

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра «Автоматизації виробничих процесів»

«Допущено до захисту»
Зав. кафедрою АВП
к.т.н., доцент
Олександр Дідик
«___» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:
**«Автоматична система керування комфортною температурою повітря
з використанням фотопанелей»**

Виконав здобувач вищої освіти
2 курсу, групи АК-23М-1
ОПП «Автоматизація та
комп'ютерно-інтегровані технології»
спеціальності 174 «Автоматизація,
комп'ютерно-інтегровані
технології та робототехніка»
_____ Мороз І.А.
«___» _____ 20__ р.

Керівник роботи
доцент, к.т.н.
_____ Олена ГОЛИК
«___» _____ 20__ р.

Рецензент
к.т.н., доц.
кафедри ЕТСЕМ
ЦНТУ
_____ Василь ЗІНЗУРА
«___» _____ 20__ р.

м. Кропивницький

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра автоматизації виробничих процесів

Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень

Галузь знань 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації»

Спеціальність 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Освітньо-професійна програма «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Дідик О.К.

“___” _____ 20__ року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА
ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Морозу Іллі Андрійовичу

(ПРІЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. ТЕМА РОБОТИ «Автоматична система керування комфортною температурою повітря з використанням фотопанелей»

2. КЕРІВНИК РОБОТИ

ГОЛИК ОЛЕНА ПЕТРІВНА, К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(ПРІЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ, НАУКОВИЙ СТУПІНЬ, ВЧЕНЕ ЗВАННЯ)

3. СТРОК ПОДАННЯ РОБОТИ ДО ЗАХИСТУ 23.12.2024
РОКУ

4. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ створення екологічно-чистих та енергетичноозберігаючих систем керування комфортною температурою з абсорбційним циклом відкритого типу та сонячних фотопанелей для нагрівального джерела

5. Перелік графічного матеріалу схема гідравлічна функціональна альтернативної системи кондиціонування повітря з геліосистемою; схеми геліосистеми з природною та примусовою циркуляцією теплоносія; моделювання робочих процесів в плоскому сонячному колекторі; схема стенду для дослідження характеристик тепломасообмінних апаратів в альтернативній системі кондиціонування повітря; компоновочна схема; вигляд загальний альтернативної системи кондиціонування повітря

6. Консультанти розділів роботи

Розділ (Додатки)	Прізвище, ініціали консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

Охорона праці	Жесан Р.В.		
---------------	------------	--	--

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ З/П	НАЗВА ЕТАПІВ ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	СТРОК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ РОБОТИ	ПРИМІТКА
1			
2			
3			
4			
5			
6			

ДАТА ВИДАЧІ ЗАВДАННЯ

«___» _____ 20__Р.

ПІДПИС КЕРІВНИКА

(ПРІЗВИЩЕ ТА ІНІЦІАЛИ)

ЗАВДАННЯ ПРИЙНЯТО ДО ВИКОНАННЯ

«___» _____ 20__Р.

ПІДПИС ЗДОБУВАЧА

(ПРІЗВИЩЕ ТА ІНІЦІАЛИ)

АНОТАЦІЯ

У магістерській роботі представлені технічні рішення для екологічно чистих та енергозберігаючих систем охолодження та кондиціонування повітря на основі циклів абсорбції відкритого типу та сонячної енергії як основного джерела тепла.

Обґрунтована достатність науково-дослідної роботи, її обсяг і проблематика.

Проведено розрахунковий аналіз експлуатаційних характеристик ряду вихідних параметрів і конструктивних особливостей теплообмінників альтернативних систем керування комфортної температури, що дозволяє визначити якісні (прогнозні) властивості системи та отримати кількісні результати.

Виконано моделювання робочих процесів у всій альтернативній системі керування комфортною температурою кондиціонування та її основних компонентах: абсорбері, десорбері, випарному охолоджувачі, сонячному водонагрівачі.

Запропоновано алгоритм розрахунку, який забезпечує повний і узгоджений розрахунок альтернативної системи кондиціонування.

ABSTRACT

The master's thesis presents technical solutions for environmentally friendly and energy-saving air conditioning and cooling systems based on open-type absorption cycles and solar energy as the main heat source.

The sufficiency of the research work, its scope and problems are substantiated.

A computational analysis of the operational characteristics of a number of initial parameters and design features of heat exchangers of alternative comfort temperature control systems is carried out, which allows determining the qualitative (predictive) properties of the system and obtaining quantitative results.

Modeling of work processes in the entire alternative comfort temperature control system of air conditioning and its main components: absorber, desorber, evaporative cooler, solar water heater is performed.

A calculation algorithm is proposed that provides a complete and consistent calculation of the alternative air conditioning system.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ОГЛЯД ТА ПРОВЕДЕННЯ АНАЛІЗУ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ	8
1.1. Аналіз стану енергетики	8
1.2. Огляд та аналіз роботи систем кондиціонування повітря	10
1.3. Обґрунтування розробки системи керування температурою повітря на основі сонячної енергії	19
Висновки до розділу	20
2. ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ ФОТОПАНЕЛЕЙ	21
2.1. Необхідні вимоги до систем з використанням фотопанелей	21
2.2. Побудова схем роботи системи	22
Висновки до розділу	31
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ	32
3.1. Вибір компонентів та робочих речовин, що входять до складу системи	32
3.2. Вибір апаратури для тепло-масообміну в системі керування температурою повітря	42
Висновки до розділу	44
4. ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ	46
4.1. Дослідження процесу прямого випарного охолодження	46
4.2. Дослідження процесів непрямого випарного охолодження	54
4.3. Дослідження процесів осушувальної частини системи	58

4.4. Моделювання роботи процесів з фотопанелями	58
Висновки до розділу	70
5. РОЗРОБКА ТА ПОБУДОВА СХЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ	71
5.1. Аналіз результатів досліджень	71
5.2. Визначення алгоритму побудови системи керування температурою повітря з фотопанелями	79
5.3. Побудова схем системи	88
Висновки до розділу	103
ВИСНОВКИ	143
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	146
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Актуальність теми. Холодильне обладнання та системи кондиціонування повітря є одними з найбільш енергоємних секторів економіки, споживаючи в середньому до 30% загальної кількості енергії, виробленої сьогодні в промислово розвинених країнах. Це підкреслює актуальність цього дослідження.

До недоліків геліосистем належать великі розміри, чутливість до коливань сонячної активності, що призводить до необхідності створення в системі компенсаційних механізмів, і вартість відповідного обладнання (фотопанелі та тепломасообмінники). З цих систем: абсорбери, регенератори, випарні охолоджувачі та теплообмінники.

Різке зростання енергетичних та екологічних проблем викликало значний інтерес до можливостей відкритих абсорбційних систем як альтернативи традиційній парокомпресійній технології.

Ці системи працюють з невеликою різницею температур і використовують тепло, природний газ або сонячну енергію (регенеративна абсорбція) як джерело опалення, наприклад, фотосонячні системи з плоским сонячним колектором.

Відкритий абсорбційний цикл може стати основою для нового покоління систем охолодження та кондиціонування, які повністю або частково використовують відновлювані джерела енергії. Для практичної реалізації цих систем особливу увагу необхідно приділити створенню компактних масотеплообмінників, підбору та аналізу активних матеріалів, розробці ефективних механізмів рекуперації сонячної енергії з поглиначів.

Об'єкт дослідження – осушення повітря та випаровування в альтернативних системах кондиціонування повітря з використанням фотопанелей

Предмет дослідження - тепломасообмінне обладнання для сонячної регенерації абсорбентів в альтернативних системах кондиціонування.

Мета та проблеми дослідження. Метою роботи є створення енергозберігаючих систем керування комфортною температурою, за рахунок охолодження та кондиціонування повітря на основі сонячної енергії як основного джерела опалення.

Для досягнення мети необхідно:

- розробити схемні рішення альтернативних систем кондиціонування повітря (АСКП);
- здійснити вибір джерел опалення та охолодження;
- змодельовати основні робочі процеси ланцюга сушіння та випарювання.

Методи дослідження. Погодна метеостанція Davis, яка використовується в експериментальних дослідженнях. При виконанні завдань використовувалися теорія вимірювань, метод кінцевих різниць, інтенсифікація процесів у мембранних нагрівачах та метод масообміну .

Наукова новина отриманих результатів. Поширено дію на використання фотосонячних систем з планарними сонячними колекторами як джерел тепла для регенерації абсорбера у відкритих абсорбційних системах.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані технічні рішення альтернативних сонячних систем кондиціонування повітря необхідні для практичного використання в харчовій та переробній промисловості.

Обґрунтованість і достовірність наукових тверджень, висновків і рекомендацій. Наукові положення, висновки та рекомендації магістерської роботи підтверджуються коректним використанням математичних засобів, методів комп'ютерного моделювання.

Апробація результатів досліджень. Всеукраїнська науково-практична online конференція «Проблеми енергоефективності та автоматизації в промисловості та сільському господарстві», 13-14 листопада 2024 року, м. Кропивницький, ЦНТУ.

Публікації. Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної online конференції «The problems of energy efficiency and automation in industry and agriculture» на тему «Decision-making models for automation systems of the power supply management process of autonomous consumers in conditions of uncertainty of input information».

Структура та обсяг магістерської роботи. Кваліфікаційна магістерська робота містить п'ять розділів, висновки, список використаних джерел та додатки. Основна частина викладена на 105 сторінках друкованого тексту, містить 38 рисунків та 10 таблиць.

1. ОГЛЯД ТА ПРОВЕДЕННЯ АНАЛІЗУ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ

1.1. Аналіз стану енергетики

Проблема глобального потепління, а також проблеми, властиві технологіям охолодження та кондиціонування повітря, пов'язані з необхідністю розробки операційних систем, які не руйнують озоновий шар, викликали значне та зростаюче занепокоєння щодо сонячного нагрівання та охолодження. Система працює при низьких перепадах температур і використовує сонячну енергію як джерело опалення.

До основних заходів боротьби з глобальним потеплінням слід віднести [1, 2, 4-8]:

- підвищення енергоефективності;
- широке використання на практиці відновлюваних джерел енергії;
- поводження з побутовими та промисловими відходами (викиди метану);
- популяризація сучасних технологій сільського та лісового господарства.

Одним із напрямків енергозберігаючої економіки є холодильне обладнання та системи кондиціонування повітря, які сьогодні споживають до 30% усієї виробленої енергії в промислово розвинутих країнах [1, 2].

Аналіз можливих альтернатив паро-компресійних технологій з урахуванням сучасного стану енергетики та екології показує [2], що використання сонячної енергії в абсорбційних системах кількох типів і конфігурацій. Різні форми – одне з небагатьох можливих рішень. У таких системах сонячна енергія (разом з іншими джерелами теплової енергії, наприклад, газовими котлами тощо) може використовуватися для регенерації абсорбенту, тобто для забезпечення ефективності та безперервності циклу.

Такі системи відрізняються екологічною чистотою і низьким енергоспоживанням. Внутрішнє споживання енергії цими системами (насоси, вентилятори) також може бути забезпечено сонячною енергією в системах, які безпосередньо перетворюють сонячну енергію в електрику, що в принципі робить ці системи повністю автономними.

Сонячна енергія. Цей напрямок має особливе перспективне значення для України, з огляду на значний потенціал сонячної енергетики, який присутній практично на всій без винятку території країни. Пасивне та активне сонячне опалення, теплові електростанції та фотоелектрична сонячна енергетика можуть зробити значний внесок в енергетичну структуру Європи та України.

Однак виробництво фотоелементів викликає екологічні проблеми, і з точки зору екологічних наслідків прийнятними вважаються тільки технології з використанням кремнію. Особливо перспективним для України є розвиток сонячної енергетики в теплову.

Для цього в Україні будують установки гарячого водопостачання та сонячного опалення. З розвитком сонячних систем опалення великий інтерес в Україні викликають сонячні системи охолодження, особливо сонячні системи кондиціонування повітря.

Серед усіх видів відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) сонячна енергія є найпоширенішою у світі за кількістю встановлених систем. Це пояснюється відносною простотою пристроїв і величезною кількістю сонячної енергії, що досягає Землі. Річний дохід: 1×10^{18} кВт·год, площа землі: $1,4 \times 10^{17}$ кВт·год. $1,6 \times 10^{16}$ кВт·год можна використовувати без шкоди для навколишнього середовища, що еквівалентно економії 2×10^{12} тонн умовного палива [1-9].

Проблема глобального потепління, а також проблеми, властиві технології охолодження та кондиціонування стисненого повітря, пов'язані з необхідністю створення робочих тіл, що не руйнують озоновий шар, викликали значний і зростаючий інтерес до можливості відкритих абсорбційних систем, що працюють з надзвичайно низькими перепадами температур і використовують сонячну енергію як джерело нагріву.

Принципові рішення, конфігурації та призначення таких систем надзвичайно різноманітні, як і перелік використовуваних у них активних матеріалів (тверді та рідкі абсорбенти).

Відкритий цикл може бути основою для нового покоління систем охолодження, теплових насосів і кондиціонування повітря, які повністю базуються на використанні ВДЕ, наприклад сонячної енергії, і забезпечують

низьке споживання енергії при забезпеченні екологічної чистоти середовища застосування. рішення.

1.2. Огляд та аналіз роботи систем кондиціонування повітря

Останнім часом у світовій періодичній науковій літературі перестає збільшуватися кількість статей, присвячених вивченню можливості відкритих абсорбційних циклів, пов'язаних з навантаженнями холодильних систем і кондиціонування повітря. Про це свідчать численні публікації [1-12] у провідних наукових виданнях. Принцип роботи такої системи включає певну послідовність кількох основних процесів:

- попередня сушка на повітрі;
- випарне охолодження (прямого або непрямого типу);
- рекуперація сонячної енергії з абсорбера, забезпечуючи безперервність циклу.

Дуже важливі основні особливості відкритих і закритих систем, реалізованих в одно-, двох [6] і триступневих варіантах, а також у всіх комбінаціях подібних систем [2].

Такі абсорбційні системи, які працюють у надзвичайно вузькому діапазоні температури, вологості та атмосферного тиску, мають більшу гнучкість, споживають менше енергії та працюють лише при температурі джерела нагріву від 60 до 120°C [7].

Ідея сонячного кондиціонування повітря [8] є особливо багатообіцяючою, оскільки існує відома кореляція між сонячним світлом і кількістю необхідного охолодження (комбінація параметрів гарячого повітря для автоматичних систем кондиціонування повітря (АСКП), і це відбувається в години пік). добове споживання електроенергії;

Класичною схемою відкритих систем є так званий цикл Pennington cycle [2, 9], при якому свіже повітря, що надходить у систему, осушується абсорбером, а потім охолоджується потоком холодного вологого повітря в приміщення. З подальшим охолодженням прямим (прямим) випаровуванням і надходженням у приміщення.

Повітря, що виходить з приміщення, охолоджується шляхом випаровування і додатково охолоджується в теплообміннику, надходить в систему повітрообміну і після додаткового нагріву забезпечує процес регенерації в десорбері (регенераторі).

Існує багато варіантів цього плану. Як правило, до основних елементів такої системи відносять [1, 2, 5-8, 10-18] абсорбер (абсорбер), повітряний потік якого сухий, випарне охолодження шляхом прямого випаровування або непряме. типу і десорбер (регенератор) прямого або непрямого типу, а також системи теплообміну, така необхідність зумовлена низьким температурним градієнтом. Варіанти цих схем показані на рис. 1.1 - 1.4.

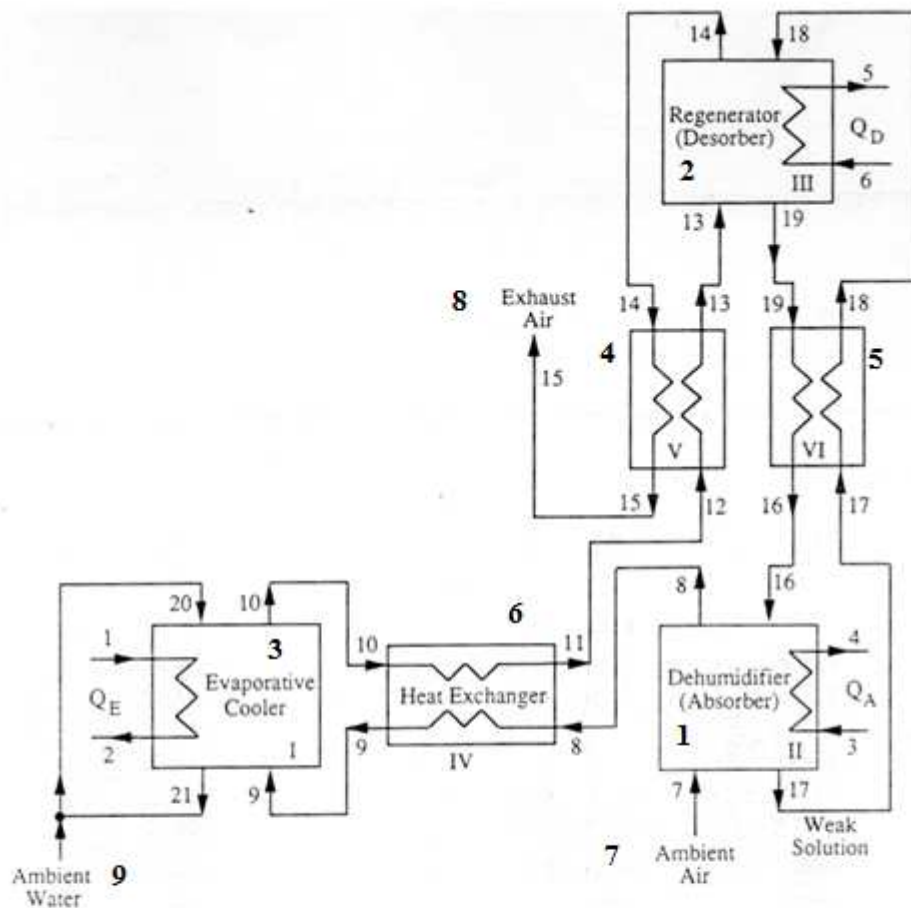


Рисунок 1.1 - Діаграма альтернативної системи на основі відкритого циклу поглинання .

- 1 - абсорбент; 2 – десорбер (пристрій відновлення абсорбції);
 3 – випарний охолоджувач; 4, 5, 6 - теплообмінник;
 7 - потік повітря (сухий);
 8 – потік повітря в середовищі;
 9 - вода для їжі*

У міру висихання повітря вміст води в ньому зменшується, а отже, температура за мокрим термометром і значення точки роси, забезпечуючи глибоке охолодження випарного охолоджувача.

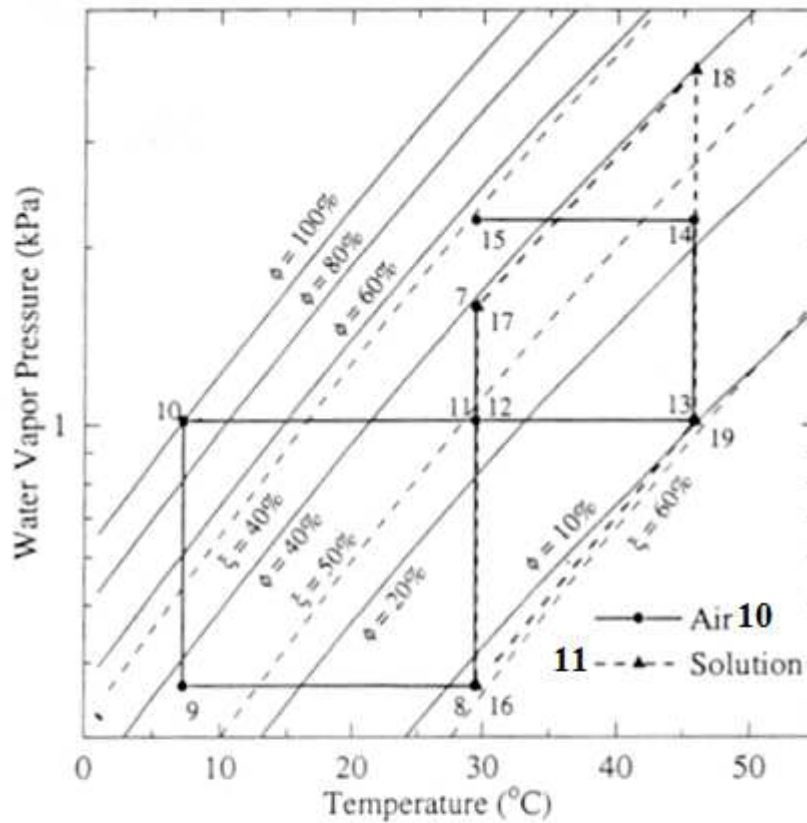


Рисунок 1.2 - Робоча схема АСКП на основі відкритого циклу поглинання:

10 – тепловологісний процес очищення повітря;

11 – зміна стану абсорбенту

Для АСКП це означає ключову здатність забезпечувати комфортні параметри тепла та вологості, використовуючи лише випарне охолодження, без необхідності пароохолоджувачів.

Основними схемами для сонячних систем кондиціонування можуть бути вентиляція і рециркуляція, коли частина повітряного потоку, що виходить з приміщення, в тій чи іншій мірі використовується для організації основного процесу кондиціонування або просто змішується зі свіжим повітрям. Потік повітря в кімнаті.

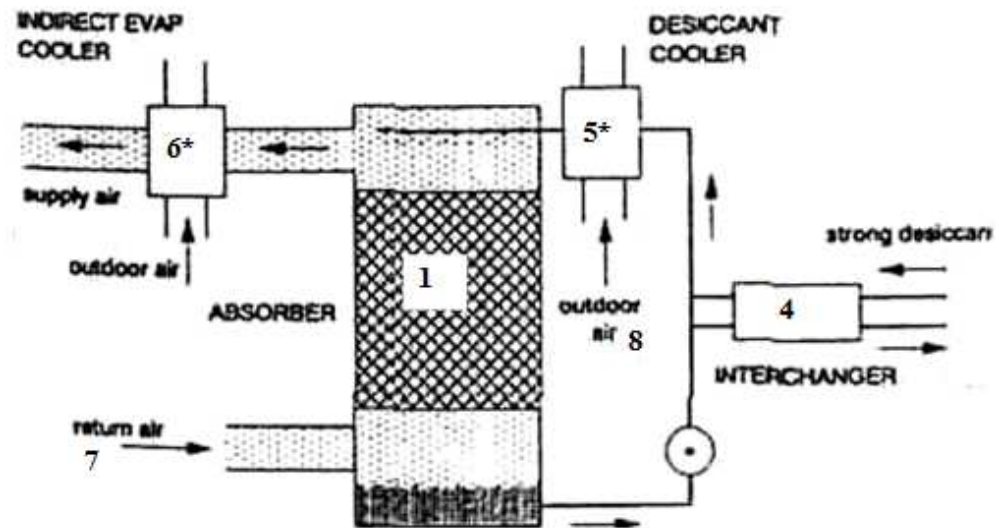


Рисунок 1.3 - Схема АСКП на основі відкритого циклу поглинання:
 1 - абсорбент; 4, 5* - теплообмінник; 6* - непрямий випарний охолоджувач; 7 - потік повітря (сухий); 8 - потік повітря в середовищі

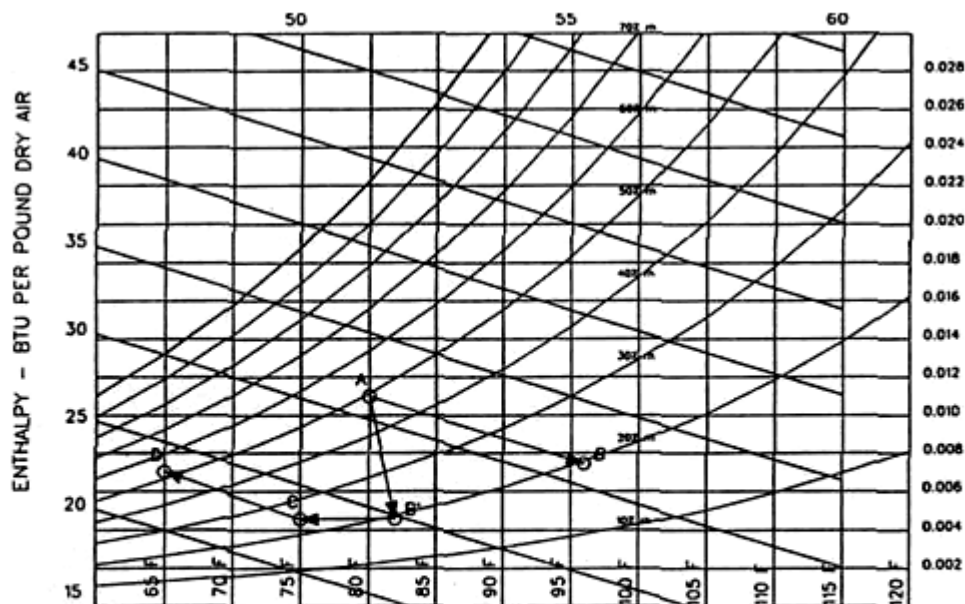


Рисунок 1.4 – Психрометрична діаграма робочих процесів альтернативної системи на основі відкритого циклу поглинання

У разі використання твердих поглиначів для організації безперервного процесу (один з яких являє собою потік сухого повітря, а з іншого боку поглинаючий шар утворюється за допомогою нагрітого повітря при високій температурі) або часткового процесу використовують адсорбенти. Барабани, що обертаються з певною низькою швидкістю [2], секції яких заповнені абсорбуючим матеріалом, який безперервно й одночасно прокачується через інші секції барабана потоку сухого та регенованого повітря.

Адсорбент характеризується невеликими розмірами і високою ефективністю сушіння повітряним потоком, але має більший опір руху теплоносіїв і, як правило, вимагає високої температури відновлення, значно кращої, ніж сушарки з рідким абсорбентом (абсорбентом).

У зв'язку з цим використання рідкого абсорбенту (системи поглинання рідини) є кращим. Приклад організації такої системи наведено на рис. 1.1 та рис. 1.3. На фото типовий приклад розробки сонячних систем охолодження. 1.1 наведена діаграма джерела [6].

Сухе повітря з абсорбера 1 надходить в непрямий випарний охолоджувач 3, де в контакті з водою 9 циркулює через випарний охолоджувач непрямого типу, забезпечуючи випарне охолодження води та охолоджуючи потік води через стінку труби теплообмінника. Далі він надходить у десорбер 2, де видаляє вологу, повертає сорбент до початкової концентрації та надходить в атмосферу.

Абсорбер і десорбер з'єднані між собою всмоктуючою циркуляційною «петлею», яка проходить через теплообмінник 5. Абсорбер охолоджується градицією, а осушувач обігрівается газовим котлом.

Для відкритих абсорбційних систем теплообмінники слід використовувати на потоках сильних, гарячих, слабких і холодних розчинів абсорбентів, причому перший потік виходить з абсорбера після повторного концентрування, другий потік виходить з абсорбера після сушіння повітрям. На схемі показано теплообмінники 5 (рис. 1.1) і 4 (рис. 1.3).

При використанні абсорбуючих матеріалів дуже важливим є питання про вплив активних матеріалів на основні характеристики мікроклімату та стабільність конструкційного матеріалу, від якого відбувається теплообмін

пристрою, маса та швидкість потоку. Усе це, в свою чергу, висуває особливі вимоги до аналізу та відбору сорбентів для АСКП.

У відкритих системах генерація сонячних поглиначів може бути прямою [8] і відбувається через прямий контакт між потоком повітря та плівкою поглинача повітряного сонячного колектора. Іншими словами, тут відбувається процес регенерації поглинача при прямій взаємодії сонячної радіації та потоку повітря.

При такій реалізації існує ризик забруднення всмоктування та труднощі із забезпеченням необхідної кількості гарячого повітря для відновлення [12]. Автори провели порівняльний аналіз систем прямої та непрямой рекуперації на основі використання плоских повітряних сонячних колекторів в обох випадках, а використання абсорберів у системах непрямой рекуперації не є перспективним і майже не зустрічається. де завгодно.

Непряма регенерація включає наявність десорберів із зовнішнім або вбудованим теплообмінником [6], де вода нагрівається в геліосистемі [15, 19] або надходить у газовий котел. Зворотна проблема виникає в абсорбері (де потрібне охолодження). Як правило, для досягнення цієї мети до системи додається градирня.

На рис. 1.3 показана схема абсорбційної установки з використанням газових котлів або сонячної енергії [18]. Велика частина розчину, що циркулює в контурі, проходить через абсорбер і лише частина розчину надходить у абсорбційний пристрій для регенерації. Автор стверджує, що така схема сприяє підвищенню ефективності установки, що включає збільшення щільності зрошення всмоктувальної форсунки та коефіцієнта використання її реальної площі.

Як випарні охолоджувачі, так і охолоджувачі прямого випаровування [15] перспективним є використання непрямих випарників [1, 2, 11, 17-24]. У таких пристроях можна досягти безконтактного охолодження основного потоку повітря, тобто охолодження до постійної вологості, що сприяє ефективній роботі системи кондиціонування. Охолоджувачі прямого випарювання можуть бути використані як додаткові охолоджувачі після непрямих охолоджувачів [19, 20]. На рис. 1.1 такий непрямий випарний охолоджувач води показаний у позиції 3 і на рис. 1,3 до 6*.

Для альтернативних сонячних систем перспективним є використання мембранних пристроїв з форсунками традиційної конструкції, що забезпечує розділення потоків газу та рідини в багатоканальних форсунках цих пристроїв [25-35]. Крім того, в таких системах використовуються пристрої з рухомими псевдорідинними насадками, які мають високий аеродинамічний опір і можуть працювати в складних забруднених середовищах [20, 36].

Викликає інтерес можливість використання сонячної енергії як зовнішнього джерела тепла для забезпечення регенерації [1, 2, 4, 37, 38]. У них великі витрати. На жаль, ефективність цих фотопанелей зменшується з підвищенням температури, і більшість технологій сонячного охолодження вимагають підтримки рівнів температури вище 100°C.

Сьогодні найдешевшим і найпопулярнішим типом сонячного колектора є плоский, який здатний забезпечити лише 50-65 C°, а робота відкритої сонячної системи заснована на розчині LiBr / H₂ O, з його досить проблематичним базовим набором.

Для автоматичних систем сонячної енергетики необхідно створити механізм компенсації, пов'язаний з проблемою коливань сонячної активності. Створити ефективну систему зберігання теплової енергії для таких систем також складно. Також обіцяють розробку комбінованих систем, які пропонують можливість поєднання газових котлів і різноманітних низькопотенційних джерел тепла з сонячною енергією, наприклад, у схемі установки теплового насоса [1-13].

Як показує практичний досвід використання автоматичних систем з фотопанелями [1, 2], вони можуть зменшити споживання енергії вдвічі більше, ніж парокомпресійні чиллери, і не створюють екологічних проблем, властивих традиційній парокомпресійній технології (проблема глобального потепління).

Але ці системи також мають серйозні обмеження. значна маса і маса; очевидна відсутність виключно сонячної відновлюваної енергії; ризик корозії конструкційних матеріалів; потреба в високоефективних акумуляторах теплової енергії.

Однак ці недоліки характерні для всіх без винятку альтернативних джерел енергії, і оцінка перспектив у цій галузі не ґрунтується лише на техніко-економічних порівняннях із поширеними сьогодні традиційними рішеннями.

1.3. Обґрунтування розробки системи керування температурою повітря на основі сонячної енергії

До основних питань та проблем розвитку АСКП з фотопанелями, які потребують першочергового вирішення, належать:

- покращені схемні рішення для автоматичних систем на основі відкритих циклів поглинання, включаючи: вибір джерела опалення (сонячна); вибрати джерело охолодження; мінімізувати кількість теплообмінників в системі за допомогою можливостей непрямих випарних охолоджувачів, включаючи наявність допоміжних охолоджуючих повітряних потоків тощо;
- вдосконалення теплового сонячного колектора (фотосистема з сонячним колектором) та підвищення його ефективності в частині гарячого водопостачання для рекуперації поглиначів (повне або часткове використання сонячної енергії);
- використання нових ідей в області деталей систем охолодження: випарні охолоджувачі; використання непрямих випарних охолоджувачів і можливості, які відкриває наявність допоміжного повітряного потоку (додаткове охолодження сухого повітря після абсорбера);
- створює компактні маси і теплообмінники для відкритих абсорбційних систем, які об'єднані за всіма її основними компонентами (абсорбція, абсорбція, випарний охолоджувач), що забезпечують зниження енерговитрат для мінімізації організації руху теплоносія і тепла;
- моделювання робочих процесів в основних контурах автоматичних систем: абсорбції, поглинання (рекуперації) теплоносія в системі ВС, випарного охолодження та сонячного опалення;
- створює комбіновані системи автоматичного охолодження (кондиціонування повітря) та опалення, відомі своєю гнучкістю та ефективністю в управлінні.

Висновки до розділу

1. Серед комбінованих циклів, найбільш перспективним є застосування відкритого абсорбційного циклу з використанням рідких та твердих адсорбентів, та змогою використання фотопанелей.

2. Застосування відкритого циклу адсорбції на базі рідкого адсорбенту може забезпечити безперервність циклу з можливістю використовувати сонячну енергію з метою регенерації адсорбенту, що дозволило б забезпечити потрібну температуру регенерації та рівень енергетичних витрат при процесі адсорбції.

3. Основною сферою практичного застосування автоматичних систем, у яких в основі використання відкритого абсорбційного циклу, є фототермічне кондиціювання повітря. Сонячні системи для комфортної температури потребують значно більших температур на відновлення, а також вони мають обмежені кліматичні зони для практичного використання (низька вологість зовнішнього повітря).

4. АСКП комфортною температурою заснована на відкритому циклі абсорбції з використанням рідкого абсорбера, який має очевидні переваги перед використанням твердого абсорбера: нижчі рівні температури, вимоги до регенерації абсорбера, значно простіша конструкція, низькі витрати енергії на організацію руху теплових носіїв.

5. АСКП на фотопанелях з використанням прямої та непрямої регенерації сорбенту володіють перевагами. Проте лиш при непрямій регенерації можна запобігти імовірності забруднення сорбенту і зменшити розміри самої АСКП.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ ФОТОПАНЕЛЕЙ

2.1. Необхідні вимоги до систем з використанням фотопанелей

Відкриті абсорбційні системи, що працюють в межах температури, вологості та атмосферного тиску, мають значно більшу експлуатаційну гнучкість, менші енергоспоживання та здатність працювати при температурах до 60 °C при 100 °C [2, 10-12, 17].

Найважливішим викликом для майбутнього автоматичних сонячних систем є створення високоефективних тепло- та масообмінних пристроїв (абсорбери, десорбери, випарні охолоджувачі, теплообмінники). Так як кількість подібних пристроїв в системі досить велике, то на організацію руху теплоносія необхідно витратити значні сили, тобто витрати електроенергії на роботу вентиляторів і рідинних насосів.

З термодинамічної точки зору, враховуючи низьку динаміку процесів, характерну для відкритих абсорбційних систем, кількість теплообмінників слід збільшити, але це, звичайно, пов'язано з енерговитратами і певною мірою; , призводить до нейтралізації позитивних сторін використаного принципу. У більшості робіт це питання практично не враховується, можливо, через сучасний рівень теоретичних і експериментальних розробок.

Для автоматичних сонячних систем перспективним є використання мембранних пристроїв, що забезпечують дисперговані потоки газу та рідини в багатоканальних соплах таких пристроїв [2, 25-24, 38, 39]. Слід зазначити, що існує інтерес до використання таких систем та обладнання, як рухомі псевдорідинні сопла, які мають відносно високий аеродинамічний опір, але здатні стабільно працювати в складних середовищах, особливо сильно забруднених, завдяки своїм здатність до самоочищення. . . плану роботи [20].

Для автоматичних сонячних енергосистем необхідно створити механізм компенсації, пов'язаний з проблемою природних коливань сонячної активності. Для таких систем важливо створити ефективний накопичувач теплової енергії. Також перспективною є розробка різноманітних комбінованих систем, які

пропонують можливість спільного використання з сонячними, газовими чи рідинними котлами [2], а також з різними низькопотенційними джерелами тепла.

Таким чином, основні вимоги до автоматичних систем можна сформулювати так:

- побудова автоматичних систем на основі відкритих циклів абсорбції повинна базуватися на мінімізації загальної кількості теплообмінників та їх маси;
- для регенерації абсорбера слід використовувати сонячну енергію (геліоцентрична система з плоским сонячним колектором) як основне джерело нагріву та передбачити додаткове джерело нагріву для компенсації природних рухів сонячної активності.
- у якості гігроскопічних матеріалів слід використовувати матеріали, які зберігають будівельні матеріали і характеризуються певним ступенем відновлення при відносно низькій температурі.

2.2. Побудова схем роботи системи

Використання відкритих абсорбційних циклів відкриває нові можливості для створення перспективного покоління холодильних систем, теплових насосів і систем кондиціонування повітря. Цей цикл може працювати з надзвичайно малими перепадами температур, загалом є екологічно чистим і характеризується низьким енергоспоживанням. В якості джерела обігріву можна використовувати м'яке тепло, природний газ або сонячну енергію. Другим джерелом, в практичному сенсі, може бути гаряча вода з плоским сонячним колектором, тобто найдешевший і надійний вид гарячого водопостачання, теплопостачання і, в залежності від необхідної потужності, необхідної сонячної енергії. колектор. а теплоаккумулятор має додаткове джерело нагріву теплоносія.

На рис. 2.1-2.3 запропоновано варіанти автоматичних схем розвитку системи на основі відкритого циклу абсорбції та сонячної регенерації абсорбера.

Тепло, необхідне для регенерації абсорбенту в сушильну частину, подається ГС з плоскими сонячними елементами 6 (7, 8, 9-сонячні елементи, накопичувальна ємність, відповідно додаткове джерело тепла) і охолоджує абсорбент. забезпечена вентиляційною градирнею 5.

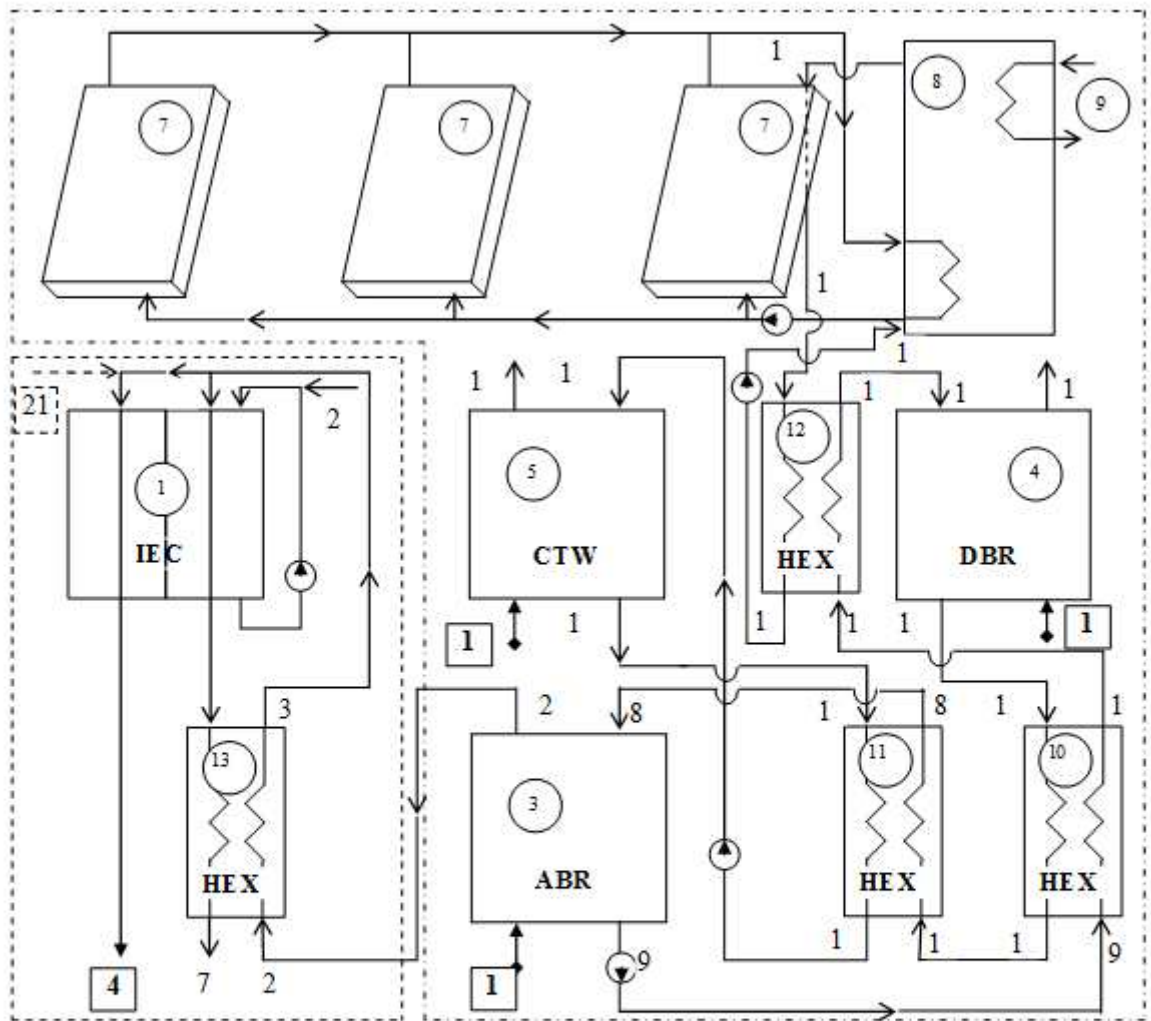


Рисунок 2.1 - Регенеративний випарний охолоджувач ІЕС / R

діаграма складається з двох основних частин:

осушення повітрям (————) і охолодження випаровуванням (-----).

Оскільки ключові елементи, наведені на діаграмі, є АВР всмоктування 3 (осушувач повітря), ДБР десорбер 4, який використовується для відновлення сонячної енергії з абсорбера; комбіновані випарні охолоджувачі 1-2 і регенеративні теплообмінні системи 10-12 HEX, 17, попит визначається тиском низької температури.

Повітряний потік 13 (холодне зовнішнє повітря) при осушенні в абсорбері 3 знижує вологість і температуру точки роси, забезпечуючи тим самим значне охолодження випарного охолоджувача. На схему додано вентилятор градирні 5 СТВ охолоджує абсорбент, коли він потрапляє в абсорбент.

Як випарний охолоджувач використовується непрямий випарний охолоджувач (НВО) (на кресленні позначено 1 ІЕС) [20, 25-27], «мокрій» у вигляді багатоканального сопла (допоміжний потік повітря та взаємодія з мембрана). вода) і «сухі» повітроводи (основний потік повітря, охолоджене до постійної вологості).

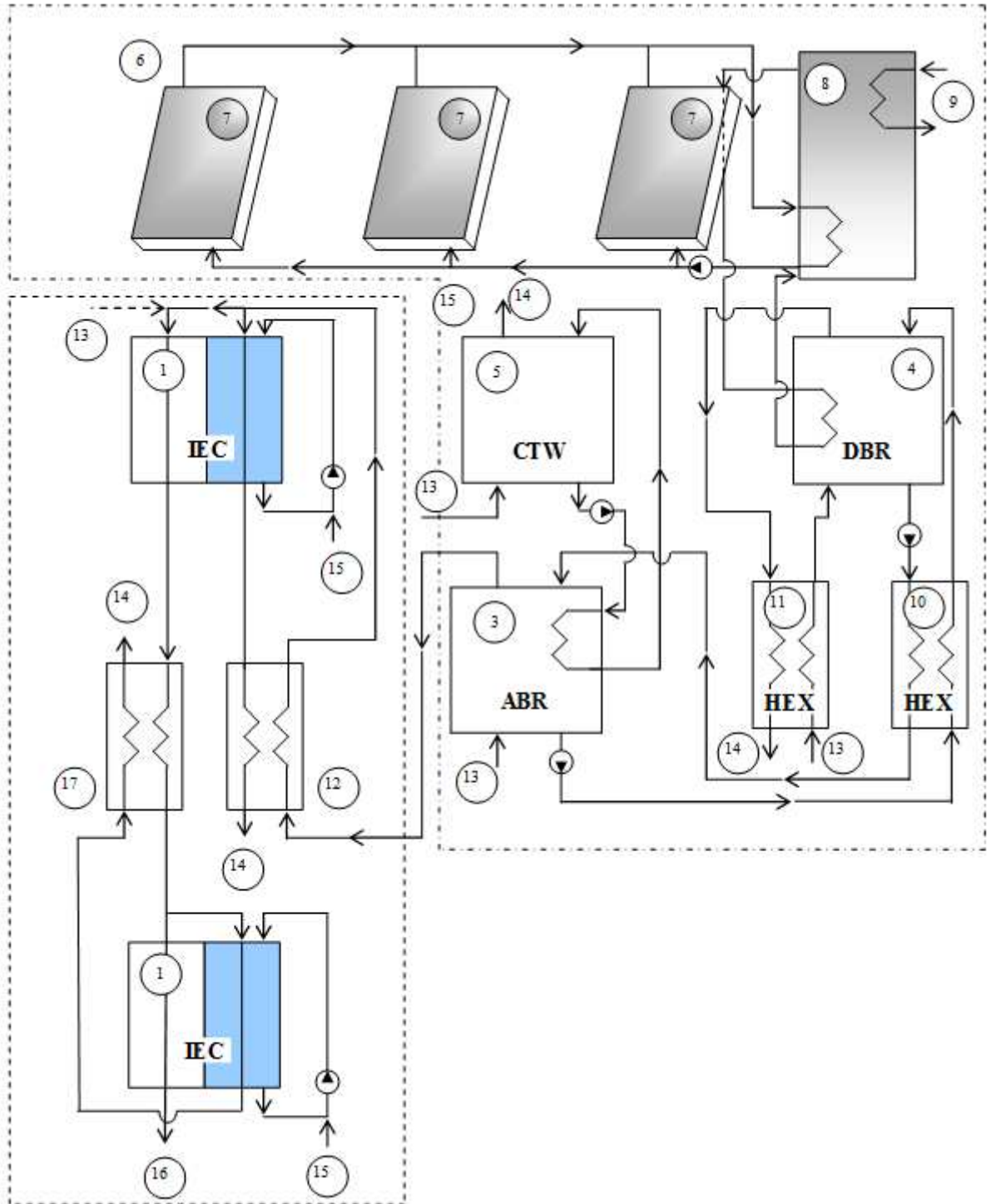


Рисунок 2.2 - Схема АСКП з двоступеневим непрямим двигуном регенеративного випарного охолоджувача
(позначення як на рис. 2.1)

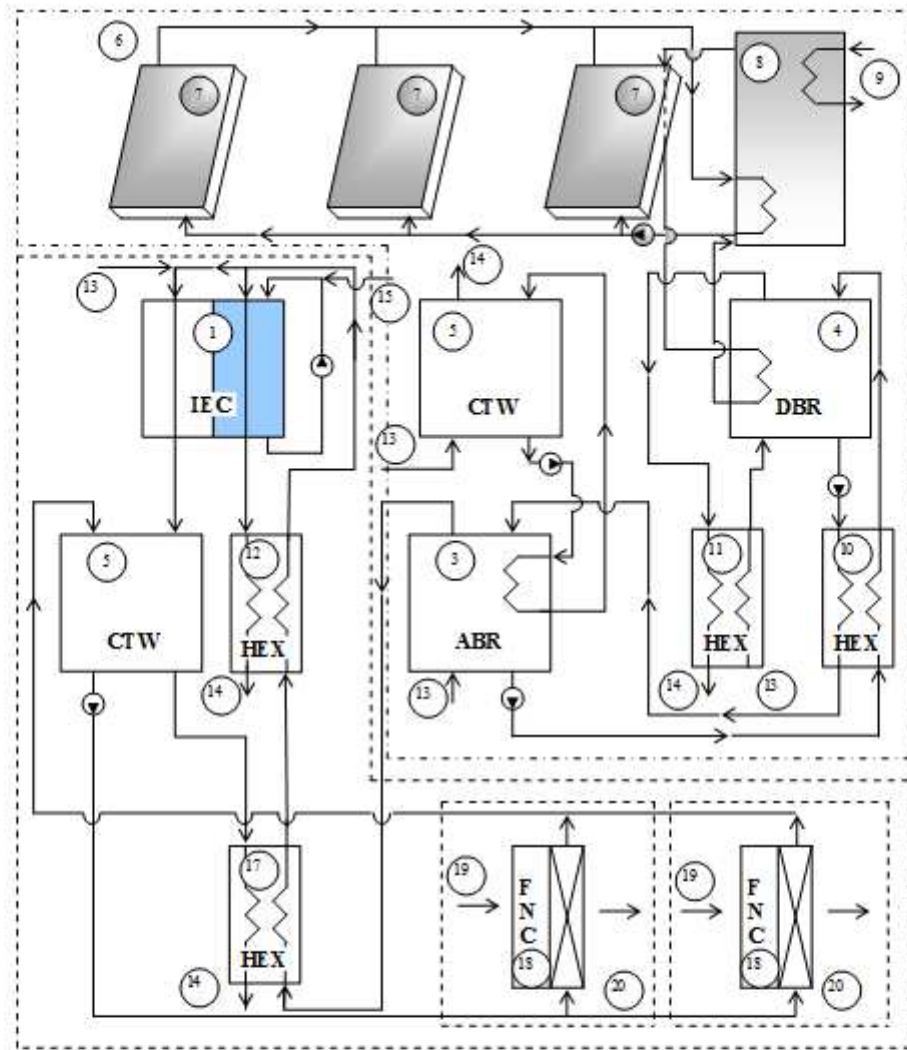


Рисунок 2.3 – Схема АСКП з фотопанелями, як джерелом тепла та теплообмінником, що охолоджує воду

(основні ознаки згідно з рисунком 2.1). Додаткова інформація.

17 – регенеративний теплообмінник; 18 – охолоджувач з теплообміном; 19 - повітря в кімнаті; 20 – кімната з кондиціонером;

----- - установка для сушіння повітря;

----- - випарний охолоджувач

ІЕС - перехресний мембранний масив і теплообмінник. Кількість води, що випаровується в контурі оборотної води, компенсується подачею свіжої води 15. За рахунок випарного охолодження води в «мокрих» каналах забезпечується основне охолодження повітряного потоку в «сухих» каналах НВО. Через тонку теплопровідну стінку, що розділяє ці канали.

Природним обмеженням випарного охолодження в одноступінчастому НВО є температура повітря, яка зчитується за вологим термометром на вході пристрою.

Схематично пристрій НВО зображено на рис. 2.4, а також програми АСКП.

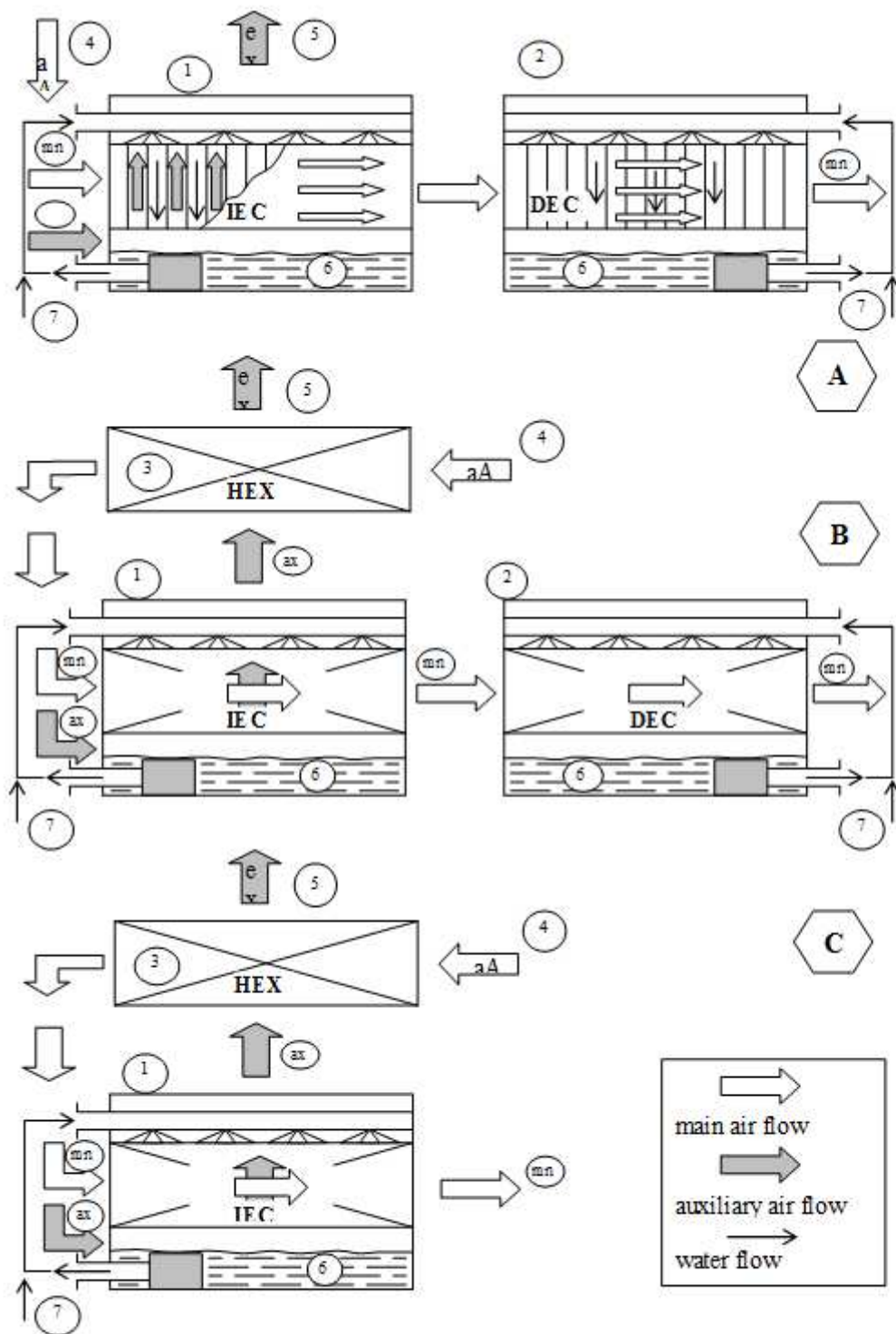


Рисунок 2.4 – Схематичне зображення комбінованого випарного охолоджувача на основі ІЕС|DEC (А,В) та ІЕС|R (С)

На рис. 2.4 представлені наступні інструкції:

main air flow - основний потік повітря;

auxiliary air flow - допоміжний потік повітря;

water flow – потік води;

- 1 - непрямі випарні охолоджувачі ІЕС;
- 2 – пряме випарне охолодження DEC;
- 3 - теплообмінник HEX;
- 4 – свіже повітря на вулиці;
- 5 – потік повітря в зовнішнє середовище.
- 6 – ємність для води;
- 7 - прісна вода.

На рис. 2.2 показана принципова схема двоступеневого (комбінованого) непрямого випарного охолоджувача, що міститься на схемі АСКП. Кількість цих ступенів не повинна перевищувати трьох, тому що подальше збільшення їх кількості призводить до незначного збільшення продуктивності охолоджувача та значного збільшення енерговитрат на здійснення процесу.

На рис. 2.1 показано комбінований випарний охолоджувач, що складається з НВО (перший ступінь охолодження) і ПВО (пряме охолодження випаровування є другим етапом охолодження) - НВО/ПВО.

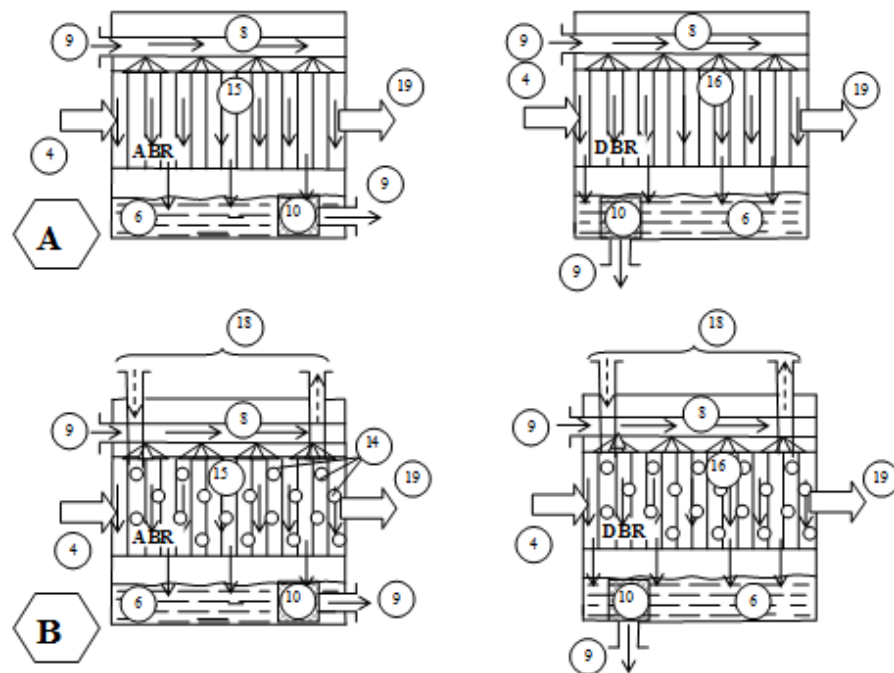
Система рекуперації особливо цікава, оскільки вона гарантує високу ефективність переробки, але характеризується високим споживанням енергії. На рис. 2.1 показано загальну роботу непрямого випарного охолоджувача НВО (1) і теплообмінника Т/О12, а на рис. 2.2 наведено в поясненні до двоступеневої схеми випарного охолоджувача. Якщо розглядати схему регенерації непрямого випарного охолоджувача, який може охолоджувати до температури точки роси повітря, що надходить у випарний охолоджувач, і з урахуванням попереднього осушення в апараті, то ступінь охолодження в АСКП буде достатньою. значний. .

Комбінована робота випарного охолоджувача (КВО) може бути організована як за схемами вентиляції, так і за схемами рециркуляції, а в останньому випадку потік 13 в НВО вхід повітряний покинути кімнату. Така система більш економічна, а її використання дозволяє додатково знизити енергоспоживання АСКП.

Діаграма на рис. 2.3, де як другий ступінь комбінованого випарного охолоджувача використовується градирня 5. Сухе повітря на всмоктуванні 3 має низьку температуру точки роси охолоджується до постійної вологості на НДО і надходить у градирню, де забезпечується глибоке водяне охолодження, може

використовуватися в теплообмінниках для вентиляції охолодження (18), встановлене безпосередньо в кондиціонованому приміщенні (20) або в охолоджуваних об'єктах. У цьому випадку блок охолодження може бути розташований поза кондиціонером і будівлею. Градирня 5 перехресного типу, а охолоджувач КВО містить два регенеративних теплообмінника з градирнею ГРД на виході повітря з НВО та ГРД (рис. 2.3), що забезпечує суттєве покращення загальних характеристик АСКП.

На рис. 2.5 показана схема, що показує абсорбер (осушувач повітря) і абсорбер (пристрій рекуперації сонячного поглинання) в деяких основних конструктивних варіантах.



**Рисунок 2.5 - Схема абсорбційного та абсорбційного обладнання;
А – пристрої з теплообмінниками, охолоджувачами і відповідно нагрівачами; В - обладнання типу, підключене до теплообмінника
(основні умовні позначення згідно з рис. 2.1.)**

8 – розподільник рідини; 9 - абсорбент; 10 – рідинний насос;

11 – підключення рідини, що циркулює в абсорбері; 14 – вбудований теплообмінник; 15 - абсорбент; 16 - десорбер; 18 – теплоносії геліосистеми (вода); 19 - потік сухого повітря

На рис. 2.5а ці пристрої представлені з можливістю охолодження та нагрівання абсорбера зовнішнім (зовнішнім) теплообмінником згідно схеми, зображеної на рис. 2.1-2.3. На рис. 2.5b апарати виготовляються з відповідними теплообмінниками, що дозволяє зменшити габарити сушильної установки. Розетки цих пристроїв мають трубчасту структуру.

В якості зовнішнього джерела тепла (повного або часткового) при регенерації абсорбера використовується фотопанелі з плоским сонячним колектором 7 (згідно схем 2.1 - 2.3).

У сонячній системі (рис. 2.1-2.3) батарея 8 забезпечує додаткове джерело тепла 9, яке компенсує природні коливання сонячної активності. Наприклад, таким додатковим джерелом може стати газовий котел.

Сонячна енергія від фотобатарей може бути використана для задоволення власних потреб системи в електроенергії (електрика для насосів і вентиляторів). У цьому випадку рішення є повністю автономним з відновлюваними та екологічно чистими джерелами енергії.

Висновки до розділу

1. Окреслено основні вимоги автоматичних систем, серед них: компактне та високоефективне використання масо- і теплообмінників у відділеннях сушіння та охолодження; виконання мінімізації загального аеродинамічного опору за рахунок зменшення кількості теплових обмінників та маси в системі; застосовувати робочі матеріали (вбираючі водні розчини), які не так жорстко впливають на будівельні матеріали та регенерують при низьких температурах; застосовувати чисті та екологічно безпечні джерела для теплової енергії з регенерацією абсорберу.

2. Таким чином запропоновано застосовувати енергію сонця енергію (фотопанелі), як геліоцентричну систему з плоскими сонячними колекторами.

3. Створено концепцію використання рідких сорбентів (абсорбуючих матеріалів) в АСКП.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ

3.1. Вибір компонентів та робочих речовин, що входять до складу системи

Для підвищення ефективності процесу випарного охолодження в АСКП відбувається попереднє осушення навколишнього повітря в абсорбері. У випадках, коли вологість повітря на вході в систему має високі значення, необхідно його попереднє осушення, що дозволить в подальшому використовувати випарне охолодження для отримання комфортних параметрів повітря. Якщо вологість зовнішнього повітря $x_{\Gamma} > 13,0$ г/кг, випарне охолодження не може використовуватися для забезпечення параметрів комфорту. Тільки попереднє сушіння в абсорбуючому матеріалі може знизити вміст вологи $x_{\Gamma} < 13,0$ г/кг.

У відкритих системах в якості абсорбентів часто використовують водні розчини хлориду кальцію, хлориду літію, броміду літію, а також препарати на основі цих речовин [1, 2].

Водний розчин хлориду кальцію (CaCl_2) є найдешевшим, екологічно чистим і добре вивченим сорбентом, але його використання в АСКП, як ми побачимо нижче, проблематично.

Розчин хлориду літію (LiCl) широко використовується як абсорбент. Його головною перевагою є антибактеріальний ефект і нешкідливість для людини. Має такі характеристики: здатність поглинати шкідливі запахи, низька тепловідновлювальна здатність (низькотемпературна вода ТЕС, відходи промислових підприємств, сонячна енергія); можливість значного зниження вологості зволоженого повітря; ряд робочих параметрів.

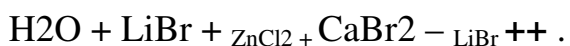
Оброблене таким розчином повітря має високу ступінь знезараження, зниження вмісту мікробів у сухому повітрі може досягати 97%, що дуже важливо для АСКП. Істотним недоліком розчинів хлориду літію є їх сильна корозійна дія

на метали, що вимагає застосування спеціальних покриттів поверхні або введення в розчин інгібіторів. Стійкі до розчинів: латунь, алюміній, олово та ін.

Водні розчини бромиду літію (LiBr) мають найкращу адсорбційну здатність серед перерахованих вище адсорбентів [2, 40]. Однак його агресивність до металів та інших матеріалів, а також його висока вартість порівняно з розчинами хлориду літію призвели до того, що розчини бромиду літію стали найпоширенішою робочою рідиною в закритих абсорбційних системах. Дані про теплофізичні властивості розчину з багатьма різними параметрами збирають за розрахунковими формулами, наведеними в роботах [40].

Для отримання необхідної рушійної сили в АСКП необхідна концентрація LiBr повинна становити 60-65%, що означає, що технологічна лінія буде розташована поблизу лінії кристалізації, в діапазоні температур 30-60 °C. Тому в даний час активно розробляються нові препарати діючих речовин, які містять компоненти, що підвищують розчинність і знижують корозійну активність. Згідно з літературними даними, доступними за останні роки, LiNO₃, ZnCl₂, CaBr₂, LiI та ін. використовуються як добавки до водних розчинів LiBr.

У цьому розділі виконується попередній аналіз активних матеріалів за їх теплофізичними властивостями. Рішення будуть згадані пізніше.



Тиск пари p_s є найважливішою властивістю активного інгредієнта в альтернативних системах. Для підвищення ефективності системи залежність $p_s(\zeta)$ повинна відповідати наступним вимогам:

- низьке значення тиску при середній температурі абсорбції (~ 30 °C);
- сильна залежність тиску від температури і, як наслідок, високі значення тиску пари при температурі поглинання (~ 60 °C, при використанні сонячної енергії як основного або часткового джерела нагріву);
- кривизна лінії кристалізації.

Останній фактор гарантує високу надійність теплообмінників і масоперетворювачів в зоні лінії кристалізації, так як при збої в режимі роботи

знижується ймовірність відкладення солей на поверхні приладу, наприклад, під час коливань навантаження. зміни робочого процесу тощо. Це особливо важливо для мембранного тепло- та масообмінного обладнання (ТМА).

Використання розчину хлориду кальцію у відкритій абсорбційній системі (АПС) є проблематичним.

Наприклад, якщо параметри навколишнього повітря $t_g^1 = 30$ оС, $x_g^1 = 10$ g/kg (типова ситуація для помірного клімату) і кінцева вологість газів повітря на виході, поглинач $x_g^2 = 5$ г. / кг, парціальні тиски водяної пари рівні, $p_g^1 = 1,6$ кПа і $p_g^2 = 0,8$ кПа.

При цьому температура навколишнього повітря за вологим термометром близько 20 С. Враховуючи реалії процесів тепло-масообміну в градирнях і теплообмінниках типу «твердо-водний розчин», температура розчину на вході в абсорбер буде не менше 25°С (з урахуванням фактичної температури). ймовірність ТМА на кілька порядків вище). Мінімальний парціальний тиск (над лінією кристалізації) на поверхні розчину при цій температурі становить 0,93 кПа. Навіть у такій майже ідеальній ситуації (реально температура абсорбера буде вищою) кінетика процесу стає негативною; Тому цей розчин не слід вважати абсорбентом у майбутньому.

Тиск розчину LiBr+ при різних температурах і концентраціях розраховується за формулою Антуана [14] в інтервалі температур $278,35 \leq T \leq 335,95$ К.

$$\log p_s = \sum_{n=0}^4 A_n \cdot \zeta^n + [1000/(T-43.15)] \cdot \sum_{n=0}^4 B_n \cdot \zeta^n, \quad (3.1)$$

На рис. 3.1а показано тиски пари розчинів LiCl(1), LiBr(2), LiBr+ (3) і LiBr++(4) на двох типових ізотермах адсорбції відкритого циклу: 303,15 К (поглинання) і 333,15 К (поглинання).

При однаковому тиску на ізотермі 303,15 К розчини LiBr і LiBr+ знаходяться далі від лінії кристалізації, ніж розчин LiCl, що свідчить про те, що їх використання буде кращим в АСКП з точки зору надійності роботи пристрою ТМА з таким самим кінетичним поглинанням.

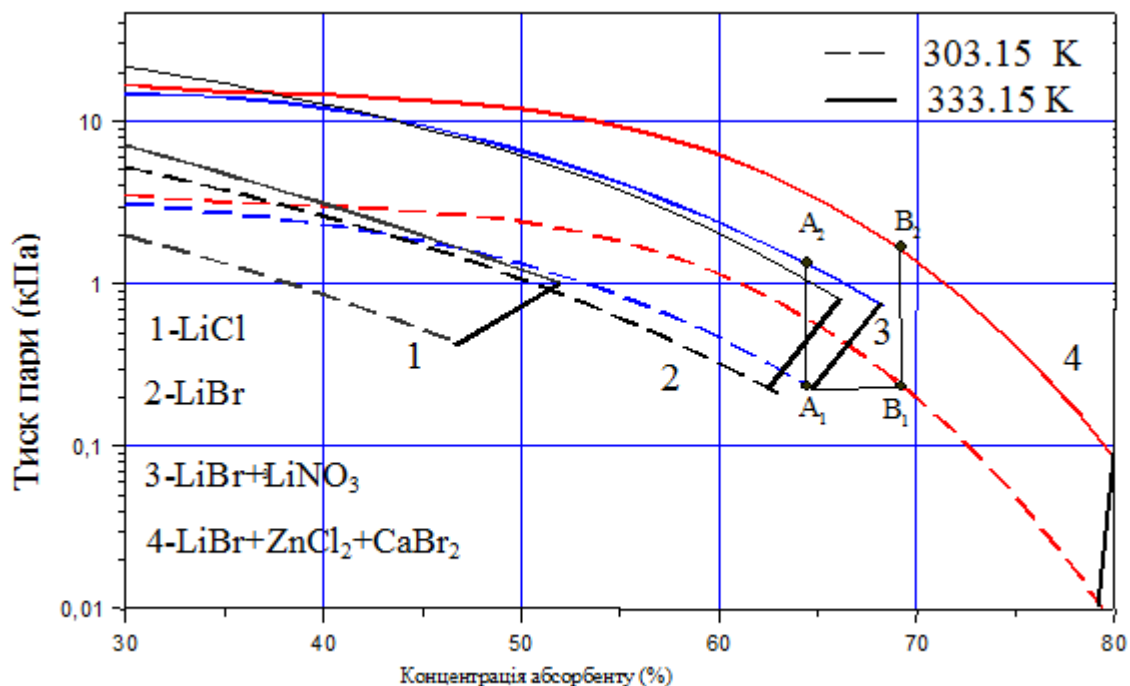


Рисунок 3.1а - Тиск пари над поверхнею поглинання

Розчини LiBr і LiBr+ також мають перевагу крутішої кривої кристалізації. При високих концентраціях (вище 45%) розчин LiBr має нижчий тиск, ніж розчин LiBr+ (різниця в області кристалічної лінії становить близько 0,1 кПа), що означає, що він має кращу адсорбційну здатність.

При використанні джерел енергії з низьким потенціалом як джерел нагрівання важливо вимагати нижчої температури поглинання (регенерації поглинання) для розчину LiBr+ за тих же умов. Крім того, важливо, що цей розчин має низьку корозійну активність.

Найбільший інтерес як активний агент представляє розчин LiBr++. Як видно на рис. 3.1а, він характеризується: . двічі. Якщо припустити, що тиск розчину LiBr++ при $T = 303,15 \text{ K}$ (точка B1 на рисунку 3.1а) дорівнює тиску розчину LiBr+ на лінії кристалізації (точка A1), то тиск у LiBr++ під час процесу очищення стічної води . (пункт B2).) практично така ж, як і в розчині LiBr+ (точка A2), але лінія B1B2 знаходиться далеко від лінії кристалізації. На жаль, справжнє вертикальне положення лінії кристалізації розчину LiBr++ вказує на те, що цей розчин важко використовувати в ASKP лише за допомогою сонячної регенерації, оскільки потрібна надто висока температура, щоб кристалізований цукор був близьким до поглинання.

На підставі проведеного аналізу можна зробити попередні висновки щодо перспективності використання розчинів LiBr, LiBr+, LiBr++ як діючих речовин у

АСКП і рішення LiBr++ є найкращим рішенням з точки зору експлуатаційної надійності ТМА. Орієнтовно робочий діапазон концентрації цього розчину становить 70-75%.

Експериментальні дані щодо теплопровідності розчинів LiBr+ та LiBr++ відсутні, тому теплопровідність цих розчинів розраховують за формулою [7]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \left(1 - \sum_{i=1}^h \beta_i \cdot \zeta_i \right), \quad (3,2)$$

де λ_0 – теплопровідність води, Вт/(м·К); Коефіцієнти β_{ma} – визначаються за даними [7]; ζ_i – концентрація і-го компонента в кг речовини на кг розчину.

Теплопровідність води апроксимується виразом [7] .

$$\lambda_0 = 0.5545 + 0.00246 \cdot t + 0.00001184 \cdot t^2, \quad (3,3)$$

Похибка 0,01 Вт/(м К) в діапазоні температур 0-100 °С. Коефіцієнти, отримані математичною обробкою експериментальних даних для розглянутих компонент розчину:

- 1) для LiBr --- $\beta = 0,16442$;
- 2) для LiNO₃ ... $\beta = 0,19961$;
- 3) для ZnCl₂ ... $\beta = 0,37108$;
- 4) для CaBr₂ ... $\beta = 0,41701$.

Тепловий потік, що переноситься активним матеріалом при різниці температур на вході та виході пристрою, яка дорівнює ΔT , описується рівнянням:

$$Q = (\rho \cdot C_p) \cdot V \cdot \Delta T, \quad (3,4)$$

Об'ємна теплоємність або добуток (ρC_p) – комплекс, що характеризує «навантаження» теплоносія. Залежність об'ємної теплоємності від концентрації розчинів LiBr, LiBr+ та LiBr++ наведена на рис. 3.1б.

У робочому діапазоні концентрацій величина комплексу в розчині LiBr+ дещо вища, ніж у розчині LiBr і становить близько 3400 кДж/(м³·К) і значно нижча, ніж у розчині LiBr++ (теплота розчину). , добуток останнього дорівнює

5000). $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$, при $\zeta = 72\%$. Тому найкращим теплоносієм з точки зору «вантажопідйомності» також є $\text{LiBr}++$.

В'язкість багато в чому визначає характер руху робочого тіла в ТМА і впливає на величину втрати тиску. Надвисока в'язкість унеможливорює організацію турбулентного потоку з розумними транспортними витратами, а перехід до ламінарного режиму призводить до зниження коефіцієнта тепловіддачі і, як наслідок, збільшення площі поверхні тих же апаратів теплове навантаження.

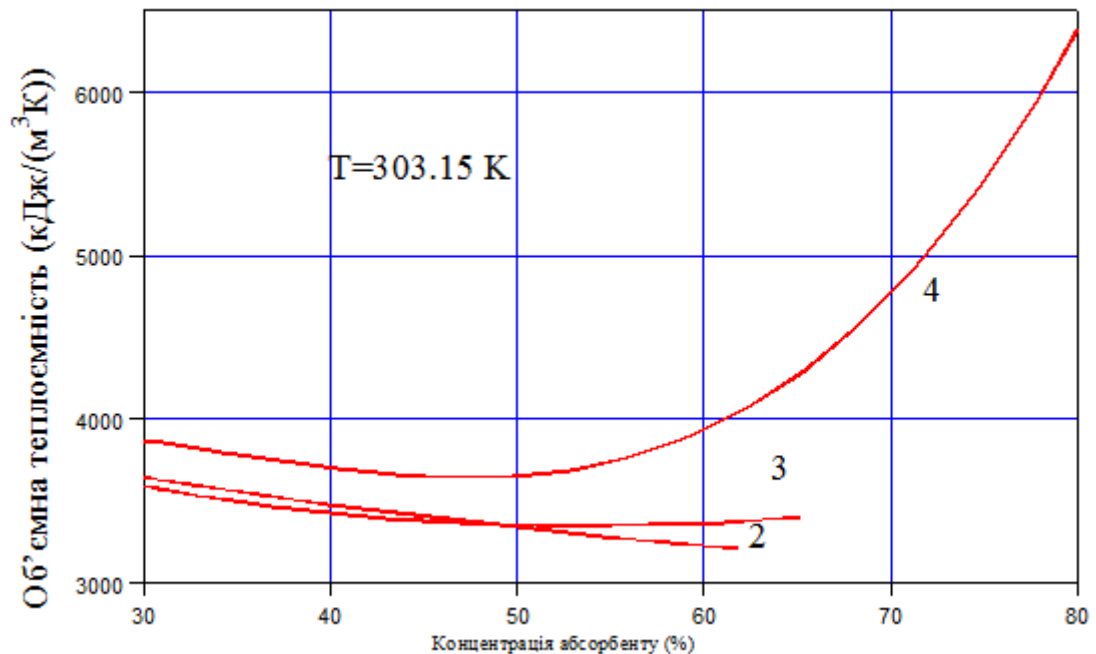


Рисунок 3.16 - Об'ємна теплоємність абсорбера

Для пластинчастих теплообмінників, призначених для використання в АСКП, критичне число Рейнольдса 200, еквівалентний діаметр потокових ліній 8 мм, рекомендована швидкість потоку 0,25-0,8 м/с. Таким чином, «критичне» значення в'язкості дорівнює

$$\nu^* = \frac{w \cdot d_e}{\text{Re}^*} = 10^{-5} \text{ , м}^2/\text{с}, \quad (3.5)$$

Кінематична залежність в'язкості розчинів LiBr , $\text{LiBr}+$ і $\text{LiBr}++$ показана на рис. 3.2а.

Розчини LiBr і $\text{LiBr}+$ мають майже однакову в'язкість і знаходяться нижче «критичного» рівня. При концентрації 70% в'язкість розчину $\text{LiBr}+$ нижча, ніж у розчинів LiBr і $\text{LiBr}++$. На ізотермі 303,15К при концентрації 75% в'язкість розчину

LiBr++ перевищує «критичне» значення. «Критичне» значення концентрації ζ^* , яке запускає хаотичний режим, становить 74%.

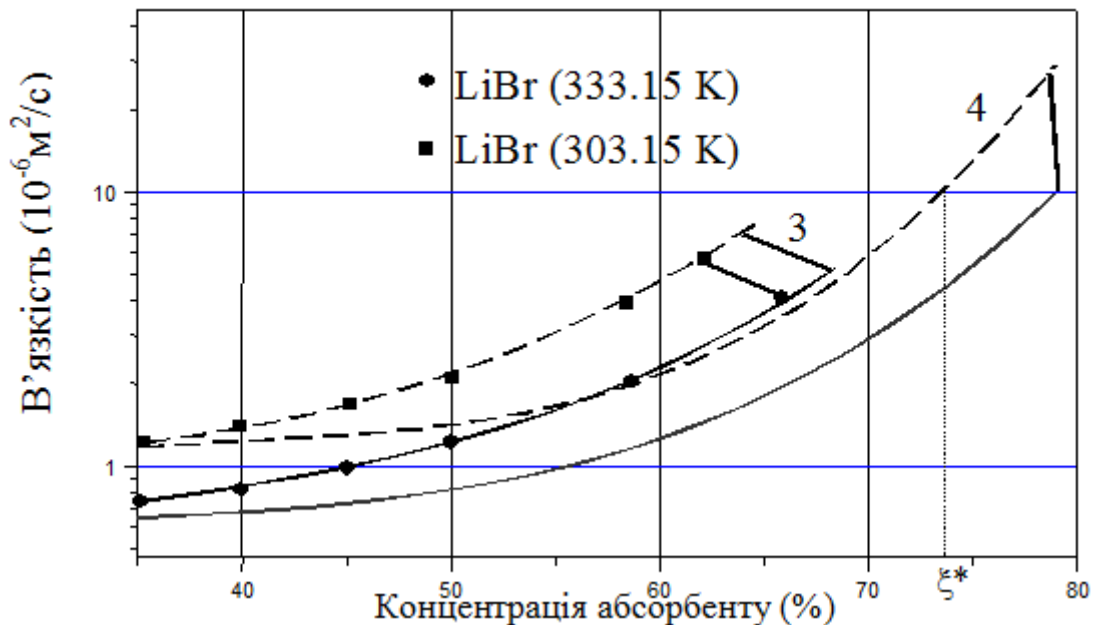


Рисунок 3.2а – Кінематична в'язкість абсорбера

Таким чином, з точки зору в'язкості розчин LiBr++ найбільш прийнятний при 70% концентрації; Діапазон робочих концентрацій цього розчину становить від 70% до 74%. У разі турбулентної течії в пластинчастому теплообміннику процес теплообміну описується наступним критеріальним рівнянням [41]:

$$\text{Nu} = 0.135 \cdot \text{Re}^{0.73} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot (\text{Pr}_L / \text{Pr}_{\text{WL}})^{0.25}, \quad (3.6)$$

На основі (3.6) можна скласти комплекс, що включає теплофізичні властивості і характеризує інтенсивність теплообміну. Цей комплекс називається коефіцієнтом теплопередачі і має вигляд:

$$F_\alpha = 0.135 \cdot \lambda^{0.57} \cdot (\rho \cdot C_p)^{0.43} \cdot \nu^{0.48}, \quad (3.7)$$

За допомогою комбінації F_α можна визначити коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = F_{\alpha} \cdot \frac{w^{0.73}}{d_e}, \quad (3,8)$$

На фото. 3.2б показано залежність комплексу F_{α} від концентрації розчинів LiBr, LiBr+ та LiBr++.

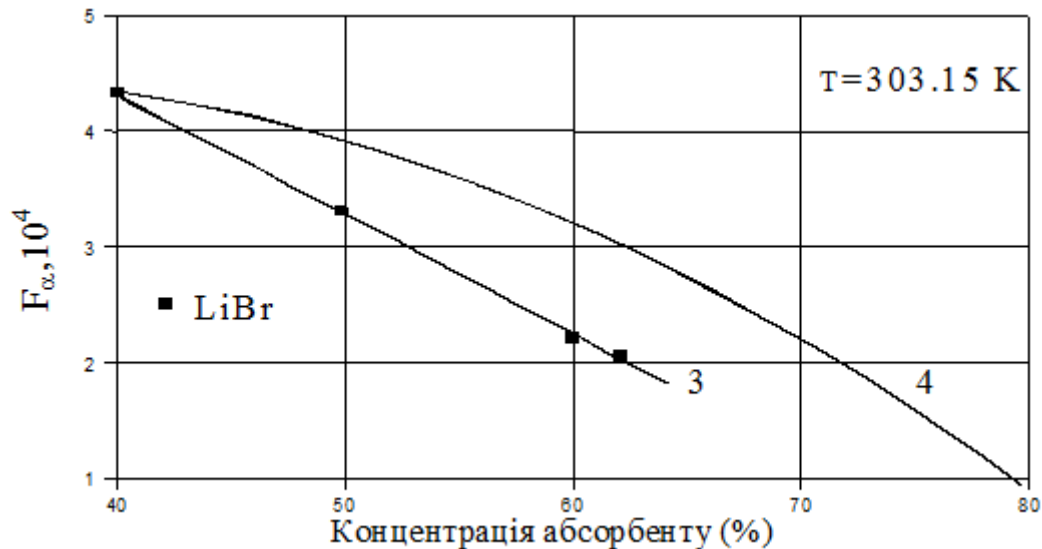


Рисунок 3.2b – Коефіцієнт теплопередачі

У кристалічній області розчин LiBr має вищий коефіцієнт тепловіддачі, ніж розчин LiBr+, але обидва розчини F_{α} мають нижчі значення, ніж розчин LiBr++ при $\zeta = 70\%$. При 75% концентрації в розчині LiBr++ це значення F_{α} приблизно таке ж, як і в LiBr+.

Проведений аналіз дозволяє зробити висновок про перспективність використання розчину LiBr++ за максимальною інтенсивністю теплообмінного процесу в діапазоні концентрацій 70-74%.

«Одноразовий» гідравлічний опір пластинчастого пристрою можна розрахувати за аналогічним рівнянням [41]:

$$Eu_L = 1350 \cdot Re^{-0.25}, \quad (3,9)$$

Подібно до процесу теплообміну сформуємо комплекс F_p , що характеризує гідравлічний опір пристрою:

$$F_p = 1350 \cdot \nu^{0.25} \cdot \rho, \quad (3.10)$$

Гідравлічні втрати пов'язані з коефіцієнтом втрати тиску F_p .

$$\Delta p = F_p \cdot d_e^{-0.25} \cdot w^{1.75}, \quad (3.11)$$

Комплексна концентраційна залежність для розчинів LiBr, LiBr+ та LiBr++ показана на рисунку 2. 3.2с:

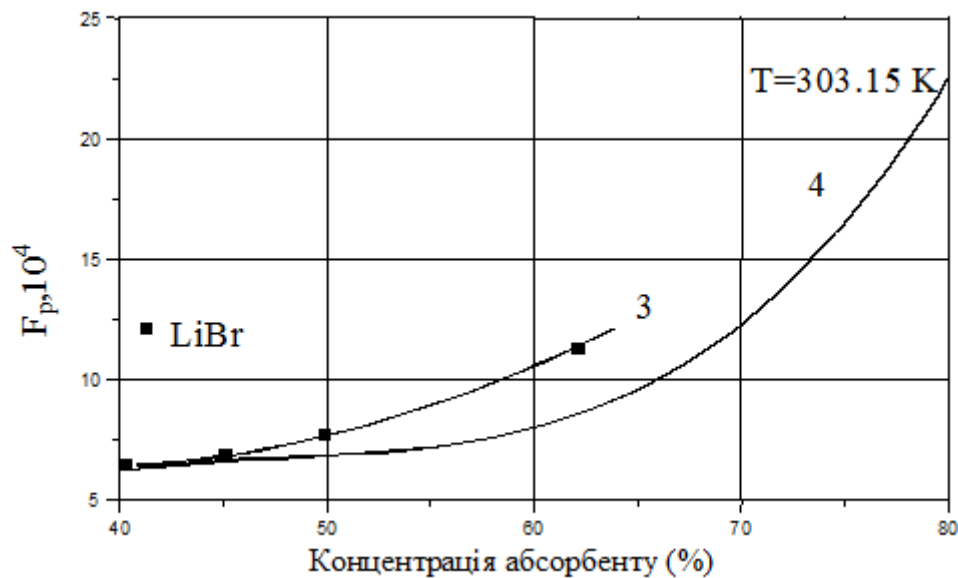


Рисунок 3.2с – Коефіцієнт втрати тиску

Розчини LiBr і LiBr+ містять майже однакову кількість цього комплексу F_p . При концентрації 70% розчин LiBr++ має F_p значення, еквівалентне лінії кристалізації розчину LiBr+, а при $\zeta = 75\%$ LiBr++ має значення на 30% вище.

Таким чином, з точки зору втрати тиску, розчин LiBr++ при концентрації 70% має такі ж характеристики, як розчини LiBr і LiBr+, але він гірший при вищих концентраціях.

3.2. Вибір апаратури для тепло-масообміну в системі керування температурою повітря

Для автоматичних систем найбільш перспективними мембранними насадками є мембранні теплообмінники ТМА [20, 29-31].

За конструктивними ознаками поділяються на форсунки РН звичайні (впорядкованої структури) і дефектні.

Звичайними насадками вважаються листи, блоки, рулони, стільники, перекриття, кільця (при правильному монтажі), сітки, а також виконані у вигляді складних об'ємних конструкцій. Невпорядковані форсунки мають високий опір, схильні до брижів і швидкого засмічення.

Вони не підходять для системи горизонтального потоку, тому що під час горизонтального руху газу відбувається локальне ущільнення і, отже, утворення каналів.

Порівняльна оцінка РЗ і неупорядкованих структур наведена в спеціальних роботах [20, 42] і дає змогу виділити звичайну РЗ насадку як найбільш перспективне рішення.

На основі роботи [20] встановлено, що оптимальними для мембранних ТМА є замкнуті або частково закриті вертикальні чи косі канали, упорядковані симетричні сопла. Виготовляються такі РН з профільованих листів (гофру, штампованих). Також використовуються неперпендикулярні швелери РН з асиметричним розташуванням суміжних панелей по всьому протязі. Алюміній має низьку щільність, високу пластичність і високу теплопровідність, що робить його придатним для використання у волого-сухих градирнях [20] і забезпечує додаткові переваги, коли пластина знаходиться в частковому контакті (микро-сухий). як працює багатоканальна структура).

На відміну від деяких видів пластмас, алюмінієва фольга РН не представляє ризику «термічного удару» при температурах до 100 С. Для додаткового захисту від корозії слід застосовувати анодне окиснення (анодування) з товщиною покриття від 21 до 23 мкм. Це дозволяє розглянути можливість використання ТМА в АСКП.

Основні вимоги до РН при використанні в альтернативних системах:

- шар розеток повинен бути рівномірним, тобто однаково придатним для всіх основних пристроїв системи;

- при малому опорі потоку повітря (з урахуванням використовуваного вентилятора низького тиску) сопло повинно мати велику питому поверхню. Він повинен бути стійким до корозії в робочому середовищі (особливо це важливо для абсорбентів і абсорбентів), характеризуватися простотою конструкції і виготовлення, ваговими показниками і малими габаритами;

- оскільки питання якості розподілу рідини між усіма каналами має вирішальне значення для багатоканальних плівок РН, шар РН сприятиме рівномірному введенню рідини та сприятливому перерозподілу між сусідніми каналами. Щільність шару вибирається з урахуванням явища стійкості системи – поздовжнього пробоя рідини при горизонтальному контакті, а також можливого осідання на робочій поверхні [20].

Згідно з джерелами [20, 29] методи вдосконалення технологічних процесів у плівці ТМА можна умовно розділити на дві групи:

До першої належать методи, які не значно збільшують споживання енергії (іноді їх називають «пасивними»). Це нанесення звичайної шорсткості поверхні; використовувати генератори турбулентності та спін-генератори; Додайте домішки в охолоджувач тощо.

Методи другої групи пов'язані зі значним збільшенням енерговитрат («активні» методи); збільшення швидкості охолоджувача (обмежується встановленим тиском вентилятора, наприклад, серйозні явища в системі та вимоги щодо обмеження втрати тиску.); імпульс струму; механічний вплив; вібрація або обертання поверхні передачі; використовувати електричні поля або ультразвук; нагнітання та всмоктування теплоносія [35] тощо.

Обіцянка використання звичайної шорсткості для покращення процесів випаровування та абсорбційно-абсорбційного охолодження вказує на наявність значного термічного опору та потенціал двоетапного вдосконалення процесу; Також у рідинах, коли середнє значення товщини плівки незначно збільшується, перемішування в плівці посилиться, а у випадку газових плівок хвиляста поверхня плівки буде діяти як звичайна шорсткість.

Тому основною вимогою ТМА для альтернативних систем є мінімізація аеродинамічного опору та об'ємно-вагових характеристик.

Плівка ТМА повністю відповідає цим вимогам. Перехресна схема взаємодії потоку газу і рідини є оптимальною для пристроїв з точки зору необхідності їх загального розташування в одному блоці.

Висновки до розділу

1. В результаті аналізу властивостей активних тіл, як адсорбентів, було розроблено системи та прогнозовані розчини сполук. Крім того, LiBr^+ має кращу адсорбційну здатність, а LiBr^{++} володіє меншою корозійною активністю, що може дозволити зменшити потрібну температуру зовнішніх джерел тепла під час адсорбції, це суттєво доцільно для використання фотопанелей.
2. Основними вимогами ТМА до поршневих систем є здатність мінімізувати аеродинамічний опір, з метою витрат енергії для перекачування енергоносія, та об'ємнагові характеристики. Цим вимогам відповідає даний тип мембрани і об'ємного теплообмінника.
3. Найбільш задовільним для пристроїв у блоці АСКП з точки зору їх загальних потреб є перехресне розташування, яке забезпечує контакт потоку газу та рідини.
4. Як метод покращення процесу в мембранних теплообмінниках слід використовувати нормальну шорсткість поверхні мембрани ТМА, при цьому оптимальним рівномірним параметром жорсткості є k від 8 до 14.

4. ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ

4.1. Дослідження процесу прямого випарного охолодження

У поршневих системах (холодильників і кондиціонування повітря) робочий процес включає в себе попереднє осушення потоку повітря і охолодження випаровуванням. Регенерація абсорбера використовується, щоб зробити цикл безперервним, а сонячна енергія використовується як основне джерело нагріву в плоских панельних сонячних колекторах.

Тому в цьому розділі виконується моделювання робочих процесів у ланцюзі сушіння, ланцюзі випаровування та сонячній системі. Для полегшення викладу матеріалу з'єднаних між собою деталей процеси контуру випарного охолодження спочатку розглядаються на прикладі АСКП.

Блок охолодження АСКП заснований на використанні непрямого випарного охолоджувача (НВО) як основного блоку та прямого випарного охолоджувача (ПВО) або градирні (ГРД) як другого блоку, НВО/ПВО або НВО/ГРД. Всі апарати перехресного типу, мембрана має впорядковану структуру, багатоканальне сопло, що складається з поздовжніх гофрованих пластин (у напрямку течії рідини мембрани) з регулярною шорсткістю поверхні РШ як основної сировини. матеріал для поліпшення процесів тепломасообміну.

Моделювання процесів у прямому випарному охолоджувачі. На рис. 4.1 наведена схема випарного охолодження води в градирні гідроелектростанції. Спочатку виконується на паралельних соплових і горизонтально-контактних фазових діаграмах. а це складніше з поздовжньо-гофрованими пластинами і регулярною шорсткістю їх поверхні.

На вільній поверхні води, що контактує з повітрям, якщо їх температури різні, а парціальні тиски водяної пари біля межі розділу і в об'ємі повітря неоднакові, то між водою і повітрям відбувається тепло- і масообмін.

Для випаровування додаткової вологи та тепла з контактної поверхні.

$$g_s = \beta_p \cdot (p_s - p) \cdot F_s, \quad (4.1)$$

1 – непрямий випарний охолоджувач НВО ;

2 – пряме випарне охолодження ГРД ;

теплообмінник НЕХ ;

4 – свіже повітря на вулиці;

5 – потік повітря в зовнішнє середовище.

6 – ємність для води;

7 - прісна вода.

$$Q_s = g_s \cdot r = r \cdot \beta_p \cdot (p_s - p) \cdot F_s, \quad (4.2)$$

Ця кількість тепла може бути надана лише газом і рідиною шляхом конвекції, якщо немає іншого джерела;

$$Q_g = \alpha_g \cdot (t_s - t_g) \cdot F_s, \quad (4.3)$$

$$Q_L = \alpha_L \cdot (t_L - t_s) \cdot F_s, \quad (4.4)$$

На поверхні підтримується тепловий баланс.

$$Q_\Sigma = Q_g + Q_s, \\ \alpha_L \cdot (t_L - t_s) \cdot F_s = \alpha_g \cdot (t_s - t_g) \cdot F_s + r \cdot \beta_p \cdot (p_s - p) \cdot F_s. \quad (4.5)$$

Рушійною силою масообміну через вільну поверхню рідини є різниця парціального тиску $\Delta p = p_s - p$, коли $\Delta p > 0$, рідина випаровується і таким чином зволожує повітря, коли $\Delta p < 0$, відбувається конденсація вологи або, як у випадку абсорбенту. рідина конденсує, поглинає і розчиняє вологу в розчині і тим самим сушить повітря

Розглянемо ламінарну течію (ламінарні хвилі) плівки рідини вздовж вертикальної поверхні сопла, яка є паралельною площині контакту з турбулентним потоком газу в умовах міжфазного течії (рис. 4.1). Це типовий характер витрата плівкової маси і теплообмінників в практичному діапазоні коливань робочого навантаження газів і рідин [10, 43]. Кількість тепла, що втрачається в одиницю часу на об'єм основної рідини $\Delta v = \Delta x \cdot \Delta z \cdot \delta$.

$$dQ_L = -c_L \cdot G_L \cdot \Delta t, \quad (4.6)$$

Яка $G_L = \rho_L \cdot \delta \cdot \Delta z \cdot v_L$ масова витрата рідини (v_L - середня витрата рідини)

З іншого боку, кількість теплоти, що виділяється конвекцією на вільній поверхні, $\Delta F_s = \Delta x \cdot \Delta z$ дорівнює:

$$dQ_L = \alpha_L \cdot (t_L - t_s) \cdot \Delta F_s, \quad (4.7)$$

Рівняння теплового балансу об'єму Δv має вигляд:

$$-c_L \cdot g_L \cdot \Delta t = \alpha_L \cdot (t_L - t_s) \cdot \Delta x$$

де $g_L = \rho_L \cdot \delta \cdot v_L = \frac{G_L^m}{2 \cdot n \cdot L}$ – масова витрата рідини відносно одиниці ширини пластини сопла, кг/(м · с) ;

G_L^m - масова витрата рідини з мембранного пристрою кг/с.

n - кількість насадкових пластин;

L - розмір сопла в напрямку руху повітря, м.

Враховуючи співвідношення (4.5) і наближаючись до межі $\Delta x \rightarrow 0$, отримуємо:

$$\frac{\partial t_L}{\partial x} = a_1 \cdot (t_g - t_L) + b_1 \cdot (p - p_s), \quad (4.8)$$

Або

$$a_1 = \frac{\alpha_g}{c_L \cdot g_L}, b_1 = \frac{\beta_p \cdot r}{c_L \cdot g_L}$$

Розглянемо рух повітря через паралельне сопло між двома поверхнями, які змочуються рідиною, що протікає через мембрану. Виділимо основний об'єм повітря $\Delta v = \Delta x \cdot \Delta z \cdot b$ (b - відстань між панелями). Вільна поверхня випаровується рідини знімається з нижньої частини основи. $\Delta F_s = \Delta x \cdot \Delta z$

$$\Delta g_s = \beta_p \cdot (p_s - p) \cdot \Delta F_s, \quad (4.9)$$

Вологість збільшеного об'єму Δv_g становитиме:

$$\Delta g_g = G_g \cdot \Delta x_p, \quad (4.10)$$

Де $G_g = \rho_g \cdot b \cdot v_g \cdot \Delta x$ високий потік повітря в секції повітропроводу $\Delta F_s^g = b \cdot \Delta x$?

Розглянемо

$$x_p = 0.622 \cdot \frac{p}{p_g - p} = \frac{0.622}{p_g} \cdot p (as p_g \gg p), \quad (4.11)$$

З урахуванням $\Delta z \rightarrow 0$ рівняння матеріального балансу $\Delta G_g = 2 \cdot \Delta g_s$ (4.11) воно має вигляд:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 3.2154 \cdot \frac{\beta_p \cdot p_g}{g_g} \cdot (p_s - p), \quad (4.12)$$

де $g_g = \rho_g \cdot v_g \cdot b = \frac{G_g^m}{n \cdot H}$ – масова витрата повітря порівняно з одиницею висоти хвилі, кг/(м · с) ;

G_g^m - повна маса повітря мембраноутворювача, кг/с;

n - кількість зрошувальних каналів;

H - висота сопла, м.

внаслідок обміну теплотою та масою Δv_g його ентальпія змінюється, тому можна записати:

$$\Delta Q_L = G_g \cdot \Delta h, \quad (4.13)$$

Яка $h = c_g + r_0 \cdot x_p + c_p \cdot t_g \cdot x_p$ питома ентальпія вологого повітря?

$r_0 = 2500$ кДж/кг - теплота пароутворення при 0 С.

Тоді рівняння (4.13) можна записати так:

$$dQ_L = G_g (c_v \cdot \Delta t_g + r_t \cdot \Delta x_p), \quad (4.14)$$

Або $c_v = c_g + c_p \cdot x_p, r_t = r_0 + c_p \cdot t_g$

З іншого боку, кількість теплоти, що виділяється з вільної поверхні води при конвекції і випаровуванні, $\Delta S_L = \Delta x \cdot \Delta z$ визначається співвідношенням:

$$dQ_g + dQ_r = [\alpha_g \cdot (t_L - t_g) + r \cdot \beta_p \cdot (p_s - p)] \cdot \Delta x \cdot \Delta z, \quad (4.15)$$

Отже, рівняння теплового балансу розглянутого об'єму повітря матиме такий вигляд:

$$dQ_L = 2 \cdot (dQ_g + dQ_r)$$

або перетнути кордон $\Delta z \rightarrow 0$

$$g_g \cdot \left(c_v \cdot \frac{\partial t_g}{\partial z} + r_t \cdot \frac{\partial x_p}{\partial z} \right) = 2 \cdot \alpha_L \cdot (t_L - t_g) + 2 \cdot r \cdot \beta_p \cdot (p_s - p), \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial x_p}{\partial z} = \frac{0.622}{p_g} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{2 \cdot \beta_p}{G_g} \cdot (p_s - p)$$

$$g_g \cdot c_v \cdot \frac{\partial t_g}{\partial z} = 2 \cdot \alpha_g \cdot (t_L - t_g) + 2 \cdot \beta_p \cdot \Delta r \cdot (p_s - p), \quad (4.17)$$

$$\text{Або } \Delta r = r - r_t$$

Як показує чисельний аналіз, характеристичні значення визначають випаровування (конденсацію) водяної пари;

$$\frac{\beta_p \cdot \Delta p \cdot \Delta r}{\alpha_g \cdot \Delta t_g} \ll 1, \quad (4.18)$$

Зміну температури отриманого газу можна визначити з рівняння:

$$\frac{\partial t_g}{\partial z} = a_2 \cdot (t_L - t_g), a_2 = \frac{2 \cdot \alpha_g}{c_v \cdot g_g}, \quad (4.19)$$

Математична модель процесів випаровування (конденсації) охолодження у випадку ДЕК перехресного фазного струму (КТС) представлена системою рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dt_L}{dx} = a_1 \cdot (t_g - t_L) + b_1 \cdot (p_g - p^*) \\ \frac{dt_g}{dz} = a_2 \cdot (t_L - t_g); \frac{dp_g}{dz} = b_2 \cdot (p^* - p_g) \end{cases}, \quad (4.20)$$

і граничні умови

$$\text{в } x = 0, \quad t_L = t_L^0;$$

$$\text{в } z = 0, t_g = t_g^0, p_g = p_g^0 \quad (4.21)$$

Величина парціального тиску насичених парів на вільній поверхні залежить від температури рідини.

$$p^* = p^*(t_L), \quad (4.22)$$

Коефіцієнти тепломасовіддачі паралельних плоских сопел визначаються залежністю [26, 44].

$$Nu_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, Sh = 0.95 \cdot Nu_g, \quad (4.23)$$

Крайова задача (4.20) - (4.21) розв'язується методом кінцевих різниць. Рівняння (4.20) апроксимується наступною різницевою діаграмою.

$$\begin{cases} t_L^{i+1,k} = \left[1 - a_1 \cdot \Delta x \cdot t_L^{i,k} \right] + a_1 \cdot \Delta x \cdot t_g^{i,k} + b_1 \cdot \Delta x \cdot p_g^{i,k} - b_1 \cdot \Delta x \cdot p^*(t_L^{i,k}), \\ t_g^{i,k+1} = \left(1 - a_2 \cdot \Delta z \cdot t_g^{i,k} \right) + a_2 \cdot \Delta z \cdot t_L^{i,k}; \\ p_g^{i,k+1} = \left(1 - b_2 \cdot \Delta z \cdot p_g^{i,k} \right) + b_2 \cdot \Delta z \cdot p^*(t_L^{i,k}) \end{cases}, \quad (4.24)$$

Для прикордонних вузлів.

$$t_L^{0,k} = t_L^0, \quad t_g^{i,0} = t_g, \quad p_g^{i,0} = p_g^0, \quad (4.25)$$

Процеси випарного (конденсаційного) охолодження в системі ППО з хвильовим елементом і поверхнею РС описуються формулами (4.20) - (4.22), а коефіцієнти рівняння (4.20) враховують суху і вологу зони. площі і розраховується за формулою:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{\alpha_L \cdot \ell_1 + k_\alpha \cdot \ell_0 + K}{c_L \cdot g_L}, \quad b_1 = \frac{\beta_p \cdot r \cdot \ell_1}{c_L \cdot g_L}, \\ a_2 &= \frac{2 \cdot (\alpha_L \cdot \ell_1 + k_\alpha \cdot \ell_0 + 2 \cdot K)}{P \cdot c_v \cdot g_g}, \quad b_2 = 3.2154 \cdot \frac{\beta_p \cdot p_g}{P \cdot g_g}, \\ k_\alpha &= 1 / \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta}{\lambda_L} + \frac{1}{\alpha_L} \right), \end{aligned} \quad (4.26)$$

де – коефіцієнт теплопередачі; $k_\alpha K$ - враховує вплив на «край» поверхні профнастилу.

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою Кадера, яка зазвичай використовується для течії рідини (газу) в каналах з виступами зі значною (високою) жорсткістю стінки [10, 43].

4.2. Дослідження процесів непрямого випарного охолодження

Принцип дії НВО описаний в частинах 1 і 2. Процес випарного охолодження в НВО можна описати як систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dt_L}{dx} = a_1 \cdot (t_{ax} - t_L) + b_1 \cdot (p - p^*) + c_1 \cdot (t_{mn} - t_L); \\ \frac{dt_{ax}}{dz} = a_2 \cdot (t_L - t_{ax}); \quad \frac{dp_{ax}}{dz} = b_2 \cdot (p^* - p_{ax}); \\ \frac{dt_{mn}}{dz} = c_2 \cdot (t_L - t_{mn}). \end{cases}, \quad (4.27)$$

$$\text{В } x=0, \quad t_L = t_L^0; \quad z=0, \quad t_{ax} = t_{ax}^0, \quad p = p^0, \quad t_{mn} = t_{mn}^0 \quad (4.28)$$

Тут константи $a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2$ враховують суху та зрошену частини поверхні гофрованого листа з РІШ поверхні (4.26), а коефіцієнт теплообміну визначають за формулою Кадера [10, 43]. Розв'язок рівняння (4.27), отриманий методом скінченних різниць, має вигляд:

$$\begin{cases} t_L^{i+1,k} = [1 - (a_1 + c_1) \cdot \Delta x] \cdot t_L^{i,k} + (a_1 \cdot t_{ax}^{i,k} - b_1 \cdot p^{i,k} + b_1 \cdot p^{i,k*} + c_1 \cdot t_{mn}^{i,k}) \cdot \Delta x, \\ t_{ax}^{i,k+1} = (1 - a_2 \cdot \Delta z) \cdot t_{ax}^{i,k} + a_2 \cdot t_L^{i,k} \cdot \Delta z, \\ p_{ax}^{i,k+1} = c_2 \cdot (1 - b_2 \cdot \Delta z) \cdot p_{ax}^{i,k} + b_2 \cdot p^{i,k*} \cdot \Delta z, \\ t_{mn}^{i,k+1} = (1 - c_2 \cdot \Delta z) \cdot t_{mn}^{i,k} + c_2 \cdot t_L^{i,k} \cdot \Delta z, \end{cases}, \quad (4.29)$$

де i, k – визначає вузлові точки в координатах x і z .

Що стосується граничних вузлів, то вони визначають параметри всіх потоків НВО для однофазних і багатofазних кіл. Систему (4.20) - (4.27) можна легко перетворити на комбіновані випарні охолоджувачі (для комбінованих систем, включаючи НВО/PVO або НВО/GRD).

Розроблені математичні моделі дозволяють розрахувати температурно-вологісні параметри (поля) в «сухому» та «мокрому» каналах випарного повітроохолоджувача, а оптимізація ефективного процесу охолодження враховує мінімізацію енергетичних витрат на його вирішення.

4.3. Дослідження процесів осушувальної частини системи

Сушильна частина АСКП, що складається з осушувача повітря (абсорбера) і регенератора (десорбера), схематично показана на рисунку 2.2.5 як тепломасообмінник через мембрани (А) і пристрої, об'єднані різними типами теплообмінники, охолодження та нагрівання (рис. 2.5В). В останньому випадку абсорбер і десорбер ТМА мають насадку у вигляді листової поверхні. Дизайн,

відповідний образ. 2,5 А практично не відрізняється від градирні, описаної вище, або прямого невипарного космічного охолоджувача.

Розрахунок осушувача повітря (абсорбера) і регенератора розчину (десорбера) базується на розробленій математичній моделі процесу абсорбції (десорбції). Водні розчини кухонної солі використовують як абсорбенти для висушування повітря (розділ 2).

Математична модель процесу абсорбції (десорбції) представлена системою рівнянь.

$$\begin{cases} \frac{\partial t_s}{\partial x} = a_1 \cdot (t_g - t_s) + b_1 \cdot (p_g - p^{**}) \\ \frac{\partial t_g}{\partial z} = a_2 \cdot (t_s - t_g), \frac{\partial p_g}{\partial z} = b_2 \cdot (p^{**} - p_g) \end{cases}, \quad (4.30)$$

і обмеження попиту

при $x=0$, $t_s = t_s^0$, $\xi = \xi^0$ (початкова концентрація розчину),

$$\text{У } z=0, t_g = t_g^0, p_g = p_g^0. \quad (4.31)$$

Істотна відмінність розглянутої задачі (4.30), (4.31) від випарного охолодження рідин (4.20), (4.21) полягає в тому, що задачі (4.30), (4.31) є суттєво нелінійними, оскільки коефіцієнти a_1, a_2, b_1, b_2 і p_s також є функціями температура. і концентрація розчину. Коефіцієнт тепловіддачі в цьому випадку завжди визначається за формулою [10, 43].

Потік рідини вздовж гофрованих поверхонь має певні особливості, зумовлені тим, що рідина накопичується в поглибленні криволінійної поверхні, а рух рідини в такому соплі має струменева мембрана (рис. 4.1 і 4.2), а ефект потоку газу у випадку моделі перехресного потоку практично не виникає в результаті видалення рідини пристроєм.

На основі теоретичного дослідження потоку променів на поверхні гофрованих пластин з рівномірною шорсткістю (Р, Е - параметри гофра; р, е - параметри РШ) отримано вираз для товщини плівки, що стікає по вертикальній поверхні: :

$$\delta_0 = 0.7986 \cdot G_{Lv}^{0.3277}, \quad (4.32)$$

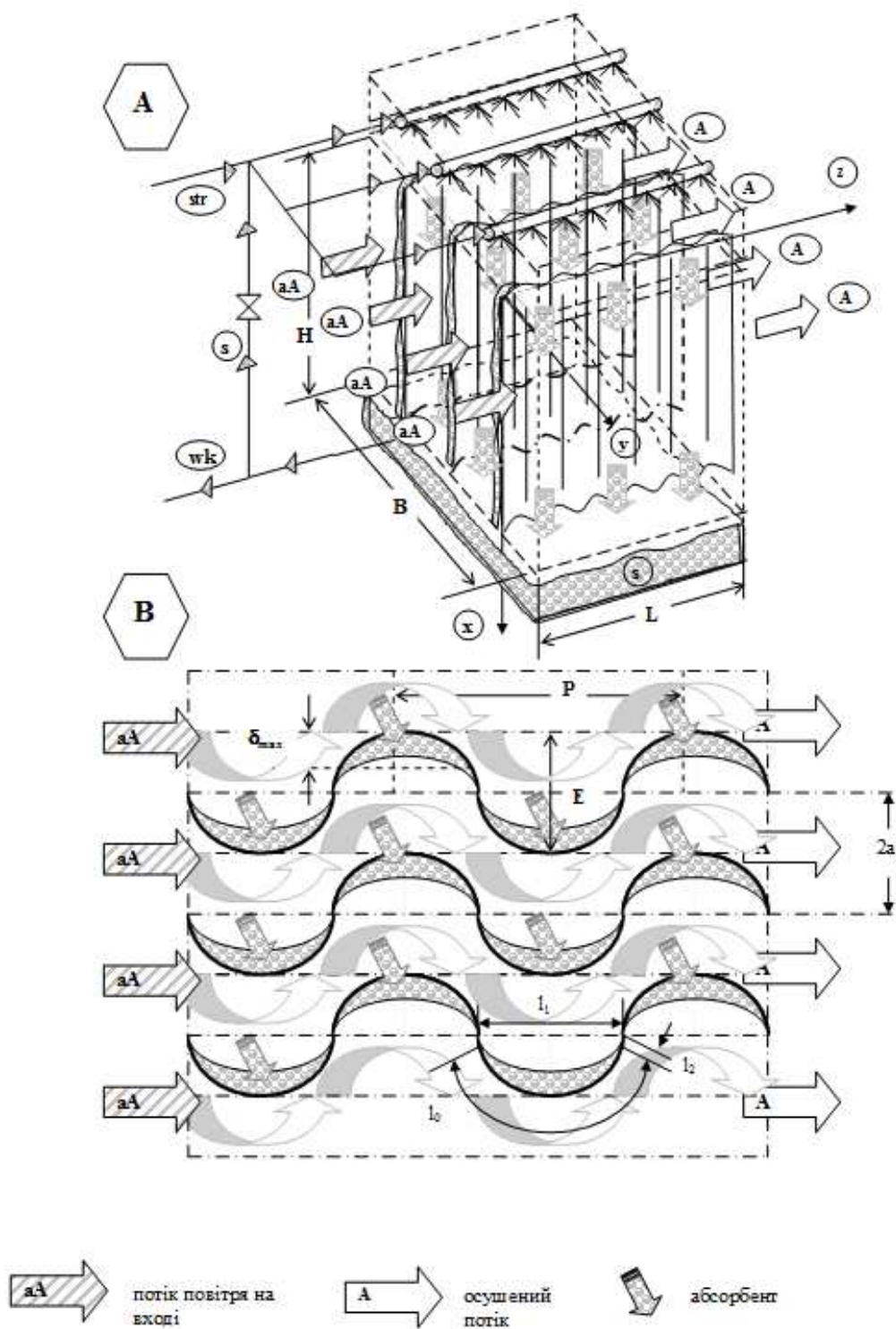


Рисунок 4.2 - Принципова схема потоку абсорбера (А) і газу і рідини (В)

де потік G_{Lv} в рідкому середовищі, $\text{см}^3/\text{с}$ ($8 \leq P \leq 12$ мм, $3 \leq E \leq 4$ мм; $8 \leq p \leq 10$ мм, $0,6 \leq e \leq 0,8$ мм).

Розміри вільної поверхні рідини (ℓ_1), а також периметр вологої () і сухої () зон поверхні гофрованого листа ℓ_0 (ℓ_2 див. рис. 4.2) визначаються співвідношенням:

$$\begin{cases} \ell_1 = P \cdot \sqrt{\frac{\delta_0}{2 \cdot E}}; \\ \ell_0 = \frac{P^2}{16 \cdot E} \cdot \left[\ln(\Delta + \sqrt{1 + \Delta^2}) + \Delta_1 \cdot \sqrt{1 + \Delta^2} \right]; \\ \ell_2 = \frac{P^2}{32 \cdot E} \cdot \left[\ln(\Delta_1 + \sqrt{1 + \Delta_1^2}) + \Delta_1 \cdot \sqrt{1 + \Delta_1^2} \right] - \frac{\ell_0}{2}, \end{cases} \quad (4.33)$$

Або

$$\Delta = \frac{4}{P} \cdot \sqrt{2 \cdot \delta_0 \cdot E}, \quad \Delta_1 = \frac{4 \cdot E}{P}$$

Задачі (4.30), (4.31) розв'язуються методом скінченних різниць. При розрахунку десорбера (регенератора) використовують ті ж рівняння (4.30), але температуру розчину на вході в апарат підбирають ітераційним методом так, щоб концентрація розчину досягла необхідного значення на виході з приладу (відновлює початкову концентрацію розчину).

Програми розрахунку дегідратаційного пристрою (абсорбера-абсорбера) містять рівняння, які наближено описують теплофізичні властивості робочої рідини (розчину) в діапазоні необхідних параметрів (температури і концентрації), а розроблені таким чином програми дають змогу розрахувати: Порядок роботи на АСКП незалежно від типу використовуваного сорбенту.

4.4. Моделювання роботи процесів з фотопанелями

Розроблені АСКП проекти використовують плоску інтегровану схему сонячної системи як джерело тепла. Як правило, до складу ГС входить необхідна кількість СК, ізоляційний термоакумулятор БТА, система трубопроводів внизу та стояка (рисунок 4.3). Циркуляція теплоносія відбувається природним шляхом за рахунок різниці щільності між низхідною і висхідною частинами ГС або примусово за допомогою насоса. У цьому підрозділі описано термічні та гідравлічні методи розрахунку для двох типів сонячних систем.

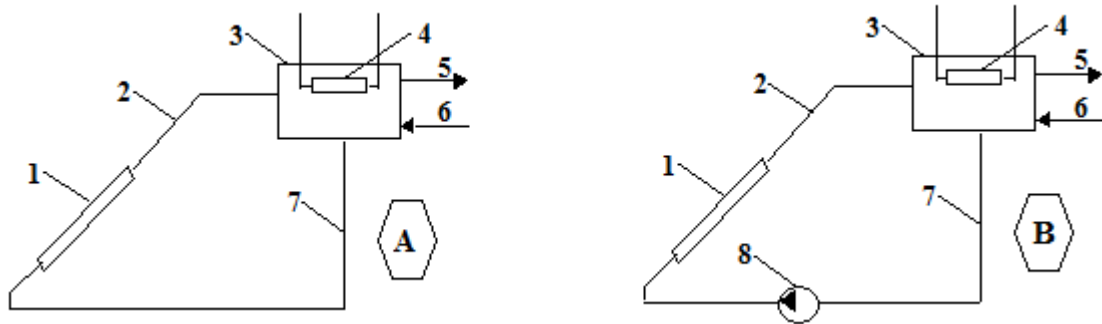


Рисунок 4.3 – Схема систем з фотопанелями

А - фотопанелі з природною циркуляцією теплоносія.

Б - фотопанелі з примусовою циркуляцією теплоносія.

1 - СК, 2 - висхідна труба, 3 - напірний бак, 4 - подвійне джерело тепла, 5 - відведення гарячої води до споживачів, 6 - холодне водопостачання, 7 - труба, 8 - насосна вода

Природна циркуляція теплоносія, що використовується на АЗС, відносно низька (рис. 4.3). Незважаючи на те, що конструкція цих систем проста в порівнянні з системами з примусовою циркуляцією, теоретичні методи дослідження більш складні через необхідність одночасного теплового і гідравлічного розрахунків, оскільки витрата теплоносія є заздалегідь заданим фактором. Додаткові труднощі виникають через нестабільність технологічних компонентів геліоцентричної системи.

Розроблена запропонована модель представлена нестационарними рівняннями енергії, руху та неперервності для всіх елементів сонячної електростанції з відповідними початковими та граничними умовами, що забезпечують поєднання цих елементів. Звичайний процес розрахунку можна розділити на кілька етапів: тепловий розрахунок СК, тепловий розрахунок БТА з приєднувальними трубопроводами, визначення витрати теплоносія при його природній циркуляції.

Розроблено математичну модель СК (рис. 4.4), в якій, порівняно з відомими рішеннями [3, 37], враховано декілька доповнень: запропонована модель базується на двох. враховувати тепловідвідну здатність матеріалу; Розглянемо поздовжню теплопровідність абсорбуючої пластини в напрямку руху рідини. Враховано вплив охолодження абсорбуючою рідиною БТА.

Температура прозорого шару $T_s = T_s(\tau, x, y)$ визначається за рівнянням:

$$\delta_s \cdot \rho_s \cdot c_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \tau} = U_{ps} \cdot (T_p - T_s) + U_{s0} \cdot (T_s - T_0), \quad (4.34)$$

При розрахунку коефіцієнта тепловтрат U зазвичай враховують випромінювання від панелей і скла, вільну конвекцію між панелями і склом і теплопровідність через ізоляцію відповідно до методу, описаного в [23].

Температура пластини визначається за рівнянням:

$$\delta_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \lambda_p \cdot \delta_p \cdot \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \right) + (E - U_i \cdot (T_p - T_o)) + U_{ps} \cdot (T_s - T_p), \quad (4.35)$$

$$\text{або } U_i = \frac{\lambda_i}{\delta_i}$$

Початкові умови рівнянь (4.34) і (4.35) мають вигляд:

$$\text{сторінка: } \tau = 0, T_p = T_s = T_0.$$

Граничні умови області плити $0 \leq x \leq w/2, 0 \leq y \leq L_{sc}$ можна виразити наступним чином.

$$\text{в } x = \frac{w}{2}, \frac{\partial T_p}{\partial x} = 0$$

$$\text{до } x = 0, 2 \cdot \lambda_p \cdot \delta_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial x} = \alpha_L \cdot \pi \cdot d_L \cdot (T_p - T_L), \quad (4.36)$$

Припускаючи, що тепловий потік рівномірно розподіляється по колу труби;

$$\text{до } y = 0, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, \text{ до } y = L_{sc}, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, \quad (4.37)$$

Температурні поля $T_s = T_s(\tau, x, y)$ і $T_p = T_p(\tau, x, y)$ визначаються регіоном $0 \leq \tau \leq \tau_s, (\tau_s \text{ де знаходиться час світової доби}).$

$$0 \leq x \leq \frac{w}{2}, 0 \leq y \leq L_{sc}, \quad (4.38)$$

Для типової конструкції СК нерівність виконується $L_{sc} \ll W/2$, тому можна усереднити температурне поле вздовж координати x , тобто звести задачу до однієї площини, скажімо

$$\bar{T}_p(\tau, y) = \frac{2}{w} \cdot \int_0^{w/2} T_p(\tau, x, y) dx, \bar{T}_s(\tau, y) = \frac{2}{w} \cdot \int_0^{w/2} T_s(\tau, x, y) dx$$

У природних циркулюючих гелієвих системах часто зустрічається ламінарний режим потоку рідини, зв'язок з яким підтримується $\alpha_L = 4.36 \cdot \frac{\lambda_L}{d_L}$.

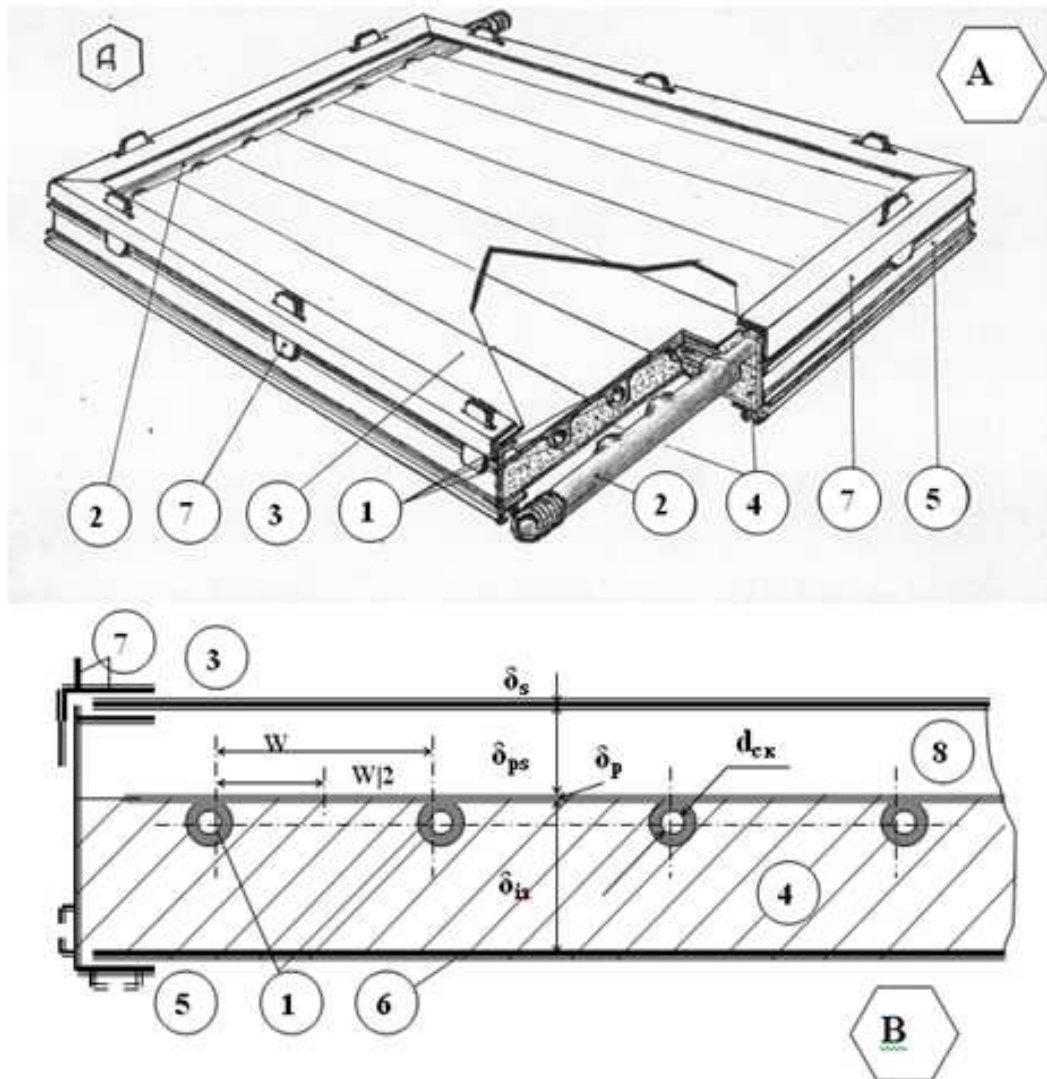


Рисунок 4.4 – Моделювання робочого процесу у системі з фотопанелями

А – сонячний колектор;

Б – поперечний переріз гігроскопічного матеріалу

*1 - реєстр труб СК; 2 - збірна труба; 3 - скло (прозора ізоляція);
4 - теплоізоляція; 5 - тяга колектора; 6 - вниз; 7 - затискний пристрій
(кріплення скла); 8 - повітряний простір.*

Беручи до уваги цю залежність і граничні умови, написані вище, рівняння (4.34) і (4.35) матимуть наступний вигляд:

$$\delta_s \cdot \rho_s \cdot c_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \tau} = U_{ps} \cdot (T_p - T_s) + U_{s0} \cdot (T_s - T_0), \quad (4.39)$$

$$\delta_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \lambda_p \cdot \delta_p \cdot \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} - 13.7 \cdot \frac{\lambda_L}{w} \cdot (T_p - T_L) + (J - U_i \cdot (T_p - T_o)) + U_{ps} \cdot (T_s - T_p), \quad (4.40)$$

Система рівнянь (4.39) і (4.30) розв'язується за таких умов:

передумови

$$\text{до } \tau = 0, T_s = T_p = T_0, \quad (4.41)$$

граничні умови

$$\text{при } y = 0 \text{ і при } y = L_{sc}, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, \quad (4.42)$$

Розподіл температури в рідині, що циркулює в трубі СК, записується диференціальним рівнянням конвекції:

$$\rho_L \cdot c_L \cdot \frac{\pi \cdot d_L^2}{4} \cdot \frac{\partial T_L}{\partial \tau} + c_L \cdot \frac{G_L}{n} \cdot \frac{\partial T_L}{\partial y} = 13.7 \cdot \lambda_L \cdot (T_p - T_L), \quad (4.43)$$

Тепловий розрахунок СК передбачає вирішення рівнянь (4.39), (4.40) і (4.43) за таких початкових і граничних умов:

$$\text{до } \tau = 0, T_s = T_p = T_L = T_0, \quad y = 0, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, T_L = T_2(\ell_2), \quad y = L_{sc}, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, \quad (4.44)$$

Математична модель ВТА враховує ефект змішування стратифікованих шарів рідини внаслідок конвекції при подачі гарячого теплоносія. Рівняння енергозбереження БТА має такий вигляд:

$$\rho_L \cdot c_L \cdot f_T \cdot \frac{\partial T_T}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot \frac{\partial T_T}{\partial z} = \lambda_L \cdot f_T \cdot \frac{\partial^2 T_T}{\partial z^2} + U_{T0} \cdot P'_T \cdot (T_1 - T_0), \quad (4.45)$$

Початкові умови: при $\tau = 0, T_T = T_0$.

$$\text{Граничні умови: при } z = 0, T_T = T_2(\tau, L_2), \quad z = H_T, \lambda_L \cdot \frac{\partial T_T}{\partial z} = U_{T0} \cdot (T_T - T_0), \quad (4.46)$$

Температура рідини в стояку $T_2 = T_2(\tau, y)$ визначається за рівнянням:

$$\rho_L \cdot c_L \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot L_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot L_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial y} = U_{20} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L_2 \cdot (T_2 - T_0), \quad (4.47)$$

Початкові умови: при $\tau = 0$, $T_2 = T_0$.

Граничні умови: при $y = 0$, $T_2 = T_L(\tau, L_{sc})$ (4.48)

Температура води в трубці, через яку проходить вода, $T_1 = T_1(\tau, y)$ визначається за рівнянням:

$$\rho_L \cdot c_L \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot L_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot L_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial y} = U_{10} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L_1 \cdot (T_1 - T_0), \quad (4.49)$$

Необхідні умови: або $\tau = 0$, $T_1 = T_0$

Граничні умови: при $y = 0$, $T_1 = T_T(\tau, H_T)$ (4.50)

Рівняння Нав'є-Стокса для одновимірного потоку рідини через трубу використовується для визначення потоку рідини через замкнутий контур [36]:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \xi} = -\frac{1}{\rho_L} \cdot \frac{\partial p}{\partial \xi} + \omega \cdot \frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi^2} + g_\xi$$

Або

$$\rho_L \cdot \left(\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \xi} \right) = -\frac{\partial p}{\partial \xi} + \mu \cdot \frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi^2} + \rho \cdot g_\xi, \quad (4.51)$$

Оскільки рух рідини за рахунок природної конвекції відбувається по замкнутому контуру гідросистеми установки, то отримуємо середнє (4.51) та рівняння інтегрування по цьому контуру:

$$\oint \rho_L \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \tau} d\xi + \oint \rho_L \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \xi} d\xi = -\oint \frac{\partial p}{\partial \xi} d\xi + \oint \tau_{st}(\xi) d\xi + \oint \rho_L \cdot g_\xi \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \tau} d\xi, \quad (4.52)$$

У остаточному вигляді ГС з природною циркуляцією можна описати наступною системою рівнянь, початкових і граничних умов.

Для фотопанелей з сонячних колекторів.

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_s \cdot c_s \cdot \rho_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \tau} &= U_{ps} \cdot (T_p - T_s) + U_{s0} \cdot (T_s - T_0), \\ \delta_p \cdot c_p \cdot \rho_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \tau} &= \lambda_p \cdot \delta_p \cdot \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} - 13.7 \cdot \frac{\lambda_L}{w} \cdot (T_p - T_L) + \\ &\quad + [J - U_i \cdot (T_p - T_0)] + U_{ps} \cdot (T_s - T_p), \\ c_L \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{\partial T_L}{\partial \tau} + c_L \cdot \frac{G_L}{n} \cdot \frac{\partial T_L}{\partial y} &= 13.7 \cdot \lambda_L \cdot (T_p - T_L), \end{aligned} \right. , \quad (4.53)$$

при $\tau = 0, T_s = T_p = T_L = T_0$;

при $y = 0, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0, T_L = T_2(L_2)$;

при $y = L_{sc}, \frac{\partial T_p}{\partial y} = 0$.

$$\left\{ \begin{aligned} c_L \cdot \rho_L \cdot f_T \cdot \frac{\partial T_T}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot \frac{\partial T_T}{\partial z} &= \lambda_L \cdot f_T \cdot \frac{\partial^2 T_T}{\partial z^2} + U_{T0} \cdot P_T' \cdot (T_0 - T_T), \\ c_L \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot L_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot L_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial y} &= U_{20} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L_2 \cdot (T_2 - T_0), \\ c_L \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot L_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} + c_L \cdot G_L \cdot L_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial y} &= U_{10} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L_1 \cdot (T_1 - T_0), \end{aligned} \right. , \quad (4.54)$$

• при $\tau = 0, T_1 = T_T = T_2 = T_0$;

• при $y = 0, T_1 = T_L(L_{sc}), T_2 = T_T(H_T)$;

• при $z = 0, T_T = T_1(L_1)$;

• при $z = H, \lambda_L \cdot \frac{\partial T_T}{\partial z} = U_{T0} \cdot (T_0 - T_T)$.

Для рівняння руху рідини.

$$\left\{ \begin{aligned} \left(\frac{L_{sc}}{n \cdot f_{sc}} + \frac{L_1}{f_1} + \frac{L_2}{f_2} \right) \cdot \frac{\partial G_L}{\partial \tau} &= \frac{\rho_L \cdot g \cdot \beta'}{2} \cdot \left[\int_0^{L_{sc}} T_L(y) dy - T_2(L_2) \cdot L_{sc} \right] - \\ - 32 \cdot \nu_L \cdot G_L \cdot \left(\frac{L_{sc}}{n \cdot d_{sc}^2 \cdot f_{sc}} + \frac{L_1}{f_1 \cdot d_1^2} + \frac{L_2}{f_2 \cdot d_2^2} \right); \end{aligned} \right. , \quad (4.55)$$

• при $\tau = 0, G_L = 0$.

Розрахунок проводиться методом кінцевих різниць за неявною схемою Кранка-Ніколсона. Розроблена програма для розрахунку тепла геліоустановок, яка дає можливість в будь-який момент визначити температуру теплоносія у всіх частинах установки.

На рис. 4.5 наведено порівняння результатів розрахунку температури в БТА ГС з наближеними результатами розрахунку за методикою [23].

Інтенсивність сонячного випромінювання та температуру навколишнього середовища визначено експериментально (дані 2018) у відділі автоматизації виробничих процесів (Davis Digital Weather Station) модель Pro 2TM.

По рис. 4.5, можна зробити висновок, що врахування факторів, зазначених на початку розробленої моделі, призведе до підвищення температури в нижній частині БТА і, отже, на вході в СК, що знижує розрахункову продуктивність. установка Температура у верхній частині БА знизилася порівняно з даними [23], тому середня температура рідини в БТА знизилася.

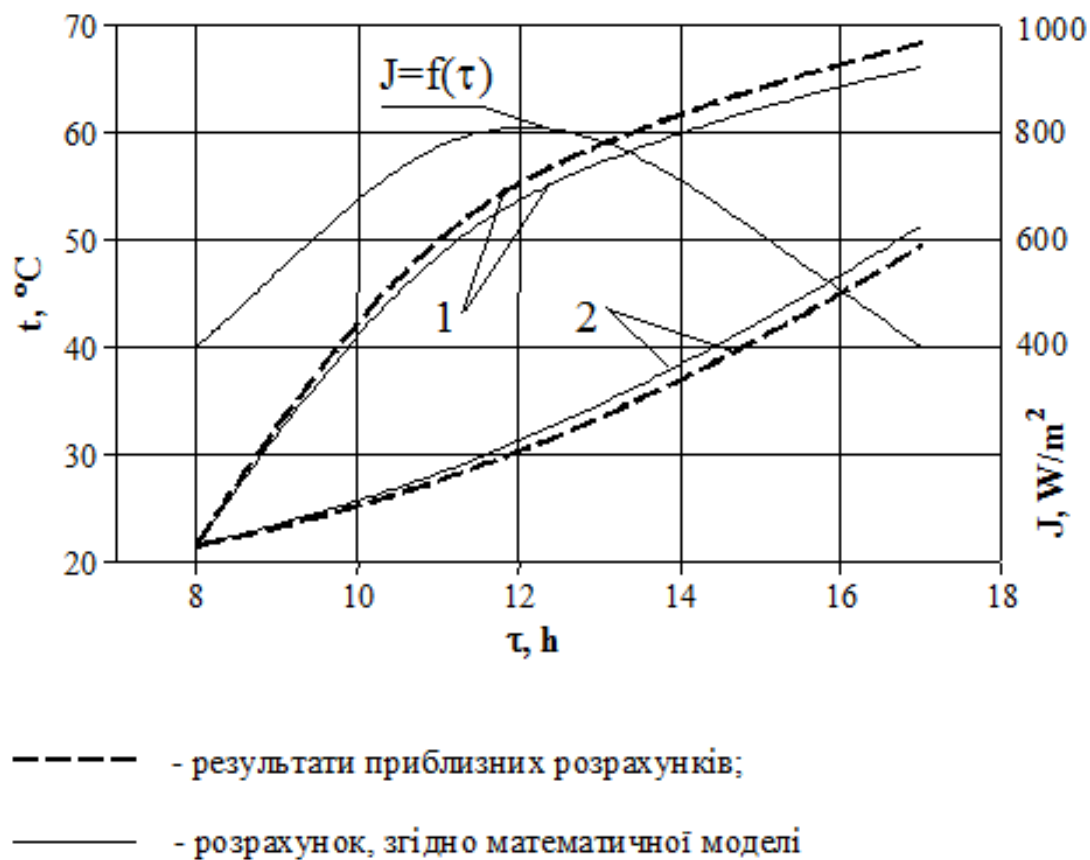


Рисунок 4.5 – Температура води в баку.

1 - верхня частина батареї;

2 - нижня частина батареї

Як правило, сонячні системи з природною циркуляцією розраховані на низькоефективне використання. Системи примусової циркуляції Helio (рис. 4.3) доцільно використовувати в системах заміни гарячої води.

Математична модель системи затемнення примусової циркуляції спрощена порівняно з наведеною вище моделлю за рахунок того, що витрата теплоносія не є детермінованим параметром. Зі збільшенням витрати збільшується ефективність геліосистеми, але разом з тим зростають і витрати енергії на транспортування теплоносія. На практиці рівень споживання в основному вибирається виходячи з співвідношення, що відповідає режиму роботи СК $G \cdot c_p / F_{sc} \cdot U = 2 - 4$, від 86 до 90% від максимально можливого за певних зовнішніх умов [23].

У моделюванні сонячних систем із примусовою циркуляцією зазвичай використовуються два методи. Один заснований на великомасштабному усередненні характеристик геліоцентричної системи на основі накопичених експериментальних даних. При цьому отримані результати досить прості, але через низьку точність придатні лише для приблизної оцінки теплових характеристик Сонячної системи. Другий запропонований тут підхід базується на розв'язанні рівнянь диференціального балансу сонячних систем і дозволяє точно прогнозувати залежність теплових властивостей сонячної системи від часу з урахуванням їх конструктивних особливостей та зміни природних умов. Обидва методи розглядаються нижче.

Перший метод.

за формулою [23]

$$\eta = 0.8 \cdot \left\{ \theta - 9 \cdot U \cdot \frac{[0.5 \cdot (t^{out} - t^{in})] - t_0}{\sum_i J_i} \right\}, \quad (4.56)$$

де 0,8 – коефіцієнт, що враховує запилення та затінення;

Інтенсивність сонячної радіації в площині СК визначається сумарним виразом прямої і розсіяної (розсіяної) сонячної радіації;

$$J = J_s \cdot k_s + J_D \cdot k_D$$

Коефіцієнт k_s визначається за таблицею [23] і k_D визначається співвідношенням $k_D = \cos^2 \beta / 2$ (де β – кут нахилу площини СК відносно горизонту для заданої ширини ділянки). Дані J_s надаються зі станції щогодини та протягом J_D місяця t_0 . Необхідна площа СК визначається за формулою:

$$F_{sc} = \frac{Q'}{\eta \cdot \sum_i J_i}, \quad (4.57)$$

Яке Q' необхідне добове теплове навантаження для найжаркішого місяця, коли в сонячній системі є подвійні джерела тепла?

Обсяг бака акумулятора визначається за емпіричною формулою:

$$V_{TA} = (0.06 - 0.08) \cdot F_{sc}, \text{ м}^3 / \text{м}^2 \quad (4.58)$$

У цій формулі найбільше об'ємне значення відноситься до кліматичної зони IV. Щоб знайти F_{sc} значення сезонної продуктивності як функцію η_{seas} , V_{TA} ви можете використовувати графіки, наведені в [23]. Протягом робочого сезону (квітень-вересень) кількість теплової енергії, виробленої сонячною системою, дорівнює:

$$Q_p = \eta_{seas} \cdot Q_{seas}$$

Скільки Q_{seas} тепла отримує Сонячна система за кожен рік.

Наведена методика розрахунку геліосистеми носить нормативно-приблизний характер і підходить для приблизної оцінки її ефективності.

Нижче представлена математична модель, яка дозволяє отримати реалістичні результати. Були зроблені наступні припущення.

- процеси в геліоцентричній системі носять майже постійний характер. Це дозволяє використовувати в розрахунках властивості, отримані в стаціонарному стані. Обґрунтованість цієї гіпотези пояснюється тим, що інтенсивність сонячної радіації і температура навколишнього середовища змінюються повільно;

- втрати тепла в навколишнє середовище через стінку труби не враховуються. Згідно з розрахунками та досвідом експлуатації геліосистем, ці втрати незначні, оскільки площа труби мала і має ізоляцію;

- температурне розшарування теплоносія (стратифікація) в БТА не враховується. При примусовій циркуляції швидкість теплоносія вище, ніж при природній циркуляції, в результаті чого рідини змішуються. Припущення про повне змішування призводить до недооцінки значення термічної ефективності, таким чином забезпечуючи розрахунковий запас виробленої теплової енергії.

Рівняння теплового балансу геліоцентричної системи має такий вигляд:

$$J \cdot \eta \cdot F_{sc} d\tau = M_{TA} \cdot c_p dt + k_{TA} \cdot F_{TA} \cdot (t - t_0) d\tau, \quad (4.59)$$

де t - поточна температура теплоносія в БТА;

M_{TA} - об'єм теплоносія в БТА.

Рівняння (4.59) не можна розв'язати для невідомих температур, оскільки η *залежить від t* . Тому для продуктивності СК було використано відомий вираз:

$$\eta = 0.8 \cdot \left\{ \theta - U \cdot \frac{[0.5 \cdot (t^{out} - t) - t_0]}{J} \right\}, \quad (4.60)$$

З рівняння теплового балансу Сонячної системи

$$J \cdot \eta \cdot F_{sc} = G \cdot c_p \cdot (t^{out} - t), \quad (4.61)$$

ми знайдемо температуру t , спочатку ввівши поняття питомої витрати $g = G/F_{sc}$.

$$t^{out} = t + \frac{J \cdot \eta}{g \cdot c_p}, \quad (4.62)$$

З виразів (4.61) і (4.62) отримуємо:

$$t^{out} = t \cdot \left(\frac{g \cdot c_p - 0.4 \cdot U}{g \cdot c_p + 0.4 \cdot U} \right) + 0.8 \cdot \left(\frac{J \cdot \theta + U \cdot t_0}{g \cdot c_p + 0.4 \cdot U} \right), \quad (4.63)$$

Таким чином, задача визначення часової залежності температури в БТА зводиться до вирішення нелінійного диференціального рівняння першого порядку;

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{J(n, \tau) \cdot \eta \cdot F_{sc}}{M_{TA} \cdot c_p} - \frac{k_{TA} \cdot F_{TA} \cdot [t - t_0(n, \tau)]}{M_{TA} \cdot c_p}, \quad (4.64)$$

Розглянемо вирази (4.60) і (4.63). У рівнянні (4.64) n — кількість місяців, протягом яких виконується розрахунок. Рівняння розв'язується методом Рунге-Кутта з кроком у часі 1 година. Розрахунки, проведені з подвійним розміром кроку, показують незначні відхилення в результатах.

При застосуванні моделі слід звернути увагу на наступні фактори:

- залежність коефіцієнта тепловтрат U від температури. Часто вважають, що $U = \text{const}$. Однак підраховано, що коли температура пластини поглиначи підвищується від 50°C до 100°C, коефіцієнт тепловтрат збільшується на 30%;

- вплив швидкості вітру на коефіцієнт тепловтрат. При збільшенні швидкості вітру від 0 до 5 м/с коефіцієнт тепловтрат збільшується на 15-20%,

тому розрахунки проводяться з урахуванням фактичного вітрового навантаження для місцевості, де є АСКП;

- залежність потужності пропускання прозорих ізоляційних матеріалів від кута падіння сонячного світла на площину СК. Цей фактор слід враховувати, оскільки якщо вказаний кут перевищує 60° , то скло (прозоре покриття) майже повністю відбиває все випромінювання, що падає на його поверхню [23].

Різниця між результатами, отриманими наближеним методом, та запропонованою математичною моделлю є несуттєвою, що дозволяє запропонувати запропоновану математичну модель для розрахунку системи сонячного затемнення як основного джерела обігріву.

Висновки до розділу

1. Для робочих процесів (абсорбції, абсорбції та регенерації) розроблено математичні моделі для ділянки сушіння автоматичних систем з урахуванням особливостей мембранного потоку для вертикально гофрованих поверхонь (сухо-мокрый контактний режим потоку з перерозподілом тепла та масообміном).

2. Розроблено матмоделі робочих процесів для ланцюга випаровування (охолодження) поршневіх систем (прямого та непрямого випарних охолоджувачів).

3. Для робочих процесів у фотопанелях (плоскі сонячні колектори) розроблено матмоделі для систем, які мають природну та примусову циркуляцію теплового носія та наведено результати досліджень.

5. РОЗРОБКА ТА ПОБУДОВА СХЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ ПОВІТРЯ З ФОТОПАНЕЛЯМИ

5.1. Аналіз результатів досліджень

Для перевірки теоретичних розрахунків рекомендується розробити наступне значення (рисунок 5.1А): Стійка (рисунок 5.1А) складається з основного блоку та системи підготовки потоку. Основними частинами основи є робоча камера (4), водорозподільна камера (3), водозбірна камера (5) (кілька частин) і дві камери для вимірювання параметрів повітряного потоку води.

Усі кімнати з прозорого оргскла з товстими стінами. Пластинчастий водорозподільник (насадка розвантажує верхні кінці тарілки в камеру водорозподільника з шарами капілярно-пористого матеріалу, розміщеного між і над ними). Це забезпечує рівномірне проникнення води в шар насадки. Верхній шар піни служить для рівномірного розподілу і фільтрації рідини. Резервуар складається з 6 кишень, остання з яких розташована поза модулем у напрямку циркуляції газу.

Це дозволяє диференціально вимірювати потік рідини та вертикальне зміщення (газу) через потік повітря. Рідина з мішків надходить у локальний витратомір (12) із встановленими в його вимірювальній камері датчиками температури. Розміри деталі: 460x400x180 (ширина) мм. Продуктивність: до 2000 м³/год по газу. Повітря подається через відцентровий вентилятор, встановлений за потоком, що забезпечує нагрів вентилятора та значну стабільність, рівномірність розподілу. Електронний блок обігрівача розташований перед вентилятором і має двопозиційний регулятор температури. Також необхідно використовувати ресиверний витратомір (7, 8). Для регулювання відносної вологості передбачений прохід з витратоміром 8.

Теплове навантаження необхідно регулювати однофазним стабілізатором напруги. температура рідини - з двопозиційним термостатом. Контролер витрати рідини являє собою блок параметрів RS-5 і RS-7 (11).

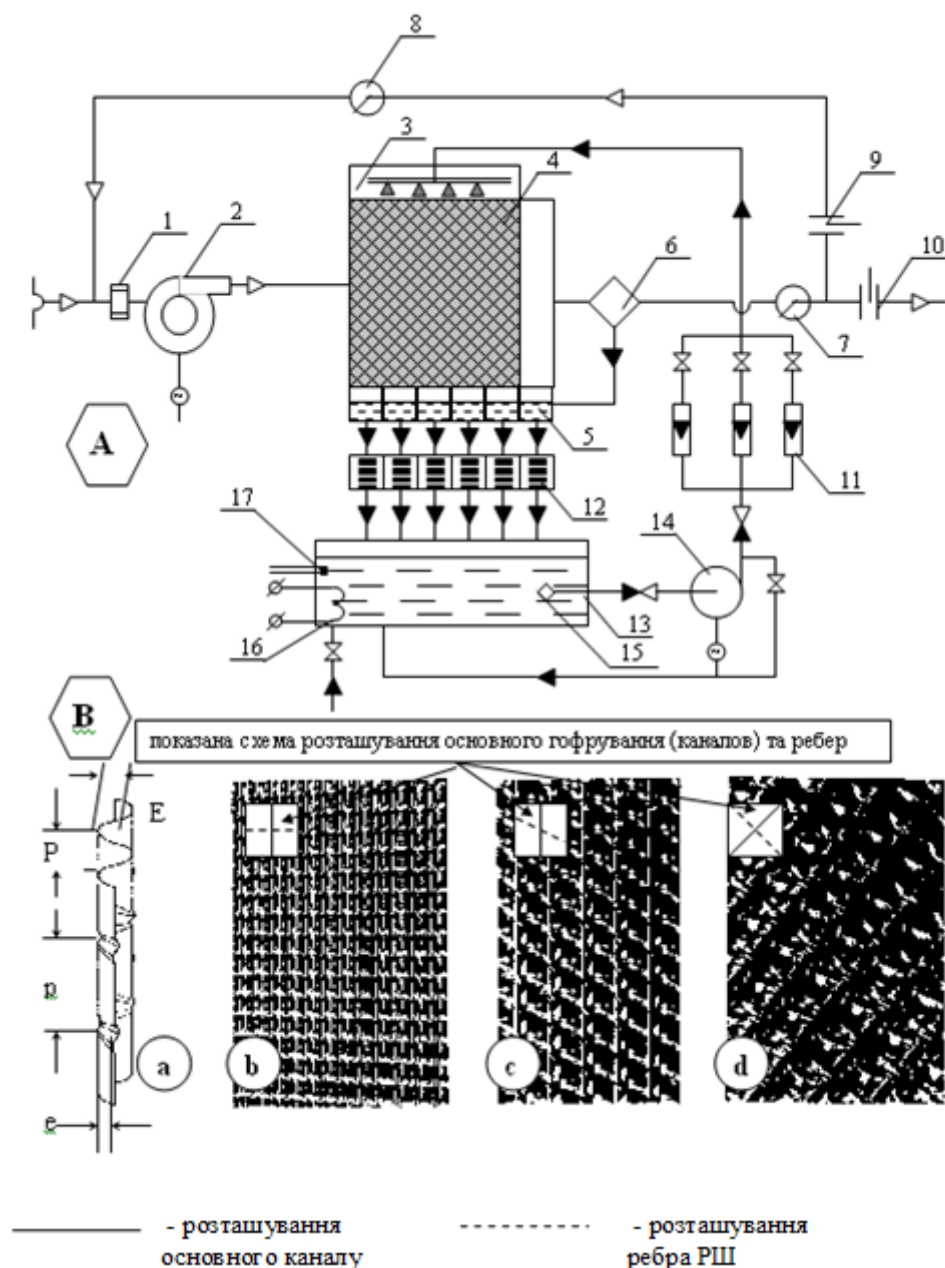


Рисунок 5.1 – Схема дослідницької платформи для визначення характеристик прецизійної горизонтальної мембрани ТМА для альтернативних систем;

1 - електрорадіатор; 2 - вентилятор; 3 - водорозподільна; 4 - робоча кімната; 5 - перетин басейну; 6 - краплевіддільник вологи; 7, 8 - витратомір повітря; 9, 10 - регулятор витрати повітря; 11 - параметри води; 12 - витратомір рідини в поперечному перерізі; 13 - резервуар для води; 14 - насос; 15 - фільтр; 16 - водонагрівач; 17 - регулятор температури рідини. Б – основні типи досліджуваних насадкових пластин.

в - «прямий похилий риф», г - «подвійний похилий риф»

За цією схемою можна досліджувати режими випарного охолодження води в градирні (ГРД) за схемою перехресного контакту. Дослідження включає такі розділи:

- вивчення експлуатаційних характеристик в широкому діапазоні щільності шару;
- визначити оптимальне значення;
- вивчити вплив параметрів шорсткості загальної поверхні;
- вивчіть вплив висоти та довжини модуля на потік газу.
- дослідити вплив нерівномірного розподілу контактного струму на робочі характеристики.

Досліджено чотири типи пакетних сопел вертикальної хвилі:

- поздовжні гофровані панелі не мають регулярної жорсткості.
- вертикальні гофровані металеві панелі з поверхнею панелі RSH і ребрами жорсткості, розташованими горизонтально (відповідно до руху повітряного потоку) - тип "подвійна пряма панель" - рис. 5.1 В;
- та сама пластина з RS, розміщеною під кутом до потоку - тип «прямого похилого рифу» - Рисунок 5.1В;
- пластина з подвійними косими складками, у яких два канали нахилені до вертикалі, а ребра мають правильну шорсткість поверхні, тип «подвійний косий ряд» — рис. 5.1В.

Цей модуль складається з рівномірно розташованих вертикальних панелей зі зміщеними каналами. Значення еквівалентного діаметра хвиль коливається від 12 до 30 мм; На одну одиницю об'єму шару конструктивна площа насадки коливається від 170 до 200 $\text{м}^2 / \text{м}^3$; Кут нахилу каналу основного сопла 0 - 90 °; Кут нахилу шорстких сторін від 0 до 30° відносно горизонталі. значення параметра шорсткості $k = 10-14$ ($k = p/e - 12.5$ в основному експериментальному блоці). Дослідження проводили в діапазоні значень параметра шорсткості $k=p/e=12,5$, що знаходиться в межах оптимальних значень.

Досліджено положення нормальної шорсткості поверхні, смуг і головних гофр відносно падаючого повітряного потоку, параметри Р і Е основних гофр на інтенсивність пропускання та споживання енергії.

Перехід на систему з перехресним потоком дозволяє знизити втрати тиску Δp в порівнянні зі зворотним потоком і істотно збільшити навантажувальну здатність. Введення регулярної м'якості у вертикальному положенні основної

складки практично не впливає на величину Δp , на відміну від зворотного струму. У всьому діапазоні витрат газу і рідини активні гідродинамічні фазові взаємодії відсутні.

Традиційне явище для діаграм перехресного потоку повністю відсутнє, залишаються лише значення $W_L \approx 10-12$ м/с, зміни при високих швидкостях руху повітря, пов'язані з явищем поздовжнього розпаду рідини, що призводить до несприятливого перерозподілу об'єму сопла і видалення з шару.

Досліджено вплив основних параметрів згорання P та E . Збільшення E (2-5,3 мм) призводить до збільшення Δp (P = те саме); в $E^* \leq 2.2$ Від mm $w_L > 10,0$ м/с відбувається поздовжня рідинна ерозія. Зменшення значення P (14 $\rightarrow$ 10 мм) призводить до зменшення Δp . В обох випадках потік газу, що циркулює в звичайних соплових каналах, «стає щільнішим», тим самим знижуючи інтенсивність пропускання. Вигин труби від 75 до 90° практично не впливає на значення опору. Переважно вертикальне положення основного каналу. плівкова течія струминної рідини в її депресії характеризується високою стійкістю в умовах поперечних течій.

Максимальне збільшення інтенсивності переданого сигналу досягається для «прямо нахиленої рифової» плити (рис. 5.2а, показані результати, наведені в умовах АСКП) і сприятливого розподілу рідини по всьому профілю поверхні плити в режимі перехоплення. фіксуються умови контакту з потоком;

Оптимальний кут нахилу ребер з рівномірною шорсткістю до низхідного потоку становить $\alpha = 15^\circ$ (рисунок 5.3Б).

Ухил основного русла не зазнає суттєвого впливу (Рисунок 5.3В), тому слід віддати перевагу його вертикальному положенню. Зауважте, що "подвійне скошене вітрило", популяризоване за кордоном, не має переваг перед вертикальним розташуванням каналів. Можливість розташувати канали по горизонталі здається особливою.

регулярною шорсткістю виявляється однаковим.

Точний вертикальний візерунок має кілька переваг перед протитечією.

- значно розширює коло робочих завдань.
- знижене споживання енергії при вищій ефективності процесу;
- низький рівень ТМА;
- можливість розташувати вентилятор поза потоком вологого повітря і реверсувати його при необхідності.

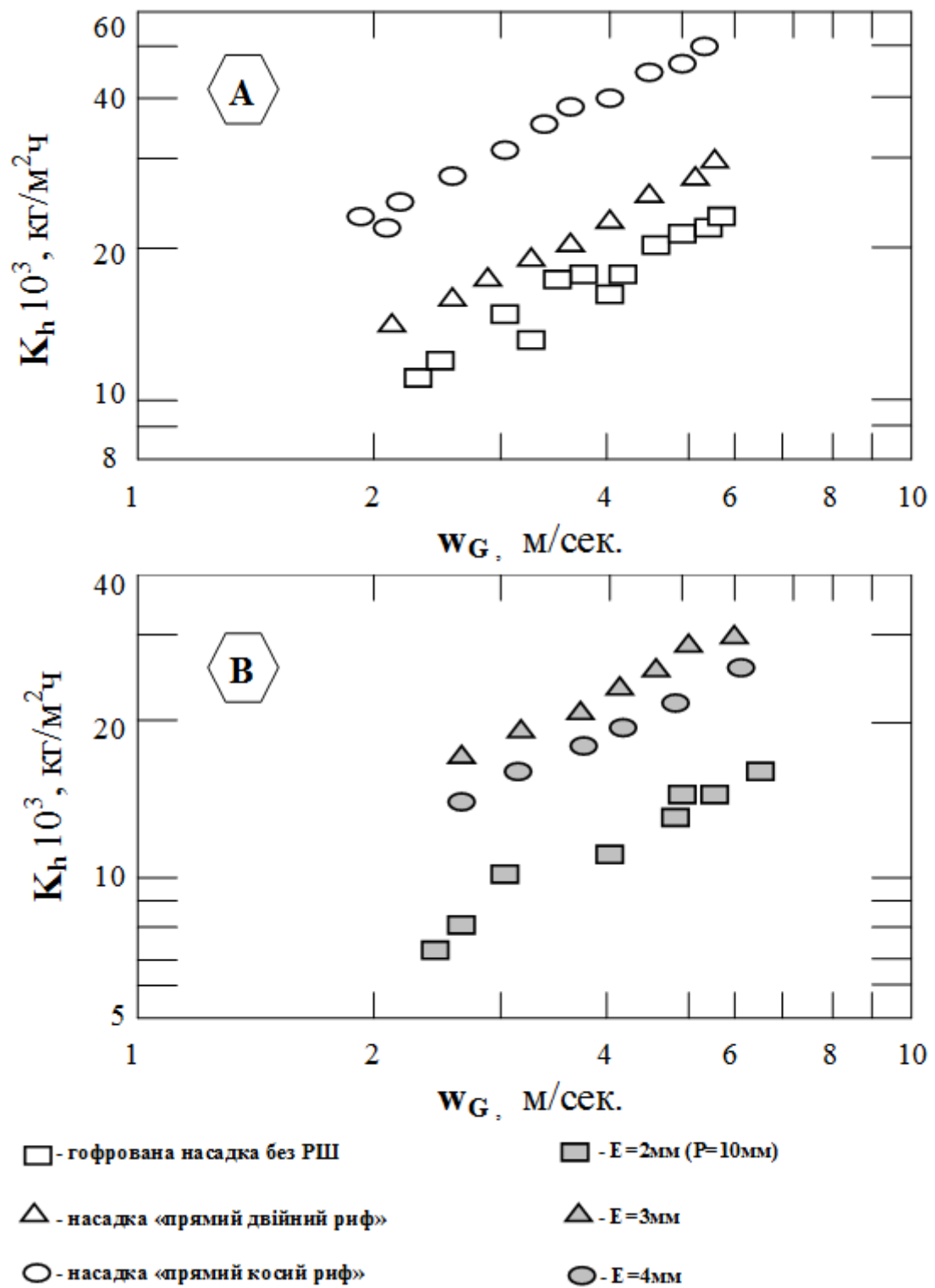


Рисунок 5.2 – Експериментальні результати експлуатаційних характеристик прецизійної горизонтальної мембрани ТМА.

A - вплив рівномірної твердості на інтенсивність обробки.

B - вплив основних параметрів каналу

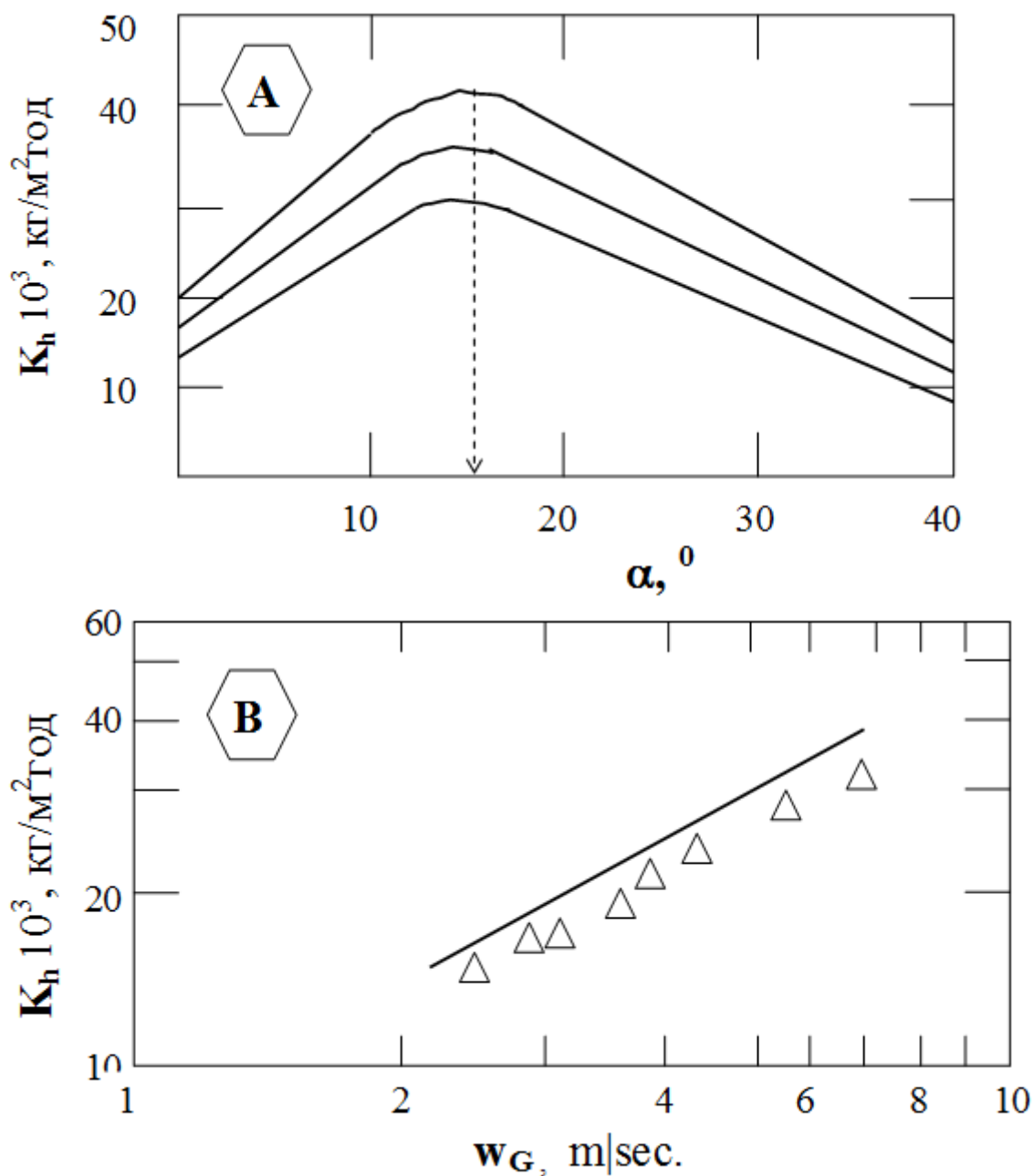


Рисунок 5.3 – Результати експериментальних досліджень експлуатаційних характеристик горизонтального мембранного масиву та теплообмінника.

A - вплив кута нахилу РШ регулярної шорсткості поверхні на вхідний потік повітря; 1 - $w_g = 3 \text{ м/с}$; 2 - $w_g = 4 \text{ м/с}$; 3 - $w_g = 5 \text{ м/с}$.

B - вплив кута нахилу головної складки соплової пластини (основного каналу) на витрату газу на вході.

діапазон швидкостей w_L 3,5 м/с, спостерігається висока інтенсивність перенесення при низьких витратах енергії, але при подальшому збільшенні w_L вертикальна ерозія рідкого матеріалу різко зростає. При зменшенні щільності поливу критичне значення w_L^* зростає і при $w_L = 4 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{год})$ становить 1,5—5,0 м/с. Таке модульне розташування довело ефективність у режимах обробки гарячого і вологого повітря (випарні повітроохолоджувачі, зенітні системи). Рекомендується використовувати «подвійні» панелі у варіанті з вертикальними каналами - для випарного охолодження рідин; з горизонтальним каналом - для обробки волого-теплових газів, причому оптимальне розташування ребер з

Загальне розташування декількох теплообмінників і масообмінників в одному блоці обмінного охолоджувача також значно спрощено. Здатність працювати контур точно вертикально при високих навантаженнях, без значного перерозподілу рідини в об'ємі модуля (горизонтальний збій), є вирішальним фактором для його використання в ТМА для альтернативних систем кондиціонування повітря, особливо при проектуванні абсорберів і абсорбентів.

Випробування геліосистеми з природною циркуляцією теплоносія та плоскими сонячними колекторами з алюмінієвого сплаву СК-А (рисунок 4.4) були проведені в 2001 році під час випробувань на майданчику НВФ «Нові технології» і підтвердили її характер. представлені розрахункові залежності. на малюнку. 4,5 В для верхньої частини БТА з деякими відхиленнями в характері зміни температури рідини в нижній частині БТА порівняно з дещо спрощеною ламінарною моделлю, прийнятою в математичному розрахунку.

Основні характеристики сонячних колекторів СК-А з алюмінієвого сплаву, які використовуються при розробці АСКП, наведені в таблиці. 5.1. У зв'язку з потребою у великій кількості гарячої води в АСКП планується переважно використовувати сонячні колектори СК-А 2.0.

Досліджено вплив базових параметрів на можливості та експлуатаційні характеристики КЗП.

- кліматичні умови (вологість і температура зовнішнього повітря);
- тип і концентрація абсорбуючого розчину;
- співвідношення витрат газу і рідини в основних агрегатах АСКП;
- температура джерела нагріву і охолоджуючої рідини;
- необхідний рівень охолодження.

Ключовим завданням при аналізі можливостей альтернативної системи є узгодження рівня охолодження (параметр Thermal Humidity Level для ASCP) з температурою джерела нагріву та необхідної для нього охолоджувальної рідини.

Таблиця 5.1 – Технічні характеристики сонячних колекторів

Характеристики сонячних колекторів	СК-А	
	SC-A 1.1	SC-A 2.0
Поверхня радіатора, м ²	1.1:	2.0:
Розміри, мм	1200 × 900 × 100	2000 × 900 × 100
Вага, кг	23:00	45:00
Температура нагріву води*, °C	60 - 65:	
Добова кількість гарячої води*, л	80:	160:
Час роботи	квітень - жовтень (Входить до складу АСКП, може працювати цілий рік за наявності додаткового джерела тепла та спеціальних добавок в теплоносії зовнішнього контуру)	
Термін дії, років	10:00	
Об'єм теплоносія в каналах, л	1.1:	2.1:
Тип, абсорбуючий матеріал	Алюмінієвий сплав	
ефективний	0,76	
Коефіцієнт тепловтрат, Вт/(м ² К)	5.3:	5.2:

Основні результати розрахунків АСКП для трьох типів поглиначів $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr} + \text{LiNO}_3 + \text{H}_2\text{O}$ та $\text{LiBr} + \text{ZnCl}_2 + \text{CaBr}_2 + \text{H}_2\text{O}$ (далі відповідно LiBr , $\text{LiBr} +$ та $\text{LiBr}++$). Тут розглядаються лише компоненти на основі LiBr , і більшість розрахунків виконується з $\text{LiBr}++$.

Розрахунок АСКП виконується для ряду можливих кліматичних умов і параметрів експлуатації;

$$- x_{\Gamma}^1 = 13 - 25 \text{ г/кг сухе повітря}; -C t_{\Gamma}^1 = 20 - 45;$$

вимірювання $\xi_{\text{LiBr}+} = 45 - 60\%$ для кожного з трьох типів поглиначів $\xi_{\text{LiBr}} = 45 - 50\%$ і $\xi_{\text{LiBr}++} = 60 - 75\%$.

– для градирні градирні співвідношення витрат газу і рідини прийнято, виходячи з попередніх досліджень, рівним одиниці [10, 43], для інших пристроїв (НВО, АБР, ДБР) це значення; співвідношення визначається як оптимальне нижче.

Визначальним для системи кондиціонування є вимоги до параметрів температури та вологості повітря в кондиціонованому приміщенні. Система кондиціонування повітря повинна створювати сприятливий мікроклімат у приміщеннях. Основними показниками мікроклімату є температура в характерних зонах блоку, вологість і санітарний стан повітря в приміщенні. Температура і вологість, розрахункові максимальні значення, коливання і зміни протягом дня і протягом року є найважливішими факторами, які впливають на мешканців будинку. Певне значення має і швидкість руху повітря в приміщенні. Основним завданням системи кондиціонування є забезпечення приміщення необхідною кількістю свіжого повітря при такому температурно-вологісному режимі, який забезпечує комфортні теплові параметри для житлових і громадських приміщень.

Оптимальна зона температурно-вологісних параметрів для теплого (сезонного) періоду року обмежена ізотермами 20 і 25 °C і лініями $\phi = 30\%$ і 60% (рис. 5.6, зона з нульовими параметрами в Комфортному газі діаграма: область виділена сірим кольором). Зона комфорту може бути розширена за такими параметрами: ізотерми 18 і 28 °C, зліва від кривої $\phi = 30\%$, праворуч пунктиром характерні точки ($t = 27$ оC, $\phi = 60\%$). $t = 26$ оC, $\phi = 65\%$ $t = 25$ оC, $\phi = 70\%$ $t = 24$ оC, $\phi = 75\%$) - малюнок; 5.4 Зони допустимих параметрів атмосфери виділено додатковим пунктиром. За даними Американського товариства інженерів з опалення та вентиляції ASHRAE [26, 45] зона комфорту в літній період обмежена ізотермами $t = 10$ і 24 °C і лініями $\phi = 30\%$ і 70%, тобто. він навіть ширший, ніж показано вище. В основних розрахунках область допустимих комфортних параметрів повітря орієнтувалася згідно з [25].

На рис. 5.4-5.5 показано типовий розрахунковий розподіл основних параметрів потоку газу і рідини для абсорбера, осушувача і непрямого випарного охолоджувача з діаграмами взаємодії поперечних потоків у двох типових випадках і є параметрами d Початкове повітря, відносно низьке значення вологості. повітря на межі двох основних виділених областей (13,5 г/кг) може використовувати процес випаровування.

У потоці повітря, що виходить з десорберів, спостерігається значне розшарування значень температури і вологості.

Цікава характеристика розподілу температури води на виході з приладу, що циркулює в ГБО і середнє значення цієї температури протягом циклу є постійним і, відповідно, дорівнює температурі води, що надходить в ГБО. для стійкого випарного охолодження в ГБО.

На рис. 5.6-5.9 показана діаграма (результати розрахунку) потоку вологого повітря робочих процесів в системі кондиціонування як альтернатива діаграмі вентиляції, коли весь потік охолодженого повітря потрапляє в приміщення.

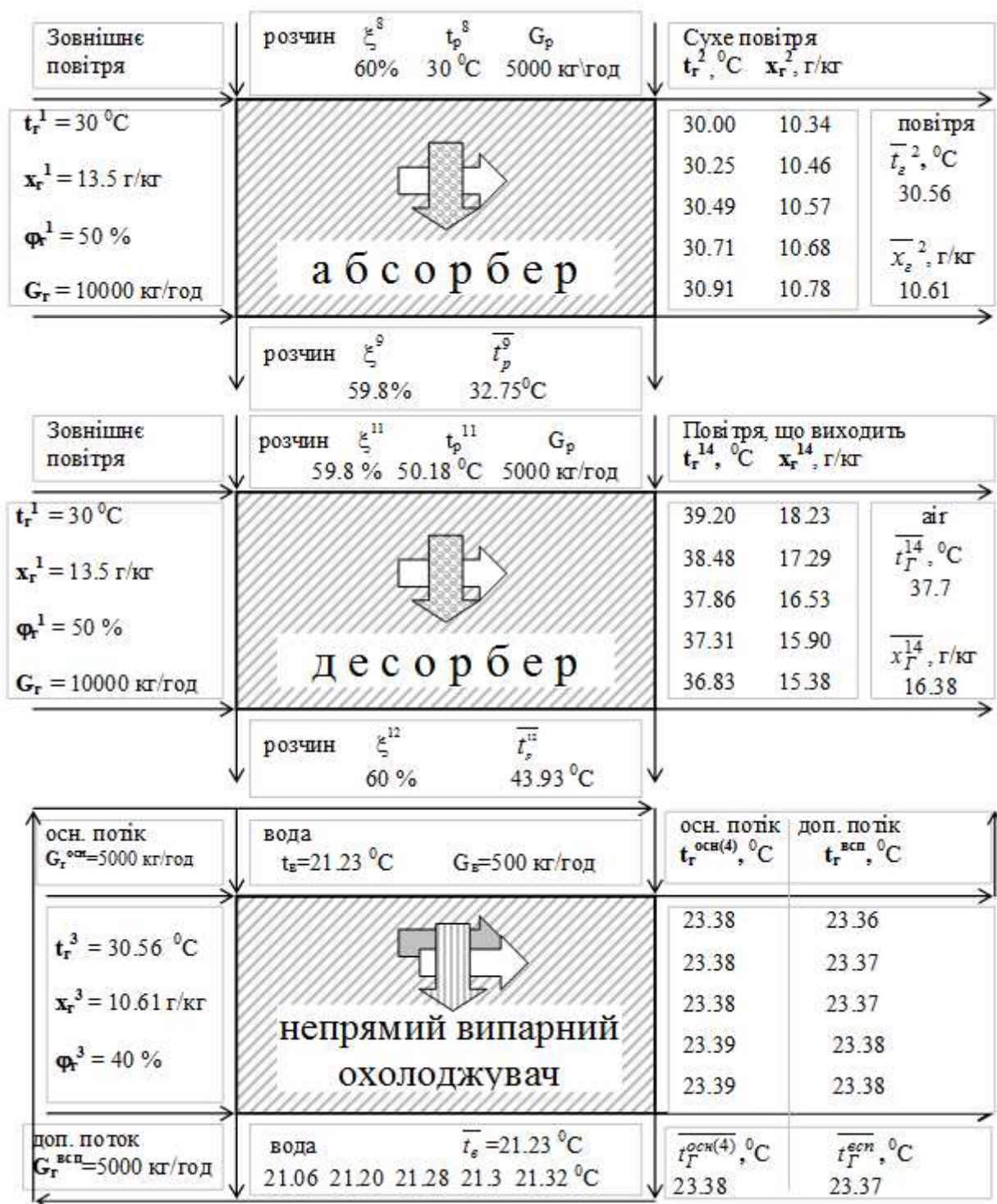


Рисунок 5.4 – Типовий розподіл параметрів потоку на точний вертикальний діаграмі взаємодії потоку газ-рідина ($\xi_{LiBr++} = 60\%$)

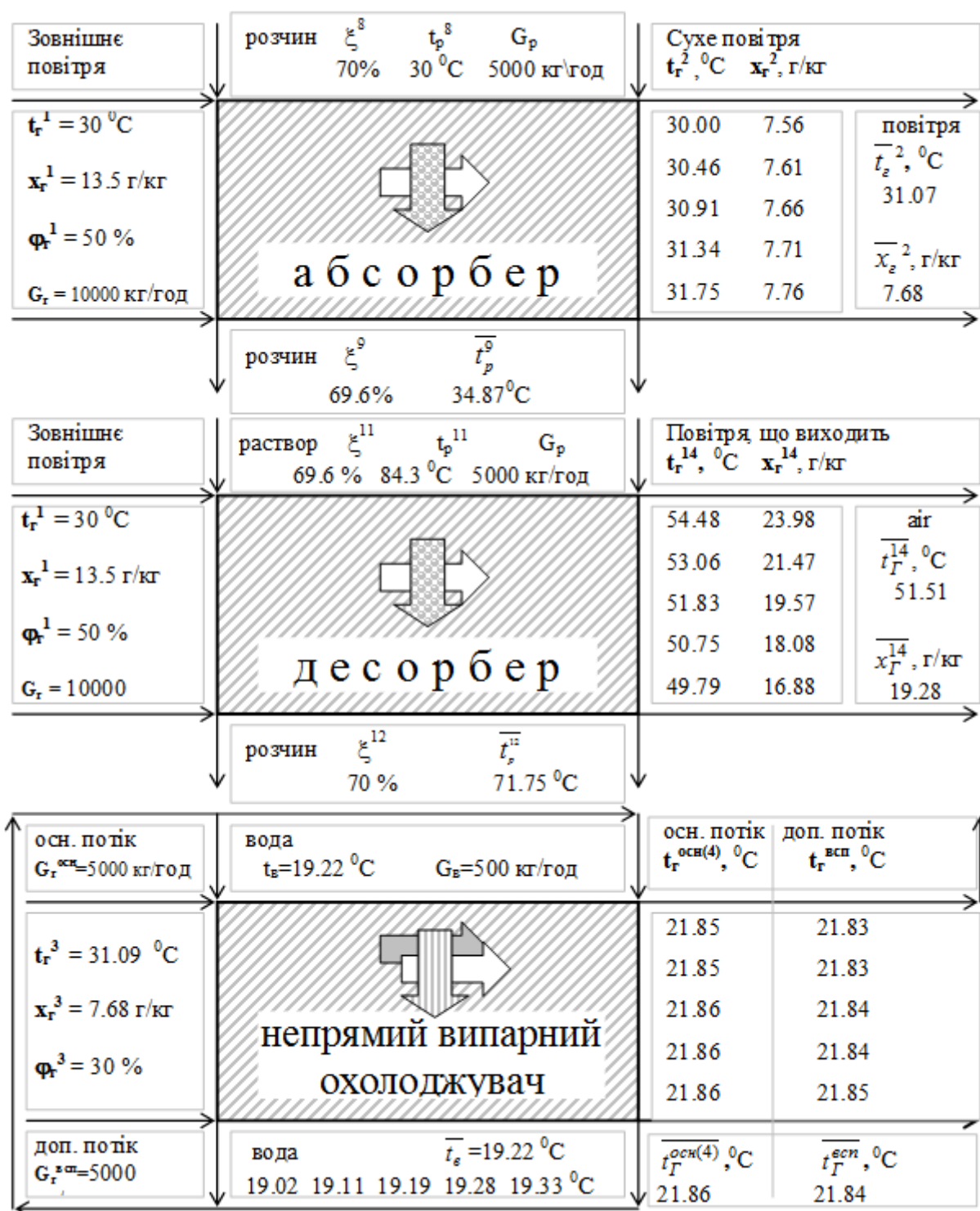


Рисунок 5.5 – Типовий розподіл параметрів потоку за точної вертикальної діаграми взаємодії потоку газу та потоку рідини ($\xi_{LiBr++} = 70\%$)

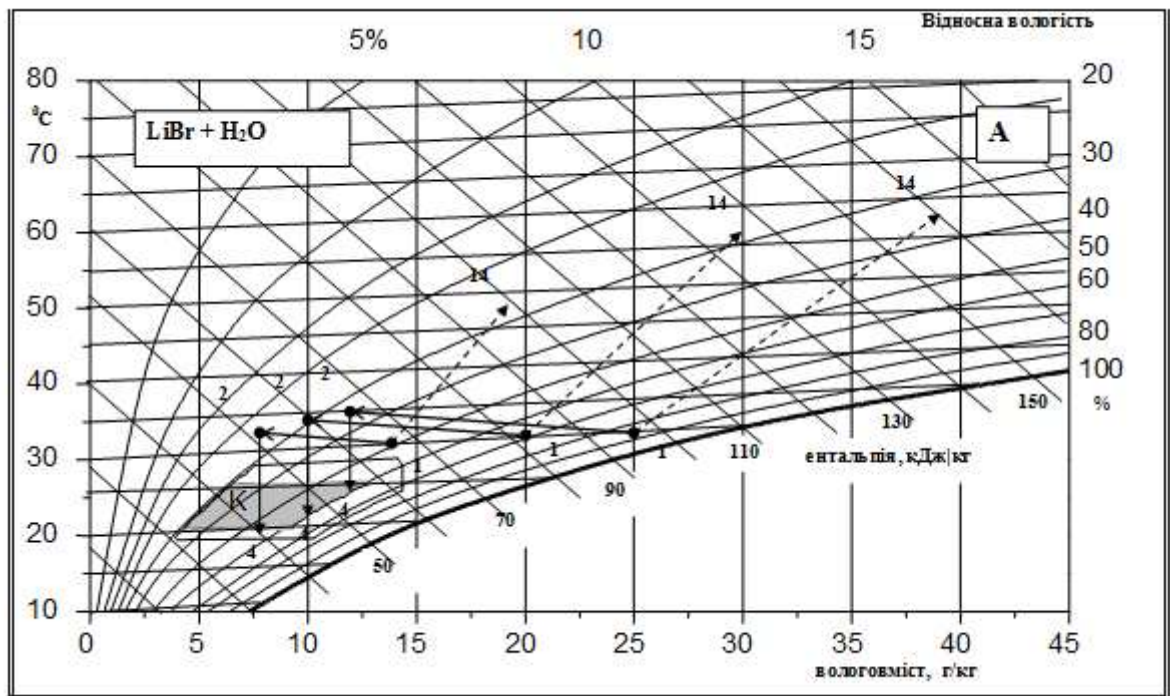


Рисунок 5.6 – Зображення робочих процесів АСКП на Н,Х діаграмі вологого повітря (вплив вологи зовнішнього повітря);

К- зона комфортних температурно-вологісних параметрів ;

1-2 – висушити повітря в абсорбенті ;

2-4 – повітроохолоджувач ХВО ;

1-14 – зміна стану повітряного потоку при регенерації абсорбенту в десорберах

На схемі показані основні процеси, що відбуваються в АСКП. осушення повітря в абсорбері (1 - 2), що супроводжується підвищенням його температури; охолодять його в НВО (показано лише процедуру 2–4 охолодження основного повітряного потоку до постійної вологості, процес зміни стану допоміжного повітряного потоку не показано); 1 - 14 процес зміни повітряного потоку стану десорбера (при відновленні абсорбера).

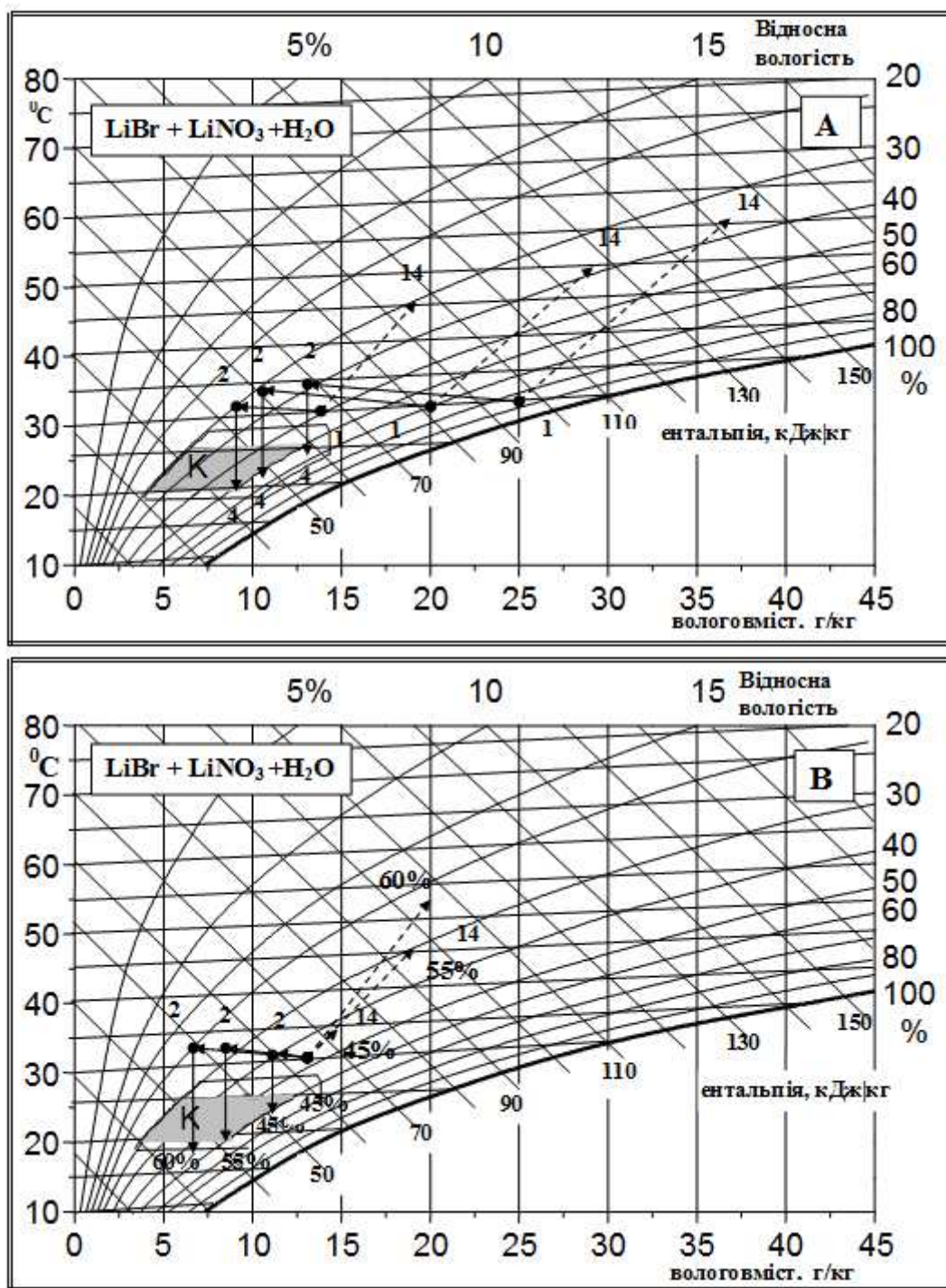


Рисунок 5.7 - Ілюстрація робочих процесів в АСКП на Н,Х діаграмі вологого повітря. А. Вплив зовнішньої вологості повітря. Б. Вплив концентрації сорбенту на робочий процес в системі.

К - зона комфортних температурно-вологісних параметрів; Повітряно-сухий абсорбент 1-2 шт.; Охолодження повітря в 2-4 НВО (без гомогенізації в провітрюваному приміщенні); 1-14 змінює стан повітряного потоку в десорбері під час регенерації абсорбенту

Наочно видно, що навіть при дуже високих значеннях вологості зовнішнього повітря (г/кг сухого повітря) альтернативна система все ще може забезпечити параметри комфорту, не вдаючись до компресійного охолодження. Зі збільшенням вологості зростає і необхідна температура джерела нагріву, що забезпечує регенерацію абсорбенту.

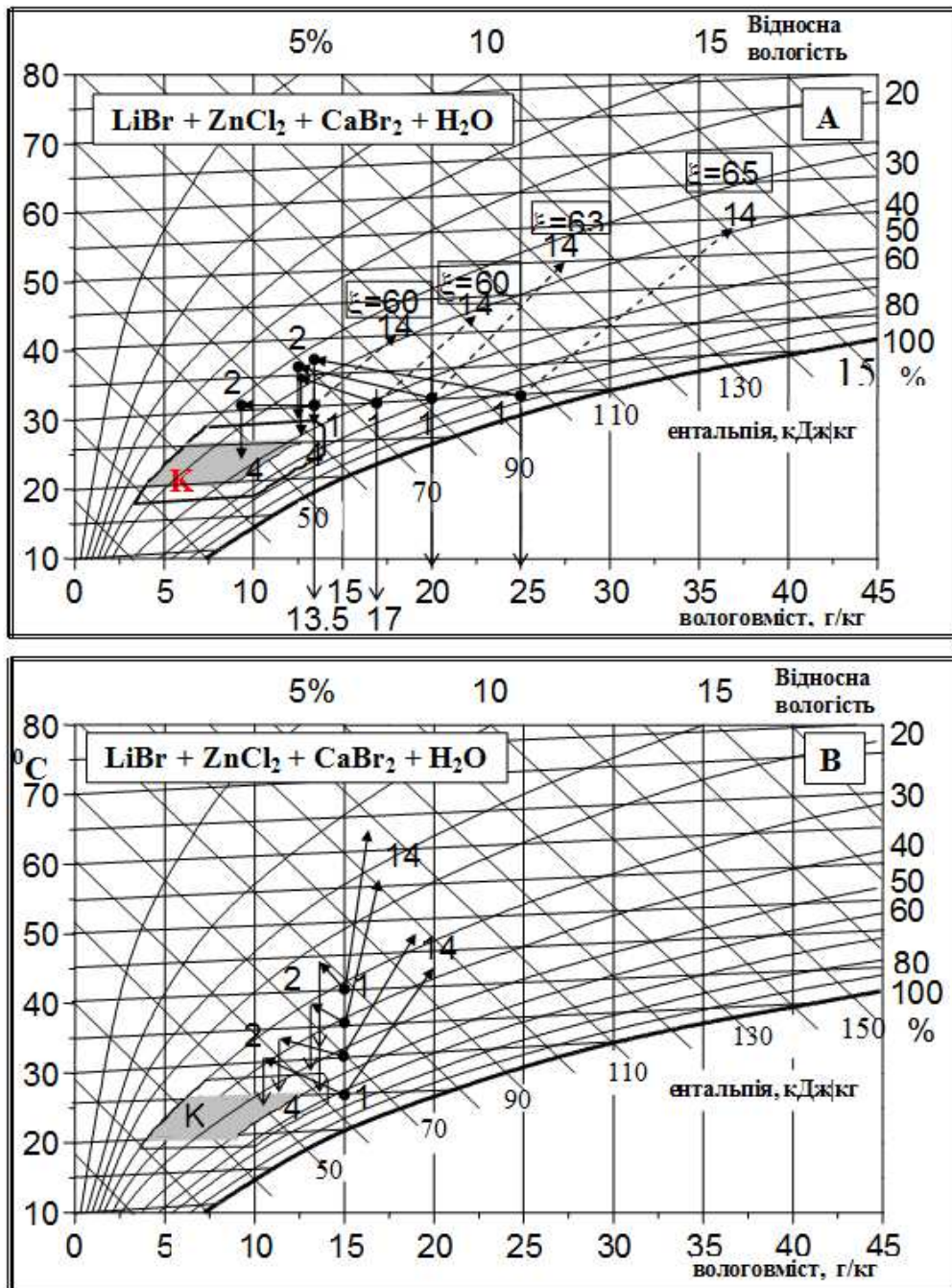


Рисунок 5.8 – Ілюстрація робочих процесів на АСКП на Н,Х діаграмі вологого повітря. А – вплив зовнішньої вологості повітря. В – вплив температури зовнішнього повітря. $t_F = 25 - 40^{\circ}\text{C}$, $x_F = 15$ г/кг рівень і $\xi_P = 60\%$

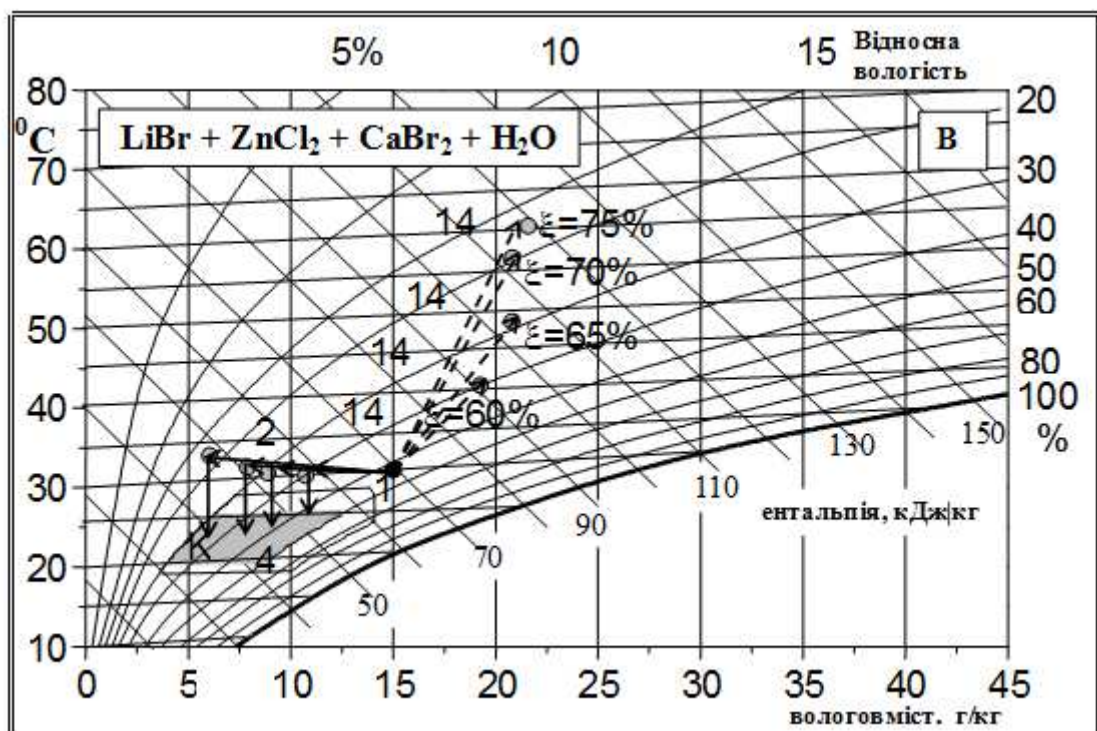
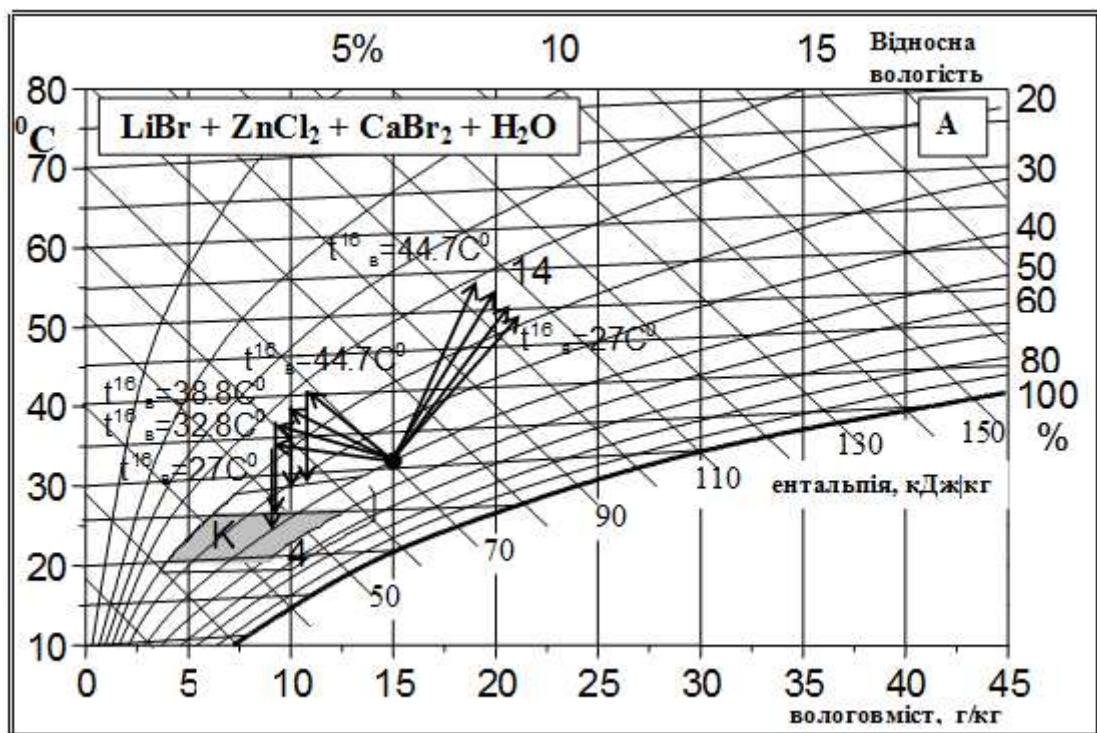


Рисунок 5.9 – Ілюстрація робочих процесів в АСКП на Н,Х діаграмі вологого повітря. А – вплив температури охолоджуючої води t_B . В – вплив концентраційного поглинання на робочі процеси в системі.

Підвищення температури теплоносія на всмоктуванні (або підвищення температури теплоносія на всмоктуванні у відповідному теплообміннику, в даному випадку) призводить до зниження ефективності процесу осушення повітря і підвищення температури повітря. абсорбуючий теплоносій. джерело тепла. Звичайно, при цьому зменшуються витрати енергії, пов'язані з організацією процесу в градирні (наприклад, збільшення температури охолоджуючої води t відповідає зменшенню витрати повітря в градирні) . градирня) і можливість чіткої оптимізації процесу охолодження шляхом випаровування води в градирні, яка обслуговує абсорбер. Допоміжне повітря від НВО також можна використовувати для охолодження абсорбера в теплообміннику ТО11.

Таким чином, при початкових умовах $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x = 20\text{ г/кг}$ (параметри навколишнього середовища), температура охолоджувального потоку, що виходить з НВО, становить $t_g = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$, і очевидна можливість полягає в тому, що це повітря використовується для охолодити повітря: абсорбент або попередньо заморозити абсорбент для введення абсорбенту. Звичайно, необхідно враховувати опір всіх комунікацій на схемі, в основному аеродинамічних.

Збільшення концентрації абсорбенту покращує процес сушіння повітря. Важливо підкреслити, що майже для всього розглянутого діапазону початкових параметрів і всіх типів абсорбуючих матеріалів необхідна температура відновлення становить від 60 до $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, що знову ж таки дозволяє використовувати сонячну енергію як основне джерело нагріву. десорбери (геліосистема з плоским сонячним колектором, модифікація СК-АНД).

5.2. Визначення алгоритму побудови системи керування температурою повітря з фотопанелями

Основна схема розрахунку наведена на рис. 5.10.

На цьому рисунку показано кількість розрахункових точок (параметрів витрати). Наведена проста конструкція загальної схеми, в якій теплообмінні та масообмінні пристрої – абсорбер і десорбер – вирішені витяжними теплообмінниками ТО11 і ТО12. Таке рішення не тільки спрощує розрахунки, але і підвищує надійність роботи обладнання з технічної точки зору. Дана схема розроблена для АСКП і включає непрямий комбінований випарний охолоджувач типу ГБО в секції охолодження.

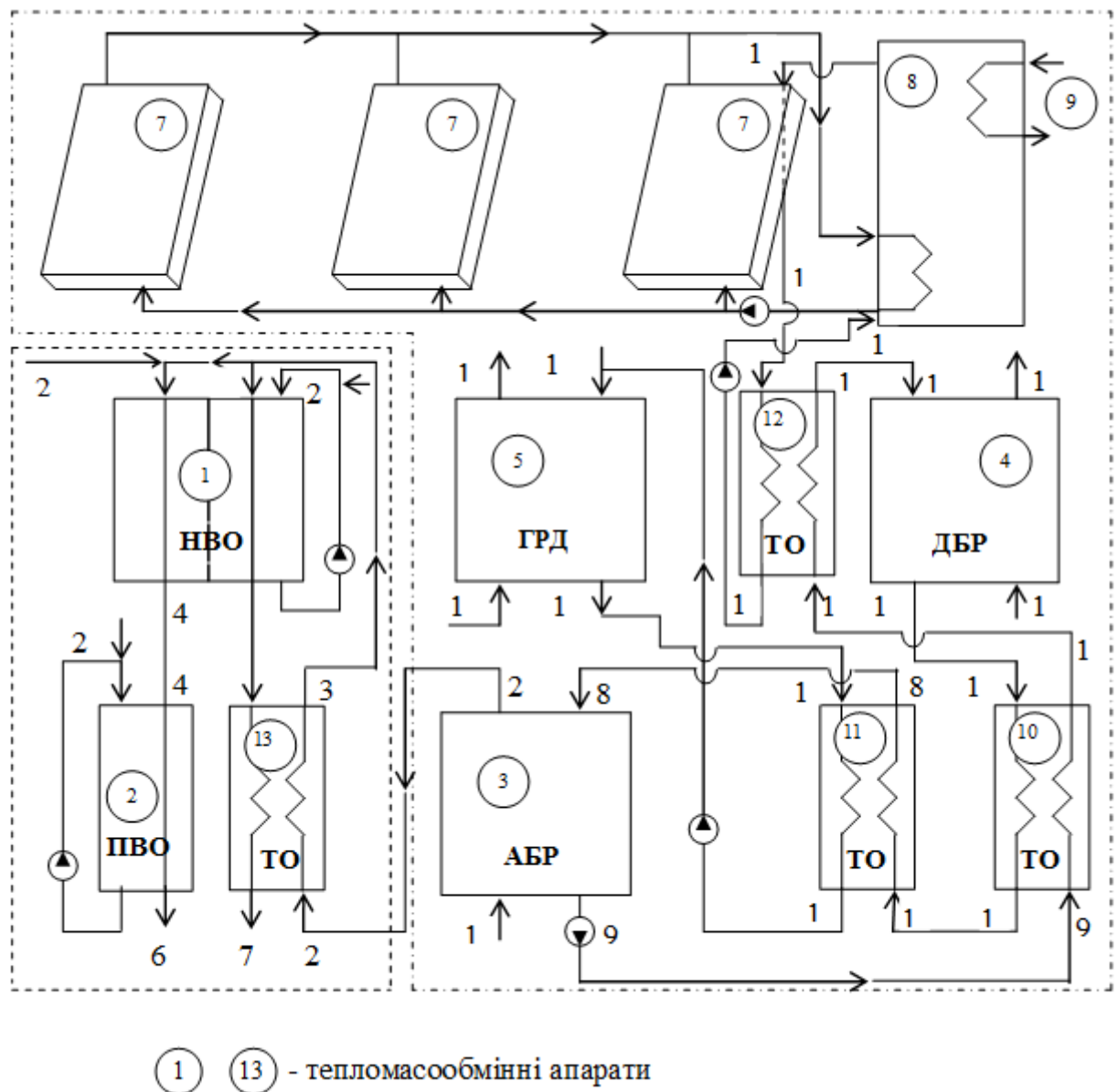


Рисунок 5.10 – Діаграма розрахунку АСКП на основі відкритого циклу абсорбції із зовнішнім теплообмінником ТО11 (охолоджувач) і ТО12 (нагрівач).

1-22 – параметри потоку (кількість точок розрахунку)

На рис. 5.11 дана діаграма, згідно з рекомендаціями, розробленими в розділах 3 і 4, була переведена в схему з використанням перехресного потоку і теплообмінників (абсорбер, десорбер, камера охолодження, непрямий випарний охолоджувач), що відповідає результатам розрахунків і розробка АСКП завершена.

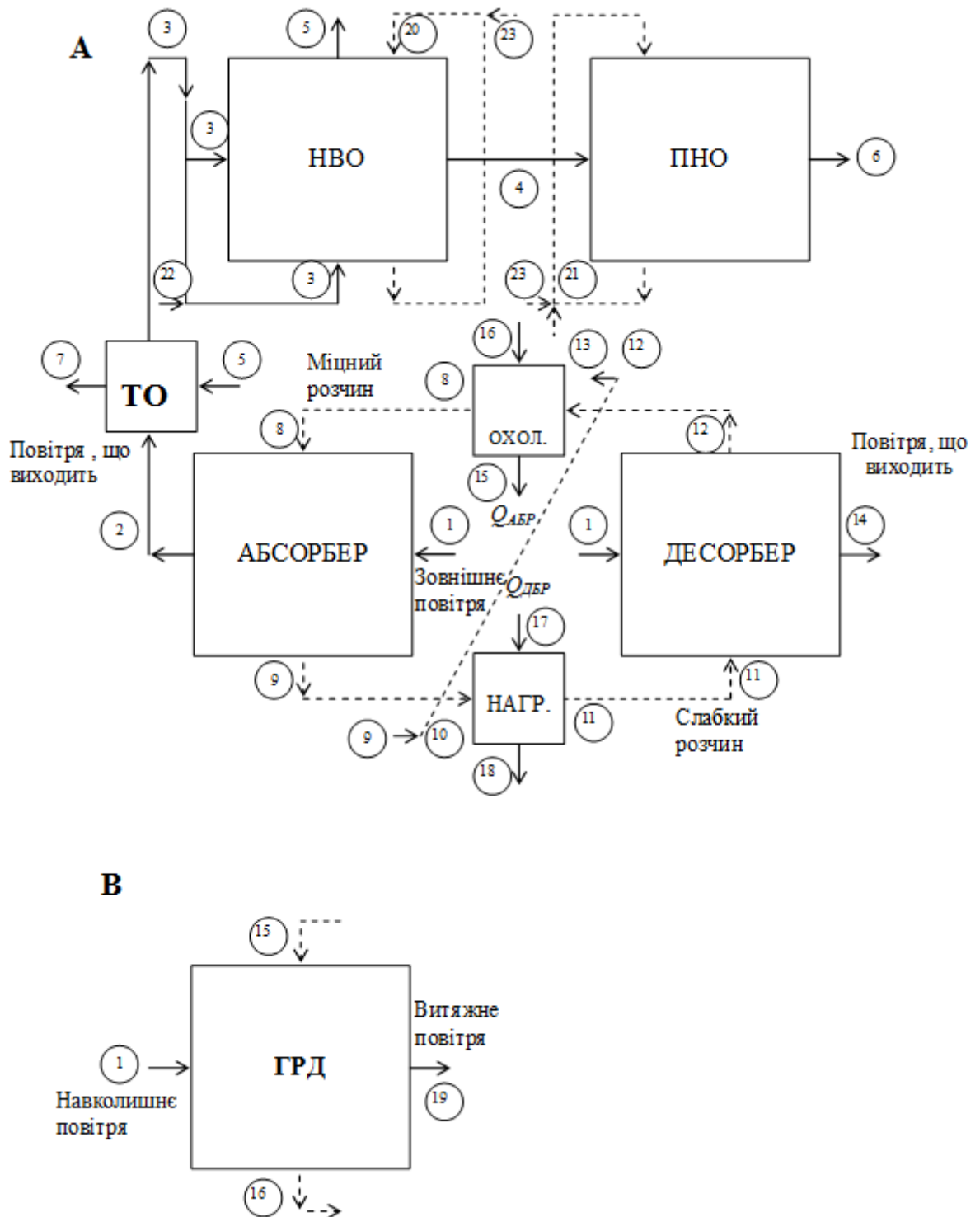


Рисунок 5.11 – АСКП схематичне зображення випарного охолоджувача та сушарки (А) і градирні (В) як мембранного перехресного потоку та теплообмінника

Діаграма перехресних струмів відповідає всім іншим рішенням діаграми АСКП. Розрахунок альтернативних систем здійснюється за наступним алгоритмом.

1. Встановлюємо параметри температури зовнішнього повітря t_{nv} і вологості x_{nv} , рішення основного контуру (контур з використанням непрямого випарного охолоджувача НВО і теплообмінника Т/О13), тип абсорбції рідини з урахуванням рекомендацій. розроблений Співвідношення потоку в абсорбері, абсорбері, градирні та теплообміннику (на основі експериментального дослідження компактного випарника типу ТМА [20] ми припускаємо, що вагове співвідношення витрати потоку сухого повітря становить 1:2 для абсорбера та абсорбера. Для теплообмінник, 1:1 для охолодження для вежі:

- розрахувати процес осушення повітря в абсорбері, процес охолодження повітря у випарному охолоджувачі ГБО; визначити термометричні параметри основного повітряного потоку, що виходить з випарного охолоджувача (температура і відносна вологість) і надходить у приміщення;
- розраховуємо температуру та витрату охолоджуючої води (розрахунок процесу в градирні);
- розраховуємо процеси секції сушіння АСЦН (в абсорбері та абсорбері), а також температуру та потужність джерела тепла, необхідну для здійснення процесу за певних умов (теплова температура та вологість зовнішнього повітря);
- розрахунок геліосистеми шляхом визначення типу геліоколектора та необхідної поверхні колектора СК (якщо планується його використання, розраховуємо також додаткове джерело тепла);
- визначаємо холодопродуктивність АСКП.

2. ζ , концентрація (розділи 3 і 4) і температура абсорбера (як перше наближення) на вході в абсорбер. Усі геометричні характеристики теплообмінника та масообмінника були обрані на основі проведених у ході роботи досліджень (розділи 3 та 4). Кількість спожитого в приміщенні повітря визначається площею цього приміщення, його висотою і необхідною частотою повітрообміну в приміщенні k . Вибрано корисне значення витрати повітря в каналах перехресних тепломасообмінників, яке дозволяє розрахувати основні розміри форсунок цих апаратів та значення їх аеродинамічного опору. Розрахункові параметри зовнішнього повітря (температура і вологість повітря) визначаються для обраного міста або регіону з урахуванням діючих стандартів.

- ζ концентрація і температура t_p абсорбера на виході з абсорбера. Водні розчини LiBr, LiBr+ і LiBr++ вважаються активними тілами. Теплофізичні властивості розчину визначали за літературними даними та формулами, наведеними в попередніх розділах. Потім розраховуємо основні параметри потоку сухого повітря, що виходить з абсорбера: температуру t^2 і вологість x^2 .

- розраховуємо процеси випарного охолодження в охолоджувальній частині установки. В основному тут використовується непрямий регенеративний випарний охолоджувач НВО, який включає непрямий регенеративний випарний охолоджувач НВО і підключений до нього теплообмінник ТО13. Основні та загальні витрати повітряного потоку G_g та $G_g/2$ відповідно. Рівняння теплового балансу.

$$G_{\Gamma} \cdot c \cdot (t^2 - t^3) = \frac{G_{\Gamma}}{2} \cdot c \cdot (t^7 - t^5)_{\text{в } E_{\text{ТО}}} = (t^7 - t^5) / (t^2 - t^5)$$

- визначаємо значення температури повітря, які відповідають обраному значенню ККД теплообмінника $E = 0,8$ [17, 46], значення;

$$t^5 = 2.5 \cdot t^3 - 1.5 \cdot t^2, \quad (5.1)$$

$$t^7 = 0.5 \cdot (t^3 + t^2), \quad (5.2)$$

- Усі геометричні особливості НВО були обрані на основі проведених досліджень. Знаходимо температуру допоміжного повітряного потоку на виході з охолоджувача (при постійній температурі циркулюючої через ГБО води, що є основною умовою стабілізації процесу в непрямих випарних охолоджувачах);

$$t^5 = HBO(t^3), \quad (5.3)$$

- Тому тепловий розрахунок процесів в НВО перетворюється на ітераційний процес з використанням (5.1) і операційного рівняння (5.3). Задаємо початкове значення температури допоміжного повітряного потоку $t^{3,0}$ і вирішуємо задачу визначення температури допоміжного повітряного потоку t^5 при постійній температурі циркулює через воду НВО. Вона також визначається в ітераційному

процесі шляхом зміни t на вході пристрою до тих пір, поки значення температури води на вході і виході пристрою не стануть однаковими. тому

$$t^{5,1} = HBO(t^{3,0}), \quad (5.4)$$

дає такий результат

$$t^{3,1} = 0.4 \cdot t^{5,1} + 0.6 \cdot t^2$$

- потім, вибравши початкове значення температури допоміжного повітряного потоку $t^{3,0} = t^{3,1}$, ми продовжуємо ітераційний процес до наступного значення. $t^{3,k}$ воно дещо відрізнятиметься від попереднього значення (з точністю, необхідною для обчислення цього значення). Як кінцевий результат розв'язання задачі Коші визначимо температуру основного повітряного потоку t^4 на виході з ГВО. При цьому вологість основного повітряного потоку в процесі охолодження не змінюється і дорівнює x^2 .

3. Розрахувати процеси в секції сушіння АСКП (абсорбер і десорбція). Переходимо до розрахунку теплоти десорбера, в повторному процесі визначаємо температуру абсорбера t_p^{11} , яка при заданих параметрах зовнішнього повітря забезпечує відновлення початкової концентрації ζ абсорбера. Цей ітераційний процес відповідає розв'язку диференціальної задачі, що описує процеси тепломасообміну в десорбері. Потім визначали температуру твердого розчину абсорбенту на виході з десорбера.

Виявлені значення температури абсорбції дозволяють розрахувати теплообмінники ТО10, ТО11 і ТО12. За результатами розрахунків необхідно вибрати значення E_{1a} (наприклад, $E_{1a} = 0,8$), яке відповідає досить широкому діапазону коливань температури приміщення, що має прийнятну поверхню теплообміну.

Розраховуємо теплоємність градирні гідроелектростанції. Геометричні характеристики сопла приладу, щільність шару і співвідношення витрат води і повітря вибираються з урахуванням розроблених в ході роботи рекомендацій. Розв'язуючи систему рівнянь, що описують процеси тепломасообміну в прямому випарному охолоджувачі, отримуємо температуру води на виході з градирні.

$$t_B^{16,1} = ГРД(t_B^{15}), \quad (5.5)$$

t_p нове значення на вході абсорбера. Потім за допомогою ітераційної процедури визначаємо остаточне значення температури абсорбера на вході в абсорбер. t_p^8 з необхідною точністю.

4. Завдяки тепловому розрахунку АСКП можна визначити температуру джерела опалення, необхідну для здійснення безперервного циклу. t_B^{17} і t_B^{18} (теплообмінник ТО12). При відомій витраті теплоносія (скажімо рівному витраті абсорбера) визначається теплове навантаження Q геліосистеми і необхідна площа СК і об'єм накопичувального бака ВТА . розраховується математично як перше наближення. Тип СК визначається необхідним рівнем температури і вибирається на основі даних таблиці. 5.1. При розрахунку ККД геліосистеми слід використовувати задану оптичну ефективність θ і заданий коефіцієнт тепловтрат U , як також наведено в таблиці. 5.2. Дані для одночашкових плоских СК-А можна отримати з результатів польових випробувань, для інших типів СК з літературних джерел [1, 3].

У таблиці 5.2 наведено характеристику основних типів СК.

Таблиця 5.2 - Характеристика основних типів СК

Сонячний стиль колекція	Робоча температура, °С	Знижена оптична ефективність θ	Приведений коефіцієнт тепловтрат U , Вт/(м²×°С)
Плоский СК з одинарним склом, без додаткового сенсорного покриття (СК-А-2.0)	60-70 років	0,73	5.6:
Те саме з подвійним склопакетом	60-80 років	0,65	4.5:
Плоский СК з одним склом і додатковим сенсорним покриттям поверхні	70-90 років	0,75	3.5:
СК вакуумна лінза	100-150 років	0,7:	2.0:

Залежно від необхідної площі СК, необхідно вибирати тип геліосистеми, виходячи з витіснення теплоносія. Для невеликих сонячних систем можна використовувати систему природної циркуляції теплоносія. Для більш високої ефективності сонячних енергосистем пропонується схема примусової циркуляції, а навантаження зводиться до чисельного розв'язку диференціального рівняння. Якщо на кінець доби температура води в БТА не досягає необхідного значення, то слід скоригувати загальну площу (кількість) СК і повторити розрахунок.

5. Наведений алгоритм можна використовувати на рис. 5.12.

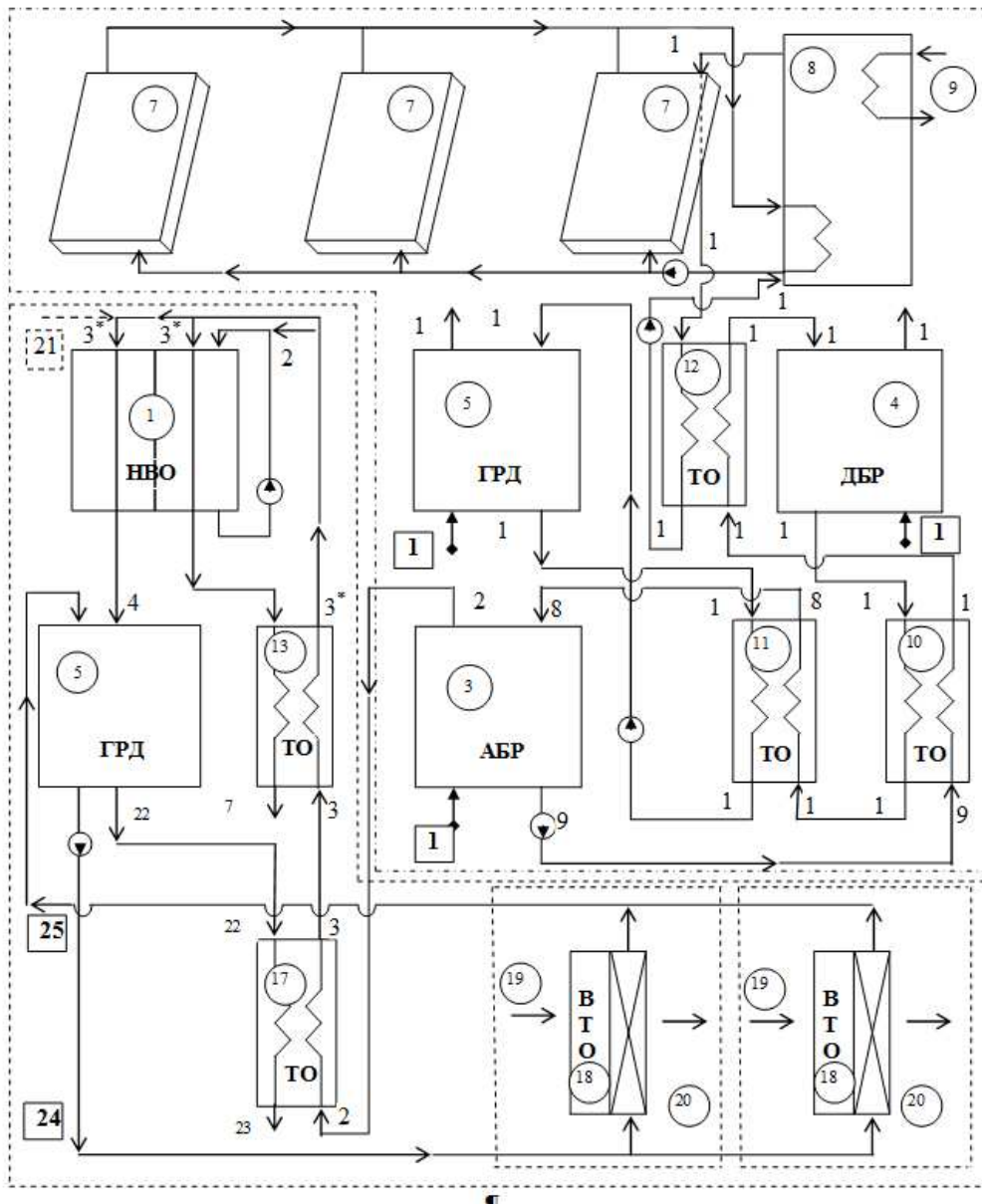


Рисунок 5.12 - Розрахункова схема альтернативної системи на основі відкритого циклу абсорбції з подачею холодної води теплообмінник-чиллер.

Охолоджене в НВО повітря надходить у градирню, де глибоко охолоджує воду, що надходить у систему водяного охолодження з повітряним охолодженням, розташовану всередині обслуговуючого блоку. На схемі з'являється додатковий теплообмінник Т/О17, який дозволяє повітрю, що виходить з абсорбера, повітряному потоку з градирні, попередньо охолоджуватися до вологого і досить холодного стану.

5.3. Побудова схем системи

Загальною вимогою до теплообмінника поршневої системи (ТМА і Т/О) є його малі розміри, які визначаються високою інтенсивністю тепломасообмінного процесу при малих витратах енергії на перенесення активних речовин (повітря). і потік рідини), оскільки в системі використовується велика кількість теплообмінників ТМА і Т/О. В якості базового універсального рішення для всіх систем заміни ТМА обрано мембранний тип пристрою, який забезпечує роздільний рух потоків газу і рідини в каналах сопел з низьким аеродинамічним опором і вертикальною схемою контакту з максимальним потоком газу і рідини. прийнятно в деяких випадках. де необхідно консолідувати декілька ТМА та підтримувати їх на одному об'єкті. Поздовжня схема забезпечує мінімальну кількість завихрень потоку та менші значення аеродинамічного опору, ніж протитечійна схема, оскільки характеризується більш високими значеннями обмеження потоку повітря в каналах сопел ТМА [20, 29-31].

Схематичний опис комбінованого випарного охолоджувача KVO наведено в розділі 2 на основі непрямого випарного охолоджувача типу НВО та непрямого випарного охолоджувача та градирні типу НВО. Всі ці охолоджувачі засновані виключно на використанні принципу випаровування і призначені для роботи в жаркому і сухому кліматі. Основним компонентом цих рішень є непрямий випарний охолоджувач НВО, сопло якого являє собою чергування сухих і вологих хвиль, призначене для основного і додаткового правильного руху.

Охолоджувач, заснований на гібридній конструкції між непрямим випарним охолоджувачем і градирнею НВО/HDR (рис. 2.3), включає градирню, яка подає воду для охолодження випаровування через окремий основний потік повітря НВО. Оскільки повітря підтримує постійну вологість під час охолодження в НВО, його точка роси знижується, що дозволяє глибше охолоджувати воду в градирні. Холодна вода надходить у систему теплообміну повітря-вода вентиляції. На виході з градирні передбачений вологовідділювач кожуха. Ця система включає в себе два теплообмінники, де попереднє охолодження повітря забезпечується потоками повітря, що входять в CVO і виходять з НВО і HRC.

Схематичний опис (компонентне рішення) АСКП на основі відкритого циклу абсорбції та сонячної регенерації абсорбера показано на рисунку 5.13 і 5.14.

На рис. 5.13 АСКП представлений у своєму варіанті спрощеного конструктивного рішення абсорбера і десорбера, з вилученим теплообмінником для охолодження і підігріву абсорбера. Основні варіанти випарного охолодження, згадані вище, включені як випарний елемент в альтернативні системи.

У цьому випадку це варіант чиллера на основі НВО. Конструкція абсорберів і зневоднювачів загалом подібна до конструкції градирень, описаних вище. Принципова схема теплообмінника для підігріву повітря, що надходить в десорбційну установку, і теплообмінника на потоці дуже гарячого і слабохолодного абсорбентного розчину. На схемі зображено два вентилятори, які забезпечують рух усіх повітряних потоків.

Всі перераховані вище АСКП представлені у варіанті схеми вентиляції, коли все охолоджене повітря циркулює по приміщенню. Більш економічним є рециркуляційний варіант (рис. 5.15), оскільки кількість свіжого повітря, що надходить у систему, може досягати 20 % [1, 2]. Як правило, повітря, що виходить з приміщення, яке охолоджується кімнатним повітроохолоджувачем, безпосередньо не випаровується і може бути використане, наприклад, для попереднього охолодження повітряного потоку, який надходить до холодильника, споживається в абсорбері або спрямовані в обіг. кімната.

На рис. компоновка АСКП 5.14 представлена опцією випарного охолодження на основі комбінованого охолодження НВО/HDR і подачі холодної води до охолоджувачів з вентиляцією теплообмінника.

Таке рішення дозволяє обійтися без розгалуженої системи вентиляції, що сприятливо позначається на витратах на монтаж і на всьому процесі монтажу.

На рис. 5.16 показано загальний вигляд АСКП, включаючи чиллер 1, геліосистему 3, розташовану на даху будівлі, теплоаккумулятор 4 з подвійним джерелом тепла 5, систему трубопроводів припливу повітря 6 та витяжну вентиляцію 7 і версія АСКП для охолодження. Башта - вентиляційна повітряно-водяна теплообмінна система 2, розташована всередині будівлі.

1 - НВО; 2 - ГРД;

3 - обслуговування теплообмінника; 4 - надходить повітря (зовні); 5 - повітряний потік, що викидається в атмосферу. 6 - ємність для зберігання рідини; 7 - АСКП;

8 - розподільник рідини; 9 - вентилятор; 10 - рідинний насос;

11 - підключення оборотної води в НВО; 12, 13 - холодна вода; 14 - подача води в систему; 15 - абсорбент; 16 - десорбер;

17 - потік повітря в кімнаті;

18 - теплоносій геліосистеми (вода).

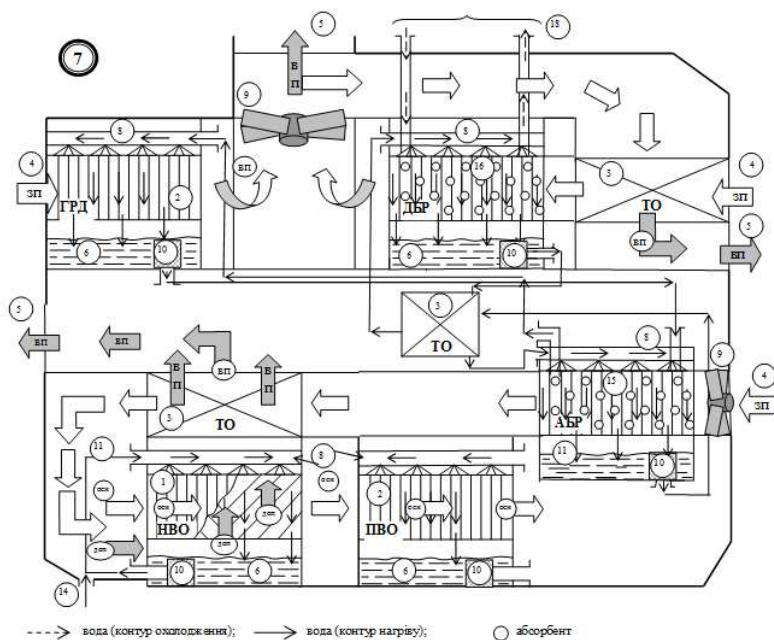


Рисунок 5.13 - Принципова діаграма (схема) АСКП на основі відкритого циклу поглинання;

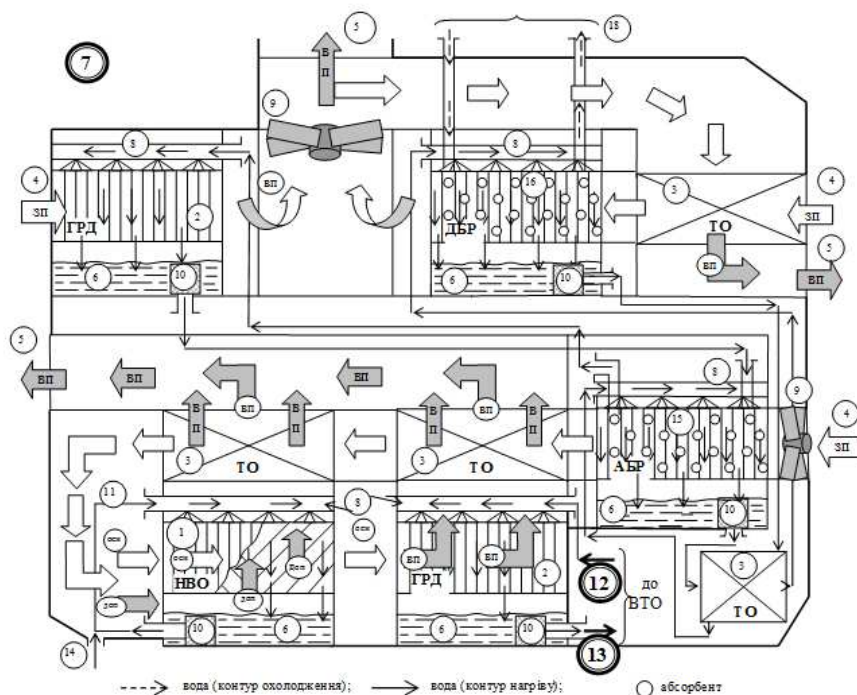


Рисунок 5.14 - Схематичне зображення (діаграма) АСКП на основі відкритого абсорбційного циклу з сонячною системою як джерелом тепла (абсорбер сонячної рекуперації) та подачею охолоджуючої води до теплообмінника вентиляція з тепловим охолодженням

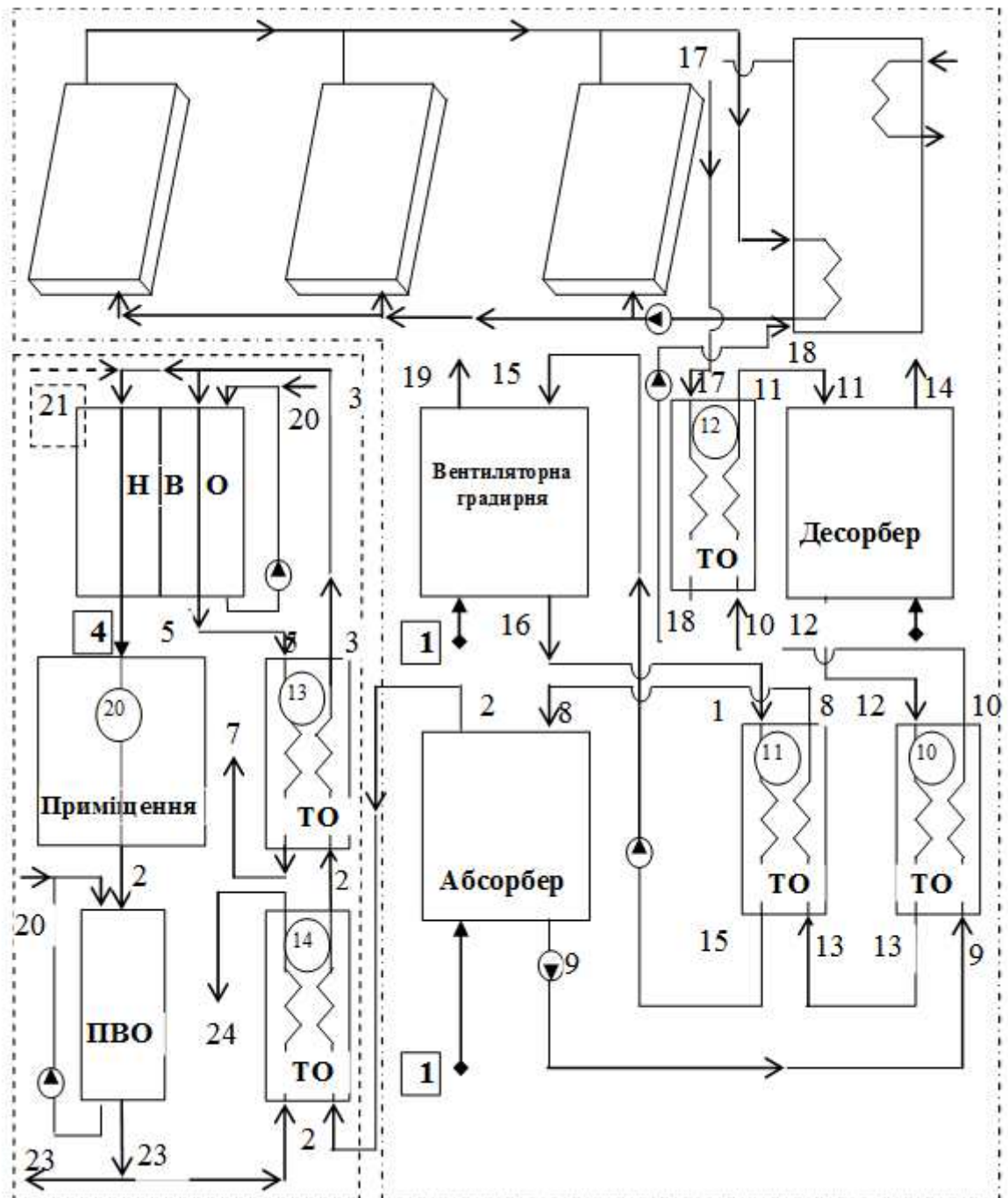


Рисунок 5.15 – Оцінка автоматичної схема системи циркуляції повітря охолодження.

ПВО - прями́й випарний охолоджувач;

1-24 – параметри потоку (кількість точок розрахунку)

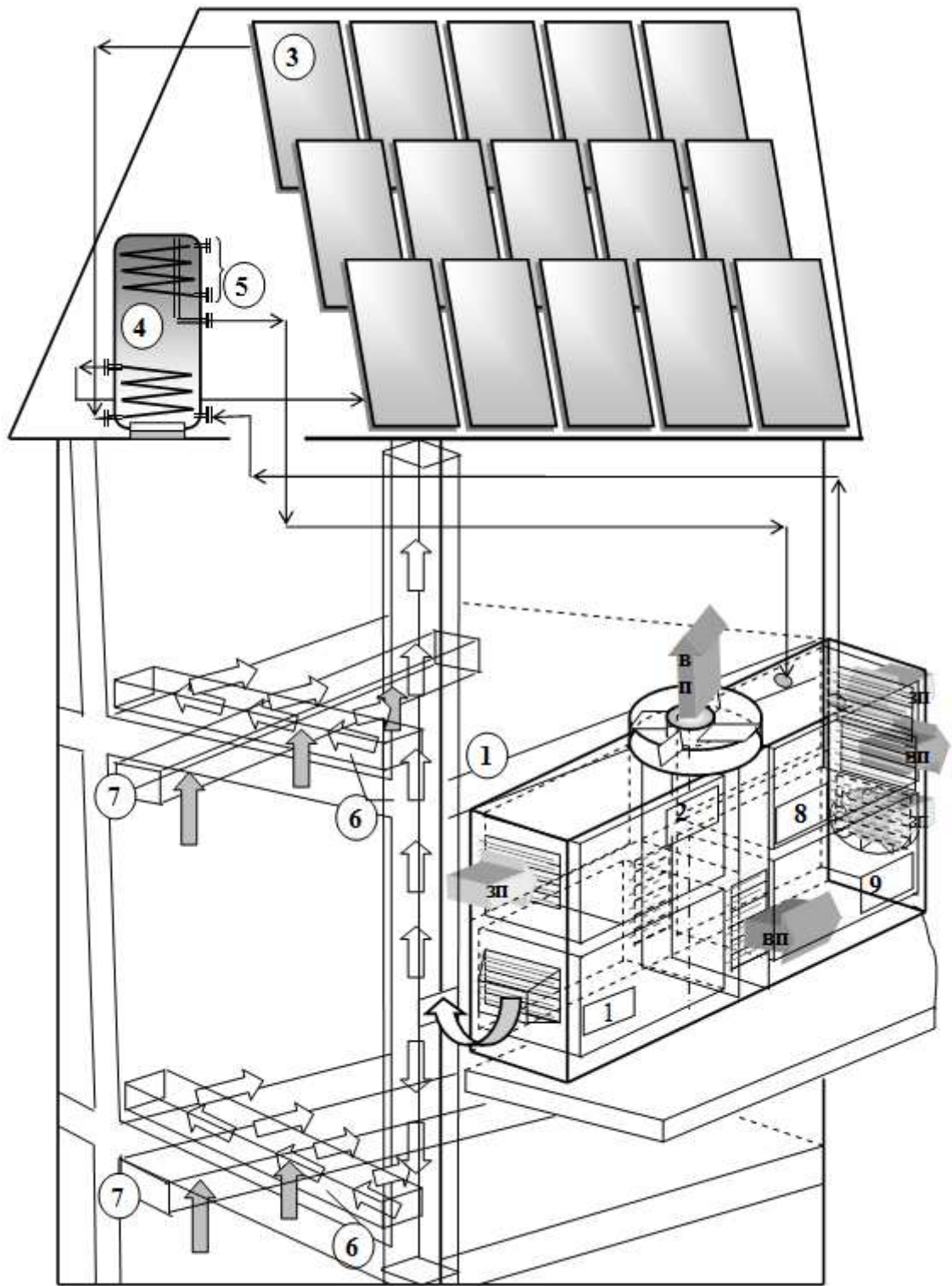


Рисунок 5.16 - Огляд АСКП, розташованих поза будівлею з системою повітропроводів студентського містечка;

1 – АСК; 2, – теплообмінник; 3 – сонячна система; 4 – термоаккумулятор;

5 – допоміжне опалення; 6 – кондиціонер в кімнаті;

7 – витяжна вентиляція; 8 - десорбер; 9 - абсорбент

Висновки до розділу

1. Схема перехресного струму має ряд переваг перед схемою протитоку: значно розширює діапазон навантажень; знижене споживання енергії при вищій ефективності процесу; низький рівень ТМА; можливість розташувати вентилятор поза потоком вологого повітря і реверсувати його при необхідності; суттєво спрощується загальне розташування декількох теплообмінників в одному блоці обмінного охолоджувача.

2. Для багатоканальних ТМА основний канал повинен бути встановлений вертикально; РС з похилою кромкою відносно потоку повітря на вході ($\alpha = 15^\circ$) - в режимі випарного водяного охолодження, з горизонтальним каналом і рівною шорсткістю з однаковим нахилом кромок відносно потоку повітря на виході; у разі зволоження очисного повітря термічний спосіб.

3. Як метод покращення процесу в мембранних теплообмінниках слід використовувати нормальну шорсткість поверхні; показує, що оптимальні параметри рівномірної жорсткості, які забезпечують максимальну інтенсивність процесів, знаходяться в діапазоні значень $k = p/e = 8-14$.

4. У випадках, коли вологість зовнішнього повітря $x_{f1}^1 > 13$ становить г/кг, використання випарного охолодження для досягнення комфортних параметрів повітря можливо лише за допомогою пристрою зволоження АСКП.

5. Для всього розглянутого діапазону початкових параметрів повітря попередній підігрів дозволяє знизити вміст води до $x_{f1}^1 < 13$ значення г/кг, забезпечуючи тим самим можливість досягнення зони комфортних параметрів повітря завдяки випарному охолодженню.

6. Відповідно до АСКП, конфігурація блоку охолодження кондиціонера може включати комбінацію системи кондиціонування та рекуперативного теплообмінника Т/О і потребує використання системи кондиціонування лише у випадку більш глибокої відмови повітря. у вигляді комбінованої системи кондиціонування/кондиціонування повітря або двоступеневої системи кондиціонування/випарного охолодження.

7. Порівняльна оцінка робочих агентів, поглиначів LiBr, LiBr+ і LiBr++, показує їх принципову придатність для вирішення проблеми кондиціонування повітря, а LiBr+ сприяє зниженню температури, необхідної для джерела тепла з меншим ступенем осушення повітря; враховуючи отримані результати, можна віддати перевагу LiBr++; серед іншого, корозійна активність менша.

8. Аналізуючи вплив різних параметрів на розрахунок, випливає, що t_G^1 важлива не температура зовнішнього повітря, а його вологість x_G^1 . На результати процесу сушіння істотно впливає збільшення концентрації абсорбуючого розчину.

9. Оптимальним значенням співвідношення витрат повітря та робочої рідини для основних пристроїв АСКП є: для градирень - одна одиниця; для адсорбентів і десорбентів: 2,0, (наприклад, G_G/G_P зміна значення з 1,0 на 2,0 призводить до незначного підвищення вологості повітря на виході з адсорбенту (з 9,7 до 10,0 г/кг, з настройками за замовчуванням) для потоку сухого повітря $t_G^1 = 30^\circ \text{C}$ і $x_G^1 = 13,5$ г/кг), і температура сорбенту підвищується лише з $50,5^\circ \text{C}$ до $53,9^\circ \text{C}$ на вході десорбера, що, звичайно, повністю узгоджується з двома вищезгаданими. параметри - зменшення витрати абсорбенту).

ВИСНОВКИ

В результаті виконання даної кваліфікаційної магістерської роботи досліджено та отримано такі результати:

1. Серед комбінованих циклів, найбільш перспективним є застосування відкритого абсорбційного циклу з використанням рідких та твердих адсорбентів, та змогою використання фотопанелей.

2. АСКП комфортною температурою заснована на відкритому циклі абсорбції з використанням рідкого абсорбера, який має очевидні переваги перед використанням твердого абсорбера: нижчі рівні температури, вимоги до регенерації абсорбера, значно простіша конструкція, низькі витрати енергії на організацію руху теплових носіїв. Проте лиш при непрямій регенерації можна запобігти імовірності забруднення сорбенту і зменшити розміри самої АСКП.

3. Таким чином запропоновано застосовувати енергію сонця енергію (фотопанелі), як геліоцентричну систему з плоскими сонячними колекторами. Створено концепцію використання рідких сорбентів (абсорбуючих матеріалів) в АСКП.

4. Найбільш задовільним для пристроїв у блоці АСКП з точки зору їх загальних потреб є перехресне розташування, яке забезпечує контакт потоку газу та рідини.

5. Розроблено матмоделі робочих процесів для ланцюга випаровування (охолодження) поршневіх систем (прямого та непрямого випарних охолоджувачів). Для робочих процесів у фотопанелях (плоскі сонячні колектори) розроблено матмоделі для систем, які мають природну та примусову циркуляцію теплового носія та наведено результати досліджень.

6. Схема перехресного струму має ряд переваг перед схемою протитоку: значно розширює діапазон навантажень; знижене споживання енергії при вищій ефективності процесу; низький рівень ТМА; можливість розташувати вентилятор поза потоком вологого повітря і реверсувати його при необхідності; суттєво спрощується загальне розташування декількох теплообмінників в одному блоці обмінного охолоджувача.

7. Відповідно до АСКП, конфігурація блоку охолодження кондиціонера може включати комбінацію системи кондиціонування та рекупераційного теплообмінника Т/О і потребує використання системи кондиціонування лише у випадку більш глибокої відмови повітря. у вигляді комбінованої системи кондиціонування/кондиціонування повітря або двоступеневої системи кондиціонування/випарного охолодження.

8. Оптимальним значенням співвідношення витрат повітря та робочої рідини для основних пристроїв АСКП є: для градирень - одна одиниця; для адсорбентів і десорбентів: 2,0, (наприклад, G_T/G_P зміна значення з 1,0 на 2,0 призводить до незначного підвищення вологості повітря на виході з адсорбенту (з 9,7 до 10,0 г/кг, з настройками за замовчуванням) для потоку сухого повітря $t_T^1 = 30^\circ \text{C}$ і $x_T^1 = 13,5 \text{ г/кг}$), і температура сорбенту підвищується лише з $50,5^\circ \text{C}$ до $53,9^\circ \text{C}$ на вході десорбера, що, звичайно, повністю узгоджується з двома вищезгаданими. параметри - зменшення витрати абсорбенту).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Lamp, P., Ziegler, F., 1998, Review Paper, European research on solar-assisted air conditioning, *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 2, pp. 89-99. [Режим доступу]: http://www.icue2018.ait.ac.th/proceedings/files/S_03/S_03.3.pdf
2. Solar Air Conditioning and Refrigeration. Edited by A.A. M. Saying and J. C. McVeigh. Pergamon Press. Oxford-New York-Seoul-Tokyo. 2001, p. 289. [Режим доступу]: <https://www.sciencedirect.com/book/9780080407500/solar-air-conditioning-and-refrigeration>
3. Енергозбереження та використання поновлюваних джерел енергії. Частина I: навчальний посібник для здобувачів освіти за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / Уклад.: О.П. Голик, Р.В. Жесан, І.В. Волков [та ін.]. – Кропивницький : Видавець Лисенко В.Ф., 2020 – 192 с. Режим доступу: <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/9295>
4. Das Potential der sonnenenergie in der EU, Eurosolar, Bonn, 1994. [Режим доступу]: http://www.eurosolar.de/de/images//EUROSOLAR/Dokumentation_25-Jahre-EUROSOLAR.pdf
5. Ismail, I.M., Mahmoud, K.G., 1994, Comparative study of different air-conditioning systems incorporative air washers, *Int. J. Refrig.*, vol. 17, no. 6: p. 364-370.: URL: <https://www.passeidireto.com/arquivo/6022113/engineering-physics-and-mechanics/35>
6. Hellman, H.M., Grossman G., 1995, Simultation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization, *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 3: p. 177-189. [Режим доступу]: http://liber.onu.edu.ua/pdf/fas_48.pdf
7. Lazzarin, R.M., Gasparella, A., Longo, G.A., 1999, Chemical dehumidification by liquid disiccants: theory and experiment, *Int. J. Refrig.*, vol. 22, pp. 334-347. [Режим доступу]: <https://www.osti.gov/etdeweb/biblio/20025755>
8. Lu, S.-M., Yan, W.-J., 1995, Development and experimental validation of a full-scale solar desiccant enhanced radiative cooling system, *Renewable Energy*, vol. 6, n. 7, pp. 821-827; Yan, W., Wu, W., Shyu, R., 1994, Study on solar liquid desiccant cooling system, The 5th ASEAN Conference on Energy Technology, April

25-27, The Tara-Impala Hotel, Bangkok, Thailand. [Режим доступа]: <https://pubs.rsc.org/en/content/articlelanding/2019/nr/c9nr04110a#!divAbstract>

9. Chau, C.K., Worek, W.M., 1995, Interactive simulation tools for open-cycled desiccant cooling systems, *ASHRAE Trans.*, US, vol. 101, n. 1, pp. 725-734.

10. Best, R., Pilatowsky, I., 1998, Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in Mexico and Latin America, *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 2: pp. 100 -115.

11. Deng, S.M., Ma, W.B., 1999, Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H₂O solution working fluid, *Int. J. Refrig.*, vol. 22, P. 293-301.

12. Grossman, G., Zaltash, A., Devault, R.G., 1995, Simulation and performance analysis of a four-effect water-lithium bromide absorption chiller, *ASHRAE Trans.*, US, vol. 101, n. 1, p. 1302-1312; Haim, I., Grossman, G., Shavit, A., 1992, Simulation and analysis of open cycle absorption system for solar cooling, *Solar Energy*, Vol. 49, n., 6, pp. 515-534. [Режим доступа]: <https://www.osti.gov/servlets/purl/10120519>

13. Henning, H., Erpenbeck, T., 1996, Integration of solar assisted open cooling cycles into building climatisation systems, *Proceedings of EuroSun 96*, Freiburg, pp. 1248-1253

14. Iyoki, S., Yamanaka, R., 1993, Physical and thermal properties of the water-lithium bromide-lithium nitrate system, *Int. J. Refrig.*, vol. 16, no. 3: p. 191-200.

15. Kessling, W., Laevemann, E., Peltzer, M., 1998, Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems, *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 2, pp. 150-156.

16. Khan, A.Y., 1996, Parametric analysis of heat and mass transfer performance of a packed-type liquid desiccant absorber at part-load conditions, *ASHRAE Trans.*, US, vol. 102, n. 1, p. 349-357. [Режим доступа]: <https://www.osti.gov/biblio/392462>

17. Koltun, P., Doroshenko, A.V., Poberezkin, A.A., Smolyanaya, I.A., Simulation of working processes in alternative cooling and air-conditioning systems on the basis of the open absorption cycle. // 20th International Congress of

Refrigeration IIR/IIF. Sydney. – 1999. - Volume III; paper 470. [Режим доступу]: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00847187/document>

18. Lowenstein, A., 1993, Liquid desiccant air-conditioners: An attractive alternative to vapor-compression systems. Oak-Ridge nat. Lab/Proc. Non-fluorocarbon Refrig. Air-Cond. Technol. Workshop. Breckenridge, CO, US, 06.23-25, p. 133-150.

19. Steimle, F., Development in Air-Conditioning, International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR: p. 13-29.

20. Щербина О. М. Енергія для всіх: [технічний довідник з енергоощадності та відновлюваних джерел енергії / Вид. 4-е, допов. і перероб.] / Щербина О. М. – Ужгород: Вид-во В. Падяка, 2007. – 340 с.

21. John A. Duffie, William A. Beckman, Nathan Blair Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind / Fifth Edition – Wiley, 2020. – 919 p.

22. Kravtsov S., Zhesan R., Holyk O. Renewable Energy Sources and Other Basic Components of Increasing Energy Efficiency and Energy Independence. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*. 2023. Т. 1, № 8(39). С. 48–56. URL: [https://doi.org/10.32515/2664-262x.2023.8\(39\).1.48-56](https://doi.org/10.32515/2664-262x.2023.8(39).1.48-56)

23. Ковальов О. І. Альтернативні джерела енергії України : навч. посіб. / І. О. Ковальов, О. В. Ратушний. – Суми: Вид – во СумДУ, 2015. – 201 с.

24. Smestad G. Solar energy of thermal processes 2nd edition. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 1993. Vol. 30, no. 2. P. 192. URL: [https://doi.org/10.1016/0927-0248\(93\)90023-v](https://doi.org/10.1016/0927-0248(93)90023-v) (date of access: 29.11.2024).

25. Жарков В.Я. Энергозбереження і енергоменеджмент в АПК/ В.Я. Жарков: Конспект лекцій [Текст].- Мелітополь: ТДАТА.- 2004.

26. Кудря С.О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії. – Київ.: НТУУ «КПІ» ВПІ ВПК «Політехніка», 2012. – 489 с.

27. Solar thermal energy - Industrial Processes Heat - Absolicon. *Absolicon*. URL: <https://www.absolicon.com/solar-thermal-energy/>.

28. Stoitchkov, N. J., Dimirov, G.J., 1998, Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling, *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 6: 463-471.

29. Grandov, A., Doroshenko, A., 1995, Cooling Tower with Fluidized Beds for Contaminated Environment, *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 8: p. 512-517.
30. System value and progress of CSP / P. Gauché et al. *Solar Energy*. 2017. Vol. 152. P. 106–139. URL: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.072> (date of access: 29.11.2024).
31. Solar thermal energy: what it is and its benefits. *REPSOL*. URL: <https://www.repsol.com/en/energy-and-the-future/future-of-the-world/solar-thermal-energy/index.cshtml>.
32. Boncli, Y.. (2020). solar thermal processes. 10.1002/9783527809080.catatz15405.
33. Koo, K.K., Lee, H. R., Jeohg, S. Y., et al, 1998, Solubility and vapor pressure characteristics of $H_2O/(LiBr + LiJ + LiNO_3 + LiCl)$ system for air-cooled absorption chillers. International Conference " Natural working fluids, Oslo, Norway, IIF / IIR: p. 531-536. [Режим доступа]: http://www.ibpsa.org/proceedings/BS1999/BS99_B-33.pdf
34. Intensification of heat exchange in evaporators of refrigerating machines, 1982, Edit A.A. Gogolin, Moscow, Light and food industries, p. 224.
35. Sherwood, T.K., Pigford, C.R., 1982, Mass Transfer, Chimiya, Moscow, 697 p. [Режим доступа]: <https://www.worldcat.org/title/mass-transfer-sherwood/oclc/559386909/editions?referer=di&editionsView=true>
36. Idelchik, I.E., 1976, Deference-book on hydraulic resistances, Moscow, Machinebuilding, pp. 560. [Режим доступа]: <https://www.osti.gov/biblio/7221713-handbook-hydraulic-resistance-second-edition>
37. Solar Heat for Industrial Processes - Solar Heat Europe. *Solar Heat Europe*. URL: <http://solarheateurope.eu/about-solar-heat/solar-heat-industrial-processes/>.
38. Colvin T.D., 1995, Office tower reduce operating costs with two stage evaporative cooling system, *ASHRAE*, vol. 37, n. 3, p. 23-24. [Режим доступа]: http://www.ecbcs.org/Data/publications/EBC_Annex_28_case_study_buildings.pdf
39. Foster, R.E., Dijkstra, E., 1996, Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide, International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus,

Denmark, IIF/IIR: p. 101-109. [Режим доступу]:
<http://journals.uran.ua/eejet/article/view/2361>

40. Case, V.M., London, A.L., 1962, Compact heat exchangers, Moscow-Leningrad, Gosenergoisdat, p. 160. [Режим доступу]:
<https://www.passeidireto.com/arquivo/6022113/engineering-physics-and-mechanics/33>

41. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Вид. 3-є, перероб і доп. / В. Ц. Жидецький. – Львів: УАД, 2006. – 336 с.

42. Практикум з охорони праці. / [Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М., Туряб Л. В., Лико Х. І.]. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.

43. Босов Є. П. Охорона праці при проектуванні систем автоматизації виробництва: Навчальний посібник. / Є. П. Босов, Р. В. Жесан, В. М. Каліч. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 112 с.

44. Конституція України. – К.: Вид-во Паливода А. В., 2019. – 76 с.

45. Закон України «Про охорону праці» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.

46. Закон України «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/39/95-%D0%B2%D1%80>.

ДОДАТКИ