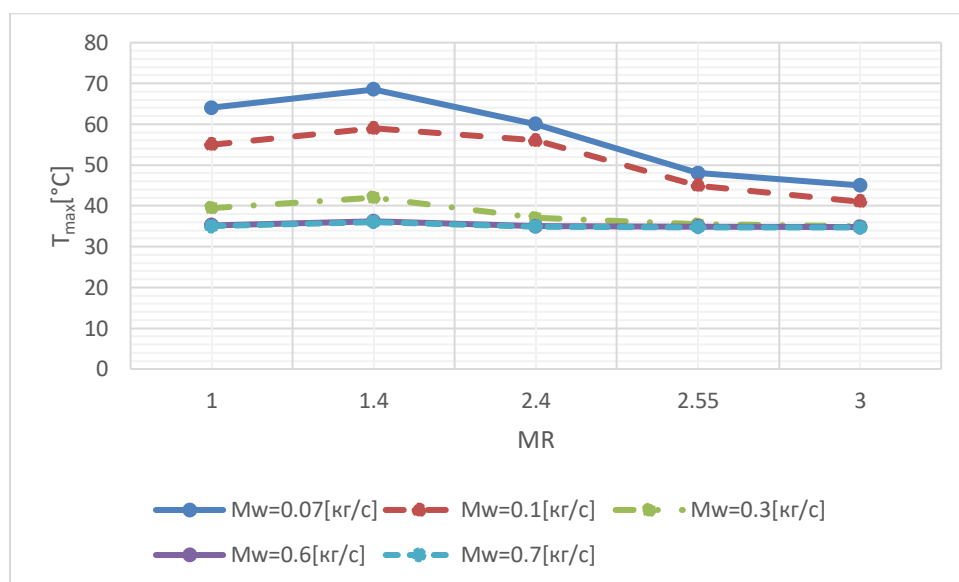


Рис. 3.5а Вплив коефіцієнта масової витрати на вищу температуру системи

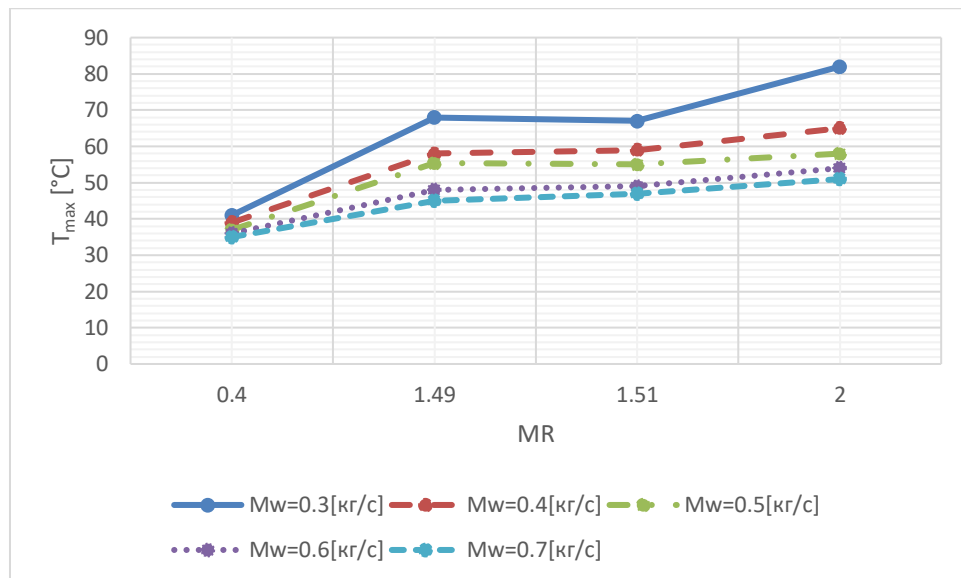


Рис. 3.5б Вплив коефіцієнта масової витрати на вищу температуру системи

Також можна помітити, що при більшій швидкості потоку живильної води вплив MR на вищу температуру є меншим порівняно з меншою швидкістю потоку живильної води для обох циклів. У всіх випадках зменшення витрати живильної води призводить до підвищення вищих температур. Це пов'язано зі збільшенням часу перебування води в конденсаторі, що дозволяє більше обмінюватися теплом для підвищення вищої температури системи.

На рис. 3.6(a) і (b) показано вплив коефіцієнта масової витрати при різних швидкостях потоку живильної води на нижчу температуру системи (морська вода).

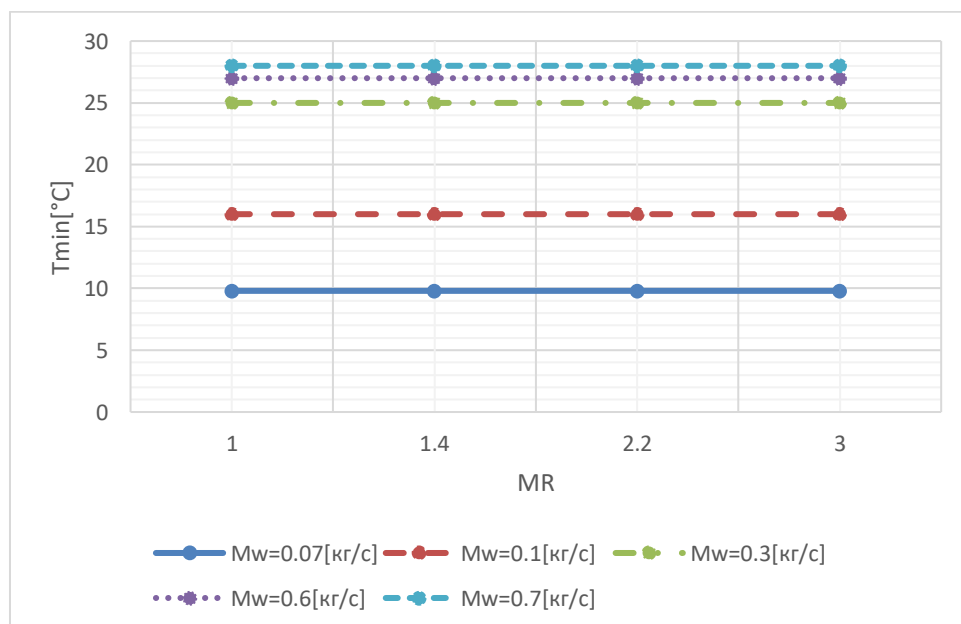


Рис. 3.6а Вплив коефіцієнта масової витрати на нижчу температуру системи

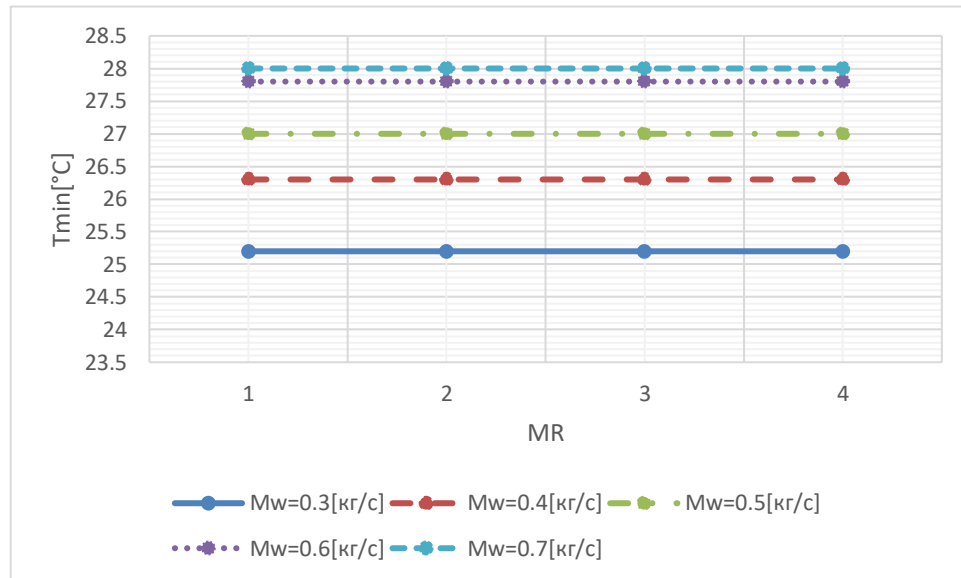


Рис. 3.6б Вплив коефіцієнта масової витрати на нижчу температуру системи

Помічено, що вплив MR на нижчу температуру системи (температура морської води, що виходить із випарника в осушувач), є незначним, оскільки випарник теплового насоса є незалежним компонентом від циклу HDH. Проте швидкість потоку морської води значно впливає на нижчу температуру системи, особливо при меншій швидкості потоку води. Спостерігається, що нижча температура системи є найнижчою при низькій швидкості потоку живильної води, оскільки низька швидкість потоку живильної води означає більший час перебування у теплообміннику, що забезпечує кращий обмін теплом у випарнику.

Вплив ефективності зволожувача та осушувача повітря на вищу температуру системи представлено на рис. 3.7(a) та (b).

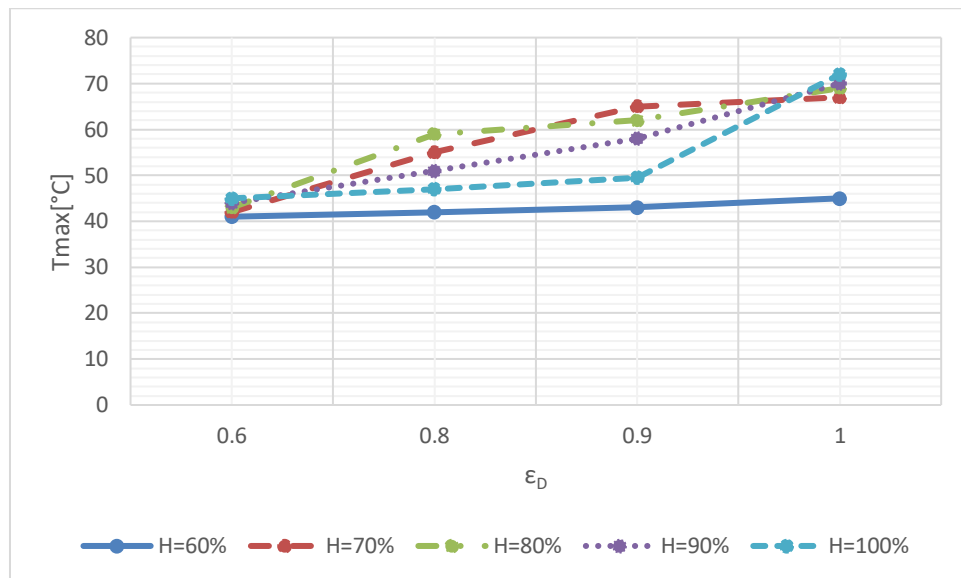


Рис. 3.7а Вплив ефективності інших компонентів системи на вищу температуру системи

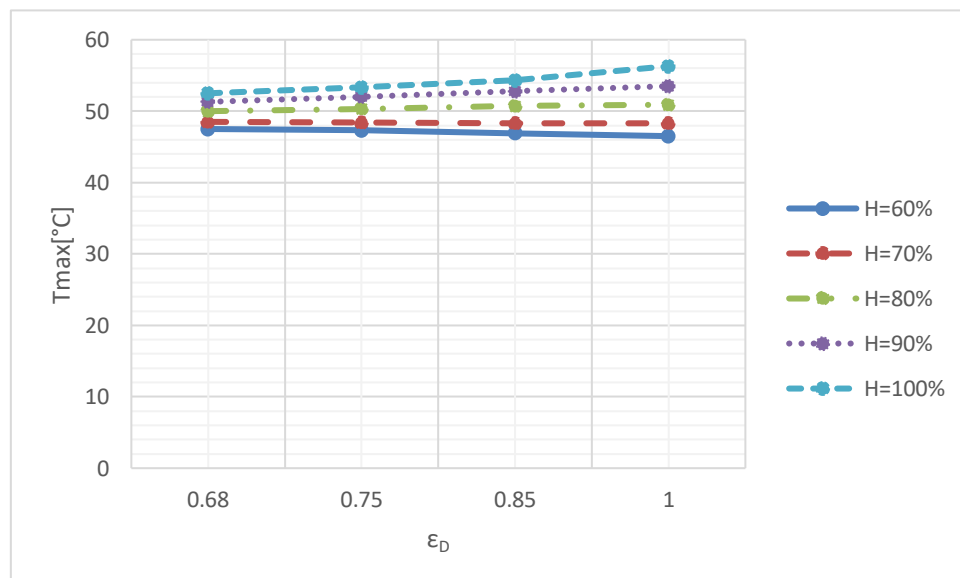


Рис. 3.7б Вплив ефективності інших компонентів системи на вищу температуру системи

Вища ефективність як зволожувача, так і осушувача сприяла більшій вищій температурі системи як для циклу із підігрівом води, так і для модифікованого циклу із нагрівом повітря, оскільки вища ефективність компонентів призведе до кращого теплообміну.

Підвищення ефективності обох компонентів забезпечує більш високу температуру зволоженого повітря в зволожувачі та конденсацію води, що

випаровується в осушувачі, що покращує температуру попереднього нагрівання та, як наслідок, вищу температуру системи. Однак вплив ефективності зволожувача та осушувача на нижчу температуру системи свідчить про незалежність нижчої температури системи від ефективності як зволожувача, так і осушувача для модифікованого повітряного та водяного циклів.

Ще один параметр, який відіграє важливу роль при оцінюванні продуктивності системи HDH – це коефіцієнт відновлення (RR), який визначається як відношення швидкості потоку виробленої прісної води до швидкості потоку морської води. На рис. 3.8(a) і (b) представлено вплив MR і температури вхідної води на коефіцієнт відновлення як для водяного циклу, так і для модифікованого циклу з підігрівом повітря.

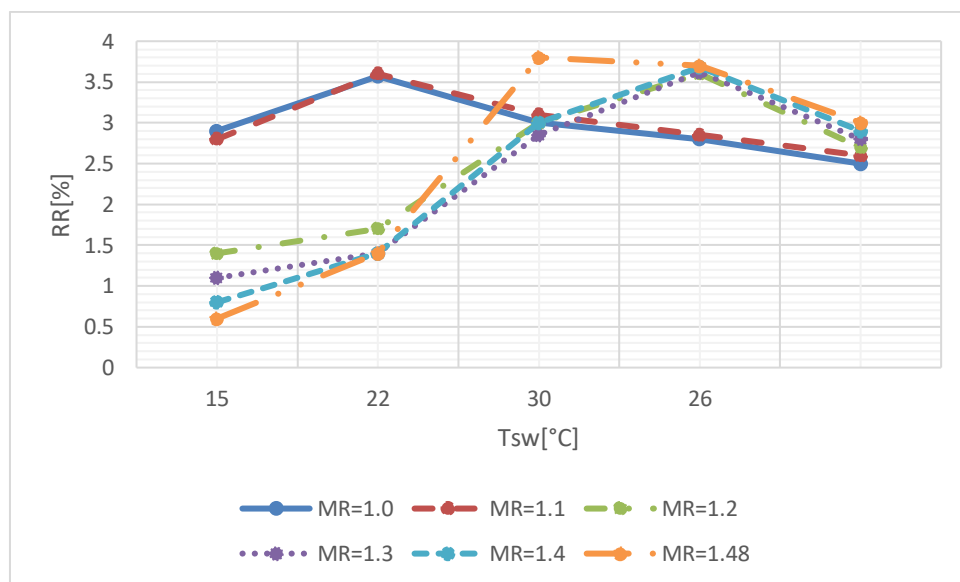


Рис. 3.8a Вплив температури морської води що подається на коефіцієнт відновлення

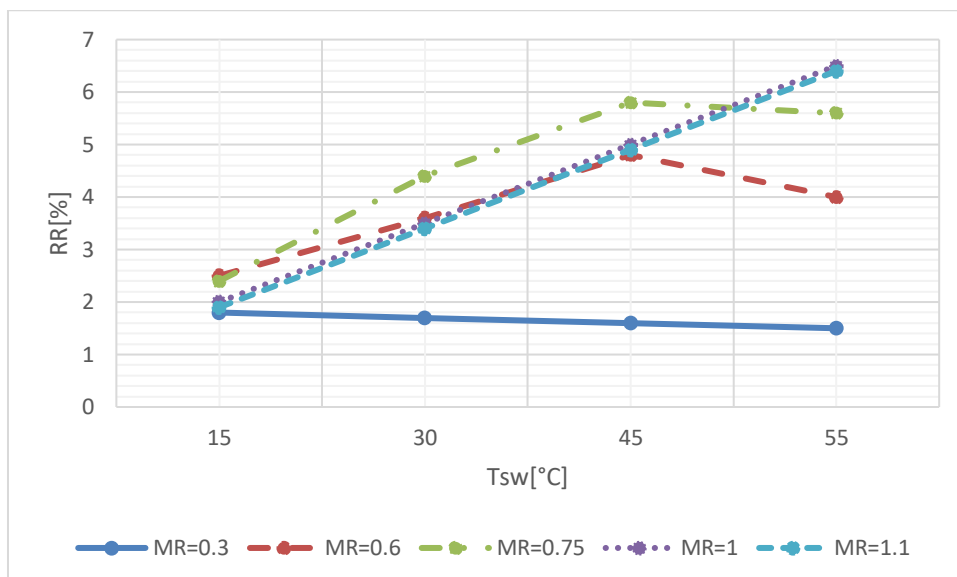


Рис. 3.8б Вплив температури морської води що подається на коефіцієнт відновлення

RR збільшується зі збільшенням температури морської води, тому що висока температура морської води, що подається, призведе до підвищення вищої температури системи, що забезпечить краще випаровування для процесу зволоження, а це призведе до збільшення кількості дистилату та, як наслідок, до більш високого RR.

Однак існує піковий коефіцієнт відновлення, при якому подальше підвищення температури морської води зменшує коефіцієнт RR. Піковий RR дозволяє отримати оптимальний MR для певного погодного сезону. Наприклад, взимку, коли погодна температура значно нижче 20 °C, MR 1,0 або менше може використовуватися відповідно до рис. 3.8а.

3.3 Залежність коефіцієнта масової витрати холодоагенту від параметрів системи

Швидкість потоку холодоагенту може суттєво вплинути на відведене тепло в конденсатор. Сукупний вплив швидкості потоку холодоагенту та температури морської води на коефіцієнт GOR представлено на рис. 3.9(a) і (b).

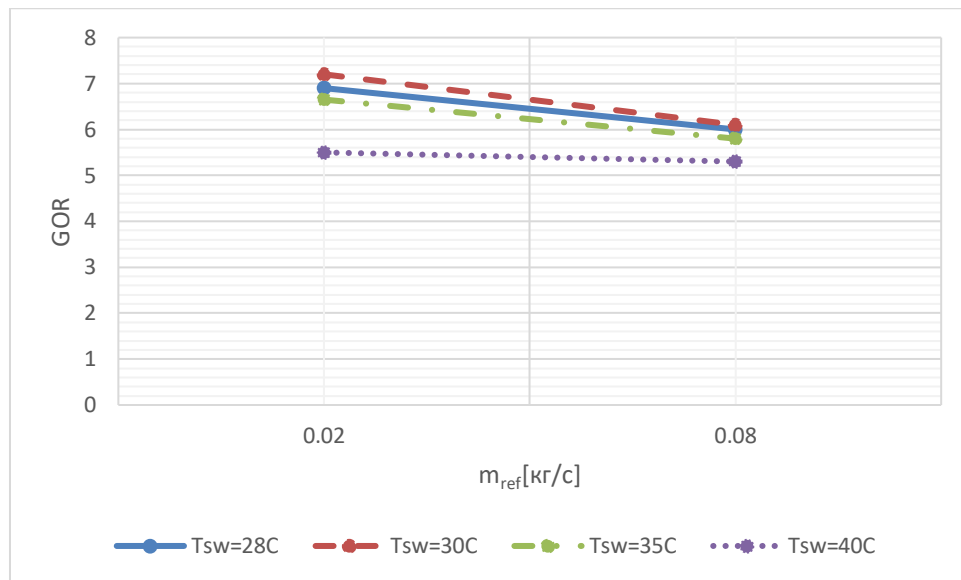


Рис. 3.9а Залежність коефіцієнта витрати холодоагенту від GOR

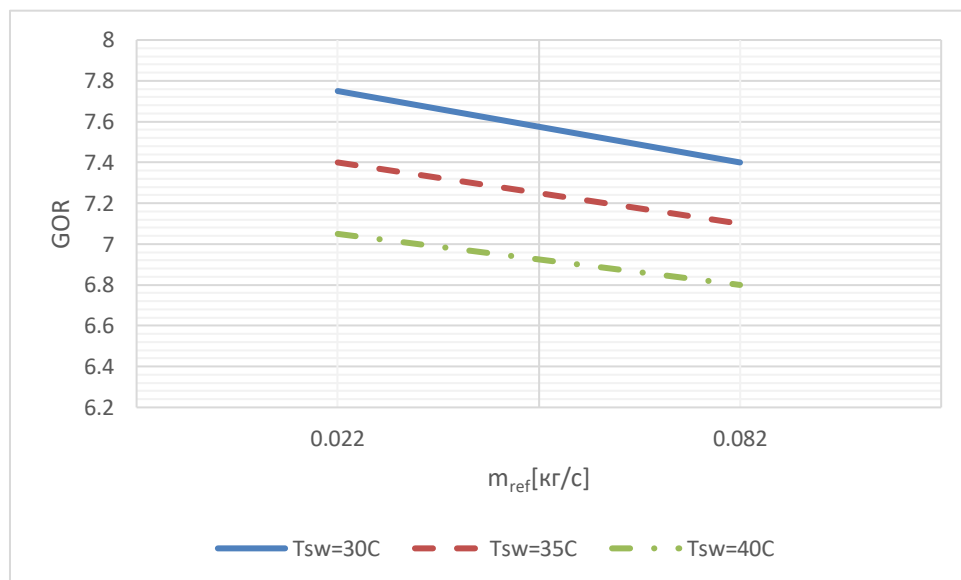


Рис. 3.9б Залежність коефіцієнта витрати холодоагенту від GOR

Збільшення швидкості потоку холодоагенту зменшує газовий фактор системи через збільшення споживання електроенергії компресором. На графіку також видно оптимальну температуру морської води (30°C) для роботи системи. Крім того, зниження температури морської води підвищує газовий фактор системи, оскільки у випарнику буде потрібно менше енергії для досягнення необхідної нижчої температури системи.

На рис. 3.10(a) і (b) показано вплив швидкості потоку холодоагенту та температури морської води на роботу системи (кДж/кг).

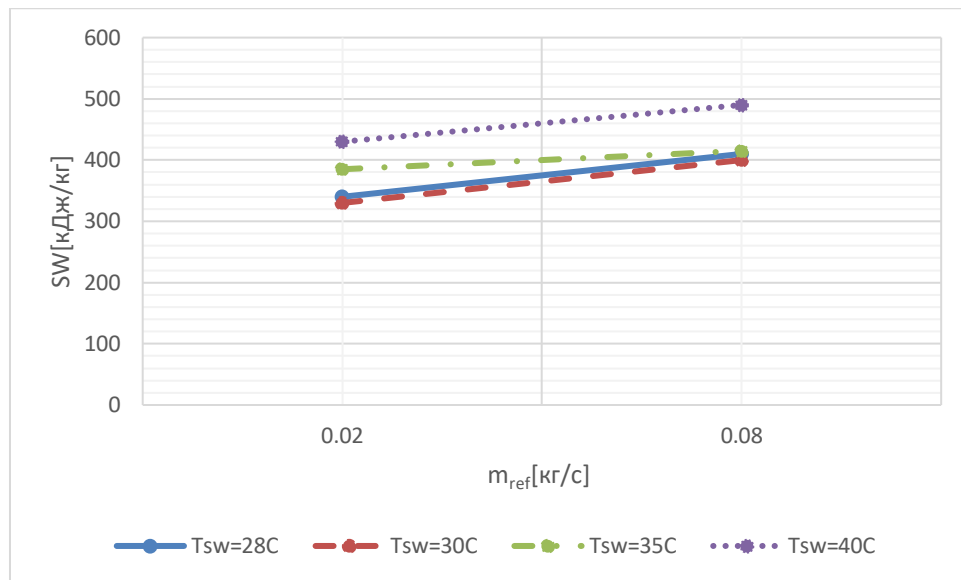


Рис. 3.10а Залежність коефіцієнта витрати холодоагенту від питомої роботи

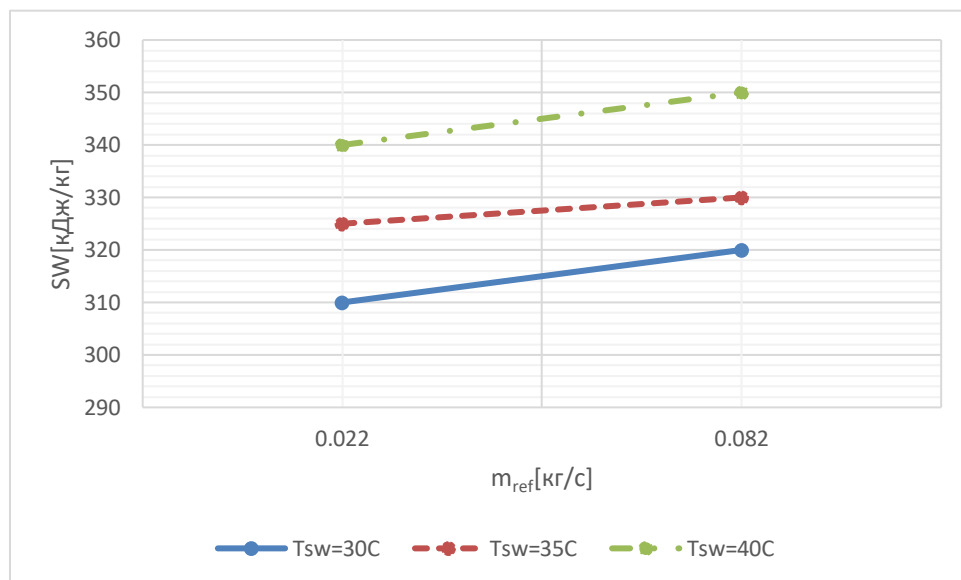


Рис. 3.10б Залежність коефіцієнта витрати холодоагенту від питомої роботи

Питома робота (sW) - це кількість енергії, яка витрачається на виробництво одного кілограма прісної води. Збільшення швидкості потоку холодоагенту збільшує кількість енергії, споживаної компресором для виробництва одного кілограма прісної води. Таким чином, висока швидкість потоку холодоагенту означає високу потребу в потужності компресора. Подібно до рис. 3.9(a) і (b), на рис. 3.10(a) і (b) також показано, що для виробництва прісної води знадобиться низька енергія, якщо тепловий насос працює при нижчих температурах. Властивості різних холодоагентів відрізняються один від одного, так само як і їх продуктивність. Щоб вибрати правильний для

використання холодоагент, було проаналізовано вплив різних холодоагентів на GOR і sW , і отримані результати представлені на рис. 3.11 і 3.12(a), (b) відповідно. Можна помітити, що збільшення швидкості потоку холодоагенту зменшує газовий фактор системи та збільшує sW через збільшення роботи компресора, необхідної для стиснення холодоагенту. Як видно з рис. 3.11(a) і (b), холодоагент, який сприяє найкращому GOR (максимальний GOR 13,547 при m_{ref} 0,02 кг/с) і sW (максимальний sW 222 кДж/кг при m_{ref} 0,1 кг/с) є хлордифторметан (R-22), тоді як трихлортрифторетан (R-113) дає найменше значення GOR (максимальний GOR 3,142 при m_{ref} 0,023 кг/с) і найвище значення питомої роботи (максимальне sW 815,4 кДж/кг при m_{ref} 0,1 кг/с).

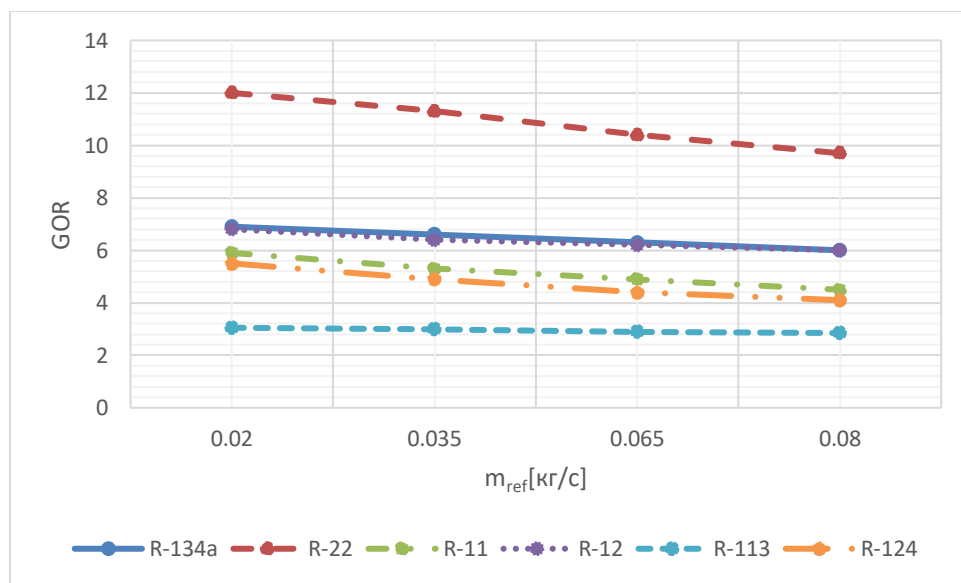


Рис. 3.11a Вплив коефіцієнта витрати холодоагенту на GOR

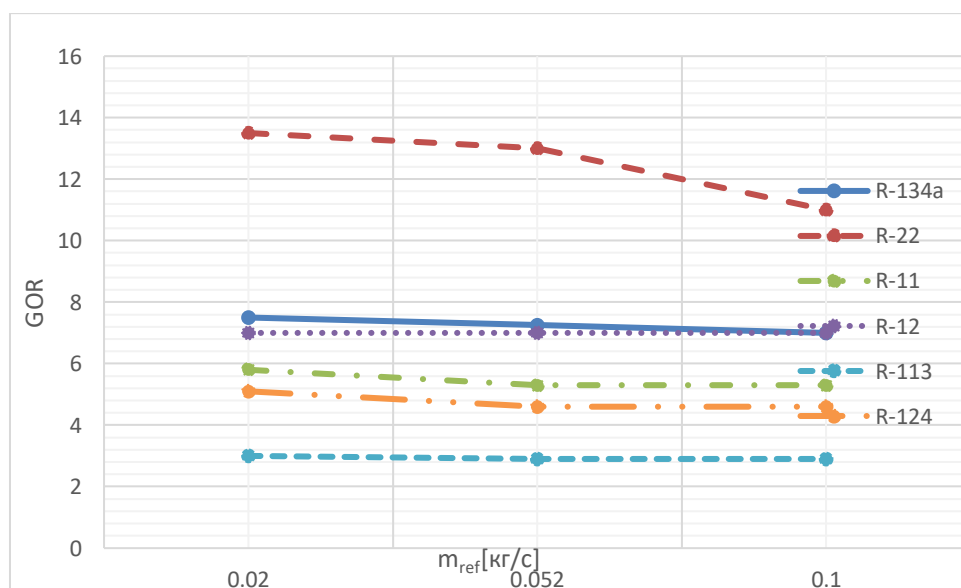


Рис. 3.11б Вплив коефіцієнта витрати холодоагенту на GOR

Однак, виходячи з безпеки для здоров'я та навколишнього середовища, R-22 не використовується в цій дисертації. Тетрафторетан (фреон 134а) використовується в цьому аналізі через його відносно високий GOR (максимальний GOR 7,778 при m_{ref} 0,02 кг/с), відносно низький sW (максимальний sW 344,7 кДж/кг при m_{ref} 0,1 кг/с).), екологічність, безпеку для здоров'я та навколишнього середовища, а також через його доступність.

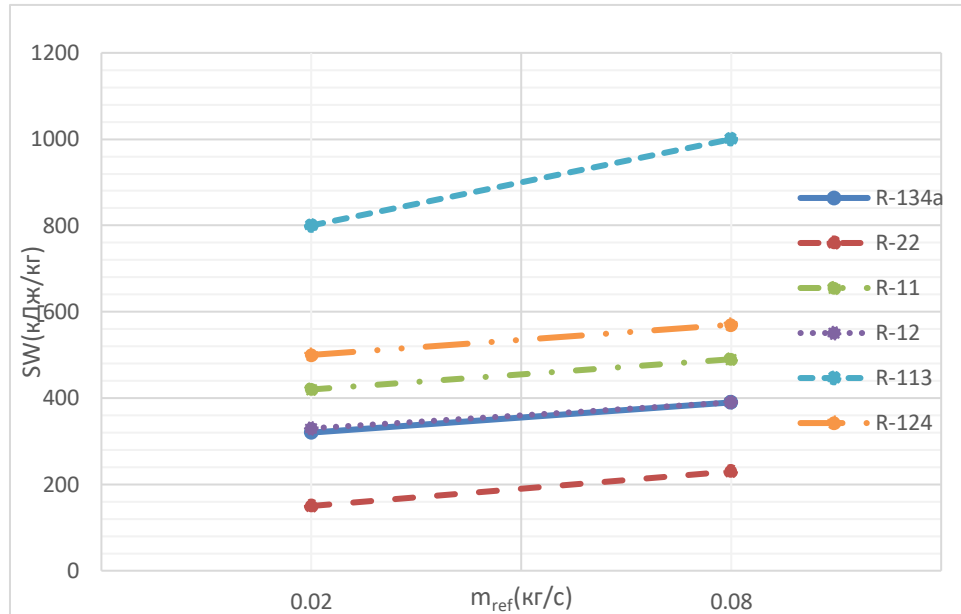


Рис. 3.12а Вплив коефіцієнта витрати холодоагенту на питому роботу

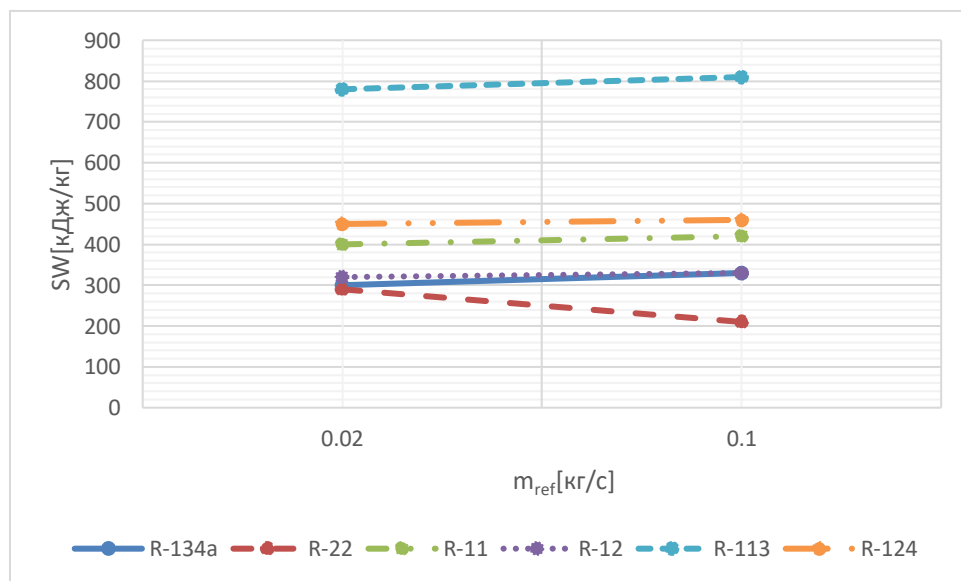


Рис. 3.12б Вплив коефіцієнта витрати холодоагенту на питому роботу

3.4. Техніко-економічні показники

У цьому розділі оцінюється вартість прісної води із запропонованої гібридної системи HDH-HP, беручи до уваги кілька проектних і експлуатаційних змінних. Економічність теплового насоса з механічним приводом безпосередньо пов'язана з капітальними витратами на установку та вартістю вхідної енергії (грн/кВт·год) [22]. Капітальні витрати на типову опріснювальну установку включають у себе вартість постачаючого обладнання, витрати на трубопроводи, резервуари, насоси та землю, а також витрати на будівництво, якщо потрібне приміщення. Витрати також можуть включати доставку, будівництво, послуги тощо [24]. Загальні передбачувані капітальні витрати (на закупівлю та виробництво) включають вартість установки всієї системи, наведені в таблиці 3.1. Ці витрати базуються на припущеннях, зроблених на основі цитованих джерел. При проведенні економічного аналізу системи були зроблені наступні припущення:

- Вартість одиниці електроенергії становить 2,59 грн/кВт·год [37], 3,33 [38], (1,48–3,33) грн/кВт·год [39]. Верхня межа характерна для європейських країн, а нижня – для країн Перської затоки та США [39].
- Річна зарплата оператора становить 221700 грн/рік [37], при цьому працює один оператор на невеликому заводі.
- Річна вартість обслуговування оцінюється в 1,5% капітальних витрат [37].
- Річні витрати на управління оцінюються як 20% від вартості праці [37,39,40].
- Передбачається нульова вартість попередньої обробки [40].
- Процентна ставка (i) становить 5% [37,40].
- Тривалість експлуатації заводу (n) 15 років [22], 20 років [24,37,38,40], 30 років [39].
- Доступність експлуатації (f) становить 90% [39,40].
- Витрати на землю можна ігнорувати, припускаючи розміщення на відкритому просторі та роботу в сільській безлюдній місцевості [24].

Економічний аналіз базується на процедурі, представлений у [39].

Капітальні витрати (C_c) включають вартість придбання основного обладнання, допоміжного обладнання, будівництва, управління тощо, наведені в таблиці 3.1. Річні капітальні витрати або постійні витрати (C_F) системи можна визначити шляхом множення капітальних витрат, наведених у таблиці 3.1 на коефіцієнт амортизації (α).

Таблиця 3.1 Вартість капітальних вкладень у HDH-установку[40].

Товар	Вартість (грн.)
Контрольні пристрої	2955
Упакований зволожувач повітря	4915
Осушувач повітря	2585
Теплообмінники із ребристими трубами	4430
Труби	1300
Резервуари для води	9600
Насоси та повітродувки	12745
Теплонасосне обладнання	275700
Інше	1220
Загальні витрати	315450

Операційні витрати включають наступне: праця, енергія, запасні частини, амортизація або постійні витрати та інше. Витрати на енергію - це вартість споживання енергії системою. Електрична енергія, яка споживається компресором, представлена на рис. 3.10. Слід зауважити, що одиниці вимірювання - кДж/кг, їх можна перетворити на кВт-год/кг шляхом ділення на 3600.

Амортизаційні витрати, також відомі як коефіцієнт відновлення капіталу (CRF) [41], можна виразити як [37–41]:

$$\alpha = \frac{i(i+1)^n}{(i+1)^n - 1}, \quad (3.1)$$

де α – коефіцієнт амортизації,

i – відсоткова ставка,

n – роки амортизації (термін служби системи).

Наступні вирази можна використовувати для розрахунку різних компонентів собівартості продукту на рік [39]:

Річна вартість капітальних витрат C_F :

$$C_F(" \$ " yr^{-1}) = C_c(\$) \cdot \alpha(yr^{-1}), \quad (3.2)$$

Річна вартість витрат на електроенергію EPC :

$$EPC(' грн ' yr^{-1}) = COE(' грн '(кВт \cdot год)^{-1}) \cdot \frac{SW}{3600} \cdot (кВт \cdot год \cdot кг^{-1}) \cdot f \cdot \text{продукт}(кг \cdot день^{-1}) \cdot 365 \quad (3.3)$$

Річна вартість праці L_C :

$$L_C(" грн " yr^{-1}) = \zeta(" \$ " кг^{-1}) \cdot f \cdot \text{продукт}(кг \cdot день^{-1}) \cdot 365 \quad (3.4)$$

Де ζ – питома вартість робочої сили ($\frac{грн}{кг}$), можна представити як:

$$\zeta(" грн " кг^{-1}) = \left(\frac{\text{зарплата робітника}(" грн " yr^{-1})}{\text{продукт}(кг \cdot день^{-1}) \cdot 365} \right) \quad (3.5)$$

Загальна річна вартість визначається за формулою:

$$C_T = C_F + EPC + L_C, \quad (3.6)$$

Вартість одиниці продукції визначається як:

$$C_P = \left(\frac{C_T}{f \cdot \text{продукт} \cdot 365} \right), \quad (3.7)$$

Результати, отримані для аналізу вартості запропонованих двох гібридних систем (з водяним нагріванням і модифікованим циклом HDH з нагріванням повітрям, керованим НР), показані на рис. 3.13–3.15. У той час як на рис. 3.13 показано вплив

масових витрат холодоагенту на вартість опрісненої води.

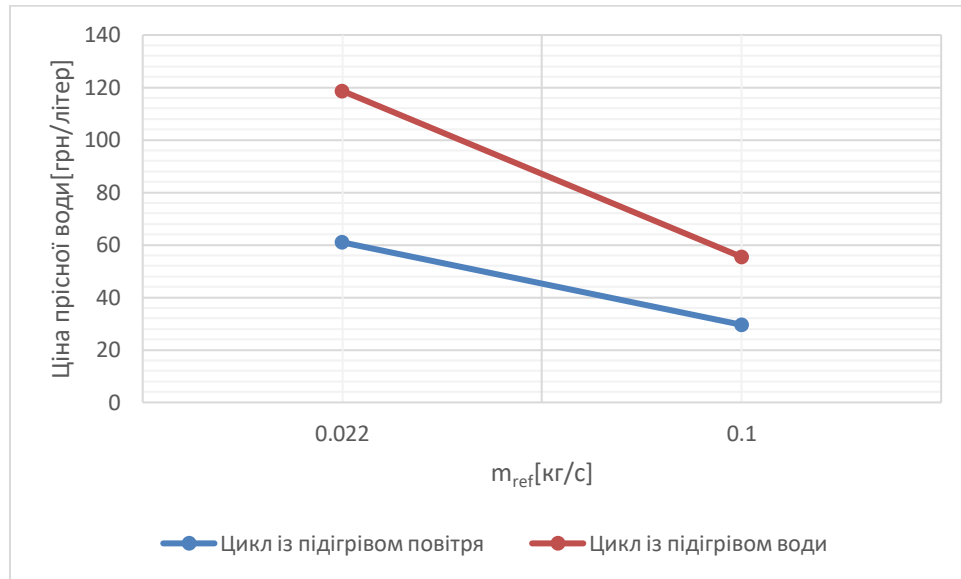


Рис 3.13 Вплив витрати холодоагенту на вартість прісної води

На рис. 3.14 показано вплив терміну служби системи на вартість виробленої прісної води. Зміна вартості електроенергії на вартість прісної води наведена на рис. 3.15.

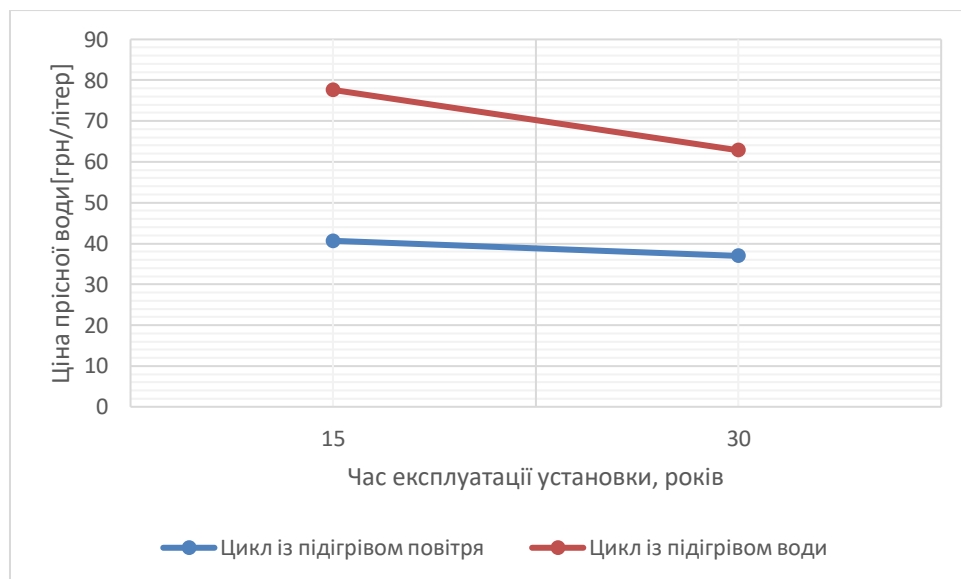


Рис 3.14 Вплив вартості електроенергії на вартість прісної води

На рис. 3.13 можна помітити, що збільшення масової витрати холодоагенту призводить до зниження вартості прісної води. Хоча при високих витратах холодоагенту питома потужність, споживана компресором, є високою, що призводить до високої вартості продукту відповідно до рівняння. (3.3). Однак вплив потужності системи на вартість прісної води перевищує вплив питомої потужності, споживаної

компресором. Таким чином, зниження вартості продукту через збільшення швидкості потоку холодоагенту можна пояснити тим фактом, що при низькій швидкості потоку холодоагенту продуктивність установок/систем низька, що призводить до вищої вартості опрісненої води. Більша продуктивність заводу зменшує капітальні витрати на одиницю продукції [39]. Для модифікованого циклу з підігрівом повітря вартість прісної води зменшується з 0,65 до 0,29 грн/л, що становить приблизно 125% зниження вартості продукту. Зміна вартості прісної води залежно від очікуваної тривалості експлуатації заводу показана на рис. 3.14.

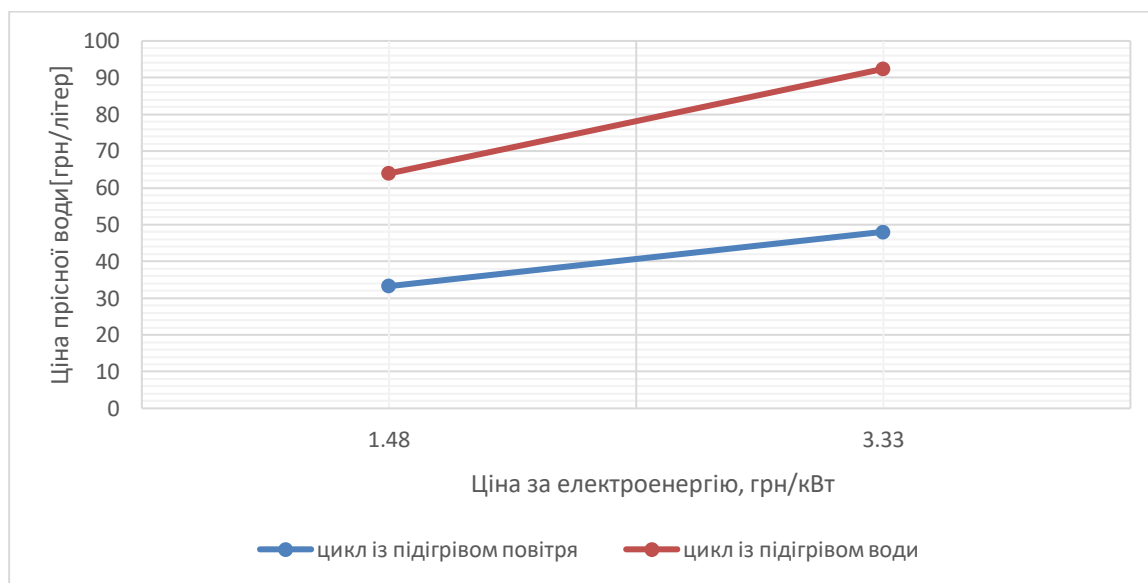


Рис 3.15 Вплив терміну експлуатації заводу на вартість прісної води

Можна помітити, що вартість опрісненої води зменшується із збільшенням тривалості експлуатації заводу. Фактично, очікуваний термін служби для різних компонентів опріснювальної установки та їх відпрацьована тривалість залежать від високої якості виготовлення, стійкості різних компонентів до корозії та від прийнятої програми технічного обслуговування [40].

Важливо зазначити, що такі системи не потребують складних технічних знань для обслуговування. Відсоткове зниження собівартості продукту становить приблизно 24% для обох циклів, коли тривалість експлуатації збільшується з 15 до 30 років. Найбільш критичними параметрами в оцінці витрат є постійні витрати (амортизація) та вартість енергії [39]. Тому важливо розуміти різницю між вартістю продукту та вхідною вартістю енергії, оскільки ціна електроенергії відрізняється для кожної місцевості.

Вплив вартості енергії на вартість прісної води представлено на рис. 3.15. Можна

помітити, що висока вартість електроенергії призводить до високої вартості продукту, і навпаки. Це виражено у рівнянні (3.3), де вартість електроенергії має пряму кореляцію з річною вартістю електроенергії. Ціна опрісненої води зростає майже вдвічі (приблизно на 50%), якщо ціна на електроенергію збільшиться з 1,48 до 3,33 грн/кВт-год як для повітря, так і для води. З рис. 3.13–3.15, очевидно, що модифікований цикл із підігрівом повітря має нижчу вартість виробництва дистильованої води порівняно з підігрівом води. Це свідчить про те, що енергоспоживання циклу з підігрівом води вище, ніж у циклі з підігрівом повітря через меншу теплоємність повітря порівняно з водою.

Висновки за розділом 3

Результати аналізу вказують на те, що підвищення ефективності як зволожувача, так і осушувача збільшує коефіцієнт GOR. Збільшення MR збільшує GOR системи до оптимального значення. Однак подальше збільшення MR призводить до зниження GOR через надлишок води або недостатню подачу повітря, що призводить до перетоплення системи.

За оптимальних параметрів максимальних коефіцієнт вихідного посилення склав 7,63 та 8,88 для циклу із нагріванням води, та циклу із нагріванням повітря відповідно. Був отриманий при 80-ти відсотковій ефективності інших компонентів системи, та при коефіцієнті масової витрати MR 1,3 та 0,63 для циклів із підігрівом води та модифікованим із підігрівом повітря відповідно.

Збільшення витрати холодоагенту зменшує питомі витрати роботи системи. Для циклу з нагріванням повітря система може досягти максимального GOR 13,5 за допомогою холодоагенту R-22 при 80% ефективності компонентів і коефіцієнті масової витрати 0,56.

4 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК КОНТАКТНОГО ЗВОЛОЖУВАЧА

4.1 Аналіз теплофізичних властивостей теплоносіїв

Теплообмінники прямого контакту (ТПК) відіграють істотну роль різних енергетичних процесах, включаючи охолодження води в тепловому циклі електростанцій [42], кондиціонування повітря в будинках, рекуперацію та подальше використання відпрацьоване тепло, яке інакше відкидається з різних процесів.

Крім того, ТПК використовуються у хімічній та нафтохімічній промисловості, водяних реакторах атомних електростанцій [43] та в системах зволоження-осушення-опріснення. ТПК мають набагато більшу площу поверхні теплообміну, ніж у теплообмінників. Завдяки цьому ТПК є ефективними, екологічними та економічними теплообмінниками, які можуть значно знизити споживання електроенергії та скоротити викиди парникових газів та холодоагентів.

Загалом ТПК можна розділити на три типи: розпилювальні або форсунки, плівкові та барботажні.

У ТПК розпилювального типу вода, що розпорошується з форсунок, стікає вниз і контактує з повітряною фазою, що тече вгору. До цього типу ТПК належать теплообмінники з природним, механічним, непрямим контактом та теплообмінники з набивкою. У природних ТПК (званих градирнями [42]) передача тепла від води до повітря, що циркулює всередині градирні відбувається за рахунок природної конвекції. Тепле та вологе повітря природним чином піднімається вгору через різницю в щільності по відношенню до атмосферного повітря, що викликає проходження повітря через градирню.

У механічних ТПК [44] повітря переміщається через теплообмінник за допомогою вентиляторів, що приводяться в дію електродвигуном. Для покращення тепломасообміну внутрішній простір механічних ТПК заповнюється пакувальним матеріалом різного типу. Це рішення забезпечує велику площу поверхні для тепло- та масообміну між краплями води та повітрям.

У теплообміннику з непрямим контактом замість набивного матеріалу використовуються горизонтальні труби [45]. Вода, що розпилюється, випаровується

на зовнішній поверхні трубок. Теплота пароутворення відводиться як повітрям, так і рідиною, що циркулює усередині горизонтальних труб. За рахунок більшого тепловиділення такий тип апаратів має більш високу енергоефективність.

У цій дисертації розглядається одна із найпростіших і поширених конструкцій ТПК – вертикальні труби, у яких водяна плівка тече під дією гравітації назустріч повітряному потоку. Такі ТПК відрізняються не тільки простотою конструкції, а й низькими втратами гідравлічного тиску[46].

Зазначимо початкові дані розрахунку для двох теплоносіїв.

Вода:

$$t_{1w} = 60^{\circ}\text{C} ,$$

$$t_{2w} = 50^{\circ}\text{C},$$

$$m_w = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Повітря:

$$t_{1a} = 35^{\circ}\text{C} ,$$

$$t_{2a} = 55^{\circ}\text{C},$$

$$m_a = 0,07 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Далі визначимо теплофізичні властивості теплоносіїв, їх швидкість, середні температура та лінійні розміри трубки. Зазначимо що всі теплофізичні властивості теплоносіїв були визначені за допомогою бібліотеки CoolProp.

Фізичні властивості повітря при середній температурі теплоносія $t_a = 45 \text{ C}$

$$\lambda_a = 2,79 \cdot 10^{-2};$$

$$\rho_a = 1,111 \text{ кг/м}^2 (\rho_{a1} = 1,146 \text{ кг/м}^2, \rho_{a2} = 1,765 \text{ кг/м}^2)$$

$$\mu_a = 19,35 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

$$\nu_a = 17,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Pr}_a = 0,698;$$

Фізичні властивості води при середній температурі теплоносія $t_w = 55 \text{ C}$

$$\lambda_w = 65,4 \cdot 10^{-2};$$

$$\rho_w = 985,15 \text{ кг/м}^2$$

$$\mu_w = 509,65 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

$$\nu_w = 0,517 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Pr}_w = 3,26;$$

Внутрішній діаметр трубки:

$$d_{\text{вн}} = 40 \text{ мм}$$

Довжина однієї трубки:

$$l = 2,5 \text{ м}$$

Швидкість потоку води та повітря при заданих фізичних властивостях та діаметру труби 40мм:

$$w_w = 0,15 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря:

$$w_a = 4,036 \text{ м/с}$$

Розрахуємо середню логарифмічну температуру:

$$\Delta t = \frac{t_b - t_m}{\ln\left(\frac{t_b}{t_m}\right)}, \quad (4.1)$$

Підставимо значення температур до формули:

$$\Delta t = \frac{60 - 35}{\ln\left(\frac{60}{35}\right)} = 46,2^\circ\text{C}$$

4.2 Розрахунок кількості теплоти що передається

Визначаємо число Шмідта для вологого повітря використовуючи фізичні властивості повітря:

$$Sc_a = \frac{\nu_a}{D_a}, \quad (4.2)$$

D_a – коефіцієнт дифузії водяного пара до повітря, $\text{м}^2/\text{с}$. Цей коефіцієнт розраховується за формулою:

$$D_a = \left(-3,356 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^3 + 0,003 \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 - 0,997 \cdot \left(\frac{T}{K}\right) + 104,62 \right) \cdot 10^{-4}, \quad (4.3)$$

Підставимо до формули числові значення:

$$D_a = 103,46 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Виконаємо підстановку до формули (4.2):

$$Sc_a = \frac{17,5 \cdot 10^{-6}}{103,46 \cdot 10^{-4}} = 0,0016$$

Розраховуємо число Рейнольдса для потоку повітря, використовуючи його фізичні властивості та лінійний розмір труби по формулі:

$$Re_a = \frac{4 \cdot m_a}{\pi \cdot \mu_a \cdot d}, \quad (4.4)$$

Де m_a – масова витрата повітря, кг/с.

μ_a – теплофізична характеристика, динамічна в'язкість повітря, Па·с;

d – внутрішній діаметр труби, мм.

$$Re_a = \frac{4 \cdot 0,07}{3,14 \cdot 19,36 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 116,6 \times 10^3$$

За наступною формулою визначаємо масову витрату води на одиницю периметру труби, кг/(м·с):

$$\Gamma = \frac{m_w}{\pi \cdot d}, \quad (4.5)$$

Де m_w – масова витрата води, кг/с.

$$\Gamma = \frac{0,1}{3,14 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 0,8 \frac{\text{кг}}{\text{м} \times \text{с}}$$

Наступним кроком визначимо число Рейнольдса для потоку води:

$$Re_{film} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_w}, \quad (4.6)$$

Де μ_w – теплофізична характеристика, динамічна в'язкість води, Па·с

$$Re_{film} = \frac{4 \cdot 0,8}{509,65 \cdot 10^{-6}} = 6278,8$$

Використовуючи вищеотримані дані можемо визначити число Шервуда за наступною формулою:

$$Sh = 0,009 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Re_{film}^{0,16} \cdot Sc_a^{0,4}, \quad (4.7)$$

Виконаємо підстановку до формули (4.7):

$$Sh = 0,009 \cdot 11307,29 \cdot 4,051 \cdot 0,076 = 31,39$$

Коефіцієнт масообміну включає у себе вищеприведене число Шервуда та визначається за допомогою наступної формули:

$$h_d = Sh \cdot \frac{D_a}{d}, \quad (4.8)$$

Коефіцієнт масообміну вимірюється у м/с та дорівнює:

$$h_d = 31,39 \cdot \frac{103,46 \cdot 10^{-4}}{40 \cdot 10^{-3}} = 8,11 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для визначення критерія Нуссельта використовуємо пораховані значення числа Рейнольдса та Шмідта, рахується за формулою:

$$Nu = 0,009 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Re_{film}^{0,16} \cdot Sc_a^{0,4}, \quad (4.9)$$

$$Nu = 0,009 \cdot 11307,29 \cdot 4,051 \cdot 0,076 = 31,39$$

Число Нуссельта дозволяє знайти коефіцієнт тепловіддачі конвекцією за наступною формулою:

$$h_{con} = Nu \cdot \frac{\lambda_a}{d}, \quad (4.10)$$

Де λ_a — теплофізична характеристика повітря, теплопровідність, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$h_{con} = 31,39 \cdot \frac{2,79 \cdot 10^{-2}}{40 \cdot 10^{-3}} = 21,89 \frac{\text{кГ}}{\text{с}^3 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо парціальний тиск. Парціальний тиск повітря:

$$p_{par.1a} = p_{par}(t_{1a}) \cdot w_{1a}, \quad (4.11)$$

$$p_{par.1a} = 5,62 \cdot 10^3 \cdot 4,052 = 22,7 \cdot 10^3 \frac{\text{кГ}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Зазначимо, що w_{1a} – швидкість потоку повітря на вході, дорівнює $w_{1a} = 4,052 \text{ м/с}$

$$p_{par.2a} = p_{par}(t_{2a}) \times w_{2a}, \quad (4.12)$$

$$p_{par.2a} = 15,76 \cdot 10^3 \cdot 4,02 = 63,35 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

w_{2a} – швидкість потоку повітря на виході, дорівнює $w_{2a} = 4,02 \text{ м/с}$

Визначимо середньоарифметичний парціальний тиск повітря за формулою:

$$p_{par.a} = 0,5 \cdot (p_{par.1a} + p_{par.2a}), \quad (4.13)$$

$$p_{par.a} = 0,5 \cdot (22,7 \cdot 10^3 + 63,35 \cdot 10^3) = 43,025 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Знайдемо також парціальний тиск водяних парів на вході:

$$p_{par.1w} = p_{par}(t_{3w}), \quad (4.14)$$

$$p_{par.1w} = 88,97 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Та на виході:

$$p_{par.2w} = p_{par}(t_{4w}), \quad (4.15)$$

$$p_{par.2w} = 81,37 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Визначаємо середньоарифметичний парціальний тиск водяних парів:

$$p_{par.w} = 0,5 \cdot (p_{par.3w} + p_{par.4w}), \quad (4.16)$$

$$p_{par.w} = 0,5 \cdot (88,97 \cdot 10^3 + 81,37 \cdot 10^3) = 85,17 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Наступним кроком розраховується дифузійний потік, м²·с. Використовуємо наступну формулу:

$$J = \frac{M_{H_2O} \cdot h_d}{R \cdot t_a} \cdot (p_{par.w} - p_{par.a}), \quad (4.17)$$

Де M_{H_2O} – молярна маса води, складає 18,02 г/моль;

R – універсальна газова стала, складає 8,314 Дж/(Моль·К);

$$J = \frac{18,02 \cdot 8,11}{8,314 \cdot 45} \cdot (85,17 \cdot 10^3 - 43,025 \cdot 10^3) = 16,46 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2\text{с}}$$

Теплота, що передається до повітря у вертикальній трубі складається із двох видів теплоти – прихованої теплоти, та явної теплоти.

$$Q = Q_{con} + Q_{evap}, \quad (4.18)$$

Q_{evap} – прихована теплота, являє собою теплоту, що отримує повітря при випаровуванні пари і розраховується за формулою:

$$Q_{evap} = \Delta G \cdot h_{lv} = (d_{a,out} - d_{a,in})h_{vl}, \quad (4.19)$$

Де ΔG – кількість вологи, що поглинає повітря, кг/с;

h_{lv} – прихована теплота води, визначається за температури $h_{lv}(t_a) = 2368,2$ кДж/кг.

$d_{a,out}$ та $d_{a,in}$ – це відносна вологість повітря, що за параметрами на виході та на вході до зволожувача відповідно, г/кг с.п.

Явна теплота – теплота конвективного теплообміну, для визначення скористаємось формулою:

$$Q_{con} = h_{con} \cdot \Delta t \cdot F, \quad \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3}, \quad (4.20)$$

Де F – площа теплообміну, в даному випадку $F = \pi dlz$, м²;

h_{con} – коефіцієнт теплопередачі конвекцією,

Також теплота конвективного теплообміну визначається за формулою:

$$Q_{con} = m_a \cdot c_{p,air} (t_{air,out} - t_{air,in}) \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3}, \quad (4.21)$$

Де m_a – масова витрата повітря, кг/с,

$c_{p,air}$ – теплоємність повітря, зазначена у фізичних властивостях теплоносія і дорівнює 1,005 кДж/(кг · К)

Експериментально визначено[47] що 90% теплоти що передається до повітря – прихована теплота, тоді як приблизно 10% повітря отримує конвекцією.

Як зазначалось вище, площа теплообміну розраховується як:

$$F = \pi d l z, \quad (4.22)$$

Де l – довжина однієї трубки, м;

z – загальна кількість трубок, шт.

Визначимо площу теплообміну однієї трубки підставивши у формулу відповідні значення:

$$F_t = 3,14 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 = 0,32 \text{ м}^2$$

Визначення кількості вологи що поглинає повітря стане наступним кроком для визначення прихованої теплоти Q_{evap} :

$$\Delta G = F \cdot J, \quad (4.23)$$

Підставивши відповідні значення отримаємо:

$$\Delta G = 0,18 \cdot 16,46 = 2,96 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Отримавши значення кількості вологи, що поглинає повітря за секунду можемо розрахувати приховану теплоту за формулою (4.19):

$$Q_{evap} = 2,96 \cdot 2368,2 = 7,009 \text{ кВт}$$

Для знаходження явної теплоти скористаємося формулою (4.20):

$$Q_{con} = 0,07 \cdot 1,005 \cdot 10^3 \cdot (55 - 35) = 1,407 \text{ кВт.}$$

Таким чином загальна теплота, що передається до повітря знаходиться по формулі (4.18) і складає:

$$Q = 1,407 + 7,009 = 8,41 \text{ Вт}$$

4.3 Розрахунок конструктивних параметрів

З вищепредставлених формул (4.20) і (4.21) можна визначити площу, м^2 :

$$F = \frac{m_a \cdot c_{p,air}(t_{air,out} - t_{air,in})}{h_{con} \cdot \Delta t}, \quad (4.24)$$

Підставивши до формули числові значення отримаємо загальну площу теплообміну:

$$F = \frac{0,07 \cdot 1,005 \cdot 10^3 (55 - 35)}{21,89 \cdot 46,2} = 1,279 \text{ м}^2$$

У даному випадку площа визначається як $F = \pi dl$, але значення завелике для однієї трубки. Прийнято рішення поділити трубки на секції довжиною 2,5 м.

Знайдемо необхідну кількість трубок розділивши знайдену площу теплообміну на площу однієї трубки:

$$z = \frac{F}{F_t}, \quad (4.25)$$

Де z – необхідна кількість трубок, шт.

$$z = \frac{1,279}{0,32} = 3,993 \text{ шт}$$

Кількість трубок у теплообмінному апараті має бути цілим числом, тому вищеприведене значення потребує заокруглення. Закруглюємо у більшу сторону, кількість трубок у теплообмінному апараті - 4 шт.

Висновки за розділом 4

Як висновок можна зазначити, що розрахунки теплопереносу між водою та повітрям проводились в умовах падаючого потоку плівки води і зустрічному потоку повітря у вертикальній трубі. Загальне тепло що передається в своїй більшості складається із теплоти випаровування води у повітря, тоді як на теплообмін конвекцією припадає близько однієї десятої усього тепла.

Загальна площа поверхні теплообмінника склала $1,279 \text{ м}^2$. Площа поверхні однієї трубки склала $0,32 \text{ м}^2$. Загальна кількість трубок у теплообміннику складає 4 шт. Загальна кількість теплоти, що передається повітрю склала 8,41 Вт, при цьому на приховану теплоту випаровування припадає 7,009 Вт, а на явну теплоту 1,407 Вт.

5 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ОСУШУВАЧА

5.1 Процес охолодження повітря

Сушіння повітря зазвичай здійснюють у поверхневих охолоджувачах, температура поверхні яких знизилася нижче точки роси за допомогою теплоносія(вода, розсіл) або холодоагента, що випаровується. Кулери зазвичай конструюють як теплообмінники з розширеною поверхнею, із технологічним повітря на зовнішній стороні оребрених труб. Циркуляр або безперервні пластинчасті оребрені труби повинні бути розташовані таким чином, що дозволяє легко відводити конденсат. Якщо поверхня теплообмінника охолоджується нижче 0 С, водяна пара випадає в осад у вигляді льоду. Таким чином, можна досягти нижчих коефіцієнтів вологості; однак, охолоджувач необхідно розморожувати через регулярні проміжки часу, коли опір потоку має стати зависоким.

Розміри повітроохолоджувачів можна визначити за допомогою двох методів: або з використанням чисельного комп'ютерного моделювання на основі потоку повітря по одному ряду труб [48, 49] або цільному(інтегральному) розрахунку, який поділяє охолоджувач на «суху» секцію, де передається тільки відчутне тепло і «мокру» частину, яка включає також одночасну конденсацію водяної пари [50].

Порівняння з комплексними експериментальними результатами на кулерах серійного виробництва показують, що відмінності між методами визначення розмірів знаходяться в діапазоні загальних невизначеностей [49]. Інтегральний метод простіше для обробки результатів та базується на американському стандарті ARI 410–8, є описаний в наступному:

Суттєві припущення, що лежать в основі цього методу є:

- Коефіцієнт тепловіддачі для теплового потоку на стороні повітря, скорочено на «сухий» коефіцієнт теплопередачі $\alpha_{\text{сух}}$ у подальшому, не змінюється через утримувану воду.

Конденсована вода викликає протилежні ефекти, які більше або менше компенсують один одного або відхилення знаходяться у діапазоні вимірювання та чисельної неточності [49, 51].

Точність розрахунку осушувача залежить від характеристики сухого теплообміну. Існування безлічі геометричних варіацій систем ребристих труб вимагає ретельної перевірки для відповідності з встановленою системою при використанні літературних джерел.

Відмінності між системами можуть призвести до значних помилок. Якщо можливо, має бути експериментально визначена кореляція теплопередачі.

Хоча коефіцієнт теплопередачі $\alpha_{\text{сух}}$ змінюється упродовж ребристої поверхні, а також від одного ряду поперечних труб до іншого, він приймається постійним і дорівнює середньому коефіцієнту теплообміну. Внесена таким чином похибка є виправданою [48, 49, 51]

Середня логарифмічна різниця температур є рушійною силою. Це є можливим для умов експлуатації, що використовуються для осушення повітря навіть якщо схема потоку відрізняється від чистої протитечії або умов паралельного потоку, наприклад перехресного потоку[49].

Припускаючи дійсність $\alpha/(\beta_Y c_{p1+Y}) = 1$, а також постійну температуру на поверхні охолоджувача, енергетичний і масовий баланс дає зміну стану повітря як:

$$\frac{dh}{dY} = \frac{h - h_{So}}{Y - Y_{So}}$$

Тобто вона проходить лінійно на h, Y -діаграмі, вказуючи на стан насичення при температурі поверхні охолоджувача ϑ_{So} . У реальності температура поверхні змінюється внаслідок обмеження витрата теплоносія. Це призводить до викривленої зміни стану повітря згідно рис. 5.1.

На цьому етапі постає два завдання:

1. Попереднє налаштування масової витрати повітря M_L разом із станом на вході і на виході, (Y_E, ϑ_{LE}) і (Y_A, ϑ_{LA}) , витрата теплоносія M_K , температура теплоносія на вході ϑ_{KE} , переріз змійовика В·Н і тип теплообмінної системи. Потім необхідно визначити площу поверхні змійовика A_{WT} , і відповідно, визначити кількість рядів труб n_l у напрямку потоку повітря.

2. Попереднє налаштування M_L , Y_E , ϑ_{LE} , M_K , ϑ_{KE} і повних розмірів зміювика охолоджувача, послідовне обчислення стану повітря на виході (Y_A , ϑ_A) і температури коагента ϑ_{KA} на виході.

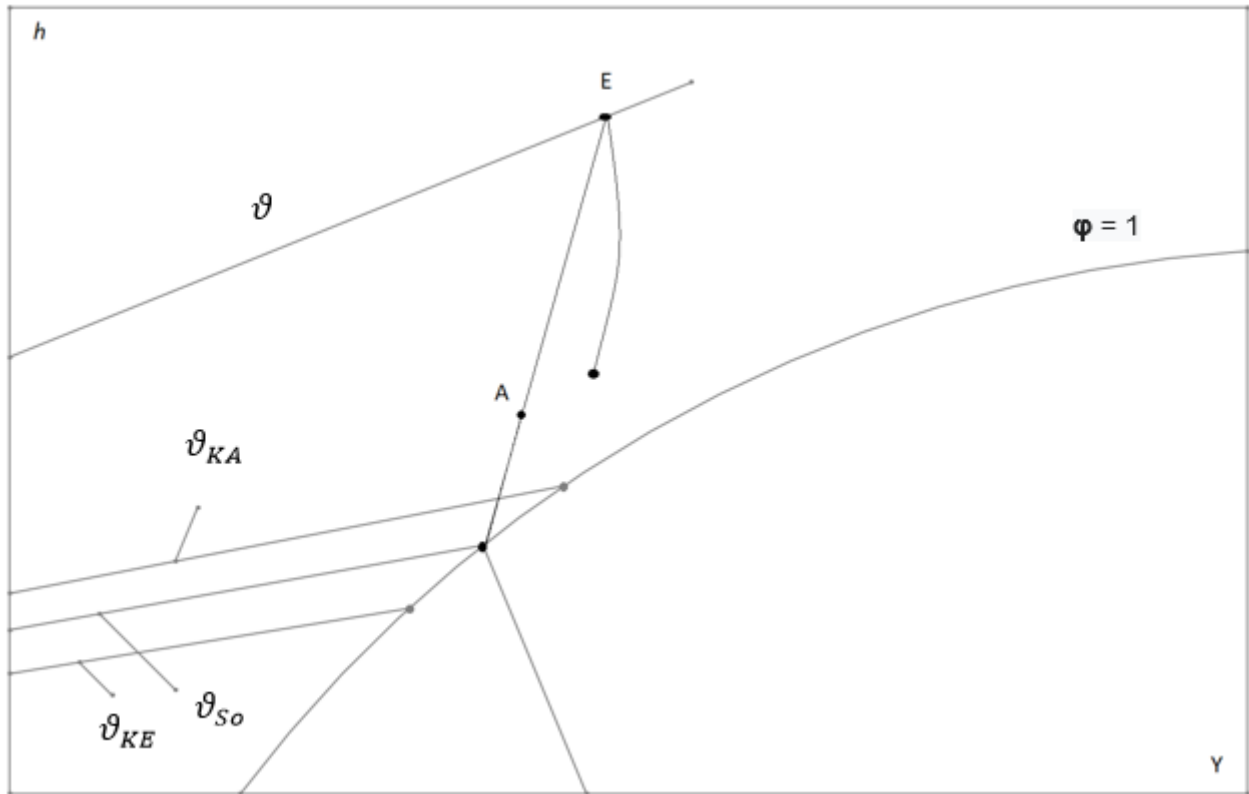


Рис. 5.1 Процес охолодження повітря всередині кулера при постійній і змінній температурах поверхні.

Оскільки перше вищезазначене завдання визначає фіксовані стани виходу, обчислення вимагає менше повторень. Тому воно використовується для необхідних розрахунків.

Визначення сумарного теплового потоку:

$$Q = Q_{\text{вол}} + Q_{\text{сух}} = M_L \cdot (h_{LE} - h_{LA}), \quad (5.1)$$

Визначення температури теплоносія на виході:

$$\vartheta_{KA} = \frac{Q}{M_K \cdot c_K} + \vartheta_{KE} \quad (5.2)$$

5.2 Граничні умови між сухим і вологим перерізом

Межа між сухою та вологою областю поверхні визначається обмеженням, згідно з яким у цій точці середня температура поверхні зміювика ϑ_{smG} дорівнює

температурі точки роси, що відповідає стану повітря на вході у випадку зустрічної течії, або дорівнює температурі точки роси, що відповідає до стану виходу повітря в разі паралельного потоку:

$$\vartheta_{SmG} = \vartheta_{LE}, \quad (5.3)$$

Локальні баланси дають ентальпію і температуру повітря, h_{LG} і ϑ_{LG} , температуру теплоносія ϑ_{KG} , а також температуру поверхні труби ϑ_{SoG} в цій точці:

Зустрічний потік:

$$h_{LG} = \frac{\vartheta_{LE} - \vartheta_{KA} + K \cdot h_{LE} + C \cdot h_{SmG}}{C + K}, \quad (5.4)$$

Паралельний потік:

$$h_{LG} = \frac{\vartheta_{LA} - \vartheta_{KA} + K \cdot h_{LA} + C \cdot h_{SmG}}{C - K}, \quad (5.5)$$

Зустрічний потік:

$$\vartheta_{LG} = \vartheta_{LE} - \frac{h_{LE} - h_{LG}}{c_{pL} + Y_E \cdot c_{pD}}, \quad (5.6)$$

Паралельний потік:

$$\vartheta_{LG} = \vartheta_{LA} - \frac{h_{LA} - h_{LG}}{c_{pL} + Y_A \cdot c_{pD}}, \quad (5.7)$$

Зустрічний потік:

$$\vartheta_{KG} = \vartheta_{LE} - C \cdot (h_{LG} - h_{SmG}), \quad (5.8)$$

Паралельний потік:

$$\vartheta_{KG} = \vartheta_{LA} - C \cdot (h_{LG} - h_{SmG}), \quad (5.9)$$

Зустрічний потік:

$$\vartheta_{SoG} = \vartheta_{KG} + \frac{W_K + W_W}{W_K + W_W + W_R} (\vartheta_{LE} - \vartheta_{KG}), \quad (5.10)$$

Паралельний потік:

$$\vartheta_{SoG} = \vartheta_{KG} + \frac{W_K + W_W}{W_K + W_W + W_R} (\vartheta_{LA} - \vartheta_{KG}), \quad (5.11)$$

$$K = \frac{M_L}{M_K \cdot c_K}, \quad (5.12)$$

$$C = \frac{W_K + W_W + W_R}{c_{p1+\gamma} \cdot W_R}, \quad (5.13)$$

Таблиця 5.1 - Значення пов'язані із загальною площею поверхні на стороні повітря теплообмінника АWT

	$W_L = \frac{1}{\alpha_{\text{сух}}}$	«Сухий» опір теплопередачі на стороні повітря
	$W_R = W_L \frac{1-\psi}{\psi} \cdot \frac{c_{p1+\gamma}}{b} (5.42)$	Термічний опір ребра
	$W_W = \frac{A_{WT} \ln \frac{d_a}{d_i}}{2\pi\lambda_W L} \approx \frac{A_{WT} \delta_{WT}}{\pi d_i L \lambda_W}$	Термічний опір ґрунтовки стінки труби
	$W_K = \frac{A_{WT}}{\alpha_K A_K}$	Опір теплопередачі на стороні охолоджуючої рідини
Де		
	$b = \frac{\partial h_s}{\partial \vartheta_s}$	Нахил лінії насичення $h\{\vartheta_s, \varphi = 1\}$ при середній температурі котушки $\frac{(\vartheta_{Sm} + \vartheta_{So})}{2} (5.35)$
	$\psi = \frac{A_B + \eta_R A_R}{A_{WT}}$	Загальна ефективність поверхні
	$\eta_R = \frac{\tanh(m H_{R,eq})}{m H_{R,eq}} (5.43)$	Ефективність ребра
	$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{dry}}{\delta_R \lambda_R} \cdot \frac{b}{c_{p1+\gamma}}} (5.44)$	Параметр ребра
	$H_{R,eq}$	Еквівалентна висота ребра

Для сухої частини кулера:

$$W_{Rcyx} = W_L \cdot \frac{1 - \psi}{\psi}, \quad (5.14)$$

Також:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{cyx}}{\lambda_R \delta_R}}, \quad (5.15)$$

Швидкість теплопередачі та загальна площа поверхні для теплопередачі в область сухої поверхні:

Зустрічний потік:

$$Q_{cyx} = M_L \cdot (h_{LE} - h_{LG}), \quad (5.16)$$

Паралельний потік:

$$Q_{cyx} = M_L \cdot (h_{LG} - h_{LA}), \quad (5.17)$$

$$A_{cyx} = \frac{Q_{tr}(W_L + W_{Rcyx} + W_w + W_K)}{\Delta\vartheta_{ln}}, \quad (5.18)$$

Де

$$\Delta\vartheta_{ln} = \frac{(\vartheta_{LE} - \vartheta_{KA}) - (\vartheta_{LG} - \vartheta_{KG})}{\ln \frac{\vartheta_{LE} - \vartheta_{KA}}{\vartheta_{LG} - \vartheta_{KG}}}, \quad (5.19)$$

Та

$$\Delta\vartheta_{ln} = \frac{(\vartheta_{LG} - \vartheta_{KG}) - (\vartheta_{LA} - \vartheta_{KA})}{\ln \frac{\vartheta_{LG} - \vartheta_{KG}}{\vartheta_{LA} - \vartheta_{KA}}}, \quad (5.20)$$

Площа поверхні для теплообміну в області вологої поверхні, а також загальна площа поверхні зміювика і необхідна кількість разів охолодження рядів труб відповідно:

$$Q_{вол} = Q - Q_{сух}, \quad (5.21)$$

$$A_{\text{вол}} = \frac{Q_{\text{вол}} \cdot W_L c_{p1+\gamma}}{\Delta h_{ln}}, \quad (5.22)$$

Де

$$\Delta h_{ln} = \frac{(h_{LG} - h_{smG}) - (h_{LA} - \vartheta_{smA})}{\ln \frac{\vartheta_{LG} - \vartheta_{smG}}{\vartheta_{LA} - \vartheta_{smA}}}, \quad (5.23)$$

$$\Delta h_{ln} = \frac{(h_{LE} - h_{smE}) - (h_{LG} - \vartheta_{smG})}{\ln \frac{\vartheta_{LE} - \vartheta_{smE}}{\vartheta_{LG} - \vartheta_{smG}}}, \quad (5.24)$$

Та

$$c_{p1+\gamma} = c_{pL} + \frac{1}{2} (Y_E - Y_A) c_{pD}, \quad (5.25)$$

Визначення ентальпії насичення при середній температурі поверхні котушки .

Щоб оцінити рівняння (5.23-5.24), необхідно знати ентальпію насичення що відповідає середній температурі поверхні або на виході або на вході котушки. Це результат місцевого балансу у відповідному положенні Z, тобто вихід повітря у випадку зустрічного потоку і вхід повітря у випадку паралельного потоку, відповідно до рис. 5.2:

$$h_{smZ} = h_{LZ} + \frac{\vartheta_{KZ} - \vartheta_{smZ}}{C}, \quad (5.26)$$

Із C із рівняння (5.13) у зв'язку з ентальпією насичення $h_{smZ} = h\{\vartheta_{smZ}, Y_{SZ}\}$. З наступним припущенням для тиску пари, крива, яка має точність 0,1% знаходиться у діапазоні $0 \leq \vartheta_S \leq 60^\circ\text{C}$

$$\frac{p_{DS}}{\text{bar}} = 10^{-3} \cdot 10^{8,3426 - \frac{1799,73}{\vartheta_S + 238,734}}, \quad (5.27)$$

Та

$$h_S = c_{pL}\vartheta_S + Y_S(\Delta h_{Vo} + c_{pD}\vartheta_S), \quad (5.28)$$

І також

$$Y_S = 0,622 \frac{p_{DS}}{p - p_{DS}}, \quad (5.29)$$

Можна визначити h_{smZ} ітераційно під час налаштування $\vartheta_S = \vartheta_{smZ}$ і $Y_S = Y_{SZ}$. У значення C рівняння (5.26) визначено у рівнянні (5.13), нахил b входить згідно з рівнянням. (5.42). Грубо кажучи, визначення нахилу b було б встановлено в точці Z . Але з іншого боку рівняння (5.22) і рівняння (5.23-5.24) виходять з рівняння (5.26) припускаючи постійний градієнт усереднений між точками G і Z , це значення також застосовується при розрахунку h_{smZ} . На практиці реальний вплив зміни нахилу b не має значення. Як наслідок:

$$b = \frac{h_{smG} - h_{smZ}}{\vartheta_{smG} - \vartheta_{smZ}}, \quad (5.30)$$

Розрахунок стає простішим, але є достатньо точним, якщо лінію насичення лінеаризувати навколо h_{smZ} :

$$h_{smZ} = a + b \cdot \vartheta_{smZ}, \quad (5.31)$$

Таким чином, скориставшись рівнянням (5.26) можемо визначити h_{smZ} як:

$$h_{smZ} = \frac{\vartheta_{KZ} + C h_{LZ} + \frac{a}{b}}{C + \frac{1}{b}}, \quad (5.32)$$

5.3 Конструктивний розрахунок теплообмінника

Із заданим типом змішувика, тобто відома поверхня теплообміну на ряд труб $\frac{A_{WT}}{n_1}$, необхідну кількість рядів труб n_1 можна визначити як:

$$n_1 = \frac{A_{WT}}{\frac{A_{WT}}{n_1}}, \quad (5.33)$$

Де

$$A_{WT} = A_{\text{вол}} + A_{\text{сух}}, \quad (5.34)$$

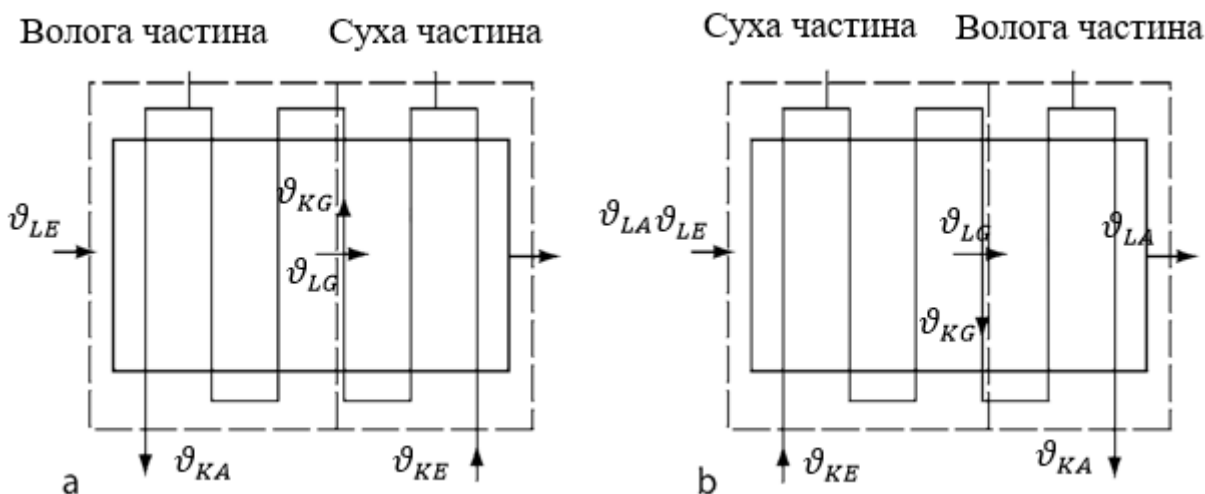


Рис. 5.2 Розподіл температури у випадку перехресної(а) течії, та співперехресної течії(б).

Загалом отримана кількість рядів труб не буде цілим числом, що вимагає округлення значення вгору або вниз. Тоді послідовне обчислення відповідає другому завданню, де поверхня охолоджувальної котушки відома, і стан виходу повітря повинен бути визначеним. Це вимагає ітерації по всій процедурі у випадку протитечії, оскільки спочатку потрібно оцінити температуру теплоносія на виході. Якщо змінена поверхня котушки все ще досягає початково заданого стану повітря на виході, можна додатково регулювати, наприклад, шляхом зміни температури теплоносія на вході; однак це передбачає подальший ітеративний крок.

Нахил b , включений в опір W_R (5.42) і параметр ребра m (5.44), мокрої частини котушки, можна виразити лінеаризацією лінії насичення навколо температури h_{sm} ,

або використовуючи кореляцію разом із рівнянням (5.27):

$$b = c_{pL} + Y_S c_{pD} + 3,7 Y_S (0,622 + Y_S) \cdot \frac{1799,7}{\left(\frac{\vartheta_S}{^\circ\text{C}} + 238,7\right)^2} \cdot (\Delta h_{Vo} + c_{pD} \vartheta_S), \quad (5.35)$$

Якщо відомо тільки коефіцієнт вологості на виході змішувика Y_A і температура повітря на виході може вільно регулюватися, вся котушка працює нижче точки роси повітря. У цьому випадку розрахунок є значно простішим. Стани повітря відомі як на вході, так і на виході. Загальний баланс кулера та локальний баланс на обох входах або виходах дають спочатку невідому ентальпію виходу повітря:

Зустрічний потік:

$$h_{LA} = \frac{\vartheta_{LE} + (K + C) \cdot h_{LE} - C \cdot h_{SmE}}{K}, \quad (5.36)$$

Паралельний потік:

$$h_{LA} = \frac{-\vartheta_{KE} - (K \cdot h_{LE} + \vartheta_{LA}) + C \cdot h_{SmA}}{C - K}, \quad (5.37)$$

При цьому, використовуючи рівняння (5.26) і (5.27), середня логарифмічна ентальпія визначається згідно з рівнянням. (5.23-5.24):

$$\Delta h_{ln} = \frac{(h_{LE} - h_{SmE}) - (h_{LA} - \vartheta_{SmA})}{\ln \frac{\vartheta_{LE} - \vartheta_{SmE}}{\vartheta_{LA} - \vartheta_{SmA}}}, \quad (5.38)$$

Визначення температури повітря на виході

Ця задача виникає при розв'язуванні другого завдання. Процедура розрахунку передбачає спочатку тільки ентальпію повітря на виході h_{LA} . Використання цього значення в загальному балансі на стороні повітря дає можливість визначити середню ефективну ентальпію насичення на поверхні котушки:

$$h_{Sm} = h_{LE} + \frac{h_{LE} - h_{LA}}{1 - e^{-k}}, \quad (5.39)$$

$$k = \frac{A_{WT}}{M_L c_{p1+Y} W_L}, \quad (5.40)$$

Потім відповідну ефективну температуру поверхні котушки можна визначити ітераційно з рівняння. (5.27). Також, температура повітря на виході визначається аналогічно рівнянню (5.40)

$$\vartheta_{LA} = \vartheta_{Sm} + (\vartheta_L - \vartheta_{Sm})e^{-k}, \quad (5.41)$$

Розрахунок був виконаний у комп'ютерній програмі «MathCad», витяг із неї представлений у додатку А. Нижче будуть наведені результати розрахунку.

Секундна масова витрата повітря склала $G_{\pi} = 0.061$ кг/с; швидкість повітря на вході у тепловий апарат складає 0.301 м/с. Температура повітря на вході та на виході із теплового апарату склала 65 °С та 55,08 °С відповідно. Вологість повітря на виході дорівнює 88%, а кількість води, що конденсується із повітря склала 17,606 кг/год. Сумарні аеродинамічні та гідравлічні опори теплообмінного апарату склали 7,647 Па та 176,242 Па відповідно. Масова витрата води у свою чергу доірівнює 388,074 кг/год, температура рідини на вході та на виході складає 30 °С та 60 °С відповідно. Результати конструктивного розрахунку показали що кількість труб у одному поперечному перерізі - 20 шт. Усі вони включені паралельно, кількість рядів склала 11 шт.

Висновки за розділом 5

У розділі 5 була представлена методика конструктивного розрахунку осушувача, приведені формули що використовувалися для розрахунку, та необхідні графічні матеріали. Результати розрахунку комп'ютерної програми «MathCad» наведені у додатку А.

ВИСНОВКИ

Представлено теоретичний аналіз ефективності комбінованої системи, що працює від теплового насоса. Розглянуті системи HDH з підігрівом води і модифікована система з підігрівом повітря. Підсумуємо висновок із проведеної роботи:

Підвищення ефективності як зволожувача, так і осушувача збільшує коефіцієнт GOR. Збільшення ефективності осушувача з 55 до 100% збільшує GOR системи з 3,7 до 10,4 (що становить приріст понад 180%) для 100% ефективності зволожувача для циклу з підігрівом води.

Збільшення MR збільшує GOR системи до оптимального значення. Однак подальше збільшення MR призводить до зниження GOR через надлишок води або недостатню подачу повітря, що призводить до перетоплення системи.

Підвищення температури морської води, що подається, впливає на RR і GOR системи. Максимальний GOR 10,6 і 6,3 можна отримати при температурі вихідної морської води 56 °C і 29,2 °C для циклів з підігрівом повітря та води відповідно. Крім того, було досягнуто RR приблизно 3,8% і 6,4% як для системи з підігрівом води, так і для модифікованої системи з підігрівом повітря при температурі вихідної морської води 30,8 °C і 55 °C відповідно.

Збільшення витрати холодоагенту зменшує питомі витрати роботи системи. Для циклу з нагріванням повітря система може досягти максимального GOR 13,5 за допомогою холодоагенту R-22 при 80% ефективності компонентів і коефіцієнті масової витрати 0,56.

Ціна за літр води коливається від 0,29 гривень до 1,27 гривень. Вища тривалість життя установки та нижча вартість електроенергії забезпечують меншу вартість опрісненої води.

Модифікована система з повітряним підігрівом показала кращу продуктивність порівняно з системою з водяним підігрівом, якщо вона працювала в тих самих умовах. Наприклад, для циклу з підігрівом води було досягнуто GOR 7,63 при оптимальному MR 1,3, тоді як для модифікованого циклу з нагріванням повітря було досягнуто GOR 8,88 при оптимальному MR 0,63. Однак практичні перешкоди, такі як здатність легко втрачати тепло, отримане модифікованою системою повітряного опалення, роблять

систему з водяним нагріванням більш сприятливою, незважаючи на її нижчу продуктивність порівняно з модифікованим циклом повітряного опалення. GOR системи може навіть перевищувати 12, якщо ми запустимо систему за певних умов.

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що найкращі робочі умови знаходяться у діапазоні: коефіцієнт масової витрати (MR) (1,2–1,5), швидкість потоку живильної морської води (1,2–1,3 кг/с) і температура живильної морської води (≤ 30 °C) для системи з підігрівом води. Для модифікованої системи з повітряним підігрівом ми маємо коефіцієнт масової витрати (0,6–0,7), швидкість потоку живильної морської води (0,6–0,7 кг/с) і температуру вихідної морської води (≥ 25 °C). Масова витрата холодоагенту ($\leq 0,02$ кг/с), ефективність зволожувача та осушувача (≥ 75 %) і фреон 134a рекомендовані як для нагріву води, так і для модифікованого нагріву повітря.

У дисертації також був проведений конструктивний розрахунок зволожувача та осушувача, їх площі теплообміну склали 1,279 м² та 47,151 м² відповідно. Зволожувач було поділено на секції, кількість трубок склала 4 штуки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Thermal design of humidification dehumidification systems for affordable and small-scale desalination, < <http://hdl.handle.net/1721.1/78176> >.
2. Eslamimanesh A, Hatamipour MS. Mathematical modeling of a direct contact humidification-dehumidification desalination process. *Desalination* 2009;237:296–304.
3. El-Dessouky HTA. Humidification-dehumidification desalination process using waste heat from a gas turbine. *Desalination* 1989;71(1):19–33.
4. Abdel-Salam MS, Hilal MM, El-Dib AF, Abdel-Monem MA. Experimental study of humidification-dehumidification desalination system. *Energy Sources* 1993;15(3).
5. Al-Hallaj S, Farid MM, Tamimi A. Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit. *Desalination* 1998;120:273–80.
6. Müller-Holst H, Engelhardt M, Schölkopf W. Small-scale thermal seawater desalination simulation and optimization of system design. *Desalination* 1999;122(2–3):255–62.
7. Bourouni K, Chaibi MT, Tadrist L. Water desalination by humidification and dehumidification of air: state of the art. *Desalination* 2001;137(1–3):167–76.
8. Xiong RH, Wang SC, Xie LX, Wang Z, Li PL. Experimental investigation of a baffled shell and tube desalination column using the humidification-dehumidification process. *Desalination* 2005;180(1–3):253–61.
9. Rihua X, Shichang W, Zhi W, Li Xin X, Pingli L, Aimei Z. Experimental investigation of a vertical tubular desalination unit using humidification dehumidification process. *Chin J Chem Eng* 2005;13(3):324–8.
10. Narayan GP, Sharqawy MH, Summers EK, Lienhard JH, Zubair SM, Antar MA. The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;14(4):1187–201.
11. Narayan GP, Sharqawy MH, Lienhard JH, Zubair VSM. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. *Desalin Water Treat* 2010;16:339–53.

12. Antar MA, Sharqawy MH. EXperimental investigations on the performance of an air heated humidification–dehumidification desalination system. *Desalin Water Treat* 2013;51:837–43.
13. Narayan GP, McGovern RK, Zubair SM, Lienhard JH. High-temperature-steam driven, varied-pressure, humidification dehumidification system coupled with reverse osmosis for energy-efficient seawater desalination. *Energy* 2012;37:482–93.
14. Siddiqui OK, Sharqawy MH, Antar MA, Zubair SM. Performance evaluation of variable pressure humidification-dehumidification systems. *Desalination* 2017;409:171–82.
15. Muthusamy C, Srithar K. Energy saving potential in humidification-dehumidification desalination system. *Energy* 2017;118:729–41.
16. Ahmed HA, Ismail IM, Saleh WF, Ahmed M. EXperimental investigation of humidification-dehumidification desalination system with corrugated packing in the humidifier. *Desalination* 2017;410:19–29.
17. Hawlader MNA, Dey Prasanta K, Diab Sufyan, Chung Chan Ying. Solar assisted heat pump desalination system. *Desalination* 2004;168:49–54.
18. Gude VG, Nirmalakhandan N. Combined desalination and solar-assisted air-conditioning system. *Energy Convers Manage* 2008;49:3326–30.
19. Nada SA, Elattar HF, Fouda A. EXperimental study for hybrid humidification-dehumidification water desalination and air conditioning system. *Desalination* 2015;363:112–25.
20. Yuan G, Zhang L, Zhang H. EXperimental research of an integrative unit for air-conditioning and desalination. *Desalination* 2005;182:511–6.
21. Gao P, Zhang L, Zhang H. Performance analysis of a new type desalination unit of heat pump with humidification and dehumidification. *Desalination* 2008;220:531–7.
22. Habeebullah BA. Performance analysis of a combined heat pump-dehumidifying system. *JKAU Eng Sci* 2010;21(1):97–114. (1431A.H./2010 A.D.), DOI: 10.4197/ Eng. 21-1.6.
23. Nada SA, Elattar HF, Fouda A. Performance analysis of proposed hybrid air

conditioning and humidification–dehumidification systems for energy saving and water production in hot and dry climatic regions. *Energy Convers Manage* 2015;96:208–27.

24. Zubair MI, Al-Sulaiman FA, Antar MA, Al-Dini SA, Ibrahim NI. Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Convers Manage* 2017;132:28–39.

25. Rajaseenivasan T, Srithar K. Potential of a dual purpose solar collector on humidification-dehumidification desalination system. *Desalination* 2017;404:35–40.

26. Srithar K, Rajaseenivasan T. Performance analysis on a solar bubble column humidification dehumidification desalination system. *Process Saf Environ Prot* 2017;105:41–50.

27. Rajaseenivasan T, Srithar K. An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy. *Energy Convers Manage* 2017;139:232–44.

28. Narayan GP, Sharqawy MH, Lienhard JH, Zubair VSM. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. *Desalin Water Treat* 2010;16:339–53.

29. Sharqawy MH, Antar MA, Zubair SM, Elbashir AM. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. *Desalination* 2014;349:10–21.

30. Aburub A, Aliyu M, Lawal DU, Antar MA. Experimental investigations of the performance of a cross-flow humidification-dehumidification desalination system. In: Twentieth international water technology conference, IWTC20, Hurghada; 18–20 May 2017.

31. Aburub A, Aliyu M, Lawal DU, Antar MA. Experimental investigations of a crossflow humidification dehumidification desalination system. *IWTJ* 2017;7(3):198–208.

32. Antar MA. Water desalination using solar energy, advanced materials research, Trans Tech Publications. 1116; 2015. p. 73–93.

33. Narayan GP, McGovern RK, Thiel GP, Miller JA, Lienhard V JH, Sharqawy MH, et al. Status of humidification dehumidification desalination technology. In: World Congress/Perth Convention and Exhibition Center (PCEC), Perth, Western Australia

September 4–9, 2011. REF: IDAWC/PER11-266.

34. Narayan GP. Thermal design of humidification dehumidification systems for affordable and small-scale desalination, PhD Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, September; 2012. p. 192–3.

35. Mistry KH. Second law analysis and optimization of humidification dehumidification desalination cycles, Master's thesis, Massachusetts Institute of Technology; 2010. p. 133–8.

36. Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: an engineering approach, 7th ed., McGraw-Hill. p. 611–59.

37. Wang Y, Lior N. Thermoeconomic analysis of a low-temperature multi-effect thermal desalination system coupled with an absorption heat pump. *Energy* 2011;36:3878–87.

38. Nafey AS, Fath HES, Mabrouk AA. Thermoeconomic design of a multi-effect evaporation mechanical vapor compression (MEE–MVC) desalination process. *Desalination* 2008;230:1–15.

39. El-Dessouky HT, Ettouney HM. Fundamentals of salt-water desalination. 1st ed. Elsevier; 2002. p. 514.

40. Kabeel AE, Elmaaty TA, El-Said EMS. Economic analysis of a small-scale hybrid air HDH-SSF (humidification and dehumidification – water flashing evaporation) desalination plant. *Energy* 2013;53:306–11.

41. Jamil MA, Zubair SM. On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system. *Desalination* 2017;420:292–307.

42. Xiaohui Zhou, Weijia Wang, Lei Chen, Lijun Yang, Xiaoze Du (2021) Numerical investigation on novel water distribution for natural draft wet cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 181 121886. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121886>

43. Jie Wan, Wan Sun, Jian Deng, Liang-ming Pan, Shu-hua Ding (2021) Experimental study on air-water countercurrent flow limitation in a vertical tube based on measurement of film thickness behavior. *Nuclear Engineering and Technology* 53 (6): 1821-1833.

<https://doi.org/10.1016/j.net.2020.12.019>

44. A.J. Consuegro, A.S. Kaiser, B. Zamora, F. Sanchez, M. Lucas, M. Hernandez (2014) Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling towers on buildings and its experimental validation. *Building and Environment* 78 53-67. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.04.002>
45. Mohammed, Ramy H., Mohamed El-Morsi, Omar Abdelaziz (2022) Indirect evaporative cooling for buildings: A comprehensive patents review. *Journal of Building Engineering* Vol. 50 (No 1): 104158. <https://doi.org/10.1016/j.job.2022.104158>
46. Peter Barabash, Andrii Solomakha, Volodymyr Sereda, Natalia Prytula, Peter Strynada, Yang Liu. Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube, 2022.
47. Y.L. Tsay (1994) Analysis of heat and mass transfer in a countercurrent-flow wet surface heat exchanger. *Heat and Fluid Flow* 15 (2): 149-156
48. Andjelic´ M, Popp K (1989) Stability effects in a normal triangular cylinder array. *J Fluid Struct* 3:165–185
49. ConnorsHJ (1970) An experimental investigation of the flow-induced vibration of tube arrays in cross-flow. Ph.D. Thesis, University of Pittsburgh, PA
50. Chen SS, Jendzejczek JA (1982) Stability of tube arrays in cross- flow. *Nuclear Eng Design* 75:351–373
51. Weaver DS, Fitzpatrick JA (1987) A review of flow-induced vibration in heat exchangers. *Proceedings of International Conference on Flow-induced Vibrations, Bowness-on-Windermere*, vol A1, pp 1–17

Вихідні дані

$$\text{Коефіцієнт теплопроводности металла труб (мідь)} \lambda_w := 390 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Коефіцієнт теплопроводности металла ламелі (алюміній)} \lambda_r := 209 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Шорсткість внутрішньої поверхні труби } k_{\text{ш}} := 0.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Висота повітревоводу } a = 500 \text{ mm.}$$

$$\text{Ширина повітревоводу } b = 500 \text{ mm.}$$

$$\text{Поперечний крок труб } s_1 = 25 \text{ mm.}$$

$$\text{Поздовжній крок труб } s_2 = 21.65 \text{ mm.}$$

$$\text{Зовнішній діаметр трубок } d = 9.52 \text{ mm.}$$

$$\text{Товщина трубки } \delta_{\text{тр}} = 0.3 \text{ mm.}$$

$$\text{Шаг ламели } s_p = 2.5 \text{ mm.}$$

$$\text{Толщина ламели } \delta_p = 0.1 \text{ mm.}$$

$$\text{Площа фронтальної поверхні ребра для однієї труби } S_{\text{front}} = 554 \text{ mm}^2$$

$$\text{Horizontal corrugation angle } \beta_{\text{wh}} = 12.4 \cdot \text{deg.}$$

$$\text{Діаметр збирального та роздавального колекторів } d_{\text{кол}} = \frac{10}{4} \text{ in.}$$

$$\text{Атмосферний тиск зовнішнього повітря } p_{\text{п}} = 0.101325 \text{ МПа.}$$

$$\text{Відносна вологість повітря на вході в ТА } \phi_{\text{п,вх}} = 90\%.$$

$$\text{Температура повітря на вході в ТА } \theta_{\text{п,вх}} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

$$\text{Температура повітря на виході з ТА } \theta_{\text{п,вих_зад}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

$$\text{Орієнтовна вологість повітря на виході з ТА } \phi_{\text{п,вих}} = 0.9.$$

$$\text{Номінальна потужність } Q_{\text{та_зад}} = 13 \text{ kW.}$$

$$\text{Об'ємна витрата повітря через ТА } V_{\text{п}} := 252 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}.$$

Температура рідини на вході в ТА $t_{B,ВХ} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура рідини на виході із ТА $t_{B,ВИХ} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплоносії

water

Приймаємо кількість контурів

$$z_{\text{пар,тр}} := 20.$$

Тип розрахунку

calc :=

Задана потужність

☐ Властивості

☒ Розрахунок

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

(American ARI-Standart 410-8, VDI Heat Atlas, p. 1354)

1.1 Тепловий баланс

$$\text{Ентальпія повітря на вході в ТА } I_{\Pi,ВХ} := \text{AirHTPR}(\theta_{\Pi,ВХ}, p_{\Pi}, \phi_{\Pi,ВХ}) = 535 \cdot \frac{1000\text{J}}{\text{kg}}.$$

$$W_{\Pi,ВХ} := \text{AirWPTR}(p_{\Pi}, \theta_{\Pi,ВХ}, \phi_{\Pi,ВХ}) = 0.179$$

Визначення температури на виході з ТА

$$Q_{\text{Та,пов}}(\theta_{\Pi,ВИХ}) := \left| \begin{array}{l} I_{\Pi,ВИХ} \leftarrow \text{AirHTPR}(\theta_{\Pi,ВИХ}, p_{\Pi}, \phi_{\Pi,ВИХ}) \\ \theta_{\Pi,ср} \leftarrow \frac{\theta_{\Pi,ВХ} + \theta_{\Pi,ВИХ}}{2} \\ \phi_{\Pi,ср} \leftarrow \frac{\phi_{\Pi,ВХ} + \phi_{\Pi,ВИХ}}{2} \\ \rho_{\Pi,ср} \leftarrow \frac{1}{\text{AirVTPR}(\theta_{\Pi,ср}, p_{\Pi}, \phi_{\Pi,ср})} \\ G_{\Pi} \leftarrow V_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi,ср} \\ (I_{\Pi,ВХ} - I_{\Pi,ВИХ}) \cdot G_{\Pi} \end{array} \right.$$

Given

$$\theta_{\text{п,вих}} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{та,пов}}(\theta_{\text{п,вих}}) = Q_{\text{та_зад}}$$

$$\theta_{\text{п,вих}} := \text{Find}(\theta_{\text{п,вих}}) = 55.079^{\circ}\text{C}$$

Визначення потужності ТА

$$Q_{\text{та}} := \begin{cases} I_{\text{п,вих}} \leftarrow \text{AirHTPR}(\theta_{\text{п,вих_зад}}, p_{\text{п}}, \phi_{\text{п,вих}}) = 2.826 \times 10^4 \text{ W} \\ \theta_{\text{п,ср}} \leftarrow \frac{\theta_{\text{п,вх}} + \theta_{\text{п,вих_зад}}}{2} \\ \phi_{\text{п,ср}} \leftarrow \frac{\phi_{\text{п,вх}} + \phi_{\text{п,вих}}}{2} \\ p_{\text{п,ср}} \leftarrow \frac{1}{\text{AirVTPR}(\theta_{\text{п,ср}}, p_{\text{п}}, \phi_{\text{п,ср}})} \\ G_{\text{п}} \leftarrow V_{\text{п}} \cdot p_{\text{п,ср}} \\ (I_{\text{п,вх}} - I_{\text{п,вих}}) \cdot G_{\text{п}} \end{cases}$$

Визначення складових балансу

Кількість теплоти, що іде на охолодження повітря

$$Q_{\text{та}} := \begin{cases} Q_{\text{та_зад}} & \text{if calc} = \text{"Задана потужність"} \\ Q_{\text{та}} & \text{otherwise} \end{cases} = 1.3 \times 10^4 \cdot \text{W.}$$

Температура повітря на виході

$$\theta_{\text{п,вих}} := \begin{cases} \theta_{\text{п,вих}} & \text{if calc} = \text{"Задана потужність"} \\ \theta_{\text{п,вих_зад}} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\theta_{\text{п,вих}} = 55.079^{\circ}\text{C} \quad Q_{\text{та}} = 13 \cdot \text{kW}$$

Ентальпія повітря на виході з ТА

$$I_{\text{п,вих}} := \text{AirHTPR}(\theta_{\text{п,вих}}, p_{\text{п}}, \phi_{\text{п,вих}}) = 322 \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kg}}.$$

$$\text{Середня температура повітря в ТА } \theta_{\text{п,ср}} := \frac{\theta_{\text{п,вх}} + \theta_{\text{п,вих}}}{2} = 60^{\circ}\text{C}.$$

Середня вологість повітря в ТА $\phi_{п,ср} := \frac{\phi_{п,вх} + \phi_{п,вих}}{2} = 0.9$.

Середня густина повітря в ТА

$$\rho_{п,ср} := \frac{1}{AirVTPR(\theta_{п,ср}, p_{п}, \phi_{п,ср})} = 0.871 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} .$$

Густина повітря на вході в ТА $\rho_{п,вх} := \frac{1}{AirVTPR(\theta_{п,вх}, p_{п}, \phi_{п,вх})} = 0.812 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} .$

Густина повітря на виході в ТА

$$\rho_{п,вих} := \frac{1}{AirVTPR(\theta_{п,вих}, p_{п}, \phi_{п,вих})} = 0.924 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} .$$

Середня динамічна в'язкість повітря в ТА

$$\mu_{п,ср} := AirMTPR(\theta_{п,ср}, p_{п}, \phi_{п,ср}) = 1.873 \times 10^{-5} \text{ s} \cdot \text{Pa} .$$

Середня кінематична в'язкість повітря в ТА

$$\nu_{п,ср} := \frac{\mu_{п,ср}}{\rho_{п,ср}} = 2.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} .$$

Середня масова теплоємність повітря в ТА

$$c_{рп,ср} := AirCpTPR(\theta_{п,ср}, p_{п}, \phi_{п,ср}) = 1.271 \times 10^3 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{J} .$$

Масова теплоємність повітря на вході в ТА

$$c_{рп,вх} := AirCpTPR(\theta_{п,вх}, p_{п}, \phi_{п,вх}) = 1.359 \times 10^3 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{J} .$$

Масова теплоємність повітря на виході в ТА

$$c_{рп,вих} := AirCpTPR(\theta_{п,вих}, p_{п}, \phi_{п,вих}) = 1.206 \times 10^3 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{J} .$$

Середній коефіцієнт теплопровідності повітря

$$\lambda_{п,ср} := AirKTPR(\theta_{п,ср}, p_{п}, \phi_{п,ср}) = 0.028 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} .$$

Середнє число Прандтля для повітря

$$Pr_{п,ср} := \frac{c_{рп,ср} \cdot \mu_{п,ср}}{\lambda_{п,ср}} = 0.847 .$$

Секундна масова витрата повітря в ТА

$$G_{п} := V_{п} \cdot \rho_{п,ср} = 0.061 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} .$$

Середня температура рідини в ТА $t_{B,cp} := \frac{t_{B,BX} + t_{B,ВИХ}}{2} = 45 \cdot ^\circ\text{C}.$

Середня масова теплоємність рідини

$$c_{pB,cp} := CpSWT_{wf}(t_{B,cp}, wf) = 4180 \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{J}.$$

Секундна масова витрата рідини у ТА

$$G_B := \frac{Q_{Ta}}{c_{pB,cp} \cdot (t_{B,ВИХ} - t_{B,BX})} = 0.104 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Густина води на вході у ТО $\rho_{B,BX} := DSWT_{wf}(t_{B,BX}, wf) = 996 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$

Густина води на виході з ТО $\rho_{B,ВИХ} := DSWT_{wf}(t_{B,ВИХ}, wf) = 983 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Середня густина води в ТО $\rho_{B,cp} := \frac{(\rho_{B,BX} + \rho_{B,ВИХ})}{2} = 989 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$

Секундна витрата води у літрах $V_B := \frac{G_B}{\rho_{B,cp}} = 0.10477 \text{ L} \cdot \frac{1}{\text{s}}.$

Середня динамічна в'язкість рідини $\mu_B := VSWT_{wf}(t_{B,cp}, wf) = 5.958 \times 10^{-4} \text{ s} \cdot \text{Pa}.$

Коефіцієнт теплопровідності рідини $\lambda_B := LSWT_{wf}(t_{B,cp}, wf) = 0.635 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}.$

Число Прандля рідини $Pr_B := \frac{c_{pB,cp} \cdot \mu_B}{\lambda_B} = 3.9236.$

Кінематична в'язкість води

$$\nu_B := \frac{VSWT_{wf}\left(\frac{t_{B,BX} + t_{B,ВИХ}}{2}, wf\right)}{\rho_{B,cp}} = 6.021 \times 10^{-7} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{sec}}.$$

1.2 Компоновка блоку оребренної хвильової поверхні охолодження

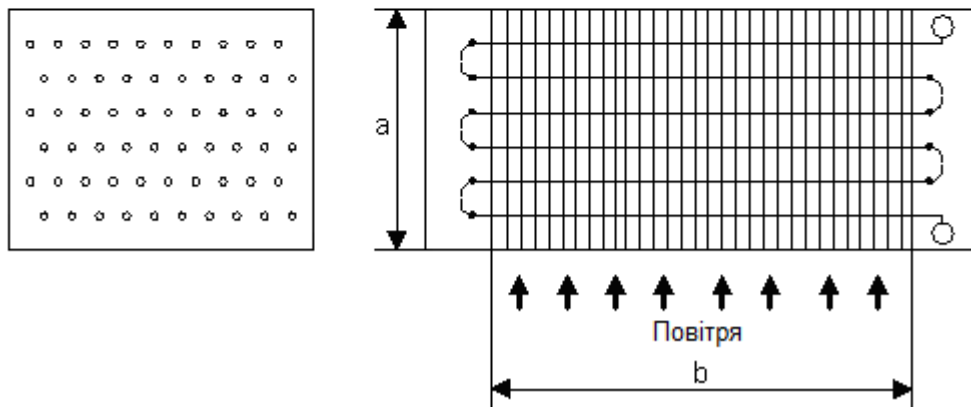
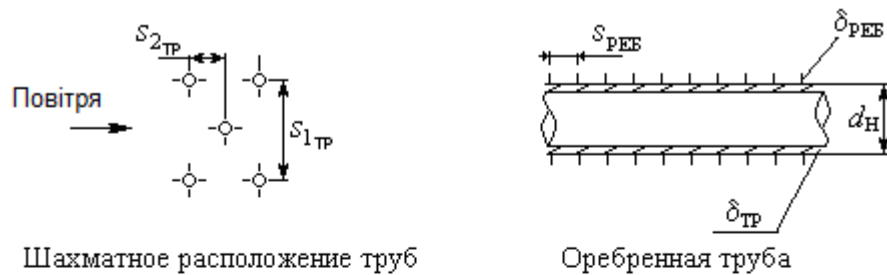


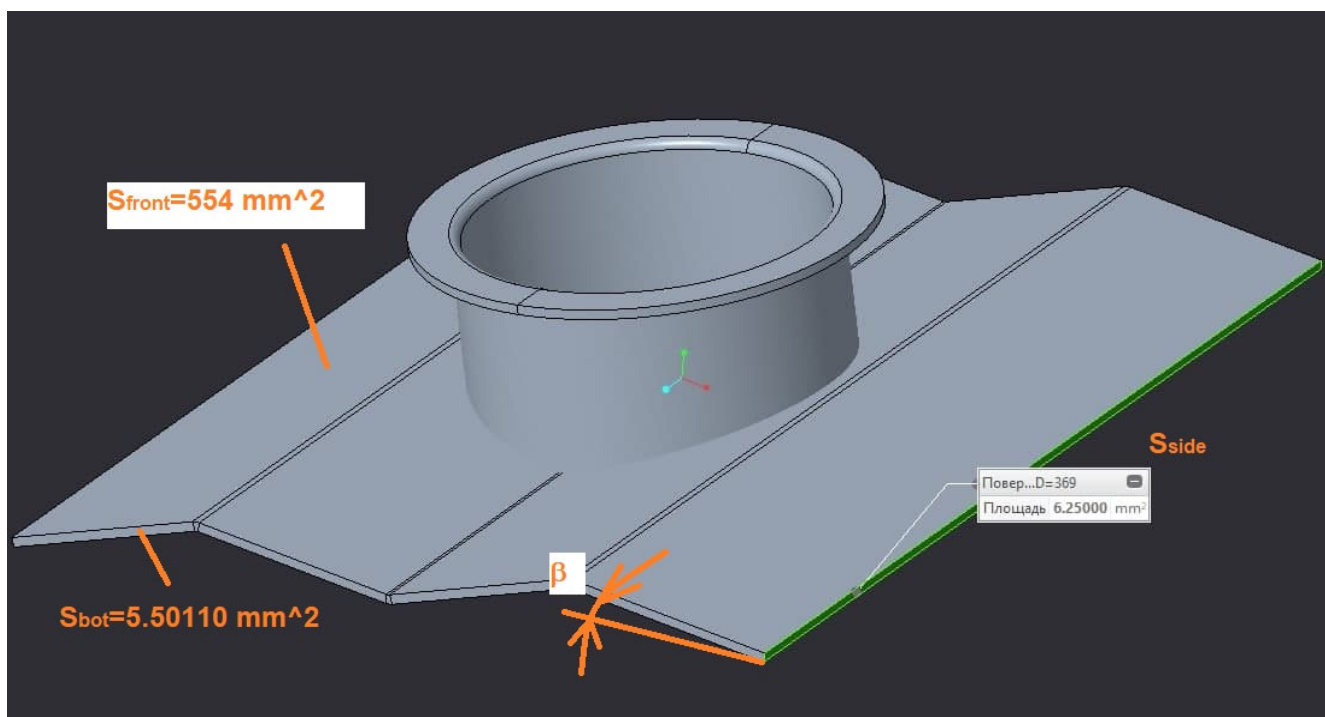
Рисунок із геометричними розмірами пластини у вертикальному та горизонтальному перерізах (відкривається натисканням)

Внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} := d - 2 \cdot \delta_{\text{тр}} = 8.92 \cdot \text{mm}$.

Fin collar outside diameter $d_c := d + 2 \cdot \delta_p = 9.72 \cdot \text{mm}$.

Кількість труб у одному поперечному ряді $z_1 := \frac{a}{s_1} = 20$.

Кількість труб у ряді (округлюємо до цілих) $\underline{z_1} := \text{floor}(z_1) = 20$.



Кількість ребер у ТА $n_p = \frac{b}{s_p} = 200$

Площа поверхні хвильових ребер на одній трубі

$$A_f := 2 \cdot \left(S_{\text{front}} - \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right) \cdot n_p = 0.191919 \cdot \text{m}^2.$$

Площа поверхні хвильових ребер в одному поперечному ряді

$$A_R := 2 \cdot \frac{b}{s_p} \cdot \left(s_2 \cdot a - z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 3.7606 \text{ m}^2$$

Площа поверхні однієї труби незайнятою хвильовими ребрами

$$A_T := \pi \cdot d_c \cdot b - \pi \cdot d_c \cdot \delta_p \cdot n_p = 0.014657 \cdot \text{m}^2.$$

Площа зовнішньої поверхні гладкої труби в одному поперечному ряді

$$A_B := z_1 \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{s_p} \right) = 0.2871 \text{ m}^2$$

Площа поверхні нагріву однієї труби із зовнішньої сторони

$$A_{\text{www}} := A_f + A_T = 0.2066 \cdot \text{m}^2.$$

Площа поверхні теплообміну в одному поперечному ряді

$$A_{WT} := A_R + A_B = 4.0477 \text{ m}^2$$

Площа поверхні нагріву однієї труби із внутрішньої сторони

$$A_i := \pi \cdot d_{BH} \cdot b = 0.014 \cdot m^2.$$

Площа внутрішньої поверхні гладкої труби в одному поперечному ряді

$$A_K := z_1 \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot b = 0.2802 m^2$$

1.3 Dry air side heat transfer coefficient

Byun et al. (2007) Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger, 30, 812-820

Площа поперечного перерізу ТА $F_{\min} := a \cdot b = 0.25 m^2$

Minimal free flow cross-sectional area

$$F_{\min} := (n_p + 1) \cdot z_1 \cdot (s_1 - d_c) \cdot (s_p - \delta_p) = 0.147 \cdot m^2.$$

Гідравлічний діаметр

$$d_h := \frac{4 \cdot F_{\min} \cdot s_2}{A \cdot z_1} = 0.00309 m.$$

Швидкість повітря на вході в ТА $w_{\Pi} := \frac{G_{\Pi}}{a \cdot b \cdot \rho_{\Pi, \text{BX}}} = 0.3 \cdot \frac{m}{\text{sec}}.$

Швидкість повітря в мінімальному перерізі ТА

$$w_{\max} := \frac{G_{\Pi}}{F_{\min} \cdot \rho_{\Pi, \text{cp}}} = 0.47 m \cdot s^{-1}$$

Reynolds number based on tube collar diameter

$$Re_{dc} := \frac{w_{\max} \cdot d_c \cdot \rho_{\Pi, \text{cp}}}{\mu_{\Pi, \text{cp}}} = 214.7$$

Розраховуємо значення j для першого ряду

$$n_1 := 1$$

$$j_{11} := -0.229 + 0.115 \cdot \left(\frac{s_p}{d_c} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{s_2}{d_h} \right)^{0.54} \cdot \ln(0.5 \cdot \tan(\beta_{wh})) \cdot n_1^{-0.284} = -0.551.$$

$$j_{12} := -0.251 + \frac{0.232 \cdot n_1^{1.37}}{(\ln(Re_{dc}) - 2.303)} = -0.175.$$

$$j_{13} := -0.439 \cdot \left(\frac{s_p}{d_h} \right)^{0.09} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{-1.75} \cdot n_1^{-0.93} = -0.554 \quad .$$

$$j_{14} := 0.502 \cdot (\ln(\text{Re}_{dc}) - 2.54) = 1.42 \quad .$$

$$j_1 := 0.324 \cdot \text{Re}_{dc}^{j_{11}} \cdot \left(\frac{s_p}{s_2} \right)^{j_{12}} \cdot \tan(\beta_{wh})^{j_{13}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{j_{14}} \cdot n_1^{0.428} = 0.046$$

Розраховуємо значення j для другого ряду

$$n_2 := 2$$

$$j_{21} := -0.229 + 0.115 \cdot \left(\frac{s_p}{d_c} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{s_2}{d_h} \right)^{0.54} \cdot \ln(0.5 \cdot \tan(\beta_{wh})) \cdot n_2^{-0.284} = -0.493 \quad .$$

$$j_{22} := -0.251 + \frac{0.232 \cdot n_2^{1.37}}{(\ln(\text{Re}_{dc}) - 2.303)} = -0.055 \quad .$$

$$j_{23} := -0.439 \cdot \left(\frac{s_p}{d_h} \right)^{0.09} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{-1.75} \cdot n_2^{-0.93} = -0.291 \quad .$$

$$j_{24} := 0.502 \cdot (\ln(\text{Re}_{dc}) - 2.54) = 1.42 \quad .$$

$$j_2 := 0.324 \cdot \text{Re}_{dc}^{j_{21}} \cdot \left(\frac{s_p}{s_2} \right)^{j_{22}} \cdot \tan(\beta_{wh})^{j_{23}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{j_{24}} \cdot n_2^{0.428} = 0.044$$

Розраховуємо значення j для третього ряду

$$n_3 := 3$$

$$j_{31} := -0.229 + 0.115 \cdot \left(\frac{s_p}{d_c} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{s_2}{d_h} \right)^{0.54} \cdot \ln(0.5 \cdot \tan(\beta_{wh})) \cdot n_3^{-0.284} = -0.464 \quad .$$

$$j_{32} := -0.251 + \frac{0.232 \cdot n_3^{1.37}}{(\ln(\text{Re}_{dc}) - 2.303)} = 0.09 \quad .$$

$$j_{33} := -0.439 \cdot \left(\frac{s_p}{d_h} \right)^{0.09} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{-1.75} \cdot n_3^{-0.93} = -0.199 \quad .$$

$$j_{34} := 0.502 \cdot (\ln(\text{Re}_{dc}) - 2.54) = 1.42 \quad .$$

$$j_3 := 0.324 \cdot \text{Re}_{dc}^{j_{31}} \cdot \left(\frac{s_p}{s_2} \right)^{j_{32}} \cdot \tan(\beta_{wh})^{j_{33}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{j_{34}} \cdot n_3^{0.428} = 0.039$$

1.3 Цикл для визначення кількості рядів

$$\begin{aligned} n_{\text{rows}}(c) &:= \begin{cases} j_1 & \text{if } c = 1 \\ j_2 & \text{if } c = 2 \\ j_3 & \text{if } c = 3 \\ \frac{j_1 + j_2 + (c - 2) \cdot j_3}{c} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \alpha_{\text{dry}} &\leftarrow j \cdot w_{\text{max}} \cdot \rho_{\Pi, \text{cp}} \cdot \text{Pr}_{\Pi, \text{cp}}^{\frac{-2}{3}} \cdot c_{p_{\Pi, \text{cp}}} \\ b_R &\leftarrow s_1 \\ l_R &\leftarrow \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2} \\ \varphi_y &\leftarrow 1.27 \cdot \frac{b_R}{d} \cdot \sqrt{\frac{l_R}{b_R}} - 0.3 \\ \varphi &\leftarrow (\varphi_y - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(\varphi_y)) \\ H_{R, \text{eq}} &\leftarrow \frac{d}{2} \cdot \varphi \\ m_{\text{dry}} &\leftarrow \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{dry}}}{\delta_p \cdot \lambda_r}} \\ \eta_{r_ \text{dry}} &\leftarrow \frac{\tanh(m_{\text{dry}} \cdot H_{R, \text{eq}}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{\text{dry}} \cdot H_{R, \text{eq}})]}{(m_{\text{dry}} \cdot H_{R, \text{eq}})} \\ A_{\text{r}} &+ n_{\text{rows}} \cdot A_{\text{c}} \end{aligned}$$

$$\psi_{\text{dry}} \leftarrow \frac{1 - \psi_{\text{dry}} - 1}{A}$$

$$w_B \leftarrow \frac{4 \cdot G_B}{z_{\text{пар,тр}} \cdot \pi \cdot d_{\text{BH}}^2 \cdot \rho_{\text{B,cp}}}$$

$$\text{Re}_B \leftarrow \frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot d_{\text{BH}} \cdot z_{\text{пар,тр}} \cdot \mu_B}$$

$$t_w \leftarrow \frac{\theta_{\text{II,cp}} + t_{\text{B,cp}}}{2}$$

$$\mu_w \leftarrow \text{VSWTwf}(t_w, \text{wf})$$

$$f_D \leftarrow (0.782 \cdot \ln(\text{Re}_B) - 1.51)^{-2}$$

$$\text{Nu}_B \leftarrow \begin{cases} 1.86 \cdot \left(\frac{\text{Re}_B \cdot \text{Pr}_B \cdot d_{\text{BH}}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} & \text{if } \text{Re}_B < 2100 \wedge \left(\frac{\text{Re}_B \cdot \text{Pr}_B \cdot d_{\text{BH}}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} \leq 2 \\ 3.66 & \text{if } \text{Re}_B < 2100 \wedge \left(\frac{\text{Re}_B \cdot \text{Pr}_B \cdot d_{\text{BH}}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} \leq 2 \\ \frac{\left(\frac{f_D}{8} \right) \cdot (\text{Re}_B - 1000) \cdot \text{Pr}_B}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_D}{8}} \cdot \left(\text{Pr}_B^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{\text{BH}}}{b} \right)^{\frac{2}{3}} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha_B \leftarrow \frac{\lambda_B \cdot \text{Nu}_B}{d_{\text{BH}}}$$

$$W_K \leftarrow \frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{A}{A_i}$$

$$W_L \leftarrow \frac{1}{\alpha_{\text{dry}}}$$

$$W_{\text{Rdry}} \leftarrow W_L \cdot \frac{1 - \psi_{\text{dry}}}{\psi_{\text{dry}}}$$

$$W_w \leftarrow \frac{A \cdot \delta_{\text{Tp}}}{\pi \cdot d_{\text{BH}} \cdot b \cdot \lambda_w}$$

$$W_{\text{fin}} \leftarrow \frac{A \cdot \delta_p}{\pi \cdot d_{\text{BH}} \cdot b \cdot \lambda_p}$$

$$\pi \cdot d \cdot b \cdot \lambda_r$$

$$\theta_{\text{SmG}} \leftarrow \text{AirDTPR}(\theta_{\Pi, \text{BX}}, p_{\Pi}, \phi_{\Pi, \text{BX}})$$

$$h_{\text{SmG}} \leftarrow \text{AirHTPR}(\theta_{\text{SmG}}, p_{\Pi}, 1)$$

$$\theta_{\text{SoG}} \leftarrow \theta_{\text{SmG}}$$

$$p_{\text{ds}} \leftarrow \left(10^{-3} \cdot 10^{\left(8.3246 - \frac{1799.73}{\frac{\theta_{\text{SoG}}}{\text{K}} + 238.734 - 273.15} \right)} \right) \cdot \text{bar}$$

$$W_{\text{SoG}} \leftarrow 0.622 \cdot \frac{p_{\text{ds}}}{p_{\Pi} - p_{\text{ds}}}$$

$$c_{p_{\text{cyx}}} \leftarrow 1 \cdot \frac{10^3 \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p_{\text{D}}} \leftarrow 1.86 \cdot \frac{10^3 \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{\text{we}} \leftarrow \left(2494 - 2.2 \cdot \frac{\theta_{\Pi, \text{cp}} - 273.15 \cdot \text{K}}{\text{K}} \right) \cdot \frac{10^3 \text{J}}{\text{kg}}$$

$$b_{\text{slope}} \leftarrow c_{p_{\text{cyx}}} + W_{\text{SoG}} \cdot c_{p_{\text{D}}} + 3.7 \cdot W_{\text{SoG}} \cdot (0.622 + W_{\text{SoG}}) \cdot \frac{17}{\left(\frac{\theta_{\text{SoG}}}{\text{K}} + 238.734 - 273.15 \right)}$$

$$m_{\text{wet}} \leftarrow \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{dry}} \cdot b_{\text{slope}}}{\delta_p \cdot \lambda_r \cdot c_{p_{\Pi, \text{BX}}}}}$$

$$\eta_{r_ \text{wet}} \leftarrow \frac{\tanh(m_{\text{wet}} \cdot H_{\text{R.eq}}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{\text{wet}} \cdot H_{\text{R.eq}})]}{(m_{\text{wet}} \cdot H_{\text{R.eq}})}$$

$$\psi_{\text{wet}} \leftarrow \frac{A_{\text{T}} + \eta_{r_ \text{wet}} \cdot A_{\text{f}}}{A}$$

$$W_{\text{Rwet}} \leftarrow W_{\text{L}} \cdot \frac{1 - \psi_{\text{wet}}}{\psi_{\text{wet}}} \cdot \frac{c_{p_{\Pi, \text{BX}}}}{b_{\text{slope}}}$$

$$K_{\text{var}} \leftarrow \frac{G_{\Pi}}{G_{\text{B}} \cdot c_{p_{\text{B}, \text{cp}}}}$$

$$C_{\text{var}} \leftarrow \frac{W_{\text{Rwet}} + W_{\text{w}} + W_{\text{K}} + W_{\text{fin}}}{c_{p_{\Pi, \text{BX}}} \cdot W_{\text{L}}}$$

$$h_{\text{LG}} \leftarrow \frac{\theta_{\text{SmG}} - t_{\text{B}, \text{ВНХ}} + K_{\text{var}} \cdot I_{\Pi, \text{BX}} + C_{\text{var}} \cdot h_{\text{SmG}}}{C_{\text{var}} + K_{\text{var}}}$$

$$\begin{aligned}
\theta_{LG} &\leftarrow \theta_{\Pi, BX} - \frac{I_{\Pi, BX} - h_{LG}}{cp_{cyX} + W_{\Pi, BX} \cdot cp_D} \\
\theta_{KG} &\leftarrow \theta_{SmG} - C_{var} \cdot (h_{LG} - h_{SmG}) \\
\theta_{SoG} &\leftarrow \theta_{KG} + \frac{W_K + W_w}{W_w + W_{fin} + W_K + W_{Rwet}} \cdot (\theta_{SmG} - \theta_{KG}) \\
p_{ds} &\leftarrow \left(10^{-3} \cdot 10^{\left(\frac{8.3246 - \frac{1799.73}{\frac{\theta_{SoG}}{K} + 238.734 - 273.15}}{K} \right)} \right) \cdot \text{bar} \\
W_{SoG} &\leftarrow 0.622 \cdot \frac{p_{ds}}{p_{\Pi} - p_{ds}} \\
b_{slope} &\leftarrow cp_{cyX} + W_{SoG} \cdot cp_D + 3.7 \cdot W_{SoG} \cdot (0.622 + W_{SoG}) \cdot \frac{17}{\left(\frac{\theta_{SoG}}{K} + 238.734 - 273.15 \right)} \\
m_{wet} &\leftarrow \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{dry} \cdot b_{slope}}{\delta_p \cdot \lambda_r \cdot cp_{\Pi, BX}}} \\
\eta_{r_wet} &\leftarrow \frac{\tanh(m_{wet} \cdot H_{R.eq}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{wet} \cdot H_{R.eq})]}{(m_{wet} \cdot H_{R.eq})} \\
\psi_{wet} &\leftarrow \frac{A_T + \eta_{r_wet} \cdot A_f}{A} \\
W_{Rwet} &\leftarrow W_L \cdot \frac{1 - \psi_{wet}}{\psi_{wet}} \cdot \frac{cp_{\Pi, BX}}{b_{slope}} \\
C_{var} &\leftarrow \frac{W_{Rwet} + W_w + W_K + W_{fin}}{cp_{\Pi, BX} \cdot W_L} \\
h_{LG} &\leftarrow \frac{\theta_{SmG} - t_{B, BIX} + K_{var} \cdot I_{\Pi, BX} + C_{var} \cdot h_{SmG}}{C_{var} + K_{var}} \\
\theta_{LG} &\leftarrow \theta_{\Pi, BX} - \frac{I_{\Pi, BX} - h_{LG}}{cp_{cyX} + W_{\Pi, BX} \cdot cp_D} \\
\theta_{KG} &\leftarrow \theta_{SmG} - C_{var} \cdot (h_{LG} - h_{SmG}) \\
\theta_{SoG} &\leftarrow \theta_{KG} + \frac{W_K + W_w}{W_w + W_K + W_{fin} + W_{Rwet}} \cdot (\theta_{SmG} - \theta_{KG}) \\
\text{Regime} &\leftarrow \text{"wet"} \quad \text{if } \theta_{r_eq} \geq \theta_{SoG}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Regime} &\leftarrow \begin{cases} \text{"wet"} & \text{if } \theta_{LG} \geq \theta_{\Pi, \text{ВХ}} \\ \text{"dry"} & \text{if } \theta_{LG} < \theta_{\Pi, \text{ВХ}} \\ \text{"dry-wet"} & \text{otherwise} \end{cases} \\
Q_{\text{dry}} &\leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if Regime} = \text{"wet"} \\ Q_{\text{Та}} & \text{if Regime} = \text{"dry"} \\ G_{\Pi} \cdot (I_{\Pi, \text{ВХ}} - h_{LG}) & \text{otherwise} \end{cases} \\
\Delta t_{\text{In}} &\leftarrow \begin{cases} \frac{(\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}}) - (\theta_{LG} - \theta_{KG})}{\ln \left[\frac{(\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}})}{(\theta_{LG} - \theta_{KG})} \right]} & \text{if Regime} = \text{"dry-wet"} \\ \frac{(\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}}) - (\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}})}{\ln \left[\frac{(\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}})}{(\theta_{\Pi, \text{ВХ}} - t_{\text{Б, ВХ}})} \right]} & \text{otherwise} \end{cases} \\
A_{\text{dry}} &\leftarrow \frac{Q_{\text{dry}} \cdot (W_K + W_w + W_{\text{fin}} + W_{\text{Rdry}} + W_L)}{\Delta t_{\text{In}}} \\
n_{\text{l_dry}} &\leftarrow \frac{A_{\text{dry}}}{A_{\text{WT}}} \\
\theta_{\text{SmA}} &\leftarrow \frac{t_{\text{Б, ВХ}} + \theta_{\Pi, \text{ВХ}}}{2} \\
h_{\text{SmA}} &\leftarrow \text{AirHTPR}(\theta_{\text{SmA}}, p_{\Pi}, 1) \\
b_{\text{line}} &\leftarrow \frac{h_{\text{SmG}} - h_{\text{SmA}}}{\theta_{\text{SmG}} - \theta_{\text{SmA}}} \\
a_{\text{line}} &\leftarrow h_{\text{SmA}} - b_{\text{line}} \cdot \theta_{\text{SmA}} \\
h_{\text{SmA}} &\leftarrow \frac{t_{\text{Б, ВХ}} + C_{\text{var}} \cdot I_{\Pi, \text{ВХ}} + \frac{a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}}}{C_{\text{var}} + \frac{1}{b_{\text{line}}}} \\
\theta_{\text{SmA}} &\leftarrow \frac{h_{\text{SmA}} - a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}} \\
h_{\text{SmA}} &\leftarrow \text{AirHTPR}(\theta_{\text{SmA}}, p_{\Pi}, 1) \\
b_{\text{line}} &\leftarrow \frac{h_{\text{SmG}} - h_{\text{SmA}}}{\theta_{\text{SmG}} - \theta_{\text{SmA}}} \\
a_{\text{line}} &\leftarrow h_{\text{SmA}} - b_{\text{line}} \cdot \theta_{\text{SmA}}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
h_{\text{SmA}} &\leftarrow \frac{t_{\text{B,BX}} + C_{\text{var}} \cdot I_{\text{П,ВИХ}} + \frac{a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}}}{C_{\text{var}} + \frac{1}{b_{\text{line}}}} \\
\theta_{\text{SmA}} &\leftarrow \frac{h_{\text{SmA}} - a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}} \\
Q_{\text{wet}} &\leftarrow Q_{\text{Ta}} - Q_{\text{dry}} \\
\Delta h_{\text{ln}} &\leftarrow \begin{cases} \frac{(h_{\text{LG}} - h_{\text{SmG}}) - (I_{\text{П,ВИХ}} - h_{\text{SmA}})}{\ln \left[\frac{(h_{\text{LG}} - h_{\text{SmG}})}{(I_{\text{П,ВИХ}} - h_{\text{SmA}})} \right]} & \text{if Regime = "dry-wet"} \\ \frac{(I_{\text{П,BX}} - h_{\text{SmG}}) - (I_{\text{П,ВИХ}} - h_{\text{SmA}})}{\ln \left(\frac{I_{\text{П,BX}} - h_{\text{SmG}}}{I_{\text{П,ВИХ}} - h_{\text{SmA}}} \right)} & \text{otherwise} \end{cases} \\
A_{\text{wet}} &\leftarrow \frac{Q_{\text{wet}} \cdot W_{\text{L}} \cdot c_{\text{pП,ср}}}{\Delta h_{\text{ln}}} \\
A_{\text{tot}} &\leftarrow A_{\text{wet}} + A_{\text{dry}} \\
\text{round} \left(\frac{A_{\text{tot}}}{A \cdot z_1} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
n &:= \begin{cases} a \leftarrow n_{\text{rows}}(1) & = 11 \\ b \leftarrow n_{\text{rows}}(a) \\ \text{if } n_{\text{rows}}(a) \neq n_{\text{rows}}(b) \\ \quad \begin{cases} a \leftarrow b \\ b \leftarrow n_{\text{rows}}(a) \end{cases} \\ b & \text{otherwise} \end{cases}
\end{aligned}$$

$$j := \begin{cases} j_1 & \text{if } n = 1 \\ j_2 & \text{if } n = 2 \\ j_3 & \text{if } n = 3 \\ \frac{j_1 + j_2 + (n - 2) \cdot j_3}{n} & \text{otherwise} \end{cases} = 0.04$$

$$\alpha_{\text{dry}} := j \cdot w_{\text{max}} \cdot \rho_{\text{п,ср}} \cdot \text{Pr}_{\text{п,ср}}^{\frac{-2}{3}} \cdot c_{\text{п,ср}} = 23.536 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$b_R := s_1 = 0.025 \text{ m}$$

$$\text{Діагональний крок труб } l_R := \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2} = 0.0249994 \text{ m}$$

$$\varphi_y := 1.27 \cdot \frac{b_R}{d} \cdot \sqrt{\frac{l_R}{b_R}} - 0.3 = 2.79$$

$$\varphi := (\varphi_y - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(\varphi_y)) = 2.433$$

$$\text{Equivalent fin height } H_{R,\text{eq}} := \frac{d}{2} \cdot \varphi = 0.0115824 \text{ m}$$

$$\text{Dry fin parameter } m_{\text{dry}} := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{dry}}}{\delta_p \cdot \lambda_r}} = 47 \text{ m}^{-1}$$

Dry fin efficiency

$$\eta_{r_dry} := \frac{\tanh(m_{\text{dry}} \cdot H_{R,\text{eq}}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{\text{dry}} \cdot H_{R,\text{eq}})]}{(m_{\text{dry}} \cdot H_{R,\text{eq}})} = 0.909$$

Dry total surface effectiveness

$$\psi_{\text{dry}} := \frac{A_T + \eta_{r_dry} \cdot A_f}{A} = 0.915$$

1.4 Fluid side heat transfer coefficient

$$\text{Швидкість рідини в трубах } w_B := \frac{4 \cdot G_B}{z_{\text{пар,тр}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \rho_{\text{в,ср}}} = 0.0838 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Число Рейнольдса } Re_B := \frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot z_{\text{пар,тр}} \cdot \mu_B} = 1241.815$$

Число Нуссельта (для ламінарного режиму - формула Seider-Tate, для перехідного і турбулентного - формула Gnielinski) from Process Heat Transfer Principles and Applications, 2007

Температура стінки труби у першому наближенні $t_w := \frac{\theta_{\Pi, cp} + t_{B, cp}}{2} = 52.5198 \cdot ^\circ\text{C}$

Динамічна в'язкість рідини за температури стінки

$$\mu_w := \text{VSWTwf}(t_w, wf) = 5.242 \times 10^{-4} \text{ s} \cdot \text{Pa}.$$

Darcy friction factor $f_D := (0.782 \cdot \ln(Re_B) - 1.51)^{-2} = 0.061$.

$$Nu_B := \begin{cases} 1.86 \cdot \left(\frac{Re_B \cdot Pr_B \cdot d_{BH}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} & \text{if } Re_B < 2100 \wedge \left(\frac{Re_B \cdot Pr_B \cdot d_{BH}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} > 3.66 \\ 3.66 & \text{if } Re_B < 2100 \wedge \left(\frac{Re_B \cdot Pr_B \cdot d_{BH}}{b} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} \leq 2 \\ \frac{\left(\frac{f_D}{8} \right) \cdot (Re_B - 1000) \cdot Pr_B \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{BH}}{b} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_D}{8}} \cdot \left(Pr_B^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони рідини

$$\alpha_B := \frac{\lambda_B \cdot Nu_B}{d_{BH}} = 596.9049 \text{ K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{W}$$

1.5 Heat transfer resistances

Heat transfer resistance on coolant side

$$W_K := \frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{A}{A_i} = 0.0247 \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

"Dry" heat transfer resistance on the air side

$$W_L := \frac{1}{\alpha_{dry}} = 0.0425 \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

Dry fin thermal resistance

$$W_{Rdry} := W_L \cdot \frac{1 - \psi_{dry}}{\psi_{dry}} = 3.9352518 \times 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}.$$

Thermal resistance of the prime tube wall

$$W_w := \frac{A \cdot \delta_{Tp}}{\pi \cdot d_{BH} \cdot b \cdot \lambda_w} = 1.1341019 \times 10^{-5} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

Thermal resistance of the fin collar outside diameter

$$W_{fin} := \frac{A \cdot \delta_p}{\pi \cdot d \cdot b \cdot \lambda_r} = 6.6096288 \times 10^{-6} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

1.6 Визначення середньої температури зовнішньої поверхні трубок ТА (температура біля основи ребра)

Average surface temperature of the coil at the boundary between dry and wet surface region

$$\theta_{SmG} := \text{AirDTPR}(\theta_{\Pi, BX}, p_{\Pi}, \phi_{\Pi, BX}) = 63.^\circ\text{C}$$

$$h_{SmG} := \text{AirHTPR}(\theta_{SmG}, p_{\Pi}, 1) = 532 \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kg}}$$

$$\theta_{SoG} := \theta_{SmG} = 63.^\circ\text{C}$$

Тиск насичення водяної пари

$$p_{ds} := \left(10^{-3} \cdot 10 \left(8.3246 - \frac{1799.73}{\frac{\theta_{SoG}}{\text{K}} + 238.734 - 273.15} \right) \right) \cdot \text{bar} = 22560.156 \cdot \text{Pa}$$

$$W_{SoG} := 0.622 \cdot \frac{p_{ds}}{p_{\Pi} - p_{ds}} = 0.178$$

Slope of the saturation line

$$c_{p_{cyx}} := 1 \cdot \frac{10^3 \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{pD} := 1.86 \cdot \frac{10^3 \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{we} := \left(2494 - 2.2 \cdot \frac{\theta_{\Pi, cp} - 273.15 \cdot K}{K} \right) \cdot \frac{10^3 J}{kg} = 2361912.66595 \text{ kg}^{-1} \cdot J$$

$$b_{slope} := cp_{cyx} + W_{SoG} \cdot cp_D + 3.7 \cdot W_{SoG} \cdot (0.622 + W_{SoG}) \cdot \frac{1799.73}{\left(\frac{\theta_{SoG}}{K} + 238.734 - 273.15 \right)}$$

Fin parameter

$$m_{wet} := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{dry} \cdot b_{slope}}{\delta_p \cdot \lambda_r \cdot cp_{\Pi, BX}}} = 232 \text{ m}^{-1} \quad cp_{\Pi, BX} = 1.359 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{K} \cdot \text{s}^2}$$

Fin efficiency

$$\eta_{r_wet} := \frac{\tanh(m_{wet} \cdot H_{R.eq}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{wet} \cdot H_{R.eq})]}{(m_{wet} \cdot H_{R.eq})} = 0.355$$

Total surface effectiveness

$$\psi_{wet} := \frac{A_T + \eta_{r_wet} \cdot A_f}{A} = 0.401$$

Fin thermal resistance

$$W_{Rwet} := W_L \cdot \frac{1 - \psi_{wet}}{\psi_{wet}} \cdot \frac{cp_{\Pi, BX}}{b_{slope}} = 2.6521298 \times 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

State variables at the dry-wet boundary

$$K_{var} := \frac{G_{\Pi}}{G_B \cdot cp_{B, cp}} = 1.407 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{K} \cdot \text{J}^{-1}$$

$$C_{var} := \frac{W_{Rwet} + W_w + W_K + W_{fin}}{cp_{\Pi, BX} \cdot W_L} = 4.739 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{K} \cdot \text{J}^{-1}$$

Local balances yield enthalpy of the air

$$h_{LG} := \frac{\theta_{SmG} - t_{B, BIX} + K_{var} \cdot I_{\Pi, BX} + C_{var} \cdot h_{SmG}}{C_{var} + K_{var}} = 5.3660246 \times 10^5 \frac{1}{\text{kg}} \cdot J$$

Local balances yield temperature of the air

$$\theta_{LG} := \theta_{\Pi, BX} - \frac{I_{\Pi, BX} - h_{LG}}{cp_{cyx} + W_{\Pi, BX} \cdot cp_D} = 66.4156868 \cdot ^\circ\text{C}$$

Local balances yield temperature of the coolant

$$\theta_{KG} := \theta_{SmG} - C_{var} \cdot (h_{LG} - h_{SmG}) = 60.2657012 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Pipe surface temperature

$$\theta_{SoG} := \theta_{KG} + \frac{W_K + W_w}{W_w + W_{fin} + W_K + W_{Rwet}} \cdot (\theta_{SmG} - \theta_{KG}) = 62.4317529 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Тиск насичення водяної пари

$$p_{ds} := \left(10^{-3} \cdot 10^{\left(8.3246 - \frac{1799.73}{\frac{\theta_{SoG}}{K} + 238.734 - 273.15} \right)} \right) \cdot \text{bar} = 22321.395 \cdot \text{Pa}$$

$$W_{SoG} := 0.622 \cdot \frac{p_{ds}}{p_{II} - p_{ds}} = 0.176$$

$$b_{slope} := c_{p_{cyx}} + W_{SoG} \cdot c_{pD} + 3.7 \cdot W_{SoG} \cdot (0.622 + W_{SoG}) \cdot \frac{1799.73}{\left(\frac{\theta_{SoG}}{K} + 238.734 - 273 \right)}$$

Fin parameter

$$m_{wet} := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{dry} \cdot b_{slope}}{\delta_p \cdot \lambda_r \cdot c_{p_{II,BX}}}} = 230 \text{ m}^{-1}$$

Fin efficiency

$$\eta_{r_wet} := \frac{\tanh(m_{wet} \cdot H_{R.eq}) \cdot \cos[0.1 \cdot (m_{wet} \cdot H_{R.eq})]}{(m_{wet} \cdot H_{R.eq})} = 0.358$$

Total surface effectiveness

$$\psi_{wet} := \frac{A_T + \eta_{r_wet} \cdot A_f}{A} = 0.403$$

Fin thermal resistance

$$W_{Rwet} := W_L \cdot \frac{1 - \psi_{wet}}{\psi_{wet}} \cdot \frac{c_{p_{II,BX}}}{b_{slope}} = 2.6637451 \times 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}.$$

$$C_{var} := \frac{W_{Rwet} + W_w + W_K + W_{fin}}{c_{p_{II,BX}} \cdot W_L} = 4.741 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{K} \cdot \text{J}^{-1}$$

Local balances yield enthalpy of the air

$$h_{LG} := \frac{\theta_{SmG} - t_{B,BHX} + K_{var} \cdot I_{\Pi,BX} + C_{var} \cdot h_{SmG}}{C_{var} + K_{var}} = 5.366008 \times 10^5 \frac{1}{kg} \cdot J.$$

Local balances yield temperature of the air

$$\theta_{LG} := \theta_{\Pi,BX} - \frac{I_{\Pi,BX} - h_{LG}}{cp_{cyx} + W_{\Pi,BX} \cdot cp_D} = 66.4144449 \cdot ^\circ C.$$

Local balances yield temperature of the coolant

$$\theta_{KG} := \theta_{SmG} - C_{var} \cdot (h_{LG} - h_{SmG}) = 60.2654681 \cdot ^\circ C.$$

Pipe surface temperature

$$\theta_{SoG} := \theta_{KG} + \frac{W_K + W_w}{W_w + W_K + W_{fin} + W_{Rwet}} \cdot (\theta_{SmG} - \theta_{KG}) = 62.4308113 \cdot ^\circ C.$$

1.7 Heat transfer rate and heat transfer area of the dry section

$$\text{Режим роботи ТА Regime} := \begin{cases} \text{"wet"} & \text{if } \theta_{LG} \geq \theta_{\Pi,BX} \\ \text{"dry"} & \text{if } \theta_{LG} < \theta_{\Pi,BX} \\ \text{"dry-wet"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"wet"}$$

$$Q_{dry} := \begin{cases} 0 & \text{if Regime} = \text{"wet"} \\ Q_{Ta} & \text{if Regime} = \text{"dry"} \\ G_{\Pi} \cdot (I_{\Pi,BX} - h_{LG}) & \text{otherwise} \end{cases} = 0$$

Середньологарифмічний температурний перепад у сухій частині ТА

$$\Delta t_{ln} := \begin{cases} \frac{(\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BHX}) - (\theta_{LG} - \theta_{KG})}{\ln \left[\frac{(\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BHX})}{(\theta_{LG} - \theta_{KG})} \right]} & \text{if Regime} = \text{"dry-wet"} \\ \frac{(\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BHX}) - (\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BX})}{\ln \left[\frac{(\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BHX})}{(\theta_{\Pi,BX} - t_{B,BX})} \right]} & \text{otherwise} \end{cases} = 12.451$$

$$A_{dry} := \frac{Q_{dry} \cdot (W_K + W_w + W_{fin} + W_{Rdry} + W_L)}{\Delta t_{ln}} = 0 m^2$$

$$n1_{dry} := \frac{A_{dry}}{A_{WT}} = 0$$

1.8 Saturated air enthalpy at the exit

$$\theta_{\text{SmA}} := \frac{t_{\text{B,BX}} + \theta_{\text{П,ВНХ}}}{2} = 43.^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{SmA}} := \text{AirHTPR}(\theta_{\text{SmA}}, p_{\text{П}}, 1) = 189 \cdot \frac{1000\text{J}}{\text{kg}}$$

$$b_{\text{line}} := \frac{h_{\text{SmG}} - h_{\text{SmA}}}{\theta_{\text{SmG}} - \theta_{\text{SmA}}} = 1.7 \times 10^4 \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{J}$$

$$a_{\text{line}} := h_{\text{SmA}} - b_{\text{line}} \cdot \theta_{\text{SmA}} = -5.179 \times 10^6 \frac{1}{\text{kg}} \cdot \text{J}$$

$$h_{\text{SmA}} := \frac{t_{\text{B,BX}} + C_{\text{var}} \cdot I_{\text{П,ВНХ}} + \frac{a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}}}{C_{\text{var}} + \frac{1}{b_{\text{line}}}} = 283 \cdot \frac{1000\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\theta_{\text{SmA}} := \frac{h_{\text{SmA}} - a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}} = 48.^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{SmA}} := \text{AirHTPR}(\theta_{\text{SmA}}, p_{\text{П}}, 1) = 250 \cdot \frac{1000\text{J}}{\text{kg}}$$

$$b_{\text{line}} := \frac{h_{\text{SmG}} - h_{\text{SmA}}}{\theta_{\text{SmG}} - \theta_{\text{SmA}}} = 1.93 \times 10^4 \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{J}$$

$$a_{\text{line}} := h_{\text{SmA}} - b_{\text{line}} \cdot \theta_{\text{SmA}} = -5.951 \times 10^6 \frac{1}{\text{kg}} \cdot \text{J}$$

$$h_{\text{SmA}} := \frac{t_{\text{B,BX}} + C_{\text{var}} \cdot I_{\text{П,ВНХ}} + \frac{a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}}}{C_{\text{var}} + \frac{1}{b_{\text{line}}}} = 280 \cdot \frac{1000\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\theta_{\text{SmA}} := \frac{h_{\text{SmA}} - a_{\text{line}}}{b_{\text{line}}} = 50.^\circ\text{C}$$

1.9 Total heat exchanger area and number of transverse pipes rows

$$Q_{\text{wet}} := Q_{\text{Ta}} - Q_{\text{dry}} = 1.3 \times 10^4 \text{W}$$

$$\Delta h_{ln} := \begin{cases} \frac{(h_{LG} - h_{SmG}) - (I_{П,ВЛХ} - h_{SmA})}{\ln \left[\frac{(h_{LG} - h_{SmG})}{(I_{П,ВЛХ} - h_{SmA})} \right]} & \text{if Regime = "dry-wet"} \\ \frac{(I_{П,ВЛ} - h_{SmG}) - (I_{П,ВЛХ} - h_{SmA})}{\ln \left(\frac{I_{П,ВЛ} - h_{SmG}}{I_{П,ВЛХ} - h_{SmA}} \right)} & \text{otherwise} \end{cases} = 1.489 \times 10^4$$

$$A_{wet} := \frac{Q_{wet} \cdot W_L \cdot c_{pП,ср}}{\Delta h_{ln}} = 47.151 \text{ m}^2$$

$$A_{tot} := A_{wet} + A_{dry} = 47.151 \text{ m}^2$$

Кількість рядів труб по повітрю (number of rows)

$$n_{розрах} := \frac{A_{tot}}{A \cdot z_1} = 11.4126$$

Округлюємо до цілих $\underline{n} := \text{round}(n_{розрах}) = 11$

Загальна кількість труб в ТА $n_{заг} := z_1 \cdot n = 220$

Кількість труб в одному контурі

$$n_{кон,1} := \frac{n_{заг}}{z_{пар,тр}} = 11$$

$$\underline{n_{кон,1}} := \text{floor}(n_{кон,1}) = 11$$

Загальна кількість пропущених труб в ТА.

$$n_{проп} := n_{заг} - z_{пар,тр} \cdot n_{кон,1} = 0$$

Загальна кількість труб, які беруть участь у ТО

$$n_{ТО} := n_{заг} - n_{проп} = 220$$

$$Q_{\text{lat}} := h_{\text{we}} \cdot G_{\Pi} \cdot (W_{\Pi, \text{BX}} - W_{\Pi, \text{ВНХ}}) = 11.55156 \cdot \text{kW}.$$

Sensible heat factor

$$\text{SHF} := \frac{Q_{\text{sen}}}{Q_{\text{wet}} + Q_{\text{dry}}} = 0.05687 \quad .$$

3. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Wang et al. (1999) Airside performance of herringbone fin-and-tube heat exchangers in wet conditions

The Canadian Journal of Chemical Engineering, 77(6), 1225–1230.

Wang at al. (2002) Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration, 25, 673-680.

$$\text{Wave height } h_{\text{wh}} := \frac{s_2 \cdot \tan(\beta_{\text{wh}})}{4} = 1.19 \cdot \text{mm}.$$

$$\text{Fin spacing } F_s := s_p - \delta_p = 2.4 \cdot \text{mm}.$$

$$\text{Ratio of the minimum flow area to frontal area } \sigma := \frac{F_{\text{min}}}{F} = 0.58969 \quad .$$

$$\text{Depth of the heat exchanger } L := s_2 \cdot n = 0.238 \text{ m} \quad .$$

$$\text{Hydraulic diameter } d_h := \frac{4 \cdot F_{\text{min}} \cdot L}{A_{\text{TA}}} = 0.00309 \text{ m} \quad .$$

Mass flux of the air based on the minimum flow area

$$G_c := w_{\text{max}} \cdot \rho_{\Pi, \text{cp}} = 0.41486 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \quad .$$

$$\mu_{\text{cond}} := \text{VSWTwf}(\theta_{\text{SmG}}, \text{wf}) = 4.478 \times 10^{-4} \text{ s} \cdot \text{Pa}.$$

$$n_{\text{dry}} := \frac{A_{\text{dry}}}{A_{\text{WT}}} = 0$$

$$n_{\text{wet}} := n - n_{\text{dry}} = 11$$

$$A_{\text{dry}_1} := \begin{cases} A_{\text{dry}} & \text{if } n_{\text{dry}} \neq 0 \\ A_{\text{wet}} & \text{otherwise} \end{cases} = 45.447$$

$$A_{\text{wet_1}} := \begin{cases} A_{\text{wet}} & \text{if } n_{\text{wet}} \neq 0 \\ A_{\text{dry}} & \text{otherwise} \end{cases} = 45.447$$

$$f_{1\text{wet}} := -0.067 + \left(\frac{h_{\text{wh}}}{F_s} \right) \cdot \left(\frac{1.35}{\ln(\text{Re}_{\text{dc}})} \right) - 0.15 \cdot \left(\frac{n_{\text{wet}}}{\ln(\text{Re}_{\text{dc}})} \right) + 0.0153 \cdot \left(\frac{F_s}{d_c} \right) = -0.246$$

$$f_{2\text{wet}} := 2.981 - 0.082 \cdot \ln(\text{Re}_{\text{dc}}) + \frac{0.127 \cdot n_{\text{wet}}}{4.605 - \ln(\text{Re}_{\text{dc}})} = 0.717$$

$$f_{3\text{wet}} := 0.53 - 0.0491 \cdot \ln(\text{Re}_{\text{dc}}) = 0.266$$

$$f_{4\text{wet}} := 11.91 \cdot \left(\frac{n_{\text{wet}}}{\ln(\text{Re}_{\text{dc}})} \right)^{0.7} = 19.672$$

$$f_{5\text{wet}} := -1.32 + 0.287 \cdot \ln(\text{Re}_{\text{dc}}) = 0.221$$

$$f_{\text{wet}} := 0.149001 \cdot \text{Re}_{\text{dc}}^{f_{1\text{wet}}} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{f_{2\text{wet}}} \cdot n_{\text{wet}}^{f_{3\text{wet}}} \cdot \ln(3.1 - \tan(\beta_{\text{wh}}))^{f_{4\text{wet}}} \cdot \left(\frac{s_p}{d_c} \right)^{f_{5\text{wet}}} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{\text{cc}}} \right)$$

Given

$$\Delta P := 100 \cdot \text{Pa}$$

$$f_{\text{wet}} = \frac{F_{\text{min}}}{A_{\text{wet_1}}} \cdot \frac{\rho_{\Pi, \text{cp}}}{\rho_{\Pi, \text{BX}}} \cdot \left[\frac{\rho_{\Pi, \text{BX}} \cdot 2 \cdot \Delta P}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{\rho_{\Pi, \text{BX}}}{\rho_{\Pi, \text{ВНХ}}} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_{\text{wet}} := \text{Find}(\Delta P) = 7.647 \text{ Pa}$$

$$f_{1\text{dry}} := -0.141 \cdot \left(\frac{s_p}{s_2} \right)^{0.0512} \cdot (\tan(\beta_{\text{wh}}))^{-0.472} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{0.35} \cdot \left(\frac{s_1}{d_h} \right)^{0.449 \cdot \tan(\beta_{\text{wh}})} \cdot n_{\text{dry}}^{-0.0494}$$

$$f_{2\text{dry}} := -0.562 \cdot (\ln(\text{Re}_{\text{dc}}))^{-0.0923} \cdot n_{\text{dry}}^{0.013} = 0$$

$$f_{3\text{dry}} := 0.302 \cdot \text{Re}_{\text{dc}}^{0.03} \cdot \left(\frac{s_1}{d_c} \right)^{0.026} = 0.36$$

$$f_{4\text{dry}} := -0.306 + 3.63 \cdot \tan(\beta_{\text{wh}}) = 0.49$$

$$f_{\text{dry}} := 0.228 \cdot \text{Re}_{\text{dc}}^{f_{1\text{dry}}} \cdot (\tan(\beta_{\text{wh}}))^{f_{2\text{dry}}} \cdot \left(\frac{s_p}{s_2} \right)^{f_{3\text{dry}}} \cdot \left(\frac{s_2}{d_c} \right)^{f_{4\text{dry}}} \cdot \left(\frac{d_c}{d_h} \right)^{0.383} \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{-0.247} = 0.5$$

Given

$$f_{\text{dry}} = \frac{F_{\text{min}}}{A_{\text{dry}_1}} \cdot \frac{\rho_{\text{п,ср}}}{\rho_{\text{п,вх}}} \cdot \left[\frac{\rho_{\text{п,вх}} \cdot 2 \cdot \Delta P}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{\rho_{\text{п,вх}}}{\rho_{\text{п,вих}}} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_{\text{dry}} := \text{Find}(\Delta P) = 7.509 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{п}} := \begin{cases} \Delta P_{\text{wet}} & \text{if } n_{\text{dry}} = 0 \\ \Delta P_{\text{dry}} & \text{if } n_{\text{wet}} = 0 \\ \Delta P_{\text{wet}} + \Delta P_{\text{dry}} & \text{otherwise} \end{cases} = 7.646603195206505$$

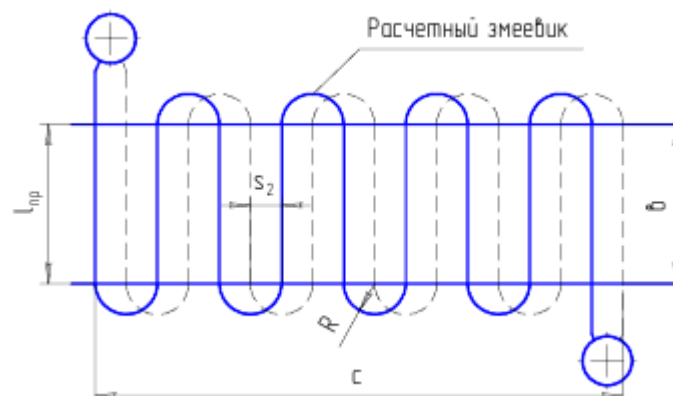
Кількість води, яка конденсується із повітря

$$\Delta G_k := \begin{cases} 0 & \text{if Regime} = \text{"dry"} \\ (W_{\text{п,вх}} - W_{\text{п,вих}}) \cdot G_{\text{п}} & \text{otherwise} \end{cases} = 0.00489076308435463$$

4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

(Письменный Е. Н. (2003). Расчет конвективных поперечно-оребрённых поверхностей нагрева)

Ескіз розробленого ТА



Роздавальний колектор із торцевим підводом



Збиральний колектор із торцевим підводом



Схема руху теплоносія у трубних елементах



Коефіцієнт гідравлічного тертя труб (The Colebrook-White equation)

Given

$$\lambda_{\text{Tp}} := 0.01$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{Tp}}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k_{\text{ш}}}{3.71 \cdot d_{\text{BH}}} + \frac{2.51}{\text{Re}_B \cdot \sqrt{\lambda_{\text{Tp}}}} \right)$$

$$\lambda_{\text{Tp}} := \text{Find}(\lambda_{\text{Tp}}) = 0.057$$

$$\text{Радіус одного згину зміювика } R_{\Gamma} := \frac{s_2}{2} = 10.825 \cdot \text{mm}$$

$$\text{Довжина одного згину зміювика } l_{\Gamma} := \pi \cdot R_{\Gamma} = 0.034 \text{ m}$$

Довжина підводу до збирального і роздавального колекторів

$$l_{\text{КОЛ}} := l_{\Gamma} = 0.034 \text{ m}$$

$$\text{Довжина труби до згину поза ТА } l_{\text{ГЛ}} := \frac{l_{\Gamma}}{2} = 0.017 \text{ m}$$

Довжина одного зміювика

$$l_{\text{О}} := b \cdot n_{\text{КОН},1} + l_{\Gamma} \cdot (n_{\text{КОН},1} - 1) + l_{\text{ГЛ}} \cdot n_{\text{КОН},1} + 2 \cdot l_{\text{КОЛ}} = 6.095 \text{ m}$$

Загальна геометрична довжина всіх труб

$$l_{\text{заг}} := l_o \cdot z_{\text{пар,тр}} = 121.903 \text{ m}$$

Втрати тиску при русі води в одному змійовику

$$\Delta p_{\text{в,тр}} := \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_o}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_{\text{в,ср}} \cdot w_{\text{в}}^2}{2} = 147.096 \text{ Pa}$$

Коефіцієнт опору при вході води в нагрівальну трубу із роздавального котлєктора при торцевому підводі води $\xi_{\text{вх}} := 0.7$.

Коефіцієнт опору при виході води із нагрівальної трубки до збирального колектора при торцевому відводі води $\xi_{\text{вих}} := 1.1$.

Коефіцієнт опору в згинах труб $\xi_{\text{гб}} := 0.5904 \cdot \left(\frac{R_{\text{г}}}{d} \right)^{-0.531} = 0.551$.

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів для одного змійовика

$$\xi_{\text{сум,м}} := \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + \xi_{\text{гб}} \cdot (n_{\text{кон,1}} - 1) = 7.315$$

Місцеві втрати тиску у одному змійовику

$$\Delta p_{\text{в,м}} := \xi_{\text{сум,м}} \cdot \frac{\rho_{\text{в,ср}} \cdot w_{\text{в}}^2}{2} = 27.5 \text{ Pa}$$

Площа поперечного перерізу колекторів $F_{\text{кол}} := \frac{\pi \cdot d_{\text{кол}}^2}{4} = 3.167 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.

Максимальна швидкість води у збиральному колекторі

$$w_{\text{кол,вих}} := \frac{G_{\text{в}}}{F_{\text{кол}} \cdot \rho_{\text{в,вих}}} = 0.035 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Максимальна швидкість води у роздавальному колекторі

$$w_{\text{кол,вх}} := \frac{G_{\text{в}}}{F_{\text{кол}} \cdot \rho_{\text{в,вх}}} = 0.034 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Коефіцієнт опору збирального колектора при торцевому відводі води $A_{\text{вих}} := 2$.

Коефіцієнт опору роздавального колектора при торцевому відводі води $A_{\text{вх}} := 0.8$.

Втрати тиску у збиральному колекторі

$$\Delta p_{\text{КОЛ,ВИХ}} := A_{\text{ВИХ}} \cdot \frac{\rho_{\text{В,ВИХ}} \cdot w_{\text{КОЛ,ВИХ}}^2}{2} = 1.178 \cdot \text{Pa}.$$

Втрати тиску у роздавальному колекторі

$$\Delta p_{\text{КОЛ,ВХ}} := A_{\text{ВХ}} \cdot \frac{\rho_{\text{В,ВХ}} \cdot w_{\text{КОЛ,ВХ}}^2}{2} = 0.466 \cdot \text{Pa}.$$

Коефіцієнт опору колектора при повороті на 90 градусів $\xi_{\text{ПОВ}} := 1.$

Втрати тиску у роздавальному колекторі при повороті на 90 град

$$\Delta p_{\text{ВХ,ПОВ}} := \xi_{\text{ПОВ}} \cdot \frac{\rho_{\text{В,ср}} \cdot w_{\text{КОЛ,ВХ}}^2}{2} = 0.578 \cdot \text{Pa}.$$

Втрати тиску у збиральному колекторі при повороті на 90 град

$$\Delta p_{\text{ВИХ,ПОВ}} := \xi_{\text{ПОВ}} \cdot \frac{\rho_{\text{В,ср}} \cdot w_{\text{КОЛ,ВИХ}}^2}{2} = 0.593 \cdot \text{Pa}.$$

Сумарні втрати тиску у колекторах

$$\Delta p_{\text{КОЛ}} := \frac{2}{3} \cdot (\Delta p_{\text{КОЛ,ВИХ}} - \Delta p_{\text{КОЛ,ВХ}}) + \Delta p_{\text{ВХ,ПОВ}} + \Delta p_{\text{ВИХ,ПОВ}} = 1.647 \cdot \text{Pa}.$$

Загальні втрати тиску по воді

$$\Delta p_{\text{В}} := \Delta p_{\text{В,М}} + \Delta p_{\text{В,тр}} + \Delta p_{\text{КОЛ}} = 176.242 \text{ Pa}.$$

 Розрахунок

Результати розрахунку

Режим роботи ТА Regime = "wet"

Теплова потужність $Q_{\text{ТО}}(\phi_{\text{П,ВИХ}}, G_{\text{В}}) = 13.52 \cdot \text{kW}.$

Sensible heat factor SHF = 0.05687 .

Площа поверхні ТО $A_{\text{ТА}} = 45 \text{ m}^2$.

Параметри повітря

Секундна масова витрата повітря $G_{\Pi} = 0.061 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Швидкість повітря на вході в ТА $w_{\Pi} = 0.301 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Температура повітря на вході в ТА $\theta_{\Pi, \text{ВХ}} = 65^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря на виході з ТА $\theta_{\Pi, \text{ВИХ}} = 55.08^{\circ}\text{C}$.

Вологість повітря на виході із ТА $\phi_{\Pi, \text{ВИХ}} = 0.88$

Сумарний аеродинамічний опір ТА із врахуванням конденсації вологи
 $\Delta P_{\Pi} = 7.647 \cdot \text{Pa}$.

Кількість води, яка конденсується із повітря $\Delta G_K = 17.606747103676668 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Параметри рідини

Секундна масова витрата рідини (розрахункова) $G_B = 388.074 \text{ kg} \cdot \text{hr}^{-1}$.

Температура рідини на вході в ТА $t_{B, \text{ВХ}} = 30^{\circ}\text{C}$.

Температура рідини на виході із ТА $t_{B, \text{ВИХ}} = 60^{\circ}\text{C}$

Сумарний гідравлічний опір ТА $\Delta p_B = 176.242 \cdot \text{Pa}$.

Конструктивні параметри ТА

Кількість труб у одному поперечному ряді $z_1 = 20$.

Кількість паралельно включених труб (circuits) $z_{\text{пар, тр}} = 20$.

Кількість пропущених труб у одному поперечному ряді $n_{\text{проп}} = 0$

Кількість рядів труб по повітрю (number of rows)
 $n = 11$.

Розрахункова кількість рядів труб по повітрю (number of rows)

$$n_{\text{розрах}} = 11.413 \text{ .}$$

Додаток Б

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Заболотного Олексія Анатолійовича

(прізвище, ім'я. по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Застосування біотехнологій для очистки теплообмінних поверхонь	Друк .	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Голіяд М. Н.
2	Утилізація теплоти димових газів парових котлів в котельнях	Друк .	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20–23 квітня 2021 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – 335 с. ISBN 978-966-990-026-5 (Т. 1)	1 с.	Боженко М. Ф.
3	Початкові етапи становлення ноосфери на Землі	Друк .	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної	1 с.	Голіяд М. Н.

			науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20–23 квітня 2021 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – 335 с. ISBN 978-966-990-026-5 (Т. 1)		
4	Про перспективи промислового використання кожухопластинчатих апаратів	Друк .	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Мараховська В. Ю.
5	Кожухопластинчаті теплообмінні апарати: принципи і перспективи застосування	Друк .	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Мараховська В. Ю.
6	Модель термічної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря	Друк	Наукові вісті КПІ, № 4, с. 105 – 112, 2021. Фахове видання.	10 с.	Середа В.В., Соломаха А.С., Притула Н.О.

Автор

Олексій ЗАБОЛОТНИЙ

Додаток В

ПЕРЕВІРКА МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ НА АКАДЕМІЧНИЙ
ПЛАГІАТ



Ім'я користувача:
Риндюк Дмитро Вікторович

Дата перевірки:
11.05.2023 21:57:25 EEST

Дата звіту:
11.05.2023 22:00:46 EEST

ID перевірки:
1015041864

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

ID користувача:
92674

Назва документа: Заболотний ТУ-11мн

Кількість сторінок: 119 Кількість слів: 19203 Кількість символів: 133261 Розмір файлу: 5.01 MB ID файлу: 1014729573

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

3.93%
Схожість

Найбільша схожість: 0.91% з Інтернет-джерелом (<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/26428>)

3.52% Джерела з Інтернету 261 Сторінка 121

3.18% Джерела з Бібліотеки 389 Сторінка 127

0.07% Цитат

Цитати 4 Сторінка 128

Посилання 1 Сторінка 128

0%
Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 1147

Підозріле форматування 38
сторінок