ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПУСТОВОЙ ГРИГОРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 662.995:662.997

ДИСЕРТАЦІЯ

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИЙ КОМПЛЕКС КОМПРЕСОРНОГО ЧІЛЕРА З АДСОРБЦІЙНИМ ХОЛОДИЛЬНИМ МОДУЛЕМ

161 Хімічні технології та інженерія

16 Хімічна інженерія та біоінженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання чужих ідей, результатів і текстів мають посилання на відповідне джерело

_____Пустовой Г.М.

Науковий керівник: **Сухий Михайло Порфирович**
кандидат технічних наук, професор.

Дніпро – 2023

АНОТАЦІЯ

Пустовой Г.М. Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем – Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 161 Хімічні технології та інженерія - Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет», Дніпро, 2023.

Дисертація фокусується на вивченні процесів експлуатації адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної машини. Мета дослідження досягається шляхом аналізу експериментальних і розрахункових параметрів для визначення режимів роботи адсорбційного холодильного модуля. Досліджено процеси експлуатації холодильного модуля на основі композитних адсорбентів, визначено основні фактори, які впливають на холодильний коефіцієнт циклу.

У роботі проаналізовані основні вимоги до адсорбційного охолоджувального модуля в системі холодозабезпечення. Визначена кореляція між складом адсорбенту та холодильним коефіцієнтом циклу. Досліджено вплив вмісту натрій сульфату в композиті на зростання холодильного коефіцієнту циклу. Встановлено, що зменшення різниці температур між адсорбентом та температурою регенерації призводить до збільшення величини холодильного коефіцієнту циклу. Проведено розрахунок експлуатаційного холодильного коефіцієнта на основі композитного сорбенту "силікагель – натрій сульфат". Виявлено залежність експлуатаційного коефіцієнта від середньодобового значення сонячного випромінювання протягом року.

Розроблені заходи з зниження температури конденсації парової компресорної холодильної установки завдяки адсорбційному холодильному модулю, що дозволяють зменшити енергоспоживання холодильної системи при

наборі та підтриманні температурного режиму в холодильній камері. Запропоновані заходи з зниження температури конденсації парової компресорної холодильної установки дозволяють швидше отримати задану температуру в холодильній камері та збільшують межі застосування фреонів, що працюють на низьких температурах конденсації.

Визначено вплив адсорбента і адсорбата на холодопродуктивність адсорбційного холодильного модуля при охолодженні повітряного конденсатора. Виявлено, що ефективність адсорбційного холодильного модуля визначається видом адсорбату, який випаровується та створює охолоджуючий ефект у корпусі конденсатора. Кількість тепла, яку може відвести адсорбційний холодильний модуль з повітряного конденсатора, залежить від теплоти випаровування, що визначає масу адсорбату. Зміна маси адсорбату і граничної адсорбції впливає на масу адсорбенту, що в свою чергу впливає на вагу та розміри адсорбера. Різні адсорбенти мають різну температуру регенерації, що впливає на холодильний коефіцієнт циклу адсорбційного охолоджувального модуля. Встановлено, що збільшення маси адсорбату і адсорбенту призводить до зростання холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

Визначено вплив адсорбційного холодильного модуля на холодильний коефіцієнта компресора. Залежності температури конденсації і температури кипіння компресорної холодильної системи показують, що зменшення температури конденсації позитивно впливати на ефективність системи. Проведено порівняння двох варіантів роботи компресора з різними температурами конденсації, де визначено, що зниження температури конденсації призводить до збільшення холодильного коефіцієнта покращуючи ефективність системи.

Визначені межі ефективного застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора. В результаті експериментальних та розрахункових даних встановлено робочий діапазон холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля. Мінімальне значення холодопродуктивності встановлено в залежності від

мінімальної потужності застосування повітряного конденсатора. Зменшення потужності АХМ приведе до мінімального впливу на повітряний конденсатор та холодильну установку. Максимальне значення холодопродуктивності АХМ встановлено в залежності від необхідної маси води для поглинання тепла з повітряного конденсатора і підтримання низького тиску конденсації. Збільшення потужності приведе до великих габаритів та ваги, що ускладнює експлуатацію АХМ в порівнянні з аналогами.

Розроблена конструкція адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної холодильної машини. Показаний принцип підключення повітряного конденсатора до адсорбційного охолоджувального модуля. Обґрунтовано розташування випарника в корпусі повітряного конденсатора. Розроблена конструкція адсорбера з контуром регенерації адсорбента та контуром рекуперації тепла від адсорбента для промислових потреб. Запропоновано розміщення сонячного колектора в корпусі адсорбера для підвищення ефективності регенерації адсорбента від сонячного випромінювання.

Описано режим роботи парової компресорної холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем. Створена гідравлічна схема холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем, що відображає роботу класичної компресорної холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем та контуром рекуперації тепла. Описано принцип роботи контуру рекуперації тепла від адсорбенту. Визначені закономірності роботи АХМ, що впливають на цикл роботи класичної компресорної холодильної системи. Встановлені характеристики холодоагентів після кожного етапу охолодження та підтримання робочої температури в камері

Розроблені методи оцінки характеристик утилізації теплоти адсорбції та обґрунтоване розташування теплообмінного обладнання у адсорбері. Підтверджено доцільність застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора. Було проведено порівняльний аналіз ефективності витрат енергії між класичними холодильними

системами і холодильними системами з адсорбційним охолоджувальним модулем.

Впроваджено: результати наукової роботи «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» використані для розробки і впровадження енергоефективного комплексу компресорної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем в промислову систему холодозабезпечення ICOOL S-HGX34-380 для зберігання продуктів харчування у місті Львів.

Ключові слова: АДСОРБЕНТ, АДСОРБАТ, ПАРОВА КОМПРЕСОРНА ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА, КОНДЕНСАТОР, ТЕПЛООБМІННИК, РЕКУПЕРАЦІЯ ТЕПЛА, ОХОЛОДЖЕННЯ, ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЯ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА, СИЛІКАГЕЛЬ, КОМПОЗИТИ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, КОМПОЗИТНІ ПОКРИТТЯ, МІДЬ, МЕХАНІЗМ, НАНО КРЕМНЕЗЕМ, ДИСПЕРСНИЙ КРЕМНЕЗЕМ, КРЕМНЕЗЕМ, ОБІГРІВ; РУХ, РЕЖИМИ РОБОТИ

ABSTRACT

Pustovoi H.M. Energy-efficient complex of a compressor chiller with an adsorption refrigeration module - Qualification scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 161 Chemical technologies and engineering - State higher educational institution "Ukrainian State University of Chemistry and Technology", Dnipro, 2023.

The dissertation focuses on the study of the processes of operation of the adsorption module for cooling the air condenser of the steam compressor machine. The purpose of the study is achieved by analyzing experimental and calculated parameters to determine the operating modes of the adsorption refrigeration module. The processes of operation of the refrigerating module based on composite adsorbents were studied, the main factors affecting the refrigerating coefficient of the cycle were determined.

The paper analyzes the main requirements for the adsorption cooling module in the refrigeration system. The correlation between the composition of the adsorbent and the cooling coefficient of the cycle was determined. The effect of the sodium sulfate content in the composite on the growth of the cooling coefficient of the cycle was studied. It was established that a decrease in the temperature difference between the adsorbent and the regeneration temperature leads to an increase in the cooling coefficient of the cycle. The operational cooling coefficient was calculated based on the composite sorbent "silica gel - sodium sulfate". The dependence of the operational coefficient on the average daily value of solar radiation during the year was revealed.

Measures have been developed to reduce the condensation temperature of the steam compressor refrigerating unit thanks to the adsorption refrigerating module, which allow to reduce the energy consumption of the refrigerating system when setting and maintaining the temperature regime in the refrigerating chamber. The proposed measures to reduce the condensation temperature of the steam compressor refrigerating unit allow to obtain the set temperature in the refrigerating chamber faster and increase the limits of application of freons operating at low condensation temperatures.

The influence of the adsorbent and adsorbate on the cooling performance of the adsorption refrigeration module during cooling of the air condenser was determined. It was found that the efficiency of the adsorption refrigeration module is determined by the type of adsorbate that evaporates and creates a cooling effect in the condenser housing. The amount of heat that can be removed by the adsorption refrigeration module from the air condenser depends on the heat of evaporation, which determines the mass of the adsorbate. The change in the mass of the adsorbate and the limit of adsorption affects the mass of the adsorbent, which in turn affects the weight and dimensions of the adsorber. Different adsorbents have different regeneration temperatures, which affects the cooling coefficient of the cycle of the adsorption cooling module. It was established that an increase in the mass of adsorbate and adsorbent leads to an increase in the cooling capacity of the adsorption cooling module.

The influence of the adsorption refrigeration module on the refrigeration coefficient of the compressor is determined. Dependencies of the condensation temperature and the boiling temperature of the compressor refrigeration system show that reducing the condensation temperature has a positive effect on the efficiency of the system. A comparison of two versions of the compressor operation with different condensation temperatures was made, where it was determined that a decrease in the condensation temperature leads to an increase in the refrigeration coefficient, improving the efficiency of the system.

The limits of the effective application of the adsorption cooling module for cooling the air condenser are defined. As a result of experimental and calculated data, the working range of the cooling capacity of the adsorption cooling module was established. The minimum value of the cooling capacity is set depending on the minimum power of the air condenser. Decreasing the AHM power will result in minimal impact on the air condenser and refrigeration plant. The maximum value of the cooling capacity of the AHM is set depending on the required mass of water to absorb heat from the air condenser and maintain a low condensation pressure. An increase in power will lead to large dimensions and weight, which complicates the operation of AHM in comparison with analogues.

The design of the adsorption cooling module for cooling the air condenser of a steam compressor refrigerating machine has been developed. The principle of connecting the air condenser to the adsorption cooling module is shown. The location of the evaporator in the air condenser housing is substantiated. The design of the adsorber with the adsorbent regeneration circuit and the heat recovery circuit from the adsorbent for industrial needs has been developed. It is proposed to place a solar collector in the adsorber body to increase the efficiency of regeneration of the adsorbent from solar radiation.

Developed methods for evaluating the characteristics of utilization of adsorption heat and justified location of heat exchange equipment in the adsorber. The expediency of using the adsorption cooling module for cooling the air condenser has been confirmed. A comparative analysis of the efficiency of energy consumption between classic refrigeration systems and refrigeration systems with an adsorption cooling module was carried out.

Implemented: the results of the scientific work "Energy-efficient compressor chiller complex with an adsorption refrigeration module" were used to develop and implement an energy-efficient compressor refrigeration complex with an adsorption refrigeration module in the ICOOL S-HGX34-380 industrial refrigeration system for food storage in the city of Lviv.

Keywords: ADSORBENT, ADSORBATE, STEAM COMPRESSOR REFRIGERATION UNIT, CONDENSER, HEAT EXCHANGER, HEAT RECOVERY, ENERGY SAVING, PRESSURE, TEMPERATURE, SILICA GEL, COMPOSITES, ELECTRICAL ENERGY, ENERGY EFFICIENCY, COMPOSITE COATINGS, COPPER, MECHANISM, COOLING, HEATING, MOVEMENT, OPERATING MODES, NANO SILICA, DISPERSED SILICA, SILICA

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, М.П. Сухий, К.М. Сухий, Р.Д. Литовченко. Performance Evaluation Of Adsorptive Refrigerators Based On Composite Adsorbents" Silica Gel–Sodium Sulphate" And" Silica Gel–Sodium Acetate"// Scientific Works. – 2019. - №2. – P. 96-101. DOI: https://doi.org/10.15673/swonaft.v2i83.1514 (*Аналіз експериментальних та розрахункових даних роботи*)

2. Elena A Belyanovskaya, **Grigoriy N Pustovoy**, Kostyntyn M Sukhyy, Yana O Sergiyenko, Oleksandr O Yeromin, Elena M Prokopenko, Mikhailo V Gubinskyi, Ján Kizek, Ladislav Lukáč. Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsorbents' Silica Gel–Sodium Sulphate' // Civil and Environmental Engineering Reports. – 2019. - №3. – P. 200-208. DOI: https://doi.org/10.2478/ceer-2019-0035 **(Web of Science)** (*Розробка конструкції адсорбційного холодильника*)

3. Е.А Беляновская, **Г.М Пустовой**, К.М Сухой, Е.В Коломиец, М.П Сухой. «Адсорбционные холодильные установки на основе композитных адсорбентов». // Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія. – 2018. - №39. – С. 94-98. https://bit.ly/3LoFqGW (*Встановлення основних вимог до композитних адсорбентів*)

4. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, К.М. Сухий, М.В. Губинський, М.П. Сухий, О.В. Дорошенко, Я.О. Сергієнко. Експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі композитів «силікагель–натрій сульфат» для зберігання сільськогосподарської продукції. // Холодильна техніка татехнологія. 2019. - №3. – P. 165-171. DOI: https://doi.org/10.15673/ret.v55i3.1574 (*Розрахунок холодильного коефіцієнту циклу і експлуатаційного коефіцієнту на основі композитного сорбенту «силікагель – натрій сульфат»*)

5. Elena A Belyanovskaya, **Grigoriy N Pustovoy**, Yana O Sergiyenko, Kostyntyn M Sukhyy, Oleksandr O Yeromin, Elena M Prokopenko, Mikhailo V Gubinskyi, Ján Kizek. Performance of the Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsobents' Silica Gel–Sodium Sulphate' // Advances in Thermal Processes

and Energy Transformation. – 2019. - №2. P. 19-23. https://bit.ly/44RmYh5 (*Обґрунтування основних вимог до адсорбентів та адсорбатів для адсорбційних систем*)

6. О.А. Бєляновська, О.І. Скляренко, К.М. Сухий, **Г.М. Пустовой**, М.П. Сухий, О.М. Прокопенко, О.О Єрьомін. Утилізація низько-потенційної теплової енергії при експлуатації парової компресорної холодильної установки. // Таврійський Національний Університет, м. Київ, Видавничий дім «Гельветика». - 2022. - №1. – С. 6. https://bit.ly/48ca9B5 (*Розробка принципіальної схеми утилізації тепла від парової компресорної холодильної установки*)

7. **Г.М. Пустовой**, І.В. Суха, О.І. Скляренко. «Експлуатаційні Характеристики Адсорбційного Холодильного Модуля Парової Компресійної Холодильної Установки» // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – 2020. - Том 31 (70). №4. – С. 136-140. https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.4/19 (*Встановлення закономірностей експлуатації адсорбційного холодильного модуля парової компресійної холодильної установки*)

8. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, К.М. Сухий, М.П. Сухий, Єрьомін О.О., Фролова Л.А. Критерії підбору робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – 2019. - Том 31 (70). №2. – С. 46. https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.6/23 (*Порівняння робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв*)

ЗМІСТ

ВСТУП 14
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ АДСОРБЕНТІВ І АДСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК 21
1.2 Адсорбційна ємність 23
1.3 Принципи адсорбції 24
1.4 Основний цикл адсорбційної холодильної установки 25
1.5 Холодильний коефіцієнт 27
1.6 Сонячні адсорбційні холодильні системи, що працюють по основному циклу 27
1.6.1. Робочі пари «Активоване вугілля-метанол» 28
1.6.2. Робочі пари Цеоліт-вода 32
1.6.3. Робочі пари Силікагель-вода 34
1.7 Сучасна концепція адсорбційної камери 38
1.8 Технологічний аналіз 39
1.9 Недоліки при експлуатації адсорбційних холодильних установок 41
1.10 Перспективи застосування адсорбційного охолоджувального модуля 42
1.11 Основні конструктивні характеристики адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора холодильної системи 43
1.12 Обґрунтування підбору робочої пари 44
1.13 Вибір адсорбату 44
1.14 Вибір адсорбенту 46
1.15 Висновки до першого розділу та постановка задачі дослідження 48
РОЗДІЛ 2 МАТЕРІАЛИ, ПРИБОРИ, ОБЛАДНАННЯ ТА ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ. МЕТОДИ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ 50
2.1 Матеріали 50
2.2 Прибори, обладнання і вимірювальний інструмент 51
2.3 Методи досліджень 55
2.3.1 Перший етап експерименту. Набір температури в охолоджувальному об’ємі без адсорбційного охолоджувального модуля 56
2.3.2 Другий етап експерименту. Набір температури в охолоджувальному об’ємі з адсорбційним охолоджувальним модулем 57

2.3.3 Третій етап експерименту. Підтримання температурного режиму (-18°C) в холодильній камері UBC 2.5 протягом 19 годин без адсорбційного охолоджувального модуля 57

2.3.4 Четвертий етап експерименту. Підтримання температурного режиму (-18°C) в холодильній камері UBC 2.5 протягом 19 годин з адсорбційним охолоджувальним модулем. 57

РОЗДІЛ 3 ЗАХОДИ ЗІ ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ 59

3.1 Вплив зменшення температури конденсації на ефективність та функціонування класичної холодильної установки 59

3.2 Межі застосування адсорбційних холодильних модулів залежно від типу адсорбента та холодопродуктивності 61

3.3 Порівняння робочого циклу класичної холодильної установки та холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем 64

3.4 Визначення коефіцієнта продуктивності холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем 67

3.5 Вплив адсорбційного охолоджувального модуля на робочі характеристики класичної холодильної установки 74

3.5.1 Результати першого етапу експерименту 74

3.5.2 Результати другого етапу експерименту 74

3.5.3 Результати третього етапу експерименту 79

3.5.4 Результати четвертого етапу експерименту 79

3.6 Висновок 83

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПІДБІР АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ 86

4.1 Розрахунок та підбір адсорбційного модуля для повітряного конденсатора 86

4.2 Характеристики експлуатації адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора 98

4.3 Висновки 104

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКЦІЯ АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ 106

5.1 Термодинамічний цикл адсорбційного охолоджувального модуля 106

5.2 Конструкція адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора класичної холодильної системи 106

5.3 Гідравлічна схема холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем та контуром рекуперації тепла..... 109

5.4 Порівняння існуючих холодильних систем, що працюють на низьких температурах конденсації з адсорбційним охолоджувальним модулем 111

5.5 Рекуперація тепла від адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора..... 112

5.6 Висновки 115

РОЗДІЛ 6. ВСТАНОВЛЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ..... 117

6.1 Встановлення доцільності впровадження адсорбційного охолоджувального модуля..... 117

6.2 Висновок 119

ВИСНОВКИ..... 121

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ..... 125

ДОДАТОК А Список публікацій за темою дисертації..... 137

ДОДАТОК Б Робочі характеристики холодильного обладнання без адсорбційного холодильного модуля 139

ДОДАТОК В Робочі характеристики холодильного обладнання з адсорбційним холодильним модулем 142

ДОДАТОК Г Акт випробування адсорбційного холодильного модуля 145

ДОДАТОК Д Лист підтримки ТОВ «ГРІНКУЛ»..... 148

ДОДАТОК Е Лист підтримки ТОВ «ЄВРОКУЛ» 149

ДОДАТОК Ж Акт впровадження адсорбційного холодильного модуля..... 150

ВСТУП

Актуальність та перспективність

Міжнародний інститут холодильного обладнання в Парижі оцінив, що приблизно 18% всієї виробленої в усьому світі електроенергії використовується холодильними системами. Холод є невід’ємною частиною життя сучасної людини. Холодильне обладнання активно використовується в різних галузях промисловості для зберігання та створення продукції. Сучасні люди не може уявити життя без холодильного обладнання, яке створює сприятливі умови для життя та розвитку промисловості. Холод є невід'ємною складовою господарського та виробничого життя людини. Велика кількість товарів харчування виробляється завдяки холоду, а ще більша кількість після виготовлення потребує ретельного зберігання при відповідному температурному та вологісному режимах.

У промисловості холод використовують для створення продукції та охолодження технологічних систем. Важливість та необхідність холодильного обладнання у сучасному житті незаперечна. Але парові холодильні цикли охолодження консумують велику кількість енергії високої якості, що значно збільшує споживання первинних енергоресурсів. Але неможлива відмовитись від холоду, тому треба зробити так, щоб холодильні систему споживали мінімальну кількість електроенергії. Тому для розгрузки класичних систем енергопостачання необхідно використовувати альтернативні джерела енергії. Нажаль альтернативні джерела енергії не можуть повністю забезпечити необхідну кількість енергії для роботи холодильних систем. Тому необхідно покращити класичну холодильну систему та збільшити її енергоефективність, енергозбереження і холодопродуктивність. Існує багато сучасних способів підвищення енергоефективності холодильної системи, але всі вони мають свої переваги і недоліки. Одним з популярніших способів підвищення енергоефективності холодильної системи є зменшення температури конденсації і навколишнього середовища. Для цього використовують адіабатичні

конденсатори та водяні градирні. Але у таких систем є свої недоліки, що впливають на вартість і роботу всієї холодильної системи. Основними недоліками адіабатичних систем є: висока вартість, габаритні розміри, специфіка обслуговування, постійні втрати води високої якості, необхідність встановлення додаткової системи водопідготовки. А з іншого боку існують адсорбційні холодильні установки, так звані сонячні адсорбційні холодильники. Дані пристрої включають адсорбер, конденсатор і випарник. Ці системи сприяють значній економії первинної енергії в порівнянні зі звичайними механічними системами охолодження і мають більш простий контроль, відсутність вібрації, відсутність шуму, більш низькі експлуатаційні витрати, зниження впливу на навколишнє середовище.

Основним недоліком таких систем є постійна необхідність в регенерації адсорбенту для продовження циклу охолодження. Тому такі системи ефективні лише в літній період часу, в той час, коли звичним холодильним системам важко взяти тепло з охолоджувального об’єму і віддати у навколишнє середовище. Тоді чому не використати перевагами однієї системи для вирішення проблем іншої.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження виконувалися відповідно до держбюджетної тематики науково-дослідних робіт «Розробка технологій створення та експлуатації нанокомпозитних сорбентів «силікагель-кристалогідрат» для адсорбційних перетворювачів низькопотенційної теплової енергії» (№ держ. реєстрації 0109U000400) та «Енергетичні комплекси поглинання та акумулювання сонячної енергії на основі полімерних колекторів та полімер-неорганічних теплоакумулюючих матеріалів" (№ держреєстрації 0116U001489)», «Дослідження процесів виробництва та використання енергії з метою підвищення їх ефективності» (№ держреєстрації 0119U002313), «Підвищення ефективності використання енергоресурсів у теплових системах» (№ держреєстрації 0111U008142).

Мета та задачі дослідження. Мета роботи полягає у науковому обґрунтуванні та розробці енергоефективного комплексу компресорної холодильної машини з адсорбційним холодильним модулем для охолодження повітряного конденсатора, що вирішує науково-технічну проблему – забезпечення ефективного відведення тепла від конденсатора у системах холодильних установок.

Для досягнення даної мети поставлені наступні задачі:

- виконати аналіз і обґрунтувати основні вимоги до адсорбційного охолоджувального модуля в холодильній системі;

– розробити заходи зі зниження температури конденсації парової компресорної холодильної машини;

– встановити вплив адсорбенту і адсорбату на холодопродуктивність адсорбційного охолоджувального модуля;

– встановити вплив адсорбційного охолоджувального модуля на холодильний коефіцієнт установки;

– визначити межі застосування адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора;

– розробити конструкцію адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної холодильної машини;

– описати режими роботи парової компресорної холодильної машини з адсорбційним охолоджувальним модулем;

– розробити гідравлічну схему роботи холодильної машини з адсорбційним охолоджувальним модулем;

– розробити методи оцінки характеристик утилізації теплоти адсорбції та обґрунтувати розташування теплообмінного обладнання в адсорбері.

Об’єкт дослідження – адсорбційний холодильний модуль на основі композитного адсорбенту.

Предмет дослідження – експлуатаційні характеристики адсорбційного модуля.

Методи досліджень – аналіз експериментальних та розрахункових параметрів для визначення режимів роботи адсорбційного модуля.

Наукова новизна отриманих результатів.

У дисертаційній праці проведено комплекс теоретичних розробок та експериментальних досліджень, направлених на розвиток наукових основ створення енергоефективного комплекса компресорно-конденсаторного холодильного обладнання з адсорбційним охолоджувальним модулем.

1. Проаналізовано основні залежності експлуатації адсорбційного охолоджувального модуля з паровою компресорною холодильною установкою для зменшення температури та тиску конденсації. На основі отриманих залежностей розроблено та науково обґрунтовано новий метод зменшення температури та тиску конденсації в компресорно-конденсаторних установках. Використання запропонованого методу дозволить підвищити енергоефективність холодильного обладнання.

2. Отримали подальший розвиток основні вимоги до робочої пари адсорбційного охолоджувального модуля. На основі отриманих вимог розроблено комплексний метод визначення раціонального використання різних типів робочої пари адсорбента і адсорбата в залежності від типу та призначення холодильного обладнання.

3. Встановлені основні фактори, що впливають на ефективність роботи холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем. На основі отриманих факторів холодопродуктивності і інтенсивності процесу адсорбції, розроблено комплексний метод визначення впливу адсорбційного охолоджувального модуля на енергоефективність холодильної системи.

4. Визначені залежності холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля до маси адсорбента і адсорбата. На основі отриманих результатів розроблено новий метод визначення кількості адсорбента і адсорбата в залежності від холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

5. Визначені межі застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора. На основі отриманих результатів встановлені межі застосування адсорбційного охолоджувального модуля залежно від типу адсорбента та холодопродуктивності системи.

6. Отримані залежності коефіцієнта продуктивності (COP) холодильної системи від холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля. Завдяки отриманим залежностям створено метод визначення коефіцієнта продуктивності холодильної системи в залежності від холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

Практичне значення одержаних результатів.

Результати наукової роботи використані для розробки і впровадження енергоефективного комплексу компресорної холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем в промислову систему холодозабезпечення для зберігання продуктів харчування (ТОВ «ГРІНКУЛ»).

Отримали подальший розвиток методи підвищення енергоефективності і холодопродуктивності парової компресорної холодильної установки.

Отримала подальший розвиток методика розрахунку та підбору адсорбційного охолоджувального модуля для класичної компресорної холодильної установки.

Розроблений адсорбційний холодильний модуль, що підвищує енергоефективність та холодопродуктивність класичної компресорної холодильної установки.

Розроблена схема утилізації тепла від адсорбційного охолоджувального модуля, що дає можливість використовувати тепло адсорбції для технологічних потреб, а саме для відтаювання повітроохолоджувачів та випарників, що входять до складу холодильної системи.

Розроблені пристрої були випробуванні на промисловому виробництві компресорно-конденсаторних систем холодозабезпечення компанії (ТОВ «ЄВРОКУЛ»).

Визначено режими експлуатації адсорбційного охолоджувального модуля в умовах компресорно-конденсаторної холодильної установки.

Результати роботи можуть бути використані при розробці теплообмінного обладнання для промислових потреб холодозабезпечення, вентиляції і опалення.

Особистий внесок здобувача.

Розробка та виконання експериментальної частини роботи, аналіз отриманих результатів, корегування існуючих конструкцій та методик розрахунку адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора виконано безпосередньо здобувачем.

Планування роботи було розроблено спільно з науковим керівником, кандидатом технічних наук, професором М.П.Сухим

Розробка конструкції адсорбційного охолоджувального модуля, виконано за участю співробітників кафедри енергетики – к.т.н., доцент О.А.Бєляновська, к.т.н. Е.В Коломиец.

Створена методика розрахунку та підбору адсорбційного охолоджувального модуля для класичної компресорної холодильної установки виконано з к.т.н., доцент О.А.Бєляновською, к.т.н., професором М.П.Сухим.

Аналіз процесів експлуатації адсорбційного охолоджувального модуля парової компресорної холодильної установки розроблено з к.т.н., доцент О.А.Бєляновською

Апробація результатів дисертації. Результати було представлено на вітчизняних та міжнародних наукових конференціях:

1.Композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок // Збірник праць XVII Міжнародній науковій конференції «Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних виробництв» (Одеса, 3 – 8 вересня 2018 р.). – Одеса: ОНАХТ, 2018 – С. 106 – 110;

2. Polymer-Inorganic Nano-Dispersed Composite Materials for Adsorptive Solar Refrigerators // Тези доповідей XIV Української конференції з високомолекулярних сполук, Київ, Україна, 15-18 жовтня 2018. – С. 285 – 287.;

3. Полімер-неорганічні нанодисперсні композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок // Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів ТАСХ-2020: Матеріали IV Всеукраїнської наукової конференції, 10 квітня 2020 р., м. Дніпро. – Дніпро: “Середняк Т.К.”, 2020. – С. 44 – 45;

4. Performance of Adsorptive Chilling Unit of Vapor Compression Refrigerator // The 1st International scientific and practical conference “The world of science and innovation” (August 19-21, 2020) Cognum Publishing House, London, United Kingdom. 2020. – P. 14 -20.;

5. Performance of Adsorptive Solar Chillers Based on Polymer-Inorganic Nanodisperse Composite Adsorbents // The 8 th International scientific and practical conference ―Eurasian scientific congress‖ (August 9-11, 2020) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2020. – P. 120 – 124.

6. «Эксплуатация адсорбционного модуля паровой компрессорной холодильной установки» // Збірник Наукових Праць Одеської Національної Академії – 2020. - №3. – С. 105-106.

Публікації. Зміст роботи викладено в 8 наукових працях, в тому числі: 7 статей у фахових виданнях та 1 стаття, що входить до міжнародних науково-метричних баз даних Web of Science; 6 тезах доповідей на міжнародних наукових конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків і списку використаних джерел із 118 найменувань. Робота має обсяг 151 сторінки, містить 7 додатки, 53 ілюстрації, 27 таблиці.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ АДСОРБЕНТІВ І АДСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Пористі тверді матеріали з великою поверхнею, як правило, використовуються як адсорбенти із величезною питомою поверхнею на одиницю маси матеріалу. Ці адсорбенти мають пори різного діаметру, які можна класифікувати як макропори (більше $2 \cdot 10^{-4}$ мм), перехідні пори ($6 \cdot 10^{-6}$ до $2 \cdot 10^{-4}$) та мікропори (від $2 \cdot 10^{-6}$ до $6 \cdot 10^{-6}$ мм). Розмір порів визначає характер процесу адсорбції [1].

Макропори мають дуже обмежену питому поверхню, тому на їхніх стінках адсорбується мінімальна кількість речовини. Фактично, макропори виконують роль транспортних каналів для адсорбованих молекул, не взаємодіючи з адсорбентом.

На поверхні перехідних пір, розміри яких зазвичай значно перевищують розміри адсорбованих молекул, в період адсорбції створюються шари поглиненої речовини. Можливе утворення шарів товщиною в одну молекулу і в декілька молекул [2].

Мікропори мають розміри, які приближаються до розмірів молекул, які адсорбуються і адсорбція (водопоглинання) в мікропорах призводить до заповнення їх обсягу. Внаслідок цього припущення про утворення шарів поглиненої речовини на поверхні мікропор не має фізичного сенсу. Мікропори перетинають один одного з макро і перехідними порами, що зменшує шлях, проходимий адсорбованими молекулами, і призводить до прискорення адсорбції.

У великих порах діаметром більше $2 \cdot 10^{-4}$ мм і малих порах, порівнянних з діаметром молекул поглинається речовини, явище капілярної конденсації відсутня [3].

Адсорбенти вирізняються своєю поглинальною, або адсорбційною можливістю, яка характеризується вмістом адсорбатива в одиниці маси або обсягу адсорбенту. Здатність адсорбенту поглиблювати певну речовину

змінюється в залежності від тиску та температури, при яких відбувається процес адсорбції, а також від концентрації речовини, яку він поглиблює. Максимальна здатність адсорбенту умовно називається його рівноважної активністю [4].

У промисловості в якості поглиначів застосовують активні вугілля, мінеральні адсорбенти і синтетичні іонообмінні смоли [5].

Високопористе активоване вугілля виробляється шляхом сухої перегонки різних речовин, насичених вуглецем. Після отримання вугілля вони піддають його активації для збільшення пористості. Активацію здійснюють, наприклад, шляхом прожарювання при температурах, які не перевищують 900 °C, або іншими методами, такими як вилучення смол та інших продуктів перегонки шляхом екстрагування їх органічними розчинниками, окисленням киснем повітря тощо. Для підвищення активності вугілля до процесу обвугування часто додають активуючі речовини, такі як розчини хлористого цинку, кислоти, щелочі та інші [6].

Поверхня активованого вугілля може варіювати від 625 до 1712 м2/г. Гранули для деяких стандартних марок активного вугілля, призначеного для адсорбції газів і парів, становлять від 1 до 5 мм і від 1.5 до 2.7 мм. Насипна щільність цих марок вугілля складає 260 і 420 г/л відповідно. Вибір конкретного типу вугілля залежить від специфіки процесу адсорбції, у якому вони планують використовуватися [13].

Активні вугілля краще поглинають пари органічних речовин, але з підвищенням вмісту вологи в активному вугіллі їх спроможності поглинати пари речовин зменшується. Вони використовуються зазвичай для рекуперації летких розчинників. Основним недоліком вугілля є їх горючість [7].

Силікагелі ці адсорбенти є продуктами зневоднення гелю кремнієвої кислоти, одержувані шляхом обробки розчину силікату натрію (розчинного скла) мінеральними кислотами. Питома поверхня силікагелю змінюється від 400 до 770 $м^2$ / г. Розмір гранул коливається від 0,2 до 7 мм, насипна густина становить 400-800 г/л [8].

Силікагель застосовуються головним чином для осушування газів. Поглинаюча здатність силікагелю по відношенню до парам органічних речовин сильно знижується в присутності вологи. Перевагою силікагелю є їх негорючість і велика механічна міцність, ніж у активованого вугілля [10].

Цеоліт. Ці адсорбенти є природні або синтетичні мінерали, які є водними алюмосилікатами Катіонів елементів першої та другої груп періодичної системи Менделєєва. В якості промислових адсорбентів застосовуються головним образом штучні (синтетичні) цеоліти. Відносно недавно були отримані цеоліти, які мають дуже однорідною структурою пір, розміри яких порівнянні з розмірами адсорбованих молекул. Ці цеоліти проявляють молекулярно-ситову дію, яке полягає в їх здібності не поглинати молекули, діаметр яких більший за діаметр пір. Молекулярно-ситові властивостями володіють також деякі природні цеоліти. Молекулярно-ситову дію цеолітів часто використовують у промисловій практиці для поділу деяких речовин, наприклад нормальних і ізопарофінових углеводородів[11].

Цеоліт відрізняються високою поглинальною здатністю по відношенню до води і є високоефективними адсорбентами для осушення і очищення газів і рідин, зокрема для глибокого осушення газів, що містять невеликі кількості вологи. Розмір гранул цеолітів від 2 до 5 мм [11].

1.2 Адсорбційна ємність

Адсорбційна ємність є головним показником адсорбентів. Від їх ємності залежать розміри адсорбційної апаратури та ефективність очищення газів. Розрізняють статичну і динамічну ємність адсорбентів [12].

Статична ємність відповідає рівноважного стану системи. Вона показує, яка кількість речовини здатний адсорбувати адсорбент в умовах рівноваги, тобто коли концентрація адсорбенту на вході і на виході стає однаковою.

Динамічна ємність адсорбенту відповідає поглинанню речовини шаром адсорбенту від початку адсорбції до початку «проскакування» адсорбенту, тобто виходить з шару адсорбенту газі-носії з'являються сліди адсорбтива [12].

Адсорбційна ємність адсорбенту залежить від його природи. Вона зростає зі збільшенням поверхні, пористості, зниженням розмірів пір адсорбентів, а також з підвищенням концентрації абсорбтіва в газі-носії і тиску в системі. При збільшенні температури і вологості ємність адсорбентів зменшується. Тому перед використанням їх піддають просушуванню (часто в вакуумі), а процес десорбції ведуть при майже таких же температурах і тисках. Важливо, щоб адсорбент після тривалої роботи не втрачав свою ємність і міг адсорбувати таку ж кількість речовини, як і на початку процесу. Хороші адсорбенти витримують кілька сотень і тисяч циклів водопоглинання - десорбція без істотної втрати ємності [13].

1.3 Принципи адсорбції

Явище адсорбції є результатом взаємодії твердої речовини з рідиною (холодоагентом) на основі фізичної або хімічної реакції. Фізична адсорбція відбувається, коли молекули холодоагенту проникають на поверхню пористого твердого елемента (адсорбенту) через сил Ван-дер-Ваальса, що призводить до накопичення речовини на поверхні іншої. Застосовуючи тепло, молекули адсорбату можуть виділятися (десорбція), в результаті чого це є оборотним процесом. У свою чергу, хімічна адсорбція обумовлена іонними або ковалентними зв'язками, утвореними між молекулами адсорбата і твердою речовиною. Сили зв'язку набагато більше, ніж сила фізичної адсорбції, виділяючи більше тепла. Однак процес не може бути легко скасовано. Крім того, цей тип зв'язування сприяє хімічної зміни адсорбованої речовини, тому молекули адсорбата і адсорбенту ніколи не зберігають свій первісний стан після адсорбції. Тому більшість адсорбційних холодильних систем в основному пов'язані з фізичною адсорбцією[14].

Коли використовуються фіксовані шари адсорбенту, цикл може працювати без будь-яких рухомих частин. Це призводить до тихої і безшумної роботі, простоті, високій надійності і тривалого терміну служби. З іншого боку, це призводить до переривчастого циклу, при цьому адсорбуючій шар чергується між стадіями адсорбції і десорбції. Таким чином, коли потрібно безперервний охолоджуючий ефект, два або більше адсорбуючого шару повинні працювати не в фазі, припускаючи, що джерело тепла завжди доступний, що не відноситься до сонячного випромінювання [14].

1.4 Основний цикл адсорбційної холодильної установки

Сонячна енергія є джерелом енергії більшості адсорбційних пристроїв, що працюють з основним циклом а, головною відмінністю є метод збору тепла. Сонячний адсорбційний холодильник, заснований на основному адсорбційному холодильному циклі, не вимагає ніякої механічної або електричної енергії, просто теплової енергії, і він працює з перервами відповідно до щоденним циклом. Подібно класичній паровій компресійній системі, ці адсорбційні системи являють собою замкнуті системи, що містять компресор, конденсатор і випарник. Однак в даному випадку компресором є адсорбер, що живиться від теплової енергії, а ефект охолодження досягається через випаровування холодоагенту, в той час як отриманий пар адсорбується адсорбуючим шаром в адсорбері. Адсорбований зміст холодоагенту коливається циклічно, в залежності від температури адсорбенту і тиску в системі, яка змінюється між максимальною межею, встановленим тиском конденсації і мінімальною, що накладають вплив через тиск випаровування. У своїй простій формі сонячний холодильник являє собою замкнуту систему, що складається з сонячного колектора, що містить шар адсорбенту (герметично закритого і пофарбованого в чорний колір, для оптимізації сонячного поглинання випромінювання), конденсатор, приймач, обладнаний 2-ходовим клапаном, і холодний ящик з випарником всередині [15].

Основний цикл адсорбції складається з чотирьох етапів (двох ізобар і двох ізотеричних ліній), які можуть бути представлені в Діаграма Clapeyron (рис. 1.1) [16].

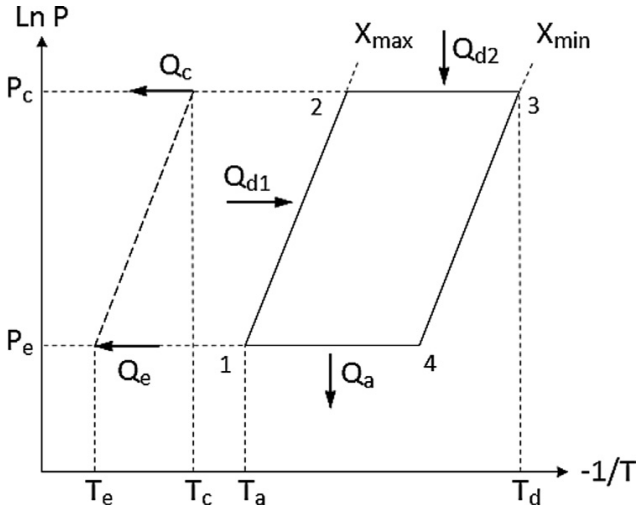


Рисунок 1.1 – Основний цикл адсорбції [16]

Процес починається в точці 1, коли адсорбент знаходиться при температурі Та (термостабільність водопоглинання) і при зниженому тиску Ре (тиск випаровування), а зміст адсорбованого адсорбату розміщується на максимальному значенні X_{max}. Клапан який ізолює конденсатор і випарник відкривається і тепло Qd_1 подається до адсорбентів, що збільшує температуру і тиск уздовж ізотеричної лінії 1-2 (еквівалентно стадії стиснення в циклі стиснення пари), в той час як маса адсорбованого адсорбату залишається постійною при максимальному значенні. Після досягнення тиску конденсації Рс в точці 2 починається процес десорбції Qd_2 адсорбенту з точки 2 до 3 (що еквівалентно стадії конденсації в циклі стиснення пари) призводить до того, що адсорбент вивільняє холодоагент, що потрапляє в конденсатор (вивільняючи тепло конденсації, Qc, при температурі конденсації Тс), а потім збирається в випарнику [16].

Цей етап закінчується.

4-1 (еквівалентно стадії випаровування в циклі стиснення пари), створюючи охолодження Qe в випарнику при температурі випаровування Те. Далі пари адсорбату потрапляють в адсорбер, де він адсорбується до досягнення максимального вмісту X_{max} в точці 1. Після закінчення цієї фази клапан

закривається (щоб запобігти конденсації в випарнику), і цикл перезапускається [16].

1.5 Холодильний коефіцієнт

Коефіцієнт продуктивності (COP) холодильної системи - це співвідношення між його здатністю видаляти тепло від холодного джерела і енергією, яка подається для його роботи. Це відношення є мірою перетворення енергії, яка подається в систему, в вихідну холодопродуктивність, тобто ефективності системи охолодження. Це дуже корисно, особливо в порівнянні між аналогічними системами, що працюють з одним і тим же базовим циклом і з тієї ж технологією [18].

У разі сонячного холодильника тепло, віддалене від холодного джерела (Qe), відповідає ефекту, що відбувається у випарнику. Що стосується енергії, яка подається в систему, то при розгляді тільки енергії, яка ефективно переноситься в адсорбер, щоб сприяти її регенерації / десорбції.

Оцінка ефективності холодильного циклу здійснюється шляхом порівняння кількості виробленого холоду, відомого як холодопродуктивність, із витратами роботи, вираженими у холодильному коефіцієнті. Цей коефіцієнт визначає, як багато холоду можна видобути для охолодження об'єкта, витративши при цьому одиницю зовнішньої роботи. Значення цього коефіцієнта може перевищувати, або бути меншим за одиницю [19].

Також розрізняють:

– холодильний коефіцієнт циклу – це відношення кількості відведеної теплоти до кількості теплоти, що подається завдяки сонячному колектору;

– холодильний коефіцієнт установки – це відношення кількості відведеної теплоти до затрат на регенерацію адсорбента[20].

1.6 Сонячні адсорбційні холодильні системи, що працюють по основному циклу

Сонячне адсорбційна охолодження є однією з найбільш перспективних технологій, головним чином завдяки простоті, низькому екологічному впливу і незначним потребам обслуговування. Ця технологія була предметом значного наукового інтересу в останні десятиліття, і в даний час є велика кількість публікацій про це. Більшість з них описують конструкцію і випробування систем, або чисельні моделі і симуляції дослідження. Прототипи адсорбційних холодильних систем, що працюють з основним циклом, вже успішно протестовані в різних регіонах світу, що працюють при різних в умовах оточуючого середовища [21].

1.6.1. Робочі пари «Активоване вугілля-метанол»

Одна з перших записів про застосування пари активованого вугілля і метанолу в адсорбційних холодильних системах сталася у Франції, до початку 1980-х років, коли Delgado et al. розробив чисельне дослідження, що стосується системи сонячних колекторів площею 4 м^2 з продуктивністю 25 кг льоду в день, при цьому КС 0,15. У тому ж десятилітті Понс і Гіллеміно [1] розробили прототип адсорбційного льдогенератора, що включає чотири флоти на сонячному колекторі (6 м^2), оснащених амортизаторами для збільшення нічного охолодження шару адсорбенту, два повітряних конденсаторів і випарник, здатні виробляти від 30 до 35 кг льоду в день, досягаючи чистого сонячного КС 0,10-0,12 для умов ясного неба [сонячна радіація між 16 і 19 МДж / (т. д.)] [22].

На початку 1990-х років в Таїланді був спроектований і побудований адсорбційний холодильник, що складається з сонячної батареї 0,97 м^2 для колектора, що складається з масиву мідних труб, конденсатора з водяним охолодженням і холодильної камери з приймачем рідини і випарником всередині, Досягнутий чистий сонячний показник варіювався від 0,10 до 0,123, а 4 кг льоду проводилися в день. Термостабільність в випарнику протягом більшості ночей була нижче - 7°C, іноді досягнувши – 12°C рис.1.2 [23].

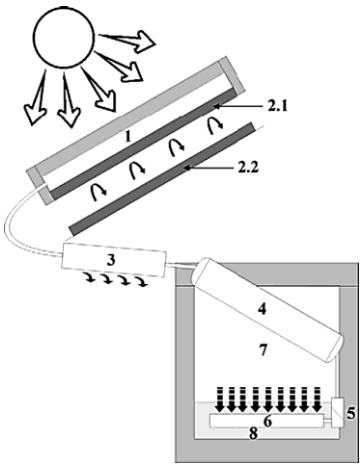


Рисунок 1.2 – Сонячний холодильник на деревному вугіллі [23]

Мхірі і Ель Голлі описали дослідження адсорбційного холодильника з сонячним модулем, що працює з парою активованого вугілля і метанолу, для створення промислової системи. Пристрій працювало переривчасто і мало площа збирання 4 м^2 на стінці контейнера адсорбенту. Сонячний коефіцієнт коливався від 0,14 до 0,19 для потоку сонячного випромінювання від 5 до 17 МДж/м^2, відповідно, і щодня виготовляв 12,2 кг льоду при 5°C [23].

В кінці минулого століття, в Гонконзі, був побудований адсорбційний холодильник, що складається з деревного вугілля побутового типу всередині 0,92м^2 на сонячному колекторі. Система продуктивністю 4-5 кг льоду в день при температурі 6°C в випарнику для щоденного сонячного випромінювання від 17 до 19 МДж / м^2. У той же час сонячна холодильник з сонячним модулем 2м^2, обладнаний вентиляційними форсунками для збільшення охолодження адсорбенту (рис. 1.3), був протестований в Буркіна-Фасо [24,25,26].

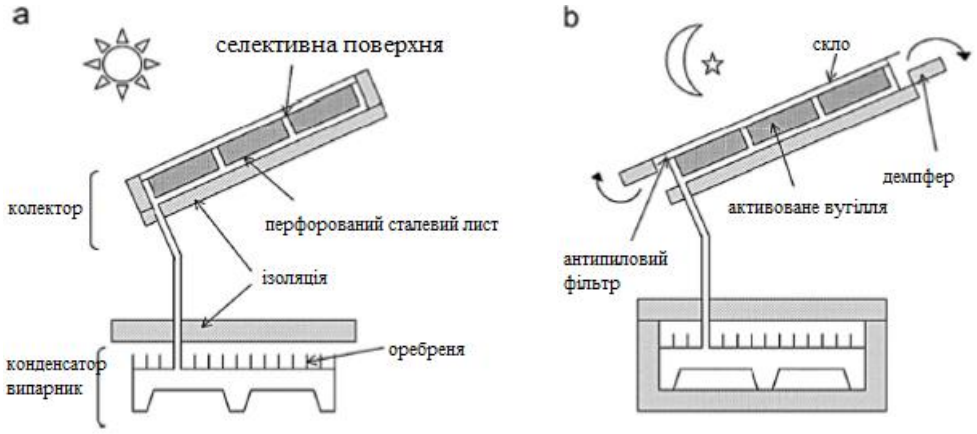


Рисунок 1.3 – Режим роботи у ночі та у дні [24,25,26]

Сонячний показник цієї машини коливався від 0,09 до 0,13, коли денні значення сонячної радіації становили від 22 до 25 МДж/м^2. Лід, отриманий на стадії адсорбції, використовували для збереження температури холодного ящика при 5°C протягом дня. Це пристрій показав кращу продуктивність у порівнянні з аналогічними прототипами, такими як сонячний рефрижератор з 1 м^2, встановлений в Марокко, який виробляв 4 кг льоду в день (добова сонячна радіація 19,5 МДж/м^2), з чистою сонячної КС 0,12 24,25,26].

У 2000 році Boubakri et al. була представлена чисельна модель блоку сонячного охолодження, що включає в себе сонячний модуль, конденсатор з площею поверхні 1 м^2, що складається з двох оболонок, верхній - як сонячний модуль, а нижній - у вигляді конденсатора. З огляду на оптимальні значення компонентів системи і ідеальні метеорологічні умови, розрахункова продуктивність становила близько 11,5 кг/м^2, при сонячному КС 0,19 для денної сонячної радіації 29 МДж/м^2. В подальшому проект розробили прототип, що містить тільки один мідний теплообмінник, який працює поперемінно як конденсатор і випарник. Він також забезпечений вентиляційними заслінками для посилення ефекту нічного охолодження шару адсорбенту. Ця конфігурація зменшувала вагу всієї системи і, отже, витрати на виробництво. Робота розроблена з використанням математичної моделі, що пророкує виробництво 5,2 кг льоду в день (при -10 ° C) при сонячному КС 0,14, для денного сонячного випромінювання 27 МДж / м^2[27,28].

У Китаї описали розробку сонячного холодильника, що працює без будь-яких клапанів і рухомих конструкцій, виготовлених в Китаї. Колектор 0,94 м^2 в пластинчастому колекторі складається з ізольованою коробки, поверхня якої вкрита селективним матеріалом і розміщеним всередині нього адсорбером, де кілька потоків збільшують теплопередачу. Конденсатор повітряного охолодження і занурений випарник в резервуар для води, розташований усередині холодильної камери. Для денного потоку сонячної радіації від 16 до 18 МДж/м^2 система може виробляти 4 кг льоду в день і на м^2 колектора. Сонячний

СОР системи коливається між 0,11 і 0,12. Пізніше розробили новий тип адсорбційного холодильник, що виробляє 5кг льоду на 4м^2 колектора і в день (денний потік сонячного випромінювання від 18 до 22 МДж / м^2). Сонячний коефіцієнт становить від 0,12 до 0,14 [27,28].

Гонсалес і Родрігес представили сонячну систему охолодження, яка містить параболічний сонячний модуль 0,55 м^2 з 4 паралельними трубчастими рецепторами, що містять шар активованого вугілля. Конденсатор складається з циліндричної камери, пересіченій трубопроводами охолоджуючої води з резервуара для води, прикріпленого до системи. Потік води, що охолоджує стимулюється насосом з електричним приводом, що живиться від фотогальванічного модуля. Випарник складається з декількох вертикальних труб, кожен з яких оточений невеликим циліндричним резервуаром, що містить воду для охолодження. Експериментальні випробування привели до максимального сонячного КС, рівному 0,1, в той час як термостабільність випарника досягла 1,1°С, що відповідає 19,5 МДж / м^2 денний сонячної радіації. Тоді продуктивність складає 5 л води з 23 ° С до 2 ° С, хоча і не здатне виробляти лід. Згодом була розроблена чисельна модель для моделювання та оптимізації системи. За рахунок дрібних покращень системи і різних умов експлуатації (наприклад, більш компактному дизайну холодильної камери і поліпшення умов сонячного світла) була отримана сонячна концентрація СО від 0,09 до 0,12, що відповідає продуктивності 0,4кг/м^2 і 0,06 кг/м^2 льоду на добу [29].

У Бразилії були проаналізовані параметри продуктивності експериментального сонячного адсорбційного холодильного пристрою з площею колектора 2 м^2. Сонячний модуль адсорбер багатотрубний і термічно ізольований прозорим пластиковим матеріалом. Напівциліндричні відбивачі концентрують сонячне випромінювання на стороні колектора, яка не піддається прямому впливу Сонця. Конденсатор занурений в воду для полегшення теплообміну. Схема пристрою наведена на рис. 1.4 [30].

Експериментальні випробування, проведені в районі вздовж екватора, проводилися в період з жовтня по грудень в умовах ясного, хмарного і

переповненого неба, що призводило до температур випарника - 4.6, - 2,5 і - 1,8 і щоденні льодові виробництва 6,05, 2,10 і 0 кг на м колектора, відповідно. Що стосується умов випробувань в день ясного неба чистий сонячний показник склав 0,09 (рис. 1.4) [31].

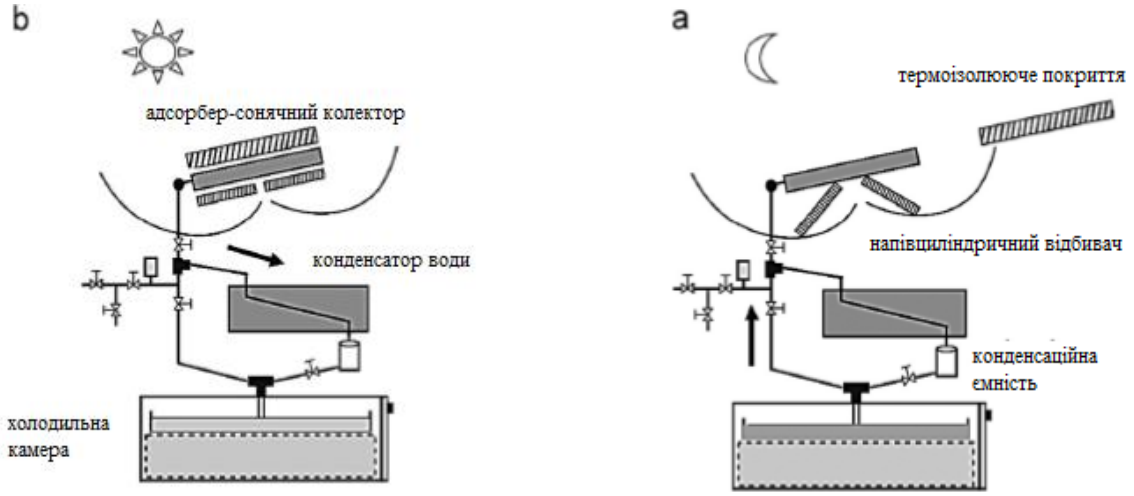


Рисунок 1.4 – Денний та нічний режими роботи [31]

1.6.2. Робочі пари Цеоліт-вода

Застосування цієї робочої пари в холодильних системах виникло в кінці 1970-х років, головним чином завдяки новаторської роботи Чернева, яка розробила сонячний холодильник ємністю 100 дм^3 з сонячним модулем 1 м^2. Для входу сонячної енергії 21,6 МДж, холодильник виробляв 3,24 МДж охолодження на м^2 площі колектора, при сонячному КС 0,15. Успіх цього прототипу сприяв відновленню всесвітнього інтересу до сонячного адсорбційного охолодження. Система була комерціалізувати компанією Zeopower Co. (США) [32].

У той же час у Франції Дюпон вивчив сонячний холодильник з сонячним модулем 0,8 м^2 (показаний на малюнку 9, права сторона), де були протестовані два режими роботи: конденсатор з водяним охолодженням і конденсатор з повітряним охолодженням. Експериментальні випробування показали, що в разі конденсатора з водяним охолодженням сонячний показник змінювався від 0,04 до 0,14, складаючи від 3,71 до 8,14 кг льоду в день на м^2 колектора. У разі конденсатора з повітряним охолодженням досягнутий сонячний ККД становив 0,10, при щоденному виробництві льоду 7 кг / м^2. Також у Франції Grenier et al.

побудував холодильний склад об'ємом 12 м3 для збереження харчування, що живиться сонячною енергією, із загальною площею збору сонячної енергії 20 м^2. Сонячна енергія досягла в ясні дні [сонячна радіація між 17,8 і 25,3 МДж / (м^2.день)] завжди становила близько 0,10, що відповідає щоденному холодному виробництві 11 МДж і добовому валовому виробництву льоду всередині випарника близько 7 кг на м^2 колектора [33].

Зовсім недавно Лі представили результати моделювання адсорбційного холодильника, в якому цеоліт поміщається всередині евакуйованих трубок сонячного колектора. Адсорбент може досягати 200°C, а загальна продуктивність системи відносно висока в порівнянні з попередніми сонячними адсорбційними холодильниками, досягаючи значень сонячної СО вище 0,25 [34].

Також в 2003 році Ramos представлені експериментальні результати сонячного холодильника, що працює з цеолітом і водою. Система була побудована компанією EG Solar і складається з невеликих картриджів, що містять цеоліт, який може бути регенерований будь-яким джерелом тепла (за замовчуванням використовується параболічна сонячна плита EG Solar SK14), холодильник об'ємом 44 л, що містить випарник, і керівництво вакуумний насос. Конденсатор не потребує того, що цеоліт десорбується в навколишнє середовище. Регенерований картридж прикріплений до охолоджуючої коробці, і повинен бути зроблений вакуум. В кінці охолодження картридж необхідно замінити на регенерований і зробити вакуумування системи. За результатами випробувань, проведених в Перу, було виявлено, що можна підтримувати температуру випарника нижче 0°C протягом 24 год (досягаючи - 8,7°C). Однак система мала кілька недоліків: сонячна плита SK14 не змогла повністю регенерувати цеолітні патрони (електрична піч повинна була використовуватися); геометрія адсорбуючого судини не сприяла гомогенності процесів адсорбції і десорбції; вода замерзає в шлангу, що з'єднує випарник з адсорбером, перешкоджаючи процесу адсорбції; і необхідно було відкрити систему в кожному циклі, кожен раз вводити дистильовану воду і насос, щоб отримати і підтримувати необхідний низький тиск [35,36].

У 2012 році Omisanya et al. представив систему сонячної адсорбційної системи розроблену в Нігерії, що складається з двох складових параболічних концентраторів (CPC) сонячних колекторів (1 м^2 загальної площі), конденсатора і випарника усередині холодильної камери. Експериментальні випробування привели до середньої температури 11 ° C в випарнику протягом всього денного періоду і максимальній температурі 110°C в адсорбері. Середній середньодобовий середній цикл COP знаходився в діапазоні від 0,8 до 1,5, при цьому значення сонячної радіація 14,7 МДж / м^2 [37].

Крейсслер і Больц створили експериментальний пристрій для дослідження процесу охолодження, досягнутого за допомогою взаємодії пари цеоліту з водою. Цеоліт розташовувався всередині евакуйованих трубок сонячного колектора 3 м^2, який можна було нагрівати за допомогою штучного джерела освітлення (25,9 МДж/м^2) і параболічних відбивачів. З експериментальних результатів було виявлено, що термостабільність нагріву 170°C дає сонячний показник 0,08, коли вода охолоджується до 0°C усередині холодильної камери [38].

1.6.3. Робочі пари Силікагель-вода

У 1986 році в Японії була розроблена холодильна система з 0,25 м^2 в пластинчастому сонячному колекторі, що містить силікагель. Для поліпшення теплообміну мідного колектора він був розділений на кілька блоків з квадратними кутами, що призвело до того, що термостабільність адсорбційного шару становила максимум 80 ° C. Досягнуто сонячний коефіцієнт 0,2. Також в тому ж десятилітті Klüppel і Gurgel побудували і випробували в Бразилії два прототипи адсорбційного охолодження, які працювали на сонячній тепловій енергії: невеликий внутрішній холодильник і переносний охолоджувач води. Для внутрішнього холодильника з температурою випарника нижче 4°C, сонячний показник складає 0,055, а сонячний показник 0.077 було досягнуто для переносного охолоджувача води з температурою випарника близько 12°C [39].

Gurgel et al. представлено теоретичне моделювання холодильної системи

водяного охолодження сонячної адсорбції. Пристрій містить 1 м^2 фл на пластинчастому сонячному колекторі з паралельними трубами, що містять всередині силікагель. Колектор можна відкрити, щоб підтримувати охолодження адсорбера протягом ночі, а знімний модуль теплоізоляції можна помістити над склом колектора, щоб працювати в якості затеняющего елемента після стадії десорбції, коли сонячна енергія більше не потрібна. Для розрахунків було розраховано добове сонячне випромінювання 23,8 МДж / м^2, і було встановлено, що система має можливість охолоджувати 30 кг води від 30 до 5°C в день при сонячному КС 0,17 [40].

На початку нинішнього століття в Швейцарії мер і Дінді створили мобільний адсорбційний рефрижераторний прототип. Колектор має площу поверхні 1 м^2, що містить силікагель в його трубах. Холодна коробка теплоізольована вакуумними панелями, а система містить спеціальний клапан, який замінює ручні клапани з попередніх прототипів. Ця холодильна система має можливість охолоджувати 30 До маси від 2,5 до 3,7 кг води в пустельному кліматі. Система зберігає холод у вигляді льоду, що дозволяє використовувати 3 дні автономності за відсутності Сонця (8°C усередині холодильної камери). Автори підрахували, що сонячний показник системи варіюється від 0,10 до 0,15 для жаркого клімату пустелі, що характеризується високими температурами, навіть вночі. Проте, численні елементи системи не допускають простій конструкції (наприклад, великого числа зварних швів) і не забезпечують ідеальної герметизації з плином часу [41].

В результаті був розроблений колектор, що складається з 30 поздовжніх елементів (на м^2 колектора), які тепер працюють з парою цеоліт-вода [67]. Ця нова конфігурація з новою робочою парою привела до майже однаковим значенням продуктивності в порівнянні з попередньою версією, хоча і зменшувала конструктивні проблеми [41].

Також в Швейцарії Hildbrand et al. повідомили про експериментальні результати випробувань адсорбційного холодильника (рисунок 1.5). Пристрій складається з 2 м^2 на пластинчастому сонячному колекторі з подвійним

склінням, а адсорбент розміщується всередині його паралельних сталевих труб. Експериментальні дослідження проходили з навантаженням 4,1 МДж / добу усередині холодильної камери. Термостабільність випарника лишалася незмінною протягом 30 днів, протягом якої сонячна радіація, отримана системою, становила 15,4 МДж / ($м^2$.день). Автори оцінили середньомісячне значення сонячної СОР 0,16 і продуктивність створення льоду 4,7 кг на $м^2$ сонячного колектора [42].

Нещодавно в Португалії була створена сонячна адсорбційна холодильна система, що працює з парою силікагель-вода-вода. Система складається з 1 $м^2$ на пластинчастому сонячному колекторі, конденсаторі, приймачі конденсату і випарнику усередині холодильної камери. З експериментальних результатів було виявлено, що блок здатний досягати сонячного КС 0,07, охолоджуючи 6 кг води і все ж виробляє значну кількість льоду всередині випарника, щоб підтримувати постійну температуру постійної весь час[53].

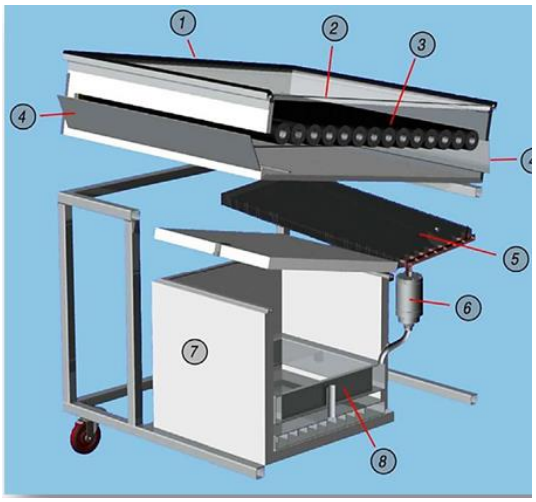


Рисунок 1.5 – Промислові сонячні адсорбційні холодильники [53]

Згідно Ілоее і Енібе перші спроби комерціалізації адсорбційних холодильників були зроблені в 1920-х роках з використанням пари діоксид кремнію-гелю-діоксиду сірки, а в 1950-х роках з парним активованим вугіллям-метанолом, використовуючи тільки викопне паливо як джерело тепла. Однак ці адсорбційні холодильники були в кінцевому підсумку безуспішними в основному через появу більш ефективних холодильників з паровим стисненням

на основі ХФУ з використанням дешевої умовної енергії, і інтерес до сонячного адсорбційного холодильного обладнання значно знизився. Тільки після енергетичної кризи 1970-х років, і особливо після Монреальського протоколу в 1987 році і Саміту Землі 1992 року, адсорбційна охолодження набуло нового потужного імпульсу з пропозицією інноваційних систем, що працюють з сонячною енергією. Ранні роботи Чернева і Меньє в кінці 1970-х років зіграли вирішальну роль в цьому новому інтерес, який швидко ріс в 1980-х роках [54].

Деякі сонячні адсорбційні холодильники з тих пір доступним на ринку. У 1988 році французька компанія Brissoneau et Lotz-Marine (BLM) почала випускати серію сонячних адсорбційних холодильників, які працюють з парою активованого вугілля і метанолу, а також з парної цеоліт-вода [37]. Компанія Zeopower (США) на початку 1980-х років [54], Solaref (Франція) і EG Solar (Німеччина) на початку 2000-х років [60] також виробляла і продавала переривчасті сонячні адсорбційні холодильники з використанням пари цеоліт-вода[55].

Всі перераховані вище проекти виявилися технічно успішними, але занадто дорогими. Наприклад, блок ціна близько 1500 доларів США для системи BLM для добового створення льоду вагою 5,5 кг вважалася надто високою приблизно на 30%, щоб отримати реальний ринок [79]. Рефрижератор Zeopower в основному продавався в демонстраційних цілях, вартість близько 1700 доларів США за одиницю [82], тоді як ціна на холодильник EG Solar становила близько 900 євро [60]. Холодильник Solaref, заснований на дизайні, розробленому Dind et al. [67], призначалося в основному для торгівлі в Африці, вартістю від 2600 до 3700 євро [80]. Тому кілька компаній, які випускали і продавали сонячні холодильники, були змушені припинити виробництво по чисто економічних причин. Прикладом може служити Kaptan Aps з Данії, де виготовлений переривчастий адсорбційний холодильник на основі пари хлорид-аміак кальцію. Система була технічно успішної, але дорогої, і тому її припинили. З тієї ж причини BLM у Франції, яка випускала ряд холодильників з використанням активного вуглецю і метанолу[8,83].

Зовсім недавно німецька компанія Zeo-Tech GmbH запатентувала солнячнотермічний ледогенератор, заснований на принципі водопоглинання, що працює з парою цеоліт-вода [84]. Вони розробили кілька інших додатків, заснованих на адсорбційному циклі, в основному для промислових споживачів і з їх промисловими замовниками, таких як мобільні холодні [85]. Незважаючи на всі зусилля по впровадженню сонячного холодильника або льодогенератора, заснованого на принципі водопоглинання на ринку, сонячні фотовольтаїчні холодильники все ще ведуться. В даний час багато компаній успішно створюють і реалізують рефрижератори з паровим компресором на основі PV по всьому світу. Для систем сонячної адсорбції для зниження їх конкурентоспроможності та потенціалу комерціалізації як і раніше потрібно значне зниження питомих витрат або значне поліпшення його характеристик при поточних витратах [56].

1.7 Сучасна концепція адсорбційної камери

Ця система дозволяє зберігати їжу в свіжому стані, підтримуючи температуру води на рівні дев'ять градусів за Цельсієм. Робота охолоджувальної системи передбачає два добових цикли - денний і нічний, основаних на відмінності у сонячній активності протягом дня та ночі. Варто зазначити, що з'явився сонячний холодильник, який, у відміну від традиційних моделей з магнітами, не потребує електроенергії. Розроблена конструкція цього "холодильника" є нескладною та ефективною, і вона відрізняється невисокою вартістю. У противагу звичайним системам охолодження, де застосовуються хлорофторуглеводородні сполуки (фреон), що призводять до руйнування озонового шару [57].

Така система працює за допомогою сонячного випромінювання і використовує термодинамічний цикл адсорбції-десорбції, який триває протягом 24 годин. Вона використовує метанол як охолоджувальний агент і мінерал цеоліт як адсорбент [57].

Упродовж дня відбуваються процеси нагрівання, десорбції і етап конденсації. Сонячна енергія приводить до підігріву цеоліту та збільшення тиску пару метанолу. Після цього охолоджуючий матеріал конденсується у ємності і подається до випарника [57].

Протягом ночі відбувається водопоглинання та етап випаровування. Термостабільність адсорбенту під час ночі падає, оскільки на неї не впливає сонячне випромінювання. Це призводить до зниження тиску охолоджувального агента, і під час процесу охолодження адсорбента відбувається випаровування. Охолоджуючий матеріал знову піддається адсорбції цеолітом, що знижує температуру до п'яти градусів за Цельсієм. Цей цикл водопоглинання триває протягом усієї ночі до ранку [57, 58, 59].

Устаткування включає в себе сонячний колектор, адсорбент і випарник. Для його створення необхідно знати об'єм води, яку необхідно охолодити, оскільки це визначає кількість використовуваного цеоліту. Температура кімнати взята за стандартну і становить 20 градусів Цельсія. Ця система призначена не тільки для охолодження їжі, але також може бути використана для кондиціонування в умовах відсутності електроенергії та для медичних потреб [57, 58, 59].

1.8 Технологічний аналіз

Можна зробити висновок про те, що, хоча в цьому тематичному дослідженні було витрачено багато і роз'єднаних зусиль, і за останні десятиліття з'явилося кілька інноваційних робіт, не було істотного поліпшення роботи систем сонячної адсорбції. Сонячний показник навіть для самих останніх прототипів залишається відносно низьким, зазвичай від 10% до 20%. Кілька більш високих результатів приводять головним чином до симуляції робіт, без практичної перевірки. Це говорить про те, що існують обмежуючі фактори для проведення експериментів, які ігноруються або недооцінюються, засновані тільки на численних імітаційних моделях. Ідентифікація цих факторів може сприяти підвищенню ефективності експериментальних моделей, особливо в тих

випадках, коли можуть бути зроблені коригувальні дії. Деякими можливими факторами є поверхневе тепловий опір між шаром адсорбенту і адсорбером, тиск випаровування, яке можна розглядати (в моделюванні) рівним до тиску парів холодоагенту, але насправді може бути значно нижче або навіть тривимірні ефекти (лінійні мости) при передачі тепла в сонячному колекторі, особливо для невеликих колекторів [60,61,62].

Існують ще додаткові обмеження, які не дозволяють цим системам ще конкурувати з загальними системами охолодження стисненого пара. До них відносяться високі початкові інвестиції, погане управління теплом, утруднений перенесення тепла в адсорберах, а також переривчастий (з добовим періодом) і мінливий характер умов експлуатації ускладнюють проблеми теплового регулювання усередині холодильної камери, зберігання енергії і автоматичного функціонування вирішити [2,86]. Проте, завдяки своїй автономії, простоті і екологічно чистим характеристикам, особливо не залежних від звичайних джерел енергії, системи охолодження сонячної адсорбції є привабливою альтернативою для заміни або інтеграції традиційних холодильних систем. При врахуванні витрат на видобуток палива, його транспортування та подальше перетворення енергії, розподіл електроенергії та технічне обслуговування, витрати на енергію, пов'язані з системами охолодження сонячної адсорбції, будуть значно нижче, ніж витрати на звичайні холодильні системи, і цей пункт часто не береться до увазі [63,64,65].

Щоб стати конкурентоспроможними, продуктивність цих адсорбційних систем повинна бути збільшена. Оглядаючись на прогрес, що був досягнутий за останні десятиліття, здається, що основні характеристики циклу сонячного адсорбційного холодильного циклу не можуть бути значно покращені. Більшість поточних дослідницьких робіт пов'язано з необхідністю поліпшення робочих параметрів адсорбера-колекторів і розробки нових або поліпшених робочих пар. З іншого боку, було зроблено декілька проектів і дослідних робіт для подолання цих обмежень шляхом розробки систем безперервного функціонування з більш високими характеристиками, що повторюються до декількох адсорбуючих

шарів, систем масового або рекуперації тепла або багатоступеневих систем (наприклад, адсорбційних чілерів). Однак для таких систем зазвичай потрібно безперервний джерело тепла для безперебійної роботи, і вони також більш складні і дороги. Але існують інші методи використання основного циклу адсорбції, зберігаючи його принцип та простоту. [66,67,68].

1.9 Недоліки при експлуатації адсорбційних холодильних установок

Тематика сонячних адсорбційних установок дуже активно розглядається останнє десятиліття, за цей період часу було зроблено безліч приголомшливих установок які показали відмінна результати. Основна проблема в тому, що не було значимі поліпшень характеристик сонячної адсорбції холодильні системи. Сонячний показник, навіть для самих останніх прототипів, залишається відносно низьким, варіюючи зазвичай від 10% до 20%. Це говорить про те, що існують обмеження, що виникають при виконанні фізичних прототипів. Ідентифікація цих факторів може сприяти поліпшенню роботи експериментального моделей. Деякими можливими факторами є поверхневе тепловий опір між шаром адсорбенту і адсорбером, випаровування тиск, яке можна вважати (в моделюванні) рівним до тиску парів холодоагенту, але насправді може бути багато нижчі або навіть тривимірні ефекти (лінійні мости) в теплоті перенесення в сонячний модуль, особливо для невеликих колекторів. Існують ще додаткові обмеження, які не дозволяють системі конкурувати із загальним стисненням пара холодильні системи. До них відносяться високі початкові інвестиції, погане управління теплом, утруднений перенесення тепла в адсорберах, і переривчастий (з добовим періодом) і різний характер умови експлуатації формують труднощі терморегулювання всередині холодильного відділення. Проте, простота і екологічно чисті характеристики, в основному, залежність від звичайних джерел енергії, сонячна адсорбційні холодильні системи є привабливою альтернативою для інтегрування у звичайні холодильні системи. [69].

1.10 Перспективи застосування адсорбційного охолоджувального модуля

Два найгостріші питання сучасності це енергозбереження і екологія, які з кожним роком стають все більш актуальними. Особливо в умовах, коли під час війни енергосистема країни потребує підтримки та розгрузки. Кожна розгрузка електромережі дає змогу використати звільнену енергію на благо країни та її майбутнього. У контексті нашої теми, холодильні установки завжди використовували значну кількість енергетичних ресурсів країни. Якщо дивитись у майбутнє країни, то необхідно задуматись про екологію, яка дає можливість вирощувати продукти високої якості та великої кількості. За підсумками Кіотського і Монреальського протоколів незабаром все фреони повинні бути замінені і утилізовані. Постає питання нових систем і нових альтернативних робочих пар для створення штучного середовища зберігання і виробництва продукції. Одним з таких рішень може стати адсорбційна холодильна установка з робочою парою силікагель-сульфат натрію і в якості холодоагенту вода, що ідеально вписується в концепцію енергозбереження та заощадження екології. Адсорбційна холодильна установка може використовуватись для зберігання продуктів харчування, а також як модуль для конденсатора класичної холодильної системи. Коли адсорбційна холодильна установка підключається до ізольованої камери, то вона виконує функцію адсорбційного холодильника для збереження продуктів харчування. Також адсорбційна холодильна установка може підключатись до класичного повітряного конденсатора парової холодильної системи для зменшення температури конденсації і розвантаження холодильного компресора. Ключовими компонентами системи є сонячний модуль, адсорбер, адсорбент, адсорбат, пластинчатий мідний теплообмінник і випарник зануреного типу, що встановлюється в охолоджувальному об’ємі. В залежності від робочої пари змінюється конструкція адсорбера і випарника, що дозволяє зменшити конструкцію.

1.11 Основні конструктивні характеристики адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора холодильної системи

Однією с найважливіших частин парової компресорної холодильної системи є конденсатор. Конденсатор - це теплообмінний механізм з мідними трубками, в якому робоча речовина (холодильний агент) віддає тепло, сприйняте у випарнику та компресорі, навколишньому середовищі (воді або повітрі). У процесі відведення тепла відбувається конденсація, тобто перехід газоподібного холодоагенту в рідкий стан. Основними критеріями підбору конденсатора є: 1. Холодопродуктивність - це кількість кВт тепла, яке треба відвести від холодильної системи; 2. термостабільність конденсації холодоагенту; 3. Пікова навколишня температура; 4. Тип холодоагенту; 5. Конструктивні особливості. Кожна з цих характеристик впливає на потужність, енергозбереження та енергоефективність холодильної системи. Основний тиск на систему охолодження припадає на літній період часу. Саме на цей час виконують підбір конденсатора холодильної системи. Тому нашим основним завданням є зменшити пікові навантаження на конденсатор, а з ними знизиться навантаження на всю холодильну систему. В цьому нам може допомогти адсорбційна холодильна установка, яка завдяки тепловому навантаженню набуває максимальної ефективності охолодження та не потребує додаткового електропостачання для роботи. Основним завданням адсорбційного охолоджувального модуля підключеного до конденсатора є зниження термостабільності конденсації. При зменшені навколишньої температури та температури конденсації підвищується енергоефективність та енергозбереження всієї холодильної системи. Тому для розрахунку оберемо повітряний конденсатор та підключим до нього адсорбційну холодильну установку. Для розрахунку та модернізації конденсатора приймемо стандартні характеристики та умови роботи [108.109.110].

1.12 Обґрунтування підбору робочої пари

Є кілька можливих адсорбент-адсорбатів робочих пар які можуть бути використані в адсорбційних холодильних установках. Вибір слід робити обережно, оскільки продуктивність системи відрізняється залежно від вибраної робочої пари. Правильний вибір залежить від температури джерела, бажаної характеристики холодильної системи, фізико-технічні властивостей системи та вплив один на одного (який залежать від хімічних, фізичних і термодинамічних властивостей речовин), і навіть їх вартість, доступність і вплив на навколишнє середовище [97,98].

1.13 Вибір адсорбату

Адсорбат повинні відповідати наступним вимогам:

• адсорбат повинен мати низький питомий об’єм в рідкому стані;

• невелику молекулярну масу;

• невелику в’язкість;

• повинен мати високу теплопровідність;

• стабільність використання у заданих температурних та експлуатаційних режимах;

• не представляти загрозу людям, навколишньому середовищу та іншому обладнанню;

• доступність та низька вартість;

• повинен мати низьку температуру випаровування;

• низький тиск насичення при експлуатації.

Природні холодоагенти, які використовуються в системах адсорбційного охолодження як правило, мають нульове вплив на навколишнє середовище. Найбільш використовуваними в якості холодоагентів є аміак, метанол і вода, які мають відносно високі приховані значення тепла (1368, 1160 і 2258 кДж/кг, відповідно) і низькі питомі обсяги. Кожен з цих холодоагентів мають свої

позитивні та негативні аспекти. Основними перевагами води є високі значення прихованої теплоти випаровування та невеликий питомий об'єм у рідкому стані. Ці фактори сприяють зниженню маси холодоагента, необхідного для відведення тепла від охолоджуваного середовища [97, 98, 105].

Етанол, метанол та аміак показали себе менш ефективно, але їх температура охолодження обмежена до діапазону від 1,184 до 5,142°C. Додатковим важливим аспектом є температура регенерації адсорбента, яка повинна відповідати санітарним нормам при взаємодії з людьми. Тим часом, процеси поглиблення адсорбата та тепло, що виділяється при адсорбції, визначають масу адсорбента у модулі, і таким чином, конструктивні параметри сонячного колектора. Результати наукових досліджень підтверджують, що мінімальний обсяг водопоглинання повинен складати не менше 0,5 кг/кг, сприяючи отриманню компактних розмірів адсорбційного охолоджувального модуля [70].

При виборі робочих рідин (адсорбатів) для адсорбційних холодильних систем враховуються додаткові критерії, такі як термостабільність в охолоджувальному просторі та теплота випаровування.

Використання води в системах охолодження дозволяє досягти високих показників ефективності в процесі охолодження. Однак, при такому підході складно досягти низьких температур в холодильному об’ємі через обмеження термодинамічних можливостей. Воду оптимально використовувати при температурах від 0°C до 10°C, що є оптимальним діапазоном температур для зберігання більшості типів продуктів харчування (ковбасні вироби та сири, яйця, молочні продукти, фрукти та овочі, сухі продукти). Також вода є безпечним холодоагентом для якого не потрібно встановлювати заходи додаткової безпеки людей то продуктів. Тому всі фактори, які перераховані вище роблять воду оптимальним варіантом для використання у адсорбційній холодильній установці [71,72,73].

1.14 Вибір адсорбенту

Найбільш важливі особливості вибору підходящого адсорбенту є:

• Можливість адсорбувати велика кількість адсорбата при охолодженні до температури оточуючого середовища, для забезпечення інтенсивного ефекту охолодження.

• Десорбція більшості адсорбата при нагріванні доступним джерелом тепла;

• Низька питома теплоємність;

• Хороша теплопровідність, щоб скоротити час циклу;

• Втрати зносу і втрати адсорбційної здатності в часі або з використанням;

• Нетоксичний і не викликає корозії;

• Хімічно і фізично сумісний з вибраними холодоагент;

• Низька вартість і широка доступність.

Найбільш підходящі адсорбуючі матеріали повинні бути досить пористими (з питомою поверхнею близько 600 $м^2$ / г або вище) допускають адсорбцію великих кількостей холодоагенту, але це призводить до низької теплопровідності, що обмежує продуктивність холодильної установки. Отже, повинен бути компроміс між високою пористістю і необхідної для швидкої дифузії парів і висока щільність, необхідна для хорошої теплопровідності [105].

Найбільш часто використовуваними адсорбентами є активоване вугілля, цеоліт і силікагель. Активоване вугілля забезпечує хороший компроміс між високими адсорбційними і десорбційними можливостями. У свою чергу, природні цеоліти мають бути присутні у великих кількостях, оскільки тільки невелика кількість адсорбата десорбується під час температури збільшення. Однак ізотерми адсорбції цеолітів мають надзвичайно нелінійна залежність тиску, яка має значення для сонячного охолодження. Навпаки, активоване вугілля і силікагель є майже лінійні залежні від тиску ізотерми. Силікагель

задовольняє більшості критеріїв, перерахованих вище, проте він дорожче і може бути недоступні в більшості країн [98].

Композити «сіль в пористої матриці» (КСПМ) є перспективними матеріалами для застосування в АХМ, так як використання неорганічної солі дає принципову можливість отримати матеріал з високою сорбційною ємністю і низькою температурою регенерації, а пориста матриця перешкоджає агрегації солі в процесі поглинання аміаку і дозволяє поліпшити динаміку сорбції. Для ультратонких композитних поглиначів парів води та метанолу відомий ефект зміни сорбційних властивостей солі при внесенні її в пори матриці [1, 94, 96, 97], а оскільки молекули аміаку і води мають схожі фізичними характеристиками, то цілком ймовірно, що в реакціях з аміаком для КСПМ також можуть проявлятися ефекти впливу матриці-носія на сорбційні фізико-технічні властивості внесеної солі. Їх сорбційна рівновага з NH_3 вивчено при температурах 20 - 90ºС і тисках 0.1 - 9.0 бар. Показано, що модифікування матриці сіллю збільшує сорбційну ємність матеріалу по відношенню до аміаку аж до 0.7 г NH3 на 1 г ультратонкого композиту [74,75,76].

Дослідження адсорбентів «силікагель – натрій сульфат». Показано, що їх сорбційні властивості є нелінійної комбінацією властивостей матриці і солі, що свідчить про унікальну структуру, що збільшує кристаллогидрат і швидкість реакції водяної пари в порах силікон-кисневої матриці. Різниця граничних стадій масиву Сіль Na_2SO_4 і композитний сорбент гідратації кінетична і дифузійна. Різниця з масивним сульфатом натрію показало, що фізико-технічні властивості декагідрат і композитного покриття "силікагель-натрій сульфат" є результатом наноструктурування солі в сіліконокіслородній матриці. Робочі характеристики композитного покриття Силікагель сульфат натрію як матеріал для накопичення теплової енергії. Термодинамічний аналіз сорбційно-теплоакумулюючого модуля в якому використовуються синтезовані ультратонкі композитні покриття сорбенти. Це густина накопичення теплової енергії визначається як 0,36 кВтг/кг

або 258 кВтг/м^3, це свідчить про високу доступність композитного сорбенту "Силікагель – сульфат натрію" [81].

1.15 Висновки до першого розділу та постановка задачі дослідження

Важливими аспектами розгляду в системах адсорбційного охолодження є вибір ефективного адсорбента та адсорбату. Ключові вимоги до адсорбента включають здатність до ефективної адсорбції та десорбції, низьку теплоємність, хорошу теплопровідність, стійкість та доступність. Активоване вугілля, цеоліт і силікагель виявляються часто використовуваними адсорбентами. Також важливий компроміс між пористістю та щільністю адсорбента для забезпечення ефективної роботи систем. Крім того, розглядаються перспективні матеріали, такі як ультратонкі композитні покриття "сіль в пористій матриці" (КСПМ), зокрема силікагель-сульфат натрію, для збільшення густини накопичення теплової енергії. Вибір правильних адсорбентів та адсорбатів в системах адсорбційного охолодження грає ключову роль у досягненні високої ефективності та стійкості цих систем, враховуючи екологічні та енергозберігаючі вимоги.

У першому розділі була зібрана і проаналізована інформація стосовно існуючих адсорбційних систем і класичних систем холодозабезпечення. Основним недоліком адсорбційних систем є необхідність регенерації адсорбента після кожного циклу роботи та знос адсорбційного матеріалу. Для регенерації використовують сонячний колектор, що дозволяє системі ефективно працювати тільки в літній період. Перевагами адсорбційних систем є низьке споживання електроенергії та можливість працювати при високих температурах навколишнього середовища. Основними недоліками холодильних машин є високе споживання електроенергії та залежність від теплового навантаження в літній період. Тому переваги адсорбційного охолоджувального модуля можна використати для покращення робочих характеристик класичної холодильної машини.

Це дозволяє сформулювати основні задачі роботи:

1. Оцінити вплив адсорбційного охолоджувального модуля на холодильний коефіцієнт установки.

2. Розробити методи оцінки ефективності використання теплоти адсорбції та визначити оптимальне розташування мідного теплообмінного обладнання у адсорбері.

3. Дослідити вплив адсорбенту і адсорбату на продуктивність адсорбційного охолоджувального модуля.

4. Розробити стратегії для зниження температури конденсації парової компресорної холодильної машини.

5. Визначити області застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора.

6. Створити конструкцію адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної холодильної машини.

7. Описати режими роботи парової компресорної холодильної машини із застосуванням адсорбційного охолоджувального модуля.

8. Розробити гідравлічну схему роботи холодильної машини, включаючи адсорбційний холодильний модуль.

9. Аргументувати вимоги до адсорбційного охолоджувального модуля, необхідного для ефективної роботи в холодильній системі.

РОЗДІЛ 2 МАТЕРІАЛИ, ПРИБОРИ, ОБЛАДНАННЯ ТА ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ. МЕТОДИ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Матеріали

Для наближення дослідження до реальних показників, в експерименті використовувалися речовини і обладнання промислового походження.

Використані силікагелі за ДСТУ 3956-76, марки силікагелю: КСМ №6п, КСК №1, КСМ №6с, Type 3A, RD, Силікагель – натрій ацетат, Силікагель– натрій сульфат. Крім того, були використані композитні покриття (адсорбенти), які отримано за методикою [101].

В таблиці 2.1 показані різні типи адсорбентів, їх властивості та якості, що впливають на адсорбційний модуль.

Таблиця 2.1 – Характеристики адсорбентів

Адсорбент	Гранична адсорбція $A_{мах}$, кг/кг	Температура регенерації, °C	Джерело
Силікагель КСМ № 6п	0.20	150	[113]
Силікагель КСК № 1	0,06	150	[113]
Силікагель КСМ № 6с	0,33	150	[113]
Силікагель Type 3A	0.32	100	[113, pp. 1631–1642]
Силікагель RD	0.36	100	[113, pp. 1631–1642]
Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %	0,557	60	[101, p. 52–58]
Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	1,35	90	[101, p. 52–58]

В якості адсорбата в адсорбційному холодильному модулі використовувалась вода з характеристиками, що представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристики води у адсорбційному холодильному модулі

Показники	Необхідні для роботи АХМ [92]	Реальні [ДСТУ 6709-72]
pH	6,5—9,0	6.43
Загальна жорсткість (по CaCO3)	50-600 мг/л	273
Загальна лужність (по CaCO3)	До 500 мг/л.	273
Загальна кількість розчинених Твердих речовин	1500 мг/л макс.	380
Електропровідність	2400 мСм/см	-
Хлориди	Менше 250,0 мг/л	4.0
Сульфати	250 мг/л макс.	2.83
Кількість	100 кг	100 кг

Холодоагент, що циркулює в контурі компресорно-конденсаторного агрегата UBC 2.5 має характеристики, що представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Характеристики холодоагенту 50%CH2F2/50%CHF2CF3 (R404A), що циркулює у холодильній системі за ДСТУ 817-2014

Показник	Характеристика
R404A	
Тип газу	Безбарвний та негорючий газ
Масова частка (%)	P134a-4; R143a-52; R125-44
Відносна молекулярна маса	97,6
Температура кипіння, °C	-46.5
Критична температура, °C	72,0
Критичний тиск, МПа	3,78
Густина при 20 °C, кг/м³	1067,33
Кількість, кг	9,8

2.2 Прибори, обладнання і вимірювальний інструмент

Дослідження проводились на компресорно-конденсаторному агрегаті бонети UBC 2.5, що складається з компресора, повітряного конденсатора,

випарника та дроселя. Технічними характеристиками компресорно-конденсаторного агрегата UBC 2.5 представлені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 – Робочі характеристики холодильної бонети UBC 2.5

Показник	Характеристика
Компресорно-конденсаторний агрегат UBC 2.5	
Холодопродуктивність, кВт	1,6
Енергоспоживання, кВт/год	2,2
Температура всередині кабінету, °С	-18
Холодоагент	R404A
Номінальна напруга	220 В
Габаритні розміри, Д*В*Г м	2,5*0,91*0,88

Контроль робочих характеристик, а саме температури в камері, температури кипіння, тиск і температура конденсації відбувалось завдяки електронному контролеру CAREL PJEZY0H011. Технічні характеристики контролеру CAREL PJEZY0H011 представлені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Характеристики контролеру CAREL PJEZY0H011

Показник	Характеристика
Контролер CAREL	
Робоча вологість, %	від 10 до 90
Роздільна здатність контролю, °С	1
Температурний діапазон роботи, °С	від (-50) до (+100)
Номінал контактного реле, А	8
Підключення, шт.	4
Тип датчика температури	NTC
Електроживлення, В	220

Вимірювання температури виконувалось датчиком температури типу NTC Carel NTC015WH01. Датчик температури Carel призначений для підключення до контролера. Він передає контролеру сигнал у вигляді опору, який електронний

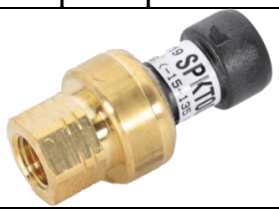
контролер трансформує у виміряне значення температури. Датчиком температури Carel NTC015WH01 використовується для замірювання температури в середині холодильної камери та температури адсорбента в адсорбері. Основні характеристики датчиком температури Carel NTC015WH01 представлені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Характеристики датчиком температури Carel NTC015WH01

Показник	Характеристика
Датчик температури	
Робочі температури, °С	-50...+105
Тип захисту	IP67
Довжина, м	1,5
Опір, кОм	10 ± 1%
Показник	Характеристика
Робочі температури, °С	-50...+105
Тип захисту	IP67
Довжина, м	1,5
Опір, кОм	10 ± 1%

Вимірювання тиску в конденсаторі відбувалось завдяки датчику тиску Carel SPKT0013R1. Такі датчики використовуються для вимірювання низького та середнього тиску до 9,3 бар. Датчик тиску підключається до контролера CAREL PJEZY0H011. В таблиці 2.7 представлені характеристики датчику тиску Carel SPKT0013R1.

Таблиця 2.7 – Характеристики датчику тиску Carel SPKT0013R1

Показник	Характеристика
Датчик тиску	
Робоча температура, °С	-40...+135
Ступінь захисту	IP65

Діапазон виміру, бар	-1 ... 9,3
З'єднання	¼
Робочий тиск, бар	30
Точність, %	±1,2
Живлення, В	4,5…5,5
Затримка, мс	10

Замір електроспоживання холодильної системи UBC 2.5 виконувався за допомогою електролічильника FLIX1 3680. Цей електролічильник використовується для замірювання електроспоживання систем малої та середньої потужності. Такий пристрій використовують на підприємствах з холодильною мебелью для зберігання продуктів харчування. Основні характеристики електролічильника FLIX1 3680 представлені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Характеристики енергометра FLIX1 3680

Показник	Характеристика
Енергометр FLIX1	
Робочий струм, кВт	5
Робоча напруга, В/Гц	230/50
Точність, %	±0,5
Відображення часу	0 секунд - 9999 днів
Частота дісплею, Гц	0-9999
Показання напруги, В	0-9999

Процес водопоглинання і випаровування води відбувається в адсорбері, що підключається мідною трубою до випарника. Випарник встановлюють між вентилятором та пластинчатим теплообмінником, з мідними трубками, повітряного конденсатора холодильної системи «UBC 2.5». Характеристики адсорбера і випарника представлені в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Характеристики адсорбційного модуля

Показник	Характеристика
Адсорбер з випарником	
Маса адсорбента, кг	12
Маса води в контурі, кг	16
Розміри адсорбера, м	1х0,2х0,3
Розміри випарника, м	0,6х0,1х0,5
Товщина трубопроводу, мм	22
Кількість контурів, шт	8

2.3 Методи досліджень

Експеримент розділений на чотири основні етапи дослідження впливу адсорбційного охолоджувального модуля на холодильну систему UBC 2.5. В кожному з етапів контролювались наступні параметри: енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5, температура в холодильній камері UBC 2.5, температура конденсації в повітряному конденсаторі, термостабільність адсорбенту в адсорбері і час роботи холодильної системи UBC 2.5.

Рисунок 2.1 – Компресорно-конденсаторний агрегат UBC 2.5

Рисунок 2.2 – Випарник АХМ

2.3.1 Перший етап експерименту. Набір температури в охолоджувальному об’ємі без адсорбційного охолоджувального модуля

Холодильна система UBC 2.5 підключається до мережі електропостачання через електролічильник FLIX1 3680. За допомогою контролера CAREL PJEZY0H011 включаємо холодильне обладнання і починається процес охолодження холодильної камери з температури +27°C до (-18°C). Електролічильник FLIX1 3680 вимірює енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 протягом 6 годин. Коли температура в камері досягла (-18°C), то датчик температури Carel NTC015WH01 дає команду контролеру CAREL PJEZY0H011 на відключення холодильної системи UBC 2.5. Результати експерименту наведені в таблиці 3.5.

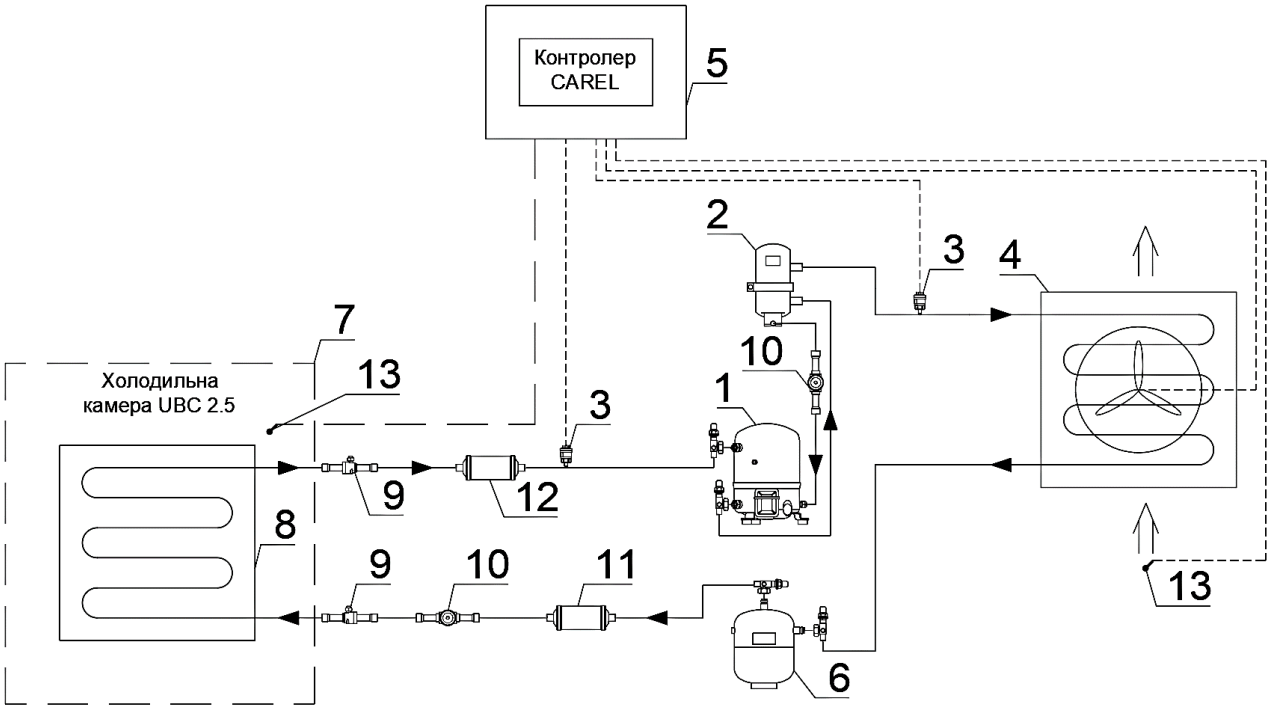


Рисунок 2.3 – Схема підключення холодильної системи UBC 2.5
1-компресор; 2- масловідділювач; 3-датчик температури; 4-повітряний конденсатор; 5-контролер; 6-ресивер; 7-холодильна камера; 8-випарник; 9-кран шаровий; 10-оглядове скло; 11,12-фільтр осушувач; 13-датчик температури;

2.3.2 Другий етап експерименту. Набір температури в охолоджувальному об'ємі з адсорбційним охолоджувальним модулем

До повітряного конденсатора холодильної системи UBC 2.5 підключається випарник адсорбційного охолоджувального модуля. Цей випарник підключається до адсорбера з засипаним адсорбентом. Заливаємо у випарник АХМ воду і починаємо процес водопоглинання. Вода починає дифундувати до адсорбера. За рахунок адсорбції води відбувається її випаровування, що створює ефект охолодження і розвантажує повітряний конденсатор за рахунок зняття теплового навантаження. Паралельно холодильна система UBC 2.5 підключається до мережі електропостачання через електролічильник FLIX1 3680. За допомогою контролера CAREL PJEZY0H011 включаємо холодильне обладнання і починається процес охолодження холодильної камери з температури +27°C до (-18°C). Результати експерименту наведені в таблиці 3.6.

2.3.3 Третій етап експерименту. Підтримання температурного режиму (-18°C) в холодильній камері UBC 2.5 протягом 19 годин без адсорбційного охолоджувального модуля

Холодильний агрегат підєднується до електропостачання через лічильник FLIX1 3680. Включаємо холодильне обладнання з контролера CAREL PJEZY0H011 і починаємо охолодження холодильної камери до температури (-18°C). При досягненні необхідної температури в камері, включається лічильник FLIX1 3680 і змірюється енергоспоживання холодильного обладнання протягом підтримування необхідної температури в камері. Результати експерименту наведені в таблиці 3.7.

2.3.4 Четвертий етап експерименту. Підтримання температурного режиму (-18°C) в холодильній камері UBC 2.5 протягом 19 годин з адсорбційним охолоджувальним модулем.

Холодильна система приєднується до електричної мережі через лічильник FLIX1 3680. За допомогою контролера CAREL PJEZY0H011 включається

холодильне обладнання та розпочинається процес охолодження до температури (-18°C). Випарник АХМ підключається до повітряного конденсатора холодильної системи. З'єднуючи випарник через пластинчатий конденсатор із адсорбером, ми наповнюємо робочий адсорбент у адсорбері та заповнюємо воду випарника адсорбційного охолоджувального модуля. Починаємо процес водопоглинання, де вода дифундує до адсорбера, і розпочинається випаровування води завдяки адсорбції. Це створює ефект охолодження і розвантажує повітряний конденсатор, відводячи теплове навантаження. Це дозволяє знизити температуру конденсації. Після цього активуємо електролічильник FLIX1 3680 та вимірюємо енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 кожну годину для підтримання температурного режиму в камері. Результати наведені в таблиці 3.8.

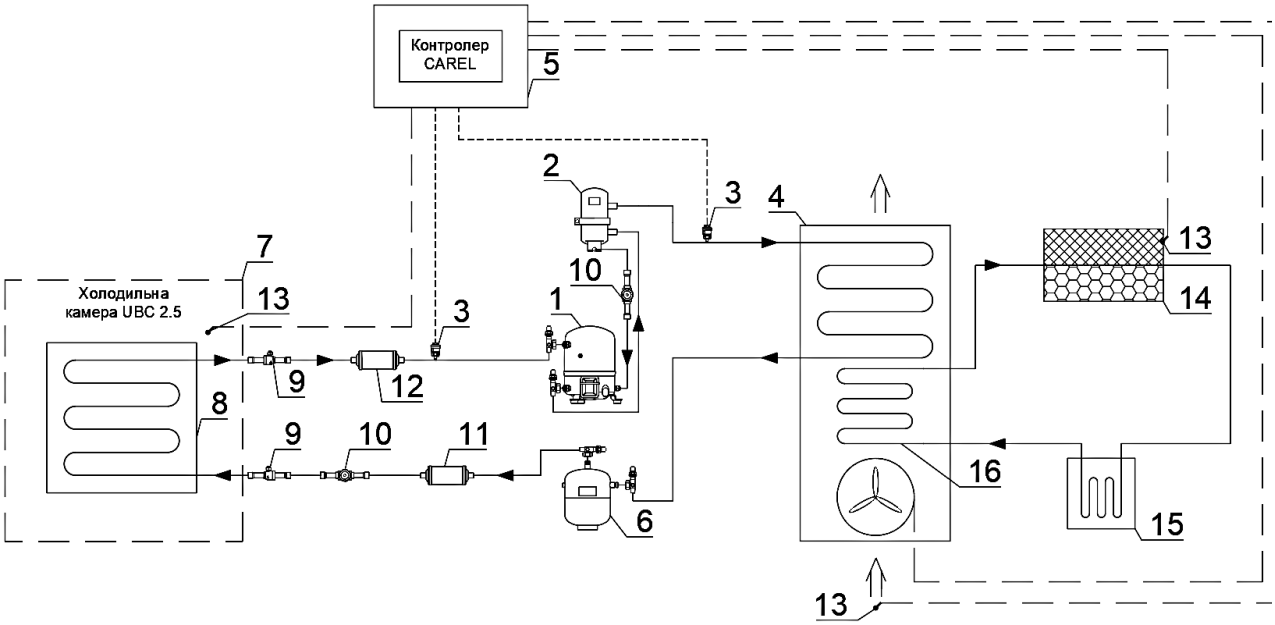


Рисунок 2.4 – Схема підключення адсорбційного охолоджувального модуля 1-компресор; 2- масловідділювач; 3-датчик температури; 4-повітряний конденсатор; 5-контролер; 6-ресивер; 7-холодильна камера; 8-випарник; 9-кран шаровий; 10-оглядове скло; 11,12-фільтр осушувач; 13-датчик температури; 14-адсорбер; 15- пластинчастий теплообмінник з мідними трубками; 16-випарник

РОЗДІЛ 3 ЗАХОДИ ЗІ ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Вплив зменшення температури конденсації на ефективність та функціонування класичної холодильної установки

Зменшення температури конденсації в класичній холодильній установці має декілька важливих впливів на її функціонування та ефективність, а саме:

1.Підвищення ефективності компресора: Зниження температури конденсації дозволяє підвищити тепловий обмін у конденсаторі. Це може призвести до підвищення робочої ефективності компресора, оскільки він здатний виводити більше тепла при низькій температурі конденсації [108,109].

2.Економія енергії: Зменшення температури конденсації зазвичай дозволяє зменшити споживання електроенергії холодильної установки. Зниження температури конденсації може зменшити тиск пароутворення і, відповідно, зменшити робочий тиск компресора, що дозволяє знизити витрати електроенергії [108,109].

3.Підвищення ефективності холодильного циклу: Зниження температури конденсації сприяє підвищенню теплового обміну і покращенню ефективності всього холодильного циклу. Це може призвести до швидшого охолодження і збільшення об'єму тепла, який може бути відведений з холодильної камери [108].

4.Зниження температури охолодженого простору: Зменшення температури конденсації дозволяє досягти більш низьких температур охолодження в холодильній камері. Це важливо для зберігання продуктів, які вимагають низьких температур, наприклад, заморожених продуктів чи лікарських препаратів [108,109].

Зазвичай для зменшення температури конденсації використовують адіабатичні конденсатори, які зменшують температуру конденсації за рахунок

води, яка розприскується через форсунки біля теплообмінної поверхні, чи на спеціальні мідні теплообмінні касети. Але це дуже дороге обладнання, яке потребує спеціальну водопідготовку, споживає велику кількість води та дуже чутливе до впливу навколишнього середовища. Адіабатичні конденсатори мають свої межі застосування, що залежать від характеристик холодоагенту та конструктивних особливостей холодильної системи. Зазвичай класичне холодильне обладнання підбирають на температуру конденсації 47°C з навколишньою температурою 32°C. Адіабатичні системи дозволяють зменшити температуру конденсації до 39°C, що дає можливість підібрати менший компресор і конденсатор. Це дозволяє значно зменшити експлуатаційні витрати холодильної системи. На рис. 3.1. показана залежність тиску конденсації і ентальпії. Зменшення тиску конденсації приводить до зменшення навантаження на холодильну систему [110].

Тому для побудови робочого циклу холодильної установки беремо саме ці значення конденсації для порівняння робочого циклу класичної холодильної установки та з адсорбційним охолоджувальним модулем.

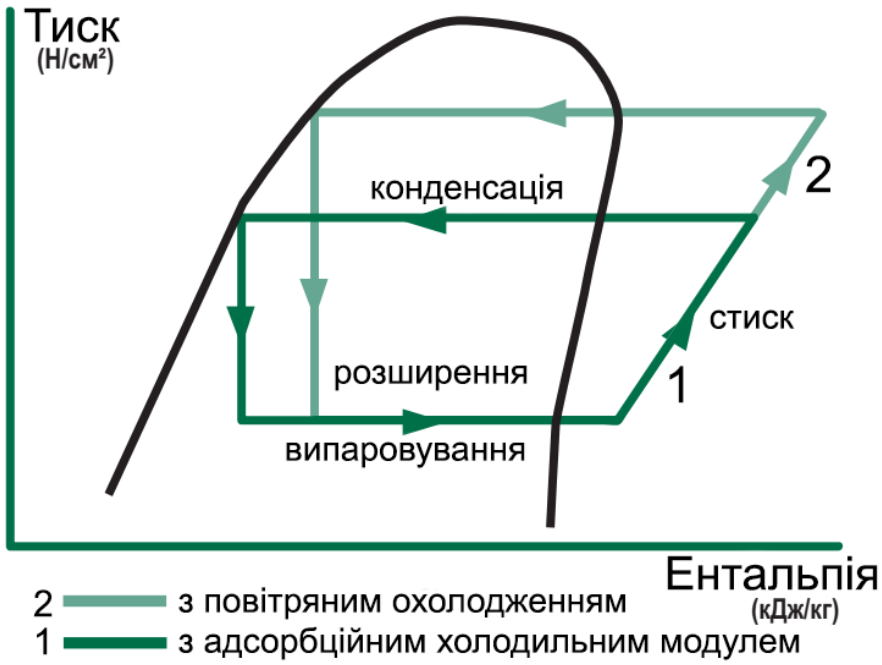


Рисунок 3.1 – Цикл холодильної системи з адсорбційним холодильним модулем [102]

3.2 Межі застосування адсорбційних холодильних модулів залежно від типу адсорбента та холодопродуктивності

Робота адсорбційного охолоджувального модуля залежить від типу робочого адсорбента, температури регенерації та необхідної холодопродуктивності. Від холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля залежить кількість тепла, що необхідно відвести від повітряного конденсатора та маса холодоагенту. В залежності від типу робочого адсорбента змінюється його маса та температура регенерації. Різні адсорбенти мають різне значення граничної адсорбції і від неї залежить маса адсорбента. Чим більше значення граничної адсорбції, тим менше адсорбента необхідно для відведення тепла з повітряного конденсатора [91].

На основі отриманих залежностей встановлюємо межи застосування АХМ для різних типів адсорбентів. Результати розрахунку представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Межі застосування адсорбційного охолоджувального модуля в залежності від типу адсорбента

Холодопро-ть, кВт на добу	Маса води, кг	Силікагель (20 %) – натрій сульфат (80%)	Силікагель (20%) – натрій ацетат (80%)	Силікагель RD	Силікагель КСМ № 6с	Силікагель Type 3A	Силікоалюмофосфат	Силікагель КСМ № 6п
		Мадс, кг	Мадс, кг	Мадс, кг	Мадс, кг	Мадс, кг	Мадс, кг	Мадс, кг
10	14,53	10,76	26,09	40,36	44,03	45,41	58,13	72,66
20	29,06	21,52	52,18	80,73	88,07	90,82	116,25	145,31
30	43,59	32,29	78,27	121,09	132,10	136,23	174,38	217,97
40	58,12	43,05	104,35	161,46	176,14	181,64	232,50	290,63
50	72,65	53,81	130,44	201,82	220,17	227,05	290,63	363,28
60	87,18	64,58	156,53	242,19	264,21	272,46	348,75	435,94
70	101,71	75,34	182,62	282,55	308,24	317,87	406,88	508,60
80	116,25	86,11	208,71	322,92	352,28	363,28	465,00	581,25
90	130,78	96,87	234,80	363,28	396,31	408,69	523,13	653,91

За результатами розрахунку встановлено:

1. Залежність від холодопродуктивності: З інформації випливає, що маса води та маса використовуваних адсорбентів пропорційно збільшуються зі зростанням холодопродуктивності. Це підтверджує той факт, що при великих навантаженнях на систему потрібно використовувати більше ресурсів для забезпечення ефективної роботи. Результати розрахунку представлені на рис. 3.2

2.Оптимізація витрат: Зростання холодопродуктивності призводить до збільшення маси адсорбентів, що може впливати на економічну ефективність системи. Оптимізація витрат адсорбентів та води може бути ключовим аспектом проектування та експлуатації систем холодильних установок.

3.Вибір оптимального режиму роботи: З огляду на різні маси води та адсорбентів при різних рівнях холодопродуктивності, важливо вибирати оптимальний режим роботи в залежності від конкретних потреб та умов експлуатації систем.

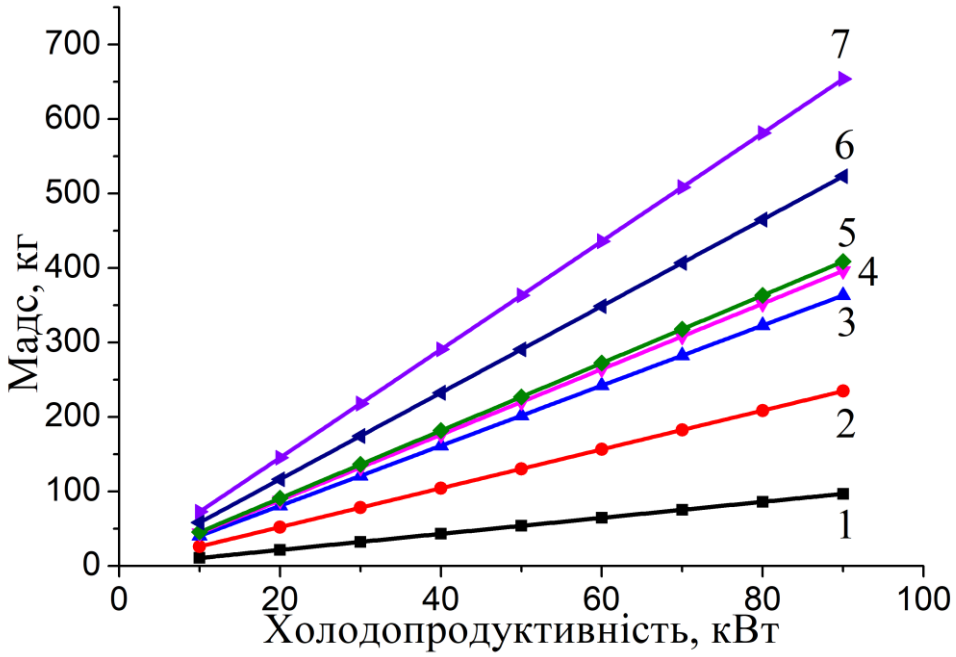


Рисунок 3.2 – Залежність маси адсорбенту від холодопродуктивності 1 – Силікагель (20%) – натрій сульфат (80%) 2 – Силікагель (20%) – натрій ацетат (80%) 3 – Силікагель RD 4 – Силікагель КСМ № 6с 5 – Силікагель Type 3A 6 – Силіко-алюмофосфат 7 - Силікагель КСМ № 6п

Мінімальне значення холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля складає 10 кВт на добу, що встановлено в залежності від мінімальної потужності застосування повітряного конденсатора. Для підтримання холодопродуктивності 10 кВт на добу необхідна маса води складає 14,53 кг. Встановлено, що мінімальна маса адсорбента складає 10,76 кг у Силікагель (20%) – натрій сульфат (80%) при граничній адсорбції 1,35 кг/кг і температурі регенерації 90°С. Максимальна маса адсорбента складає 72,66 кг у Силікагель КСМ № 6п при граничній адсорбції 0,20 кг/кг і температурі регенерації 150°С.

Максимальне значення холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля складає 90 кВт на добу, що встановлено в залежності від необхідної маси води для поглинання тепла з повітряного конденсатора і підтримання низького тиску конденсації. Для підтримання холодопродуктивності 90 кВт на добу необхідна маса води складає 130,78 кг. Мінімальна маса адсорбента складає 96,87 кг у Силікагель (20%) – натрій сульфат 80% при граничній адсорбції 1,35 кг/кг і температурі регенерації 90°С. Максимальна маса адсорбента складає 653,91 кг у Силікагель КСМ № 6п при граничній адсорбції 0,06 кг/кг і температурі регенерації 150°С.

Підвищення холодопродуктивності приведе до критичної маси води і адсорбента, що негативно вплине на розмір і вагу адсорбційного охолоджувального модуля. Тому оптимальним режимом АХМ є холодопродуктивність від 10 кВт до 90 кВт на добу. Для зменшення ваги і габаритних розмірів адсорбційного охолоджувального модуля оптимальним адсорбентом буде Силікагель (20%) – натрій сульфат (80%). Для зменшення температури регенерації оптимальним адсорбентом будє Силікагель (20%) – натрій ацетат (80%), що має температуру регенерації 60°С.

В залежності від конкретних технологічних можливостей і вимог до АХМ, варто обирати робочу пару адсорбату і адсорбенту для роботи з класичною холодильною установкою.

3.3 Порівняння робочого циклу класичної холодильної установки та холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем

Будуємо цикл класичної холодильної установки та холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем.

Робочі характеристики холодильної установки без адсорбційного охолоджувального модуля: температура кипіння -25 °С, тиск конденсації 20,47 бар, температура конденсації 45 °С, холодоагент R404a.

Робочі характеристики холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем: температура кипіння -25 °С, тиск конденсації 17,74 бар, температура конденсації 40 °С, холодоагент R404a. Цикл роботи класичної холодильної установки без адсорбційного охолоджувального модуля та з ним представлений на рис. 3.3.

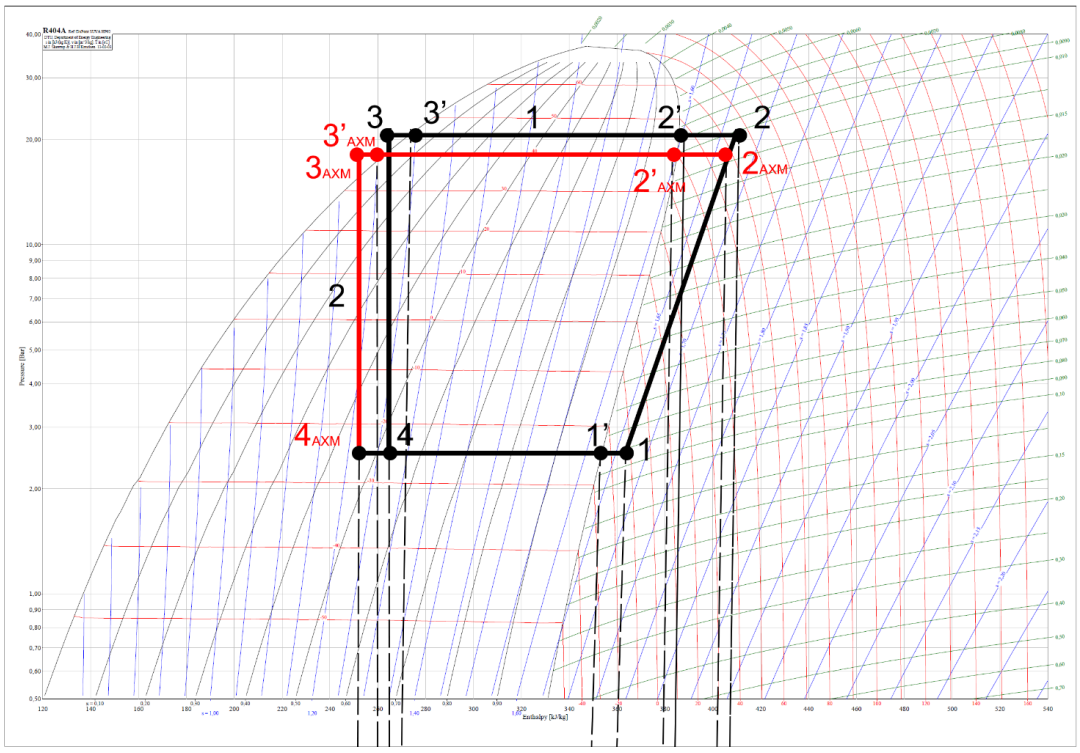


Рисунок 3.3 – Цикл роботи класичної холодильної установки та з АХМ 1 – Без АХМ; 2 – З АХМ

Отримані параметри холодоагенту в ключових точках холодильного циклу заносимо в таблицю 3.2,3.3.

Таблиця 3.2 – Параметри холодоагенту в ключових точках без адсорбційного охолоджувального модуля

№ точки	P,МПа	t, °C	i, кДж/кг	V, м^3/кг
1	0,25	-15	357,94	-
1´	0,25	-25	352,33	0,07814
2	2,047	+65	404	-
2´	2,047	+45	380,99	-
3	2,047	+38	263	-
3´	2,047	45	268,68	-
4	0,25	-25	263	-

Таблиця 3.3 – Параметри холодоагенту в ключових точках з адсорбційним охолоджувальним модулем

№ точки	P,МПа	t, °C	i, кДж/кг	V, м^3/кг
1	0,25	-15	357,94	-
1´	0,25	-25	352,33	0,07814
2	1,77	+55	401	-
2´	1,77	+40	380,26	-
3	1,77	+32	254,39	-
3´	1,77	40	260	-
4	1,77	-25	254,39	-

На основі отриманих параметрів холодоагенту в ключових точках проводимо розрахунок робочих характеристик компресора для класичного циклу холодильної системи UBC та циклу роботи холодильної системи UBC з адсорбційним охолоджувальним модулем. Результати розрахунку представлені в таблиці 3.4.

Питома масова холодопродуктивність [108]

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ кДж/кг} \quad (3.1)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність [108]

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \text{ кДж/м}^3 \quad (3.2)$$

Втрата холодоагента [108]:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/с} \quad (3.3)$$

Обсяг пари [108]:

$$V_d = G_a \times v_1 \text{ м}^3\text{/с} \quad (3.4)$$

Коефіцієнт подачі холодильного компресора залежно від тиску кипіння і конденсації[108]:

$$\lambda = f(\frac{P_k}{P_0}) \quad (3.5)$$

Розрахунковий обсяг холодильного компресора [108]:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} \text{ м}^3\text{/с} \quad (3.6)$$

Індикаторний КПД залежно від тиску кипіння і конденсації [108]:

$$\eta_i = f(\frac{P_k}{P_0}) \quad (3.7)$$

Адіабатна потужність компресора [108]:

$$N_a = G_a(i_2 - i_1)\text{кВт} \quad (3.8)$$

Індикаторна потужність компресора [108]:

$$N_i = N_a/\eta_i\text{кВт} \quad (3.9)$$

Потужність тертя компресора [108]:

$$N_{\text{тр}} = P_{\text{тр}} \times V_h\text{кВт} \quad (3.10)$$

Ефективна потужність компресора [108]:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}\text{кВт} \quad (3.11)$$

Таблиця 3.4 – Параметри холодоагенту в ключових точках з адсорбційним охолоджувальним модулем

Параметри	Без адсорбційного модуля	З адсорбційним модулем	Різниця
Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг	94,94	103,55	8,61
Питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м^3	1214,99	1325,18	110,19
Адіабатна потужність, кВт	0,870	0,751	0,119
Індикаторна потужність, кВт	1,20	0,988	0,212
Потужність тертя, кВт	0,126	0,1125	0,0135
Ефективна потужність низького ступеня, кВт	1,326	1,1	0,226

В результаті розрахунку було проведене порівняння робочих характеристик компресора при роботі з АХМ та без нього. Встановлено, що при роботі з АХМ збільшилась питома масова холодопродуктивність і питома об'ємна холодопродуктивність на 9%, адіабатна потужність зменшилась на 13,6%, індикаторна потужність зменшилась на 17,6%, потужність тертя зменшилась на 10,7%, ефективна потужність низького ступеня зменшилась на 17%

3.4 Визначення коефіцієнта продуктивності холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем

Компресори холодильних систем мають свої межі застосування, які залежать від типу компресора та холодоагента [102].

На рисунку 3.4 показані межі застосування холодильного компресора в залежності від температури кипіння та температури конденсації. Синя зона – застосування без обмежень; Блакитна зона – критичне застосування з використанням додаткового охолодження або зменшення температури газу, що всмоктується. В залежності від зони змінюється холодопродуктивність та COP (коефіцієнт продуктивності) холодильної системи [102].

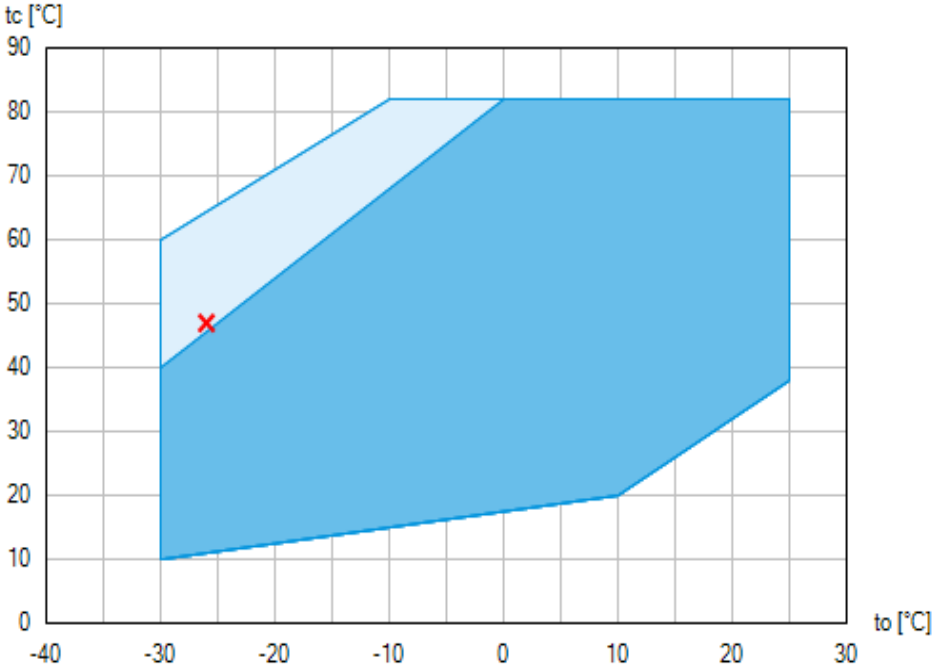


Рисунок 3.4 – Межі застосування поршневого компресора

Межі застосування поршневого компресора залежить від компресора та холодоагента, що використовується в системі холодозабезпечення. Кожен тип холодоагента має свої межі застосування від яких залежить коефіцієнт продуктивності (COP).

COP – Цей показник полягає в співвідношенні потужності, споживаної системою, до потужності, що вона видає. Чим більший COP, то ефективніше працює система [102].

$$COP = Q_к / N \tag{3.12}$$

Де $Q_к$ – холодопродуктивність холодильної машини; N – споживаєма потужність.

Чим більший відхил від синьої зони, тим менший COP холодильної машини. Тому для підвищення COP необхідно зменшити температуру конденсації або температуру кипіння. Зменшення температури кипіння вплини на необхідний холодильний ефект, а це вплине на температурний режим в

холодильній камері. Тому оптимальним рішенням є зменшення температури конденсації, що показано на рис. 3.5 [102].

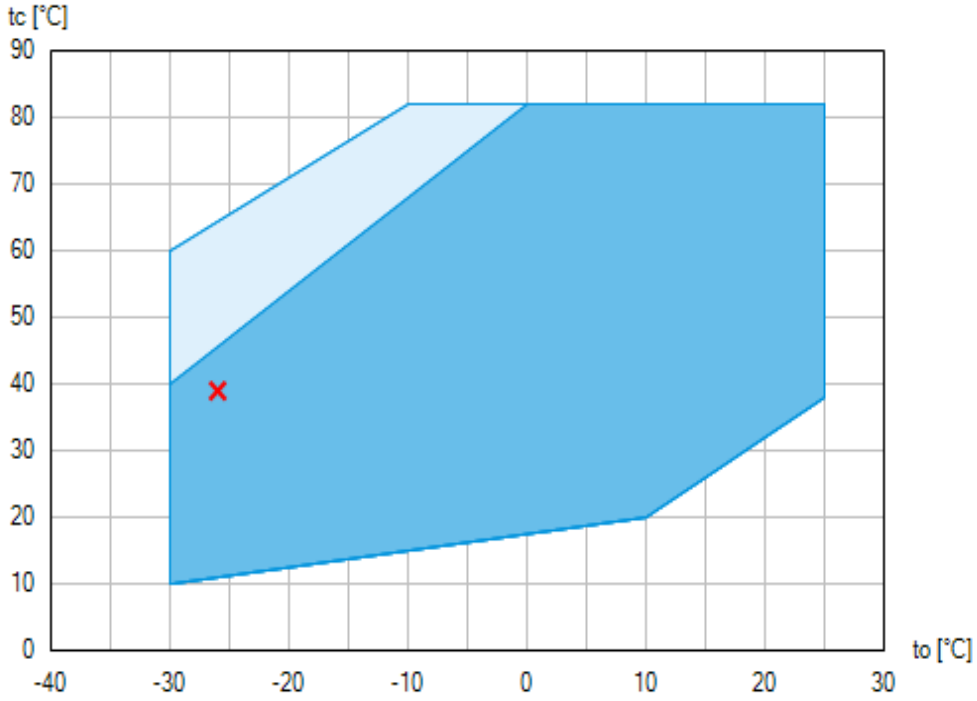


Рисунок 3.5 – Межі застосування поршневого компресора з меншою температурою конденсації

При зменшені температури конденсації з 45°C до 39°C робочий режим компресора повернувся в синю зону застосування компресору без обмежень при однаковій температурі кипіння. Компресору необхідно підтримувати менший тиск конденсації, що дозволяє збільшити холодопродуктивність і зменшити енергоспоживання поршневого компресора.

Далі розрахована залежність холодопродуктивності до температури конденсації. Встановлено, що при збільшені температури конденсації в холодильній системі відбувається зменшення холодопродуктивності компресора. Зменшення холодопродуктивності обумовлено тим, що компресору важко підтримувати високий тиск конденсації. Чим менше тиск конденсації, тим легше компресору стискати холодоагент до необхідного тиску і температури конденсації. Також важливим показником є температура навколишнього середовища, чим більше температура зовні конденсатора, тим важче

конденсатору сконденсувати холодоагент і відати тепло з холодильної камери у навколишнє середовище. Залежність температури конденсації на холодопродуктивність холодильної системи представлена на рис. 3.6.

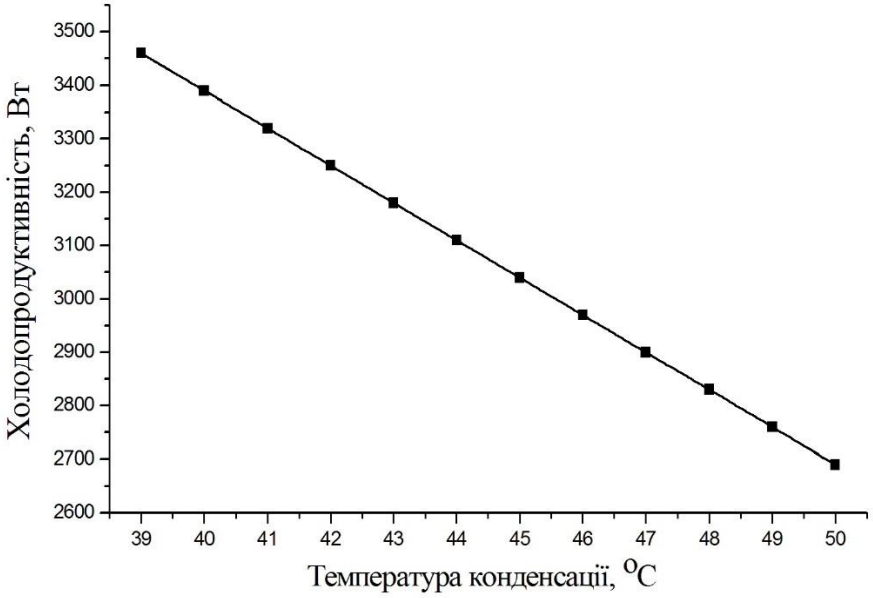


Рисунок 3.6 – Залежності температури конденсації на холодопродуктивність

Далі розраховуємо залежність споживаної потужності до температури конденсації. При збільшені температури конденсації компресорної холодильної установки з 39 °С до 50°С відбувається збільшення енергоспоживання з 1,35кВт до 1,49кВт. Мінімальна температура конденсації складає 10°С при температурі кипіння (-30°С), при збільшенні температури кипіння компресор вийде з діапазонна робочих температур холодоагента. В такому випадку холодоагент перестає виконувати свою функцію теплоносія. Максимальна робоча температура конденсації складає 80°С при кипінні 0°С. В залежності від режима роботи компресорної холодильної установки оберається адсорбційний холодильний модуль на необхідну холодопродуктивність. Залежності споживаної потужності до температури конденсації представлені на рис. 3.7.

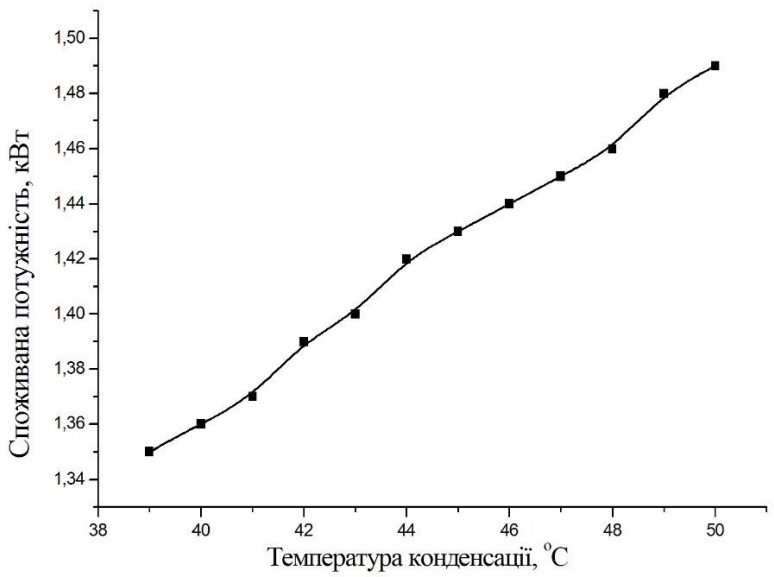


Рисунок 3.7 – Залежності споживаної потужності до температури конденсації

На основі отриманих результатів залежності холодопродуктивності і енергоспоживання до температури конденсації, можна розрахувати коефіцієнт продуктивності (COP) компресорної холодильної системи. Результати розрахунку коефіцієнта продуктивності представлені на рис. 3.8.

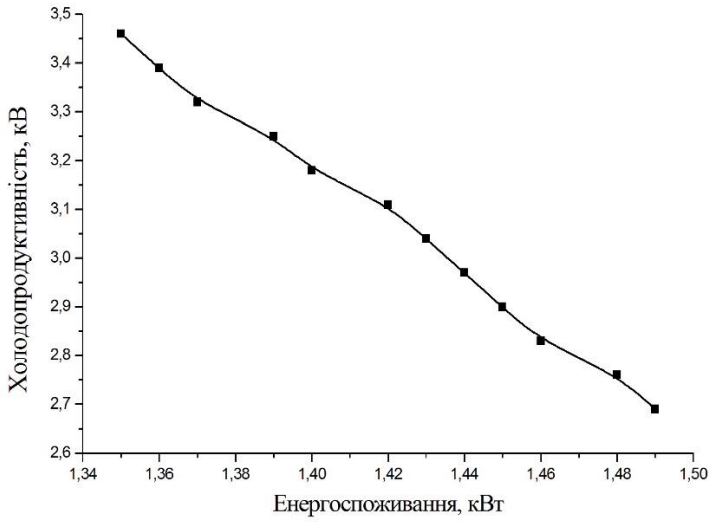


Рисунок 3.8 – Залежність коефіцієнта продуктивності (COP) до холодопродуктивності і енергоспоживання компресорної холодильної установки

Далі завдяки безкоштовній конструкторський програмі підбору компресорів, підбираєм компресор з однаковими параметрами роботи. Підбираємо два варіанті: перший на температуру конденсації 47 °С; другий на температуру конденсації 39 °С. Програма BOCK емулює роботу існуючих компресорів та показує залежності робочих характеристик компресора.

У першому випадку компресор працює з температурою кипіння (-25 °С) та температурою конденсації 45 °С. В такому режимі роботи холодопродуктивність складає 1.61кВт, енергоспоживання компресора складає 1,25кВт, а коефіцієнта продуктивності (COP) складає 1,28. В такому режимі роботи компресору необхідно підтримувати тиск конденсації 20,47 бар. Результати підбору поршневого компресора представлені на рис. 3.9.

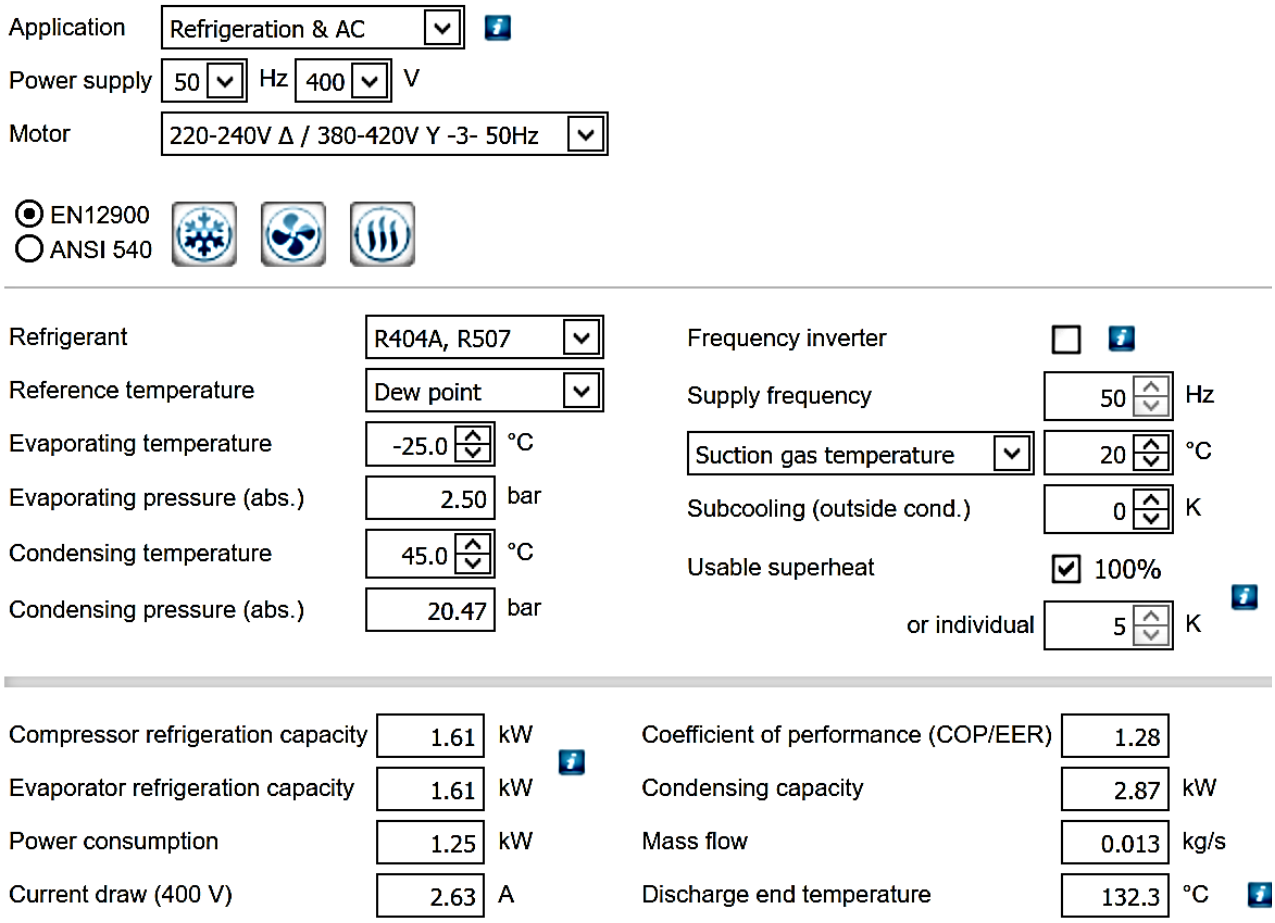


Рисунок 3.9 – Розрахунок поршневого на температуру конденсації 45 °С

У другому випадку компресор працює з температурою кипіння -25°С та температурою конденсації 39°С. В такому режимі роботи холодопродуктивність складає 1,83кВт, енергоспоживання компресора складає 1,21кВт, а коефіцієнта продуктивності (COP) складає 1,50. В такому режимі роботи компресору необхідно підтримувати тиск конденсації 17,74 бар. Результати підбору поршневого компресора представлені на рис. 3.10.

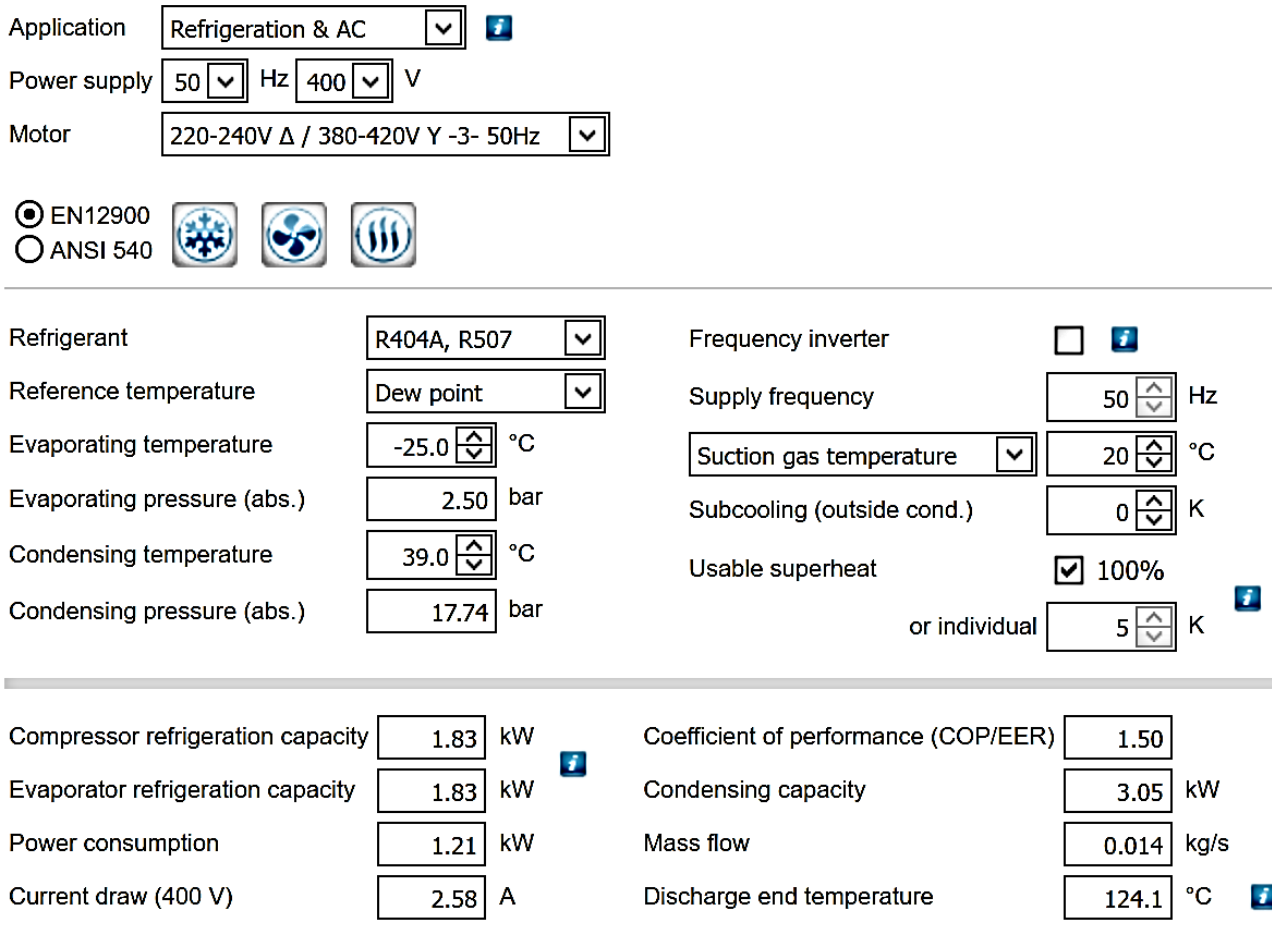


Рисунок 3.10 – Розрахунок компресора на температуру конденсації 39 °С

Зменшення температури конденсації дозволило збільшити холодопродуктивність і зменшити енергоспоживання компресора. Таким чином холодильний коефіцієнт компресора збільшився на 17,19% з 1,28 до 1,50, що підтверджує результати розрахунку наведені у таблиці 3.4.

3.5 Вплив адсорбційного охолоджувального модуля на робочі характеристики класичної холодильної установки

3.5.1 Результати першого етапу експерименту

В результаті першого етапу дослідження були отримані стандартні робочі характеристики холодильної системи UBC 2.5. Температура (-18°C) в холодильній камері UBC 2.5 була досягнута протягом 6 годин безперервної роботи компресорно-конденсаторний агрегат UBC 2.5. Протягом 6 годин температура конденсації складала 47°C, а тиск конденсації складал 21,44 бар. Споживана потужність коливалась від 2,2кВт на початку роботи компресора за рахунок пускового навантаження, до 0,9кВт у кінці циклу. Сумарна споживана потужність холодильної системи UBC 2.5 складає 7,55 кВт·год. Більш детально результати експерименту представлені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Параметри роботи холодильної системи «UBC 2.5» без адсорбційного охолоджувального модуля

Кількість годин роботи	Температура в камері, °C	Температура конденсації, °C	Тиск конденсаціїї, бар	Споживана потужність, кВт
1	27-19	47	21,44	2,2
2	19-8	47	21,44	2,1
3	8-0	47	21,44	1,9
4	0-(-5)	47	21,44	1,1
5	-6-(-10)	47	21,44	0,9
6	-11-(-18)	47	21,44	0,9
Споживана енергія протягом виходу на режим роботи				7,55кВт·год

3.5.2 Результати другого етапу експерименту

В результаті другого етапу дослідження були отримані робочі характеристики холодильної системи UBC 2.5 з адсорбційним охолоджувальним

модулем. Температура (-18°С) в холодильній камері UBC 2.5 була досягнута протягом 5 годин безперервної роботи компресорно-конденсаторний агрегат UBC 2.5. Протягом 5 годин температура конденсації складала від 47°С до 40°С, а тиск конденсації складал з 18,17 бар до 21,44 бар. Споживана потужність коливалась від 2,2кВт на початку роботи компресора за рахунок пускового навантаження, до 0,9кВт у кінці циклу. Температура адсорбента складала 34°С на початку експерименту і 46°С в кінці. Сумарна споживана потужність холодильної системи UBC 2.5 складає 6,2 кВт·год. Більш детально результати експерименту представлені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Параметри роботи холодильної системи «UBC 2.5» з адсорбційним охолоджувальним модулем

Кількість годин роботи	Тиск конденсації, бар	Температура в камері, °С	Температура конденсації, °С	Температура адсорбента, °С	Споживана потужність, кВт
1	21,44	27-19	47	34	2,2
2	19,52	19-0	43	42	2,1
3	18,17	0-(-5)	40	55	1,2
4	18,17	(-5)-(-10)	40	49	0,9
5	18,17	(-10)-(-18)	40	48	0,9
6	0	-18	0	46	0,0
Споживана енергія протягом виходу на режим роботи					6,2кВт·год

В результаті двох етапів випробування було встановлено, що в першу годину набору температури в камері UBC 2.5 була однакова температура конденсації і споживання електроенергії. З другої години роботи холодильного обладнання почалось зменшення температури конденсації з 47°С до 43°С, що вплинуло на показники енергоспоживання холодильної системи і зменшила їх з 2,2 кВт до 2,1 кВт. Далі температура конденсації зменшилась з 43°С до 40°С, що дало зменшення енергоспоживання з 2,1 кВт до 1,2 кВт. Наступні 2 години

температура конденсації 40°С і енергоспоживання 0,9 кВт були однаковими, що дало змогу холодильній системі UBC 2.5 на одну годину швидше досягти необхідної температури в камері (-18°С) ніж при роботі без адсорбційного охолоджувального модуля. Порівняння енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 без АХМ та з ним, представлені на рис.3.11.

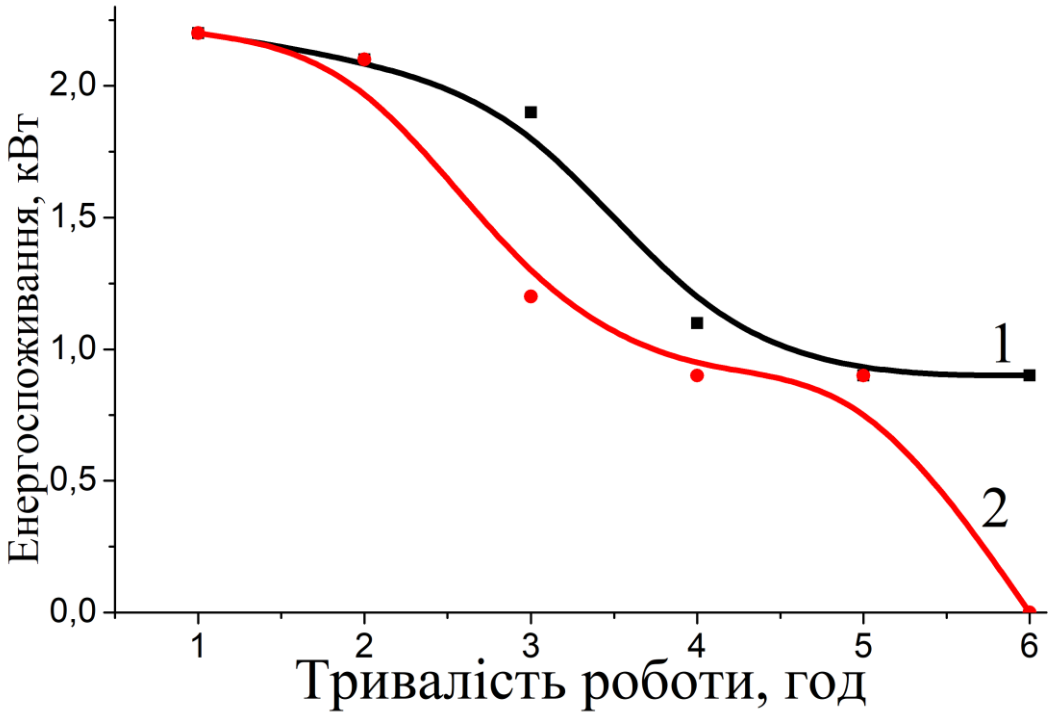


Рисунок 3.11 – Енергоспоживання холодильної системи протягом одного циклу: 1 – без АХМ, 2 – з АХМ

На основі отриманих результатів будуємо графік залежності температури адсорбента та енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 в процесі виходу на температурний режим (-18°С) в середині камери. Бачимо, що при збільшені інтенсивності процесу водопоглинання в інтервалі від 34°С до 55°С відбувається зменшення енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 в інтервалі від 0,9 кВт до 2,2 кВт. Це показує, що інтенсивність процесу водопоглинання впливає на коефіцієнт продуктивності (COP) холодильної системи з повітряним конденсатором. Отримані результати представлені на рис. 3.12.

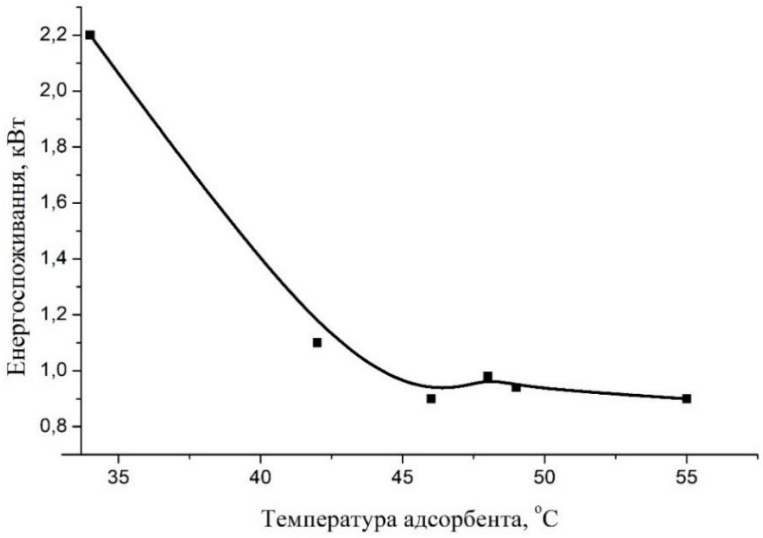


Рисунок 3.12 – Залежність енергоспоживання до температури адсорбента

На основі результатів дослідження встановлений вплив температури адсорбента в адсорбері на температуру конденсації компресорної холодильної установки. Встановлено, що спочатку циклу адсорбції температура конденсаціє в межах стандартного тиску 21,44 бар і температури 47°С. При старті роботи поршневого компресора спостерігається пікова споживана потужність 2,2 кВт. В процесі нагріву адсорбента в адсорбері з температури 34°С до 42°С підвищується інтенсивність процесу водопоглинання і випаровування води, що створює ефект охолодження в корпусі повітряного конденсатора. Енергоспоживання холодильної системи зменшилось з 2,2 кВт до 2,1 кВт. Далі адсорбент досяг свого пікового значення температури 55°С, а тиск конденсації зменшилось з 19,5бар до 18,17бар. Температура конденсації зменшилась з 43°С до 40°С, а енергоспоживання зменшилось з 1,2 до свого мінімального значення 0,9кВт. Після 4 годин роботи адсорбент почав остивати, а інтенсивність процесу адсорбції знизилась. Температура конденсації та тиск конденсації залишились 40°С і 18,17бар, що свідчить про утримання охолоджувального середовища в середині повітряного конденсатора за рахунок випарника зануреного типу, що працює в якості акумулятора холода. Залежності енергоспоживання від температури адсорбента і температури конденсації представлені на рис.3.13-3.14.

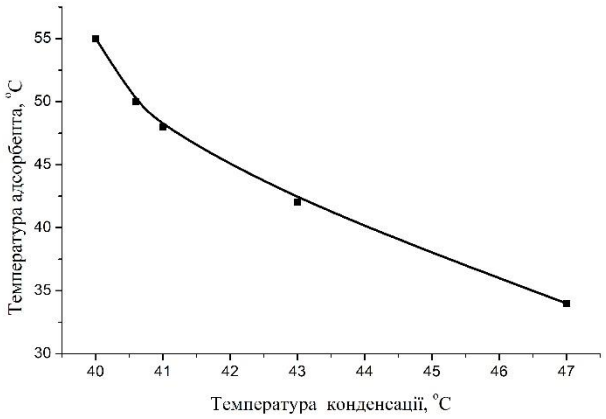


Рисунок 3.13 – Залежність температури адсорбента від температури конденсації

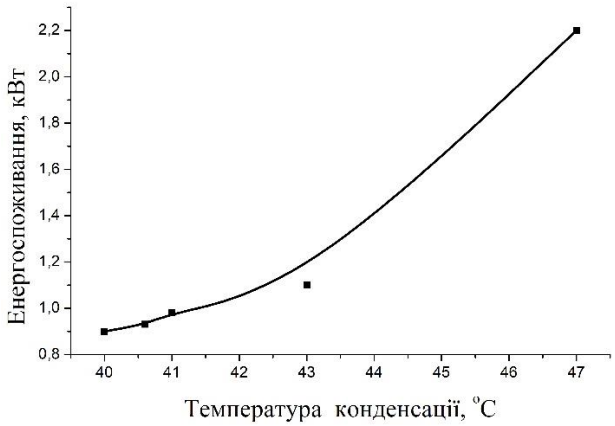


Рисунок 3.14 – Залежність енергоспоживання від температури конденсації

Встановлено вплив температури адсорбента в адсорбційному холодильному модулі і тиску конденсації в компресорній холодильній установці на енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 Бачимо, що тиск конденсації залежіть від інтенсивності процесу адсорбції в адсорбційному холодильному модулі. При збільшенні температури адсорбента на початку циклу, починається зменшення тиску конденсації. В процесі адсорбції тиск залишається незмінним до отримання необхідної температури (-18°С) в середині холодильної камери UBC 2.5. Результати представлені на рис. 3.15-3.16.

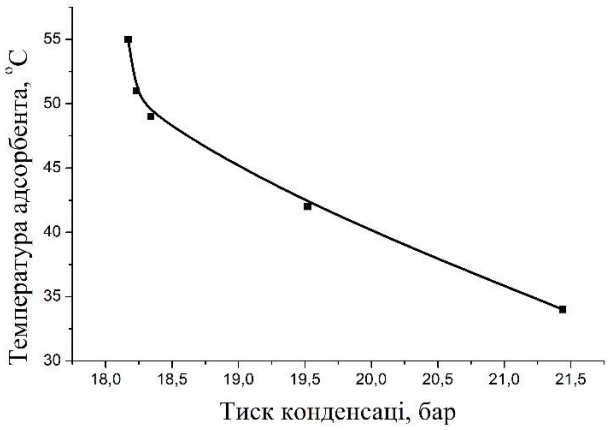


Рисунок 3.15 – Залежність температури адсорбента від тиску конденсації

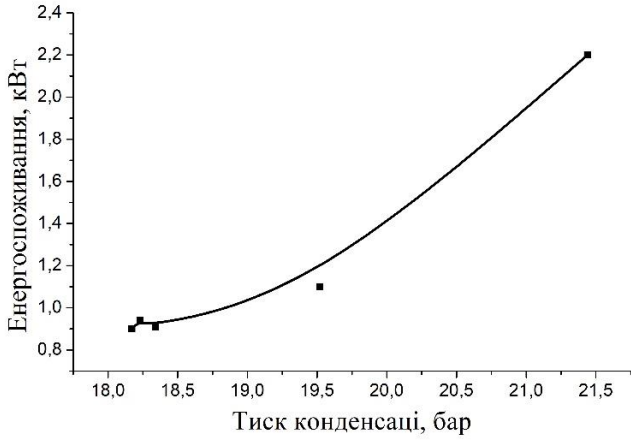


Рисунок 3.16 – Залежність енергоспоживання від тиску конденсації

3.5.3 Результати третього етапу експерименту

Після завершення третього етапу дослідження були отримані стандартні експлуатаційні характеристики холодильної системи UBC 2.5 для забезпечення стабільного температурного режиму у холодильній камері. Температурні показники у холодильній камері коливалися від (-16°C) до (-18°C) протягом 19 годин експлуатації для підтримки заданого режиму. Температура конденсації становила 47°C, а тиск конденсації залишався на рівні 21,44 бар протягом усього експерименту. Споживана потужність змінювалася від 3,6 кВт до 3,8 кВт, залежно від температури в камері UBC 2.5. Загальна енергія, витрачена холодильною системою UBC 2.5 протягом 19 годин для підтримання температурного режиму, склала 17,3 кВт·год. Результати дослідження представлені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC 2.5 без адсорбційного охолоджувального модуля

Тривалість роботи, год	Температура в камері, °C	Температура конденсації, °C	Тиск конденсації, бар	Споживана потужність, кВт за 4 години
1-4	-18	47	21,44	3,6
5-8	-16	47	21,44	3,8
9-12	-18	47	21,44	3,6
13-16	-17	47	21,44	3,7
17-20	-18	47	21,44	3,6
Споживана енергія протягом 20 годин роботи				17,3кВт·год

3.5.4 Результати четвертого етапу експерименту

В ході четвертого етапу дослідження були отримані експлуатаційні характеристики холодильної системи UBC 2.5, оснащеної адсорбційним охолоджувальним модулем. Температурний режим у холодильній камері

коливався від (-15°C) до (-18°C) протягом 19 годин функціонування для підтримки встановленого режиму. Температура конденсації варіювала від 40°C до 47°C, а тиск конденсації змінювався від 21,44 бар до 19,99 бар протягом усього експерименту. Споживана потужність коливалася від 2,62 кВт до 3,6 кВт залежно від температури в камері UBC 2.5. Загальна енергія, витрачена холодильною системою UBC 2.5 протягом 19 годин для підтримання температурного режиму з адсорбційним охолоджувальним модулем, становить 14,36 кВт·год. Результати дослідження представлені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC 2.5 з адсорбційним охолоджувальним модулем

Тривалість роботи, год	Температура в камері, °C	Температура конденсації, °C	Тиск конденсації, бар	Температура адсорбента, °C	Споживана потужність, кВт
1-4	-18	40	18,17	48	2,62
5-8	-17	41	18,62	55	2,91
9-12	-18	40	18,17	45	2,62
13-16	-15	42	19,07	38	3,41
17-20	-18	47	21,44	29	3,6
Споживана енергія протягом 20 годин роботи					14,36кВт·год

В результаті третього і четвертого випробування було встановлено, що холодильна система UBC 2.5 з АХМ споживає менше електроенергії протягом всього циклу підтримання робочої температури, що складало без АХМ 17,3 кВт·год, а з АХМ 14,36 кВт·год. Енергоспоживання холодильної системи з АХМ коливалось з 2,62 кВт до 3,6 кВт в кінці циклу адсорбції рис. 3.17. На восьмій години процес адсорбції закінчився і випарник АХМ почав нагріватись, що вплинуло на температуру конденсації холодильної системи UBC 2.5. Температура конденсації збільшилась з 40°C до 47°C за 6 годин, а тиск конденсації збільшилась з 18,17 бар до 21,44. Це вплинуло на енергоспоживання

і рівномірність підтримання робочої температури в камері зберігання UBC. В кінці циклу температура в камері коливалась від (-18 °С) до (-15 °С).

Порівняння енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5 без АХМ та з ним представлені на рис. 3.5. Бачимо, що при зменшені інтенсивності процесу адсорбції відбувається збільшення енергоспоживання холодильної системи UBC 2.5. При закінченні процесу адсорбції у випарнику АХМ починає зростати температура. Це впливає на температуру конденсації, що починає зростати до звичайних умов роботи. Залежність енергоспоживання до температури адсорбента представлена на рис. 3.18.

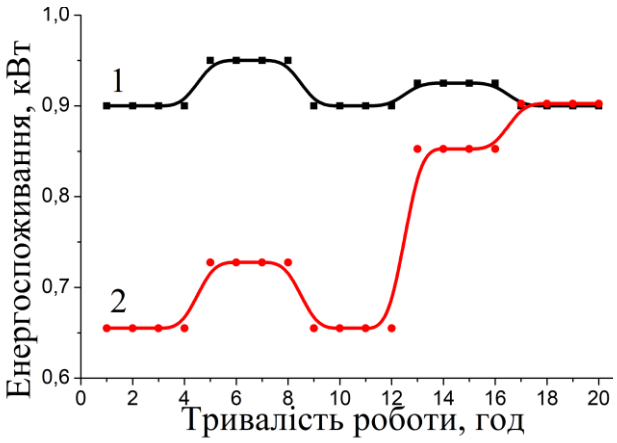


Рисунок 3.17 – Енергоспоживання холодильної системи протягом 20 годин підтримання температури 1- Без АХМ, 2 – З АХМ

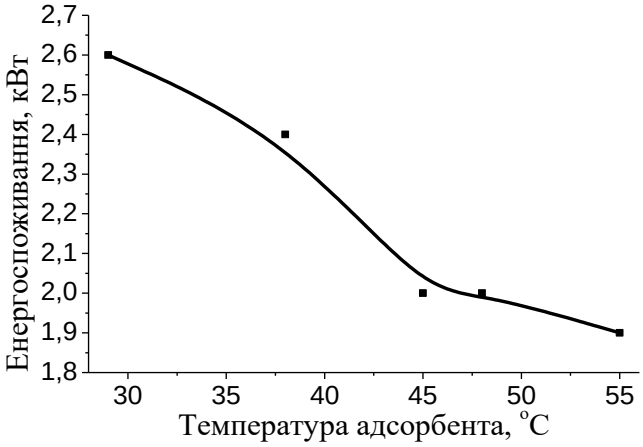


Рисунок 3.18 – Залежність енергоспоживання до температури адсорбента

Залежність температури адсорбента в адсорбційному модулі і температури конденсації в компресорній холодильній установці показало, що ефективність підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC 2.5 зменшується при охолоджені адсорбента з температури 45°С до 29 °С. При завершені процесу адсорбції в адсорбційному модулі на 13 годині підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC починається збільшення температури конденсації з 40°С до 47°С, а енергоспоживання зростає з 2,62кВт до 3,6кВт. Тиск конденсації в повітряному конденсаторі холодильної системи збільшується з 18,17бар до 21,44 бар. Результати представлені на рис. 3.19-3.20.

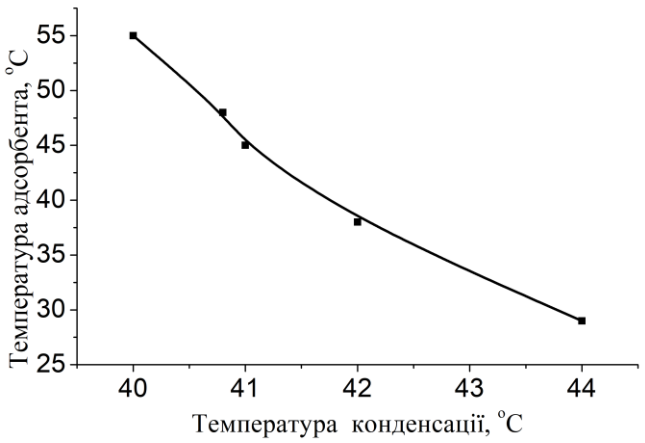


Рисунок 3.19 – Залежність температури конденсації від температури адсорбента

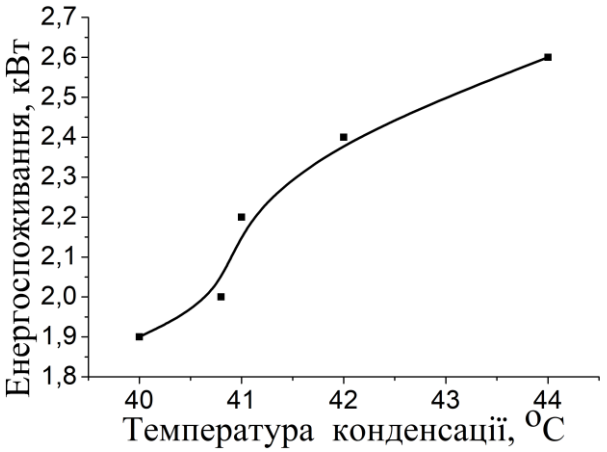


Рисунок 3.20 - Залежність енергоспоживання від температури конденсації

Мінімальне значення енергоспоживання 2,62кВт холодильної системи UBC отримано при тиску конденсації в повітряному конденсаторі холодильної системи 18,17 бар та температурі адсорбента 55°C в адсорбері адсорбційного охолоджувального модуля. Залежність енергоспоживання від температури адсорбента і тиску конденсації представлена на рис. 3.21-3.22.

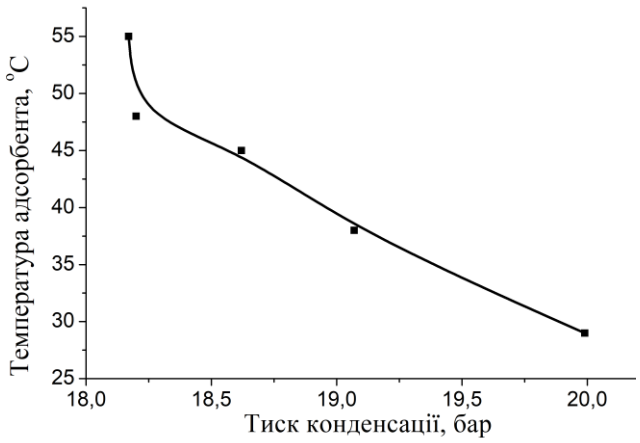


Рисунок 3.21 – Залежність тиску конденсації від температури адсорбента

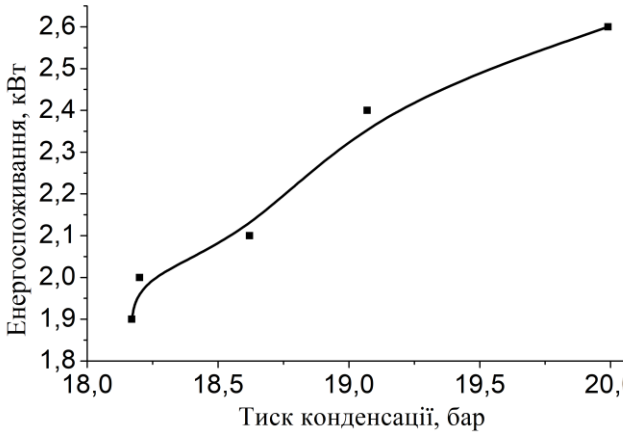


Рисунок 3.22 - Залежність енергоспоживання від тиску конденсації

3.6 Висновок

Проведено дослідження впливу адсорбційного охолоджувального модуля на робочі характеристики класичної холодильної установки. Отримані результати підтверджують, що при низьких температурах конденсації використання компактнішого компресора, що споживає менше енергії, призводить до значного зменшення експлуатаційних витрат холодильної системи.

На основі порівняльного аналізу робочих характеристик класичної холодильної установки та установки з АХМ встановлено, що введення останнього призводить до позитивних змін у питомій масовій і об'ємній холодопродуктивності, зменшення адіабатної потужності та індикаторної потужності компресора. Питома масова холодопродуктивність та питома об'ємна холодопродуктивність зросли на 9%, що свідчить про ефективність використання адсорбційного охолоджувального модуля при низьких температурах конденсації. Зменшення адіабатної потужності на 13,6% та індикаторної потужності на 17,6% свідчить про оптимізацію енергетичних показників системи. Порівняльний аналіз також вказує на зменшення потужності тертя на 10,7%, що свідчить про менше втрати енергії у системі з адсорбційним охолоджувальним модулем. Зменшення ефективної потужності низького ступеня на 17% підтверджує загальне поліпшення ефективності та енергозбереження при використанні адсорбційного охолоджувального модуля.

Визначено вплив адсорбційного охолоджувального модуля на коефіцієнта продуктивності (COP) холодильної системи. Залежності COP від температури конденсації і температури кипіння компресорної холодильної системи ілюструють, що зменшення температури конденсації може позитивно впливати на ефективність системи. В результаті аналізу визначено оптимальну температуру конденсації, при якій COP досягає максимального значення.

Застосування адсорбційного охолоджувального модуля, зокрема, при зменшені температури конденсації, показало позитивний вплив на енергозбереження та енергоефективність компресорної холодильної системи. Проведено порівняння двох варіантів роботи компресора з різними температурами конденсації, де визначено, що зниження температури конденсації призводить до збільшення COP, покращуючи ефективність системи.

На основі наданих результатів першого і другого етапів експерименту можна зробити наступні висновки:

1. Вплив адсорбційного охолоджувального модуля: Порівняно результати першого та другого етапів експерименту, можна бачити, що застосування адсорбційного охолоджувального модуля дозволило значно зменшити споживану потужність холодильної системи. У першому етапі споживана потужність складала 7,55 кВт, тоді як у другому етапі вона скоротилася до 6,2 кВт. Це означає, що використання адсорбційного процесу сприяє ефективнішому охолодженню без необхідності великого енергоспоживання.

2. Зниження температури конденсації: У другому етапі експерименту, за використання адсорбційного охолоджувального модуля, температура конденсації знизилася з 47°C (перший етап) до 40°C (другий етап). Це свідчить про зниження теплового навантаження на холодильну систему, що може бути корисним для підтримки її ефективності та тривалості роботи.

3. Завдяки адсорбційному холодильному модулю була досягнута температура в холодильній камері (-18°C) на одну годину раніше ніж в першому етапі експерименту. Завдяки цьому холодильна система UBC 2.5 працювала і споживала електроенергію на одну годину менше ніж в першому етапі експерименту.

На основі наданих результатів третього та четвертого етапів експерименту можна зробити наступні висновки:

1. Вплив адсорбційного охолоджувального модуля на споживану потужність: Введення АХМ значно знизило споживану потужність холодильної системи. У третьому етапі експерименту без адсорбційного охолоджувального модуля споживана потужність становила 17,3 кВт, тоді як з АХМ у четвертому етапі вона зменшилася до 14,36 кВт. Це демонструє, що використання адсорбційного охолоджувального процесу дозволяє зекономити енергію в холодильних системах.

2. Зниження температури конденсації: Використання адсорбційного охолоджувального модуля також призвело до зниження температури конденсації. У четвертому етапі температура конденсації була нижчою (40-42°C) у порівнянні з третім етапом (47°C). Зменшення температури конденсації важливе для збереження ефективності та тривалості роботи холодильної системи.

3. Підтримання температурного режиму: При зниженні споживаної потужності і температури конденсації, компресорно-конденсаторний агрегат UBC 2.5 з адсорбційним холодильним модуль успішно забезпечив підтримання температурного режиму -18°C в холодильній камері протягом 19 годин.

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПІДБІР АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

4.1 Розрахунок та підбір адсорбційного модуля для повітряного конденсатора

Схема роботи класичної компресорної холодильної установки з повітряним конденсатором. Тепловий баланс компресорної холодильної установки описує обмін теплом між різними компонентами системи. У класичній компресорній холодильній установці можна виділити кілька ключових етапів теплового балансу:

1.Компресія (Компресор Q_1): Компресор забирає холодильний пар на низькому тиску та низькій температурі і стискає його до високого тиску та високої температури. Під час цього процесу відбувається великий приріст енергії у вигляді тепла через внесення механічної роботи в газ.

2.Конденсація (Конденсатор Q_2): Стиснений газ подається в конденсатор, де відбувається втрата тепла. Газ конденсується, віддаючи тепло довкіллю. Цей процес відбувається при постійному тиску і випускає велику кількість тепла.

3. Розширення (дросельний клапан): Рідкий холодоагент, отриманий в конденсаторі, подається через дросельний клапан. Під час цього процесу тиск рідини різко знижується, що призводить до втрати тепла і зниження температури рідини.

4.Евапорація (Евапоратор Q_3): Рідкий холодоагент, після дроселювання, входить в евапоратор, де відбувається випаровування. Під час цього процесу газ поглинає тепло від навколишнього середовища, і тепло витрачається на випаровування рідини.

Цей цикл продовжується, забезпечуючи постійний процес виробництва холоду. Тепловий баланс установки слід враховувати, щоб забезпечити ефективну роботу системи та мінімізувати витрати енергії. Схема роботи

класичної компресорної холодильної установки з повітряним конденсатором представлена на рис 4.1.

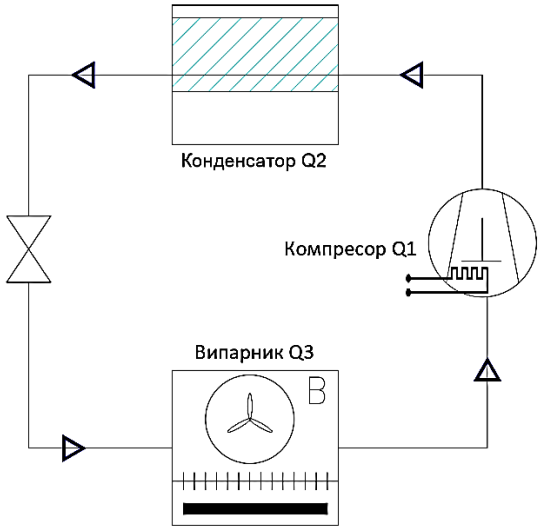


Рисунок 4.1 – Класична схема компресорної холодильної установки

Тоді рівняння теплового балансу класичної компресорної холодильної установки з повітряним конденсатором буде виглядати наступним чином

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \tag{4.1}$$

Схема роботи компресорної холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем. До повітряного конденсатора класичної холодильної установки підключається контур адсорбційного охолоджувального модуля, що поглинає частину тепла від повітряного конденсатора. Тоді частина тепла з конденсатора потрапляє у навколишнє середовища, а інша частина поглинається адсорбційним охолоджувальним модулем. Завдяки цьому зменшується температура та тиск конденсації і цикл класичної холодильної установки змінюється з звичайного тиску конденсації на зменшений. Тоді схема роботи компресорної холодильної установки з АХМ буде наступна:

1.Компресія (Компресор Q_1): Компресор забирає холодильний пар на низькому тиску та низькій температурі і стискає його до тиску конденсації адсорбційного охолоджувального модуля, що дозволяє зняти частину

навантаження з компресора. Під час цього процесу відбувається менший приріст енергії у вигляді тепла через внесення меншої механічної роботи.

2.Конденсація (Конденсатор Q_2): Стиснений газ подається в конденсатор, де відбувається втрата тепла. Газ конденсується, віддаючи частину тепла в навколишнє середовище, а іншу частину тепла поглинає адсорбційний холодильний модуль. Цей процес відбувається при постійному тиску і випускає велику кількість тепла.

3. Розширення (дросельний клапан): Рідкий холодоагент, отриманий в конденсаторі, подається через експанзійний клапан. Під час цього процесу тиск рідини різко знижується, що призводить до втрати тепла і зниження температури рідини.

4.Евапорація (Евапоратор Q_3): Рідкий холодоагент, після дроселювання, входить в евапоратор, де відбувається випаровування. Під час цього процесу газ поглинає тепло від навколишнього середовища, і тепло витрачається на випаровування рідини. Схема роботи класичної компресорної холодильної установки з АХМ представлена на рис. 4.2.

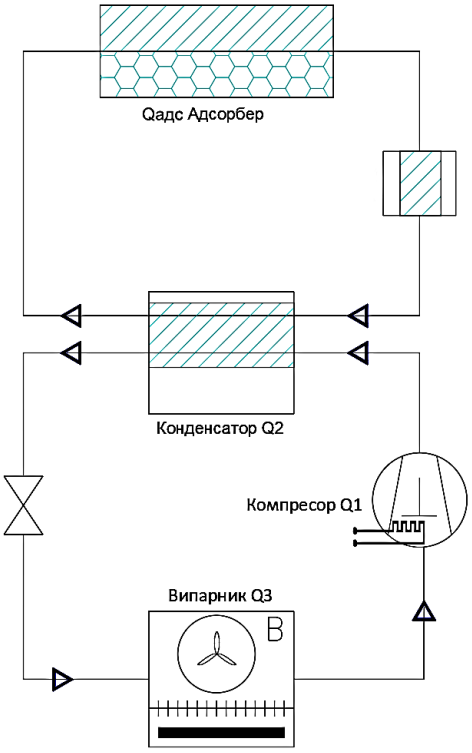


Рисунок 4.2 – Компресорна холодильна установка з адсорбційним охолоджувальним модулем

Тоді рівняння теплового балансу компресорної холодильної установки з АХМ буде виглядати наступним чином

$$Q_1^{''} = Q_{адс} + Q_2^{''} + Q_3 \quad (4.2)$$

$$Q_1 - Q_1^{''} = Q_2 + Q_3 - Q_{адс} - Q_2^{''} - Q_3 \quad (4.3)$$

$$\Delta Q = Q_2 - (Q_{адс} + Q_2^{''}) \quad (4.4)$$

Розрахунок продуктивності повітряного конденсатора. Передача тепла через стінки конденсатора відбувається завдяки теплопровідності. Тому продуктивність конденсатора визначають за основним рівнянням теплопередачі [108]:

$$Q_{k1} = F \times K \times \Delta t \quad (4.5)$$

де F - площа поверхні конденсатора, м; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м); Δt - середня логарифмічна різниця між температурами конденсації холодоагента та навколишнього середовища, К.

Площа повітряного конденсатора [108]:

$$F = \frac{\sum Q^{кд}}{K \cdot \theta_{ср}}, \quad (4.6)$$

де $Q^{кд}$ – теплове навантаження, Вт;

K – коефіцієнт теплопередачі повітряних конденсаторів, Вт/м^2•К;

$\theta_{ср}$ –розрахунковий температурний напір температури конденсації к холодильному середовищу.

Коефіцієнт теплопередачі K визначається як:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}}\right)}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot K} \tag{4.7}$$

де $\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні; $\alpha_{нар}$- коефіцієнт тепловіддачі від наружної поверхні; δ_j/λ_j - сума теплових опорів шарів стінки і теплоізоляції.

одже, продуктивність повітряного конденсатора складає:

$$Q_{k1} = F \times K \times \Delta t, \text{Вт} \tag{4.8}$$

Розрахунок продуктивності конденсатора з адсорбційним охолоджувальним модулем.

$$Q_{k2} = F \times K \times \Delta t", \text{Вт} \tag{4.9}$$

Різниця продуктивності повітряного конденсатора с адсорбційною холодильною установкою та без модуля.

$$\Delta Q = Q_{k1} - Q_{k2}, \text{Вт} \tag{4.10}$$

На основі розрахунку продуктивності повітряного конденсатора було встановлено, що з адсорбційною холодильною установкою потрібен менший конденсатор для однієї і тієї холодильної системи. Це дає можливість підібрати повітряний конденсатор та холодильну систему меншою потужністю.

Далі розраховуємо масу води, яка потрібна для відведення тепла від повітряного конденсатора. Для цього отриману різницю Вт переводимо в кДж/ч і помножуємо на кількість робочих годин обладнання. Холодильне обладнання буде працювати 18 годи на добу, інший час буде проходити процес відтайка. З вісімнадцяти годин робити холодильного обладнання пікова активність сонячного випромінювання буде складати 8 годин.

Розрахункова маса води для адсорбційного охолоджувального модуля:

$$M_{H2O} = \frac{\Delta Q}{\Delta H_{\text{дес}}}, \text{кг} \quad (4.11)$$

де,ΔQ – теплое навантаження кВт; $\Delta H_{\text{дес}}$ – теплота десорбції, кДж/кг

Виходячи з адсорбційної ємності композиту «силікагель/Na_2SO_4» за даними роботи [97], можна розрахувати масу адсорбенту, необхідно розмістити в адсорбері.

Розрахункова маса адсорбенту для адсорбційного модуля:

$$\text{М}_{\text{адс}} = \frac{M_{H2O}}{\text{А}_{MAX}} \quad (4.12)$$

де $\text{М}_{\text{адс}}$ – необхідна кількість адсорбенту, кг; $\text{А}_{\text{мах}}$ – гранична адсорбція, кг/кг; М_{H2O} – маса води в холодильному контурі, кг.

Проводимо розрахунок кількості адсорбента і води для різної холодопродуктивності адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної холодильної установки. Результати розрахунків представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Холодопродуктивність адсорбційного охолоджувального модуля при різній масі адсорбенту та води в контурі

Холодопродуктивність, кВт	Маса адсорбента, кг	Маса води, кг
10	10,76	14,53
20	21,52	29,06
30	32,29	43,59
40	43,05	58,12
50	53,81	72,65
60	64,58	87,18
70	75,34	101,71
80	86,11	116,25
90	96,87	130,78

В результаті розрахунку була отримана залежність холодопродуктивності від маси адсорбента та кількості води в контурі адсорбційного охолоджувального модуля. Для поглинання від повітряного конденсатора класичної холодильної системи 10кВт тепла, необхідно 10,76 кг адсорбента і 14,53 кг води. Тоді холодопродуктивність адсорбційного охолоджувального модуля буде складати 10кВт.

Показана залежність холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора від маси води, що випаровується в процесі адсорбції у контурі адсорбера. Встановлено, що при збільшені кількості води з 14,53кг до 130,78кг збільшується холодопродуктивність АХМ з 10кВт до 90кВт при рівномірному процесі адсорбції в адсорбері. Розрахована залежність холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля від маси води представлена на рис. 4.3.

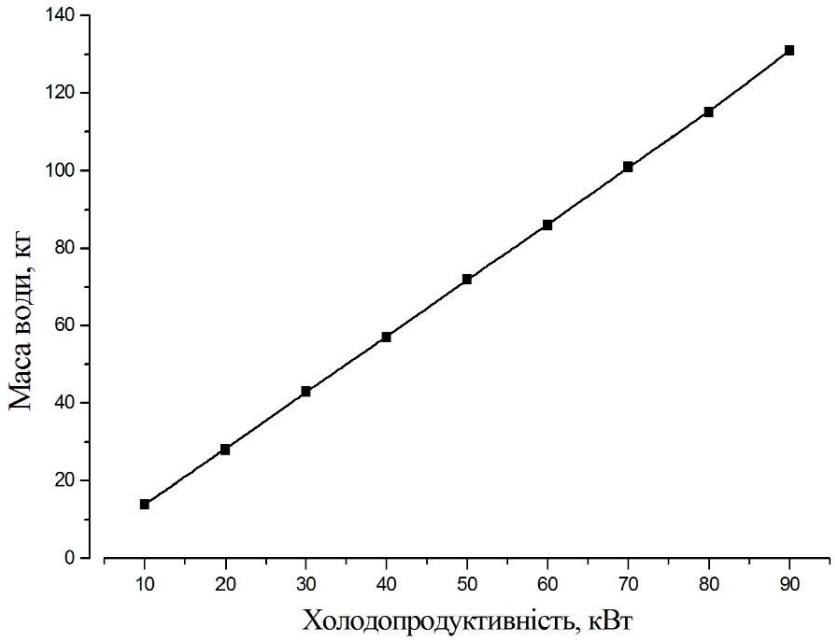


Рисунок 4.3 - Залежність холодопродуктивності від маси води

Далі показана залежність холодопродуктивності АХМ для охолодження повітряного конденсатора від маси адсорбента, що знаходиться в адсорбері.

Встановлено, що при збільшені маси адсорбента з 10,76кг до 96,87кг збільшується холодопродуктивність АХМ з 10кВт до 90кВт при рівномірному процесі адсорбції в адсорбері.

Підтримання заданої холодопродуктивності АХМ залежіть від рівномірності і постійності процесу адсорбції в адсорбційному холодильному модулі. Поглинання води повинно відбуватись по всій площі адсорбента з однаковою швидкістю. Від рівномірності процесу адсорбції залежить рівномірність випаровування води в адсорбері, що впливає на холодопродуктивність АХМ. Від холодопродуктивності АХМ залежить температура та тиск конденсації в повітряному конденсаторі класичної холодильної системи. Залежність холодопродуктивності від маси адсорбента представлена на рис. 4.4.

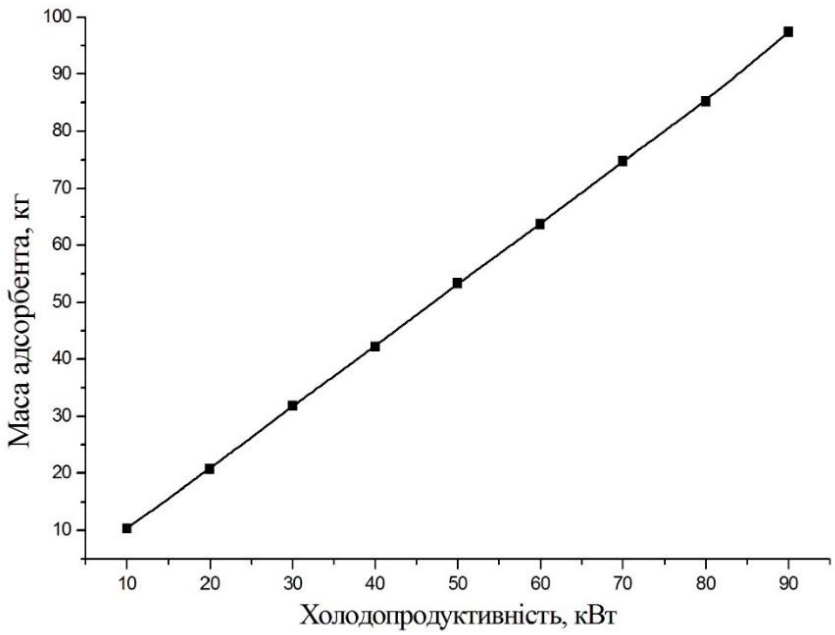


Рисунок 4.4 - Залежність холодопродуктивності від маси адсорбента

В таблиці 4.2 показані різні типи адсорбентів, їх властивості та якості, які впливають на АХМ. В залежності від типу адсорбенту змінюється гранична адсорбція, маса води та температура регенерації адсорбенту. Найменша кількість адсорбента складає для Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %. Найменше

значення температури регенерації 60°С встановлено для адсорбентів Силікоалюмофосфат та Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %.

Таблиця 4.2 – Залежність маси адсорбента від граничної адсорбції [113]

Адсорбенти	Гранична адсорбція $A_{мах}$, кг/кг	М адсорбента, кг	Т регенерації, °С
Силікагель КСМ 6п	0.201	653,914	150
Силікагель КСК 1	0,0601	2191,2	150
Силікагель КСМ 6с	0,3305	396,311	150
Силікагель 3А	0.3205	408,693	100
Силікагель RD	0.3604	363,282	100
Силікоалюмофосфат	0,2501	523,131	60
Силікагель (20%) – натрій ацетат (80%)	0,558	234,801	60
Силікагель (20%) – натрій сульфат (80%)	1,3504	96,874	90

При збільшені граничної адсорбції відбувається зменшення необхідної кількості адсорбента, що показано на рис 4.5.

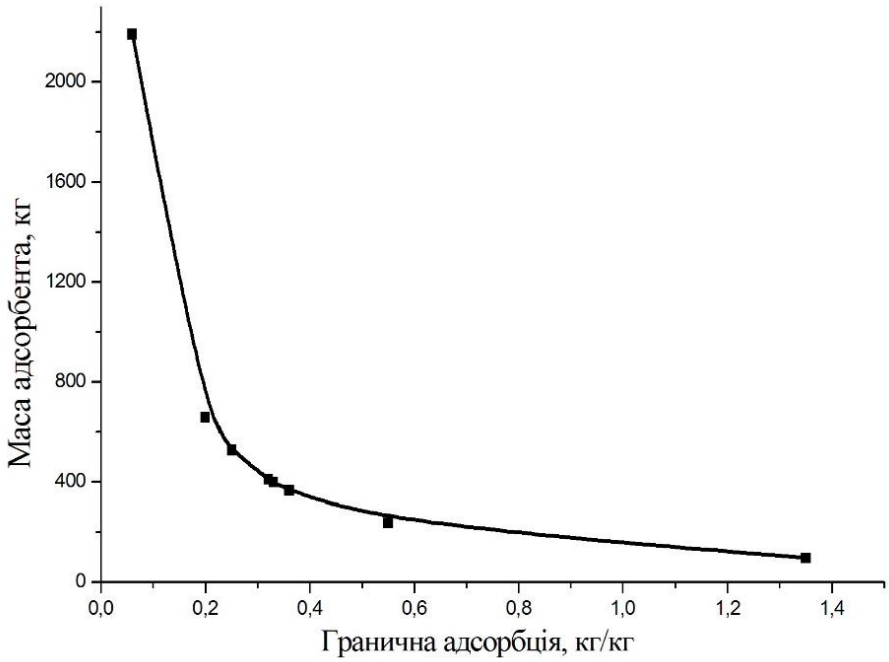


Рисунок 4.5 - Вплив граничної адсорбції на масу адсорбента

Був обраний Силікагель (20%) – натрій сульфат (80%), який має необхідні властивості та якості для роботи АХМ.

Тепло для регенерації адсорбенту розраховують за формулою:

$$Q_3 = m_k \cdot C_k \cdot \Delta T_1 + m_в \cdot C_в \cdot \Delta T_1 + m_B \cdot \Delta H_{дес}, \text{ кДж} \quad (4.13)$$

де ΔТ – різниця температур адсорбента і регенерації, ^{0}С; ΔНдес – теплота десорбції адсорбента, кДж/кг; Мк, $М_в$ – маса адсорбента і адсорбованого адсорбату, кг; Ск, Св – теплоємність адсорбату і адсорбенту, кДж/кг·^{0}С. Результати розрахунку представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Тепло, що необхідно затратити на регенерацію адсорбента в залежності від холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

Холодопродуктивність, кВт/добу	Маса адсорбента, кг	Маса води, кг	Тепло для регенерації адсорбента, кДж/добу
10	10,76	14,53	44316
20	21,52	29,06	88600
30	32,29	43,59	136076
40	43,05	58,12	180429
50	53,81	72,65	227905
60	64,58	87,18	272201
70	75,34	101,71	319677
80	86,11	116,25	364030
90	96,87	130,78	414687

На основі отриманих результатів будуємо залежність кількості тепла регенерації адсорбента від холодопродуктивності АХМ для охолодження повітряного конденсатора рис. 4.6.

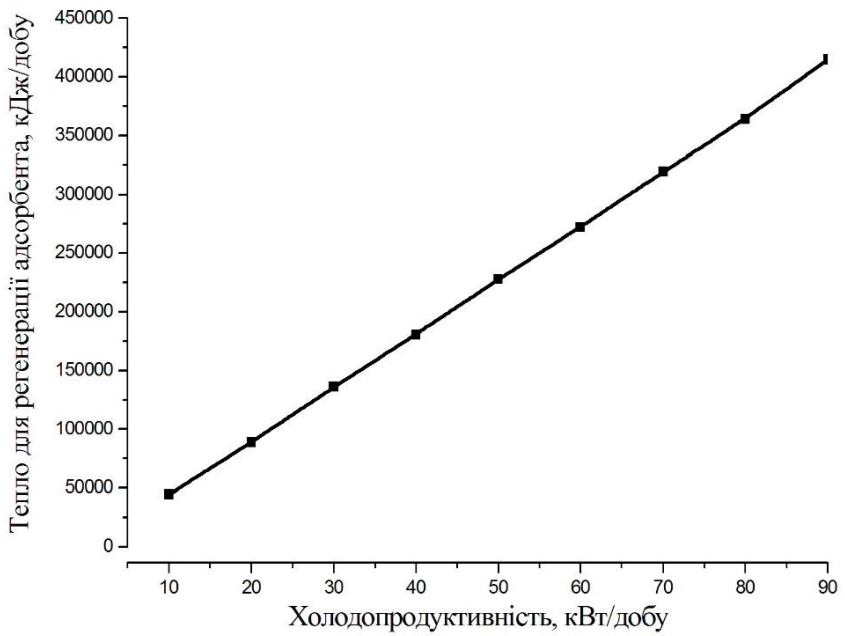


Рисунок 4.6 - Залежність кількості тепла регенерації адсорбента від холодопродуктивності АХМ

Розрахунок холодильного коефіцієнта циклу визначається, як відношення теплоти, яке відбирається з корпусу конденсатора при випаровуванні води, та витрати тепла, що необхідно для регенерації адсорбенту відповідно до [102], тобто:

$$\varepsilon = \frac{Q1}{Q3} \tag{4.14}$$

де ε – холодильний коефіцієнт адсорбційного модуля; Q_1 – холодопродуктивність адсорбційного модуля, кДж; Q_3 – тепло, що необхідно затратити на регенерацію адсорбента, кДж.

Встановлено, що підвищення вмісту натрій сульфату в композиті сприяє, зниженню маси композита, і отже кількості теплоти, яку необхідно витратити на регенерацію адсорбенту. Максимальні значення холодильного коефіцієнта відповідають композитам, які містять: силікагель – 20%: і 80% - натрій сульфату таблиця 4.4.

Таблиця 4.4 – Холодильний коефіцієнт адсорбційного охолоджувального модуля для композиту «силікагель – натрій сульфат»

Склад адсорбента, мас. %		Адсорбційна ємність, кг/кг	Маса адсорбенту $M_{сорб}$, кг.	Холодильний коефіцієнт АХМ		
Na_2SO_4	Силіка гель			ΔT_1 =65°C	ΔT_1 =75°C	ΔT_1 =85°C
80%	20%	1,349	0,582	1,111	1,096	1,071
60%	40%	1,060	0,741	1,102	1,085	1,064
40%	60%	0,771	1,013	1,091	1,072	1,052
20%	80%	0,482	1,621	1,063	1,041	1,027

Встановлено, що холодильний коефіцієнт АХМ залежить від різниці температури між адсорбентом та температурою регенерації ΔT_1. При збільшені температури відбувається зменшення холодильного коефіцієнта адсорбційного охолоджувального модуля. Максимальні значення холодильного коефіцієнта встановлені для ΔT_1 = 65°C.

Мінімальна кількість адсорбента встановлена для Na_2SO_4 80%, силікагелю 20%. Обраємо даний матеріал для подальшого розрахунку. Результати розрахунку представлені на рис. 4.7.

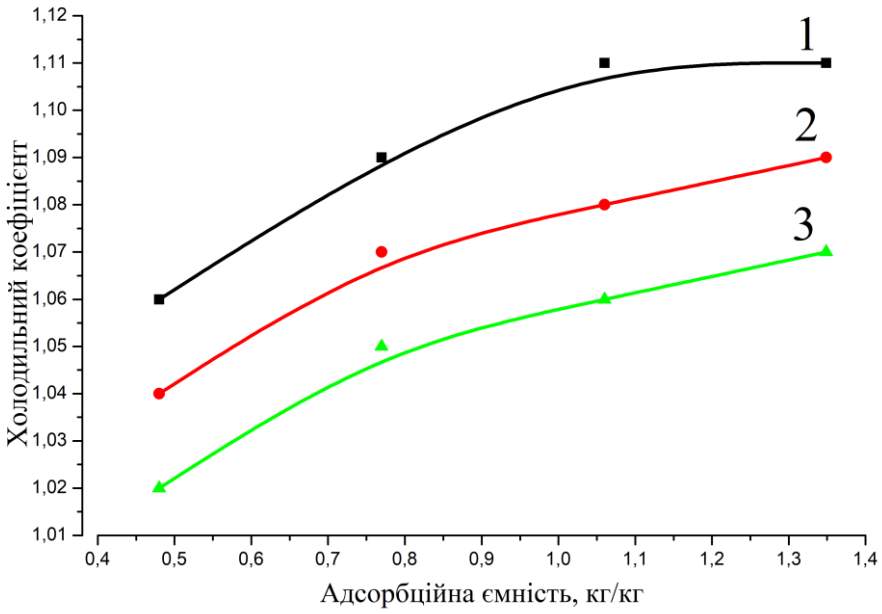


Рисунок 4.7 - Вплив адсорбційної ємності на холодильний коефіцієнт циклу

4.2 Характеристики експлуатації адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора

Експлуатаційний холодильний коефіцієнт є найбільш поширеним критерієм ефективності адсорбційного охолоджувального модуля. Він враховує сонячну енергію, що надходить до сонячного колектора Qs [102].

Експлуатаційний холодильний коефіцієнт визначається наступним чином:

$$COP_n = \frac{Q_1}{Q_s} \tag{4.15}$$

де COP_n- експлуатаційний холодильний коефіцієнт АХМ;

Q_1 – холодопродуктивність адсорбційного модуля, кДж;

Q_s – сонячна енергія, кДж.

Сонячна енергія відповідає добутку поверхні сонячного колектора і сонячній радіації на поверхні колектора.

Площа сонячного колектора та кількість теплової енергії, що потрапляє до нього [99]

$$F_k = \frac{Z_k \cdot Q_3}{Q_k} \tag{4.16}$$

де F_k – площа сонячного колектора, м^2;

Q_3 – тепло для регенерації адсорбента, МДж;

Q_k – тепло, що надходить до адсорбента від сонячного колектора, МДж/м^2 Приймаємо 28 МДж/м^2, як найменшу за періоду роботи колектора [103];

Z_k – коефіцієнт запасу сонячного колектора для нерівномірності сонячного випромінювання протягом роботи сонячного колектора [99]. Результати розрахунку представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 - Розрахунок площі сонячного колектора для регенерації адсорбента

Холодопродуктивність, кВт/добу	Маса адсорбента, кг	Маса води, кг	Тепло для регенерації адсорбента, кДж/добу	Площа сонячного колектора для регенерації адсорбента, м^2
10	10,76	14,53	44316	1,740
20	21,52	29,06	88600	3,480
30	32,29	43,59	136076	5,342
40	43,05	58,12	180429	7,071
50	53,81	72,65	227905	8,917
60	64,58	87,18	272201	10,685
70	75,34	101,71	319677	12,532
80	86,11	116,25	364030	14,3
90	96,87	130,78	414687	16,264

На основі отриманих результатів будуємо графік залежності площі сонячного колектора для регенерації адсорбента від маси адсорбента в адсорбері. При збільшені маси адсорбента зростає площа сонячного колектора рис 4.8.

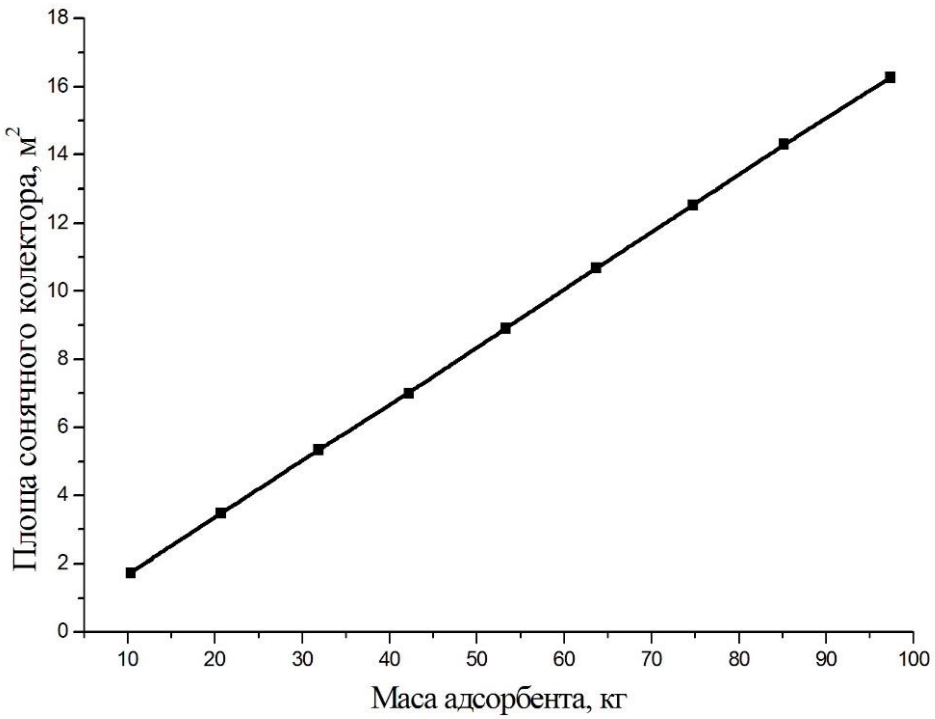


Рисунок 4.8 Площа сонячного колектора для регенерації адсорбента

Результати розрахунку наведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Експлуатаційний холодильний коефіцієнт для композитного сорбенту «силікагель – натрій сульфат»

Місяць	Добове значення сонячного випромінювання, МДж/м^2	Тепло підведене до колектора, МДж	Експлуатаційний коефіцієнт
Травень	20,561	205,4	0,252
Червень	21,092	210,56	0,285
Липень	22,813	228,54	0,344
Серпень	21,378	213,2	0,298
Вересень	19,976	199,1	0,220

На основі отриманих результатів будуємо графік залежності експлуатаційного холодильного коефіцієнта АХМ з сонячним колектором від сонячного випромінювання. Встановлено, що в липні досягається максимальне значення експлуатаційного холодильного коефіцієнта. Результати представлені на рис. 4.9.

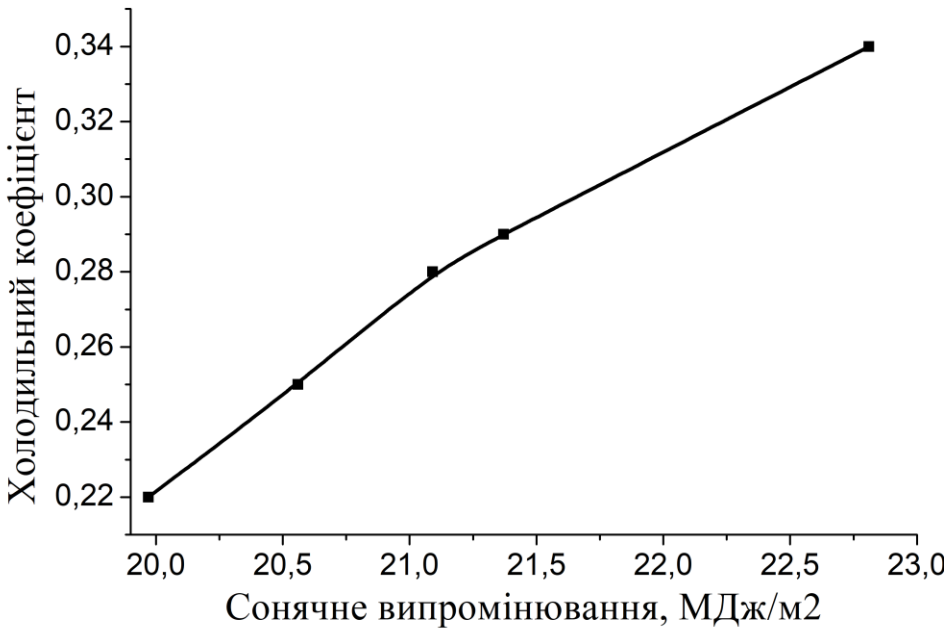


Рисунок 4.9 Вплив сонячного випромінювання на експлуатаційний холодильний коефіцієнт

Коефіцієнт ефективності АХМ з робочими парами "силікагель та вода", не перевищує 0,3, а системи з робочими парами "Цеоліт – вода" - не перевищує 0,4. Розрахункова ефективність АХМ відповідає характеристикам існуючих систем холодозабезпечення з схожими холодоагентами [95].

Процес адсорбції водяної пари є екзотермічним тому виникає велика кількість тепла. Запропоновано використати це тепло для промислових потреб. Тепло з адсорбера, що виникає в процесі адсорбції можна використати для механізму відтайки елементів випарника, повітроохолоджувача для економії електроенергії замість електричних тенів

Конструктивні параметри гідравлічного контуру рекуперації тепла від адсорбера.

Об’єм адсорбента:

$$V = \frac{\text{М}_{\text{сорб}}}{\rho}, \text{ м}^3 \tag{4.17}$$

де ρ - густина шару адсорбента 720 кг/м^3 [96];

$\text{М}_{\text{сорб}}$ – кількість адсорбента, кг;

Встановлюємо товщину шару адсорбента.

$$S = \frac{V}{F_k}, \text{ м} \tag{4.18}$$

Діаметр трубопроводів контуру рекуперації приймаємо 18 мм згідно з аналогічними системами.

Довжину контуру рекуперації приймаємо відповідно габаритних розмірів адсорбера 12м.

$$V = \frac{\pi}{4}(d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot l \tag{4.19}$$

Труби контуру рекуперації зроблені з міді (М2), що має густину 8960 кг/м^3. Маса контуру рекуперації тепла складає:

$$\text{М}_{\text{гідр.конт}} = V \cdot \rho \tag{4.20}$$

Теплота адсорбції

$$\Delta H_{адс} = 60 \cdot 1{,}349 \cdot \frac{1000}{18} \quad (4.21)$$

Прихід - виділення тепла від адсорбції на цикл відповідно дорівнює

$$Q_{адс.} = \Delta H_{адс} \cdot M_{адс}, \text{ кДж} \quad (4.22)$$

Витрата:

1.Нагрів води H_2O в баку і гідравлічному контурі

$$Q_{H2O} = M_{H2O} \cdot C_{H2O} \cdot \Delta t \quad (4.23)$$

2.Нагрів контуру

$$Q_{нагріву\ контуру} = M_{гідр.\ конт} \cdot C_{гідр.\ конт} \cdot \Delta t \quad (4.24)$$

3.Нагрів адсорбенту

$$Q_{нагрів\ адсорбенту} = M_{адс.} \cdot C_{адс} \cdot \Delta t \quad (4.25)$$

4.Нагрів адсорбованої води H_2O

$$Q_{нагр.адс.H2O} = M_{адс.} \cdot A_{мах.\ цик} \cdot C_{в} \cdot \Delta t \quad (4.26)$$

Тоді рівняння теплового балансу

$$Q_{адс.} = M_{H2O} \cdot C_{H2O} \cdot \Delta t + M_{гідр.\ конт} \cdot C_{гідр.\ конт} \cdot \Delta t + M_{адс.} \cdot C_{адс} \cdot \Delta t +$$

$$M_{адс.} \cdot A_{мах.\ цик} \cdot C_{в} \cdot \Delta t \quad (4.27)$$

$$M_{H2O} = \frac{Q_{адс} - \Delta t \cdot (M_{гідр.конт} \cdot C_{гідр.конт} + M_{адс} \cdot C_{адс} + M_{адс} \cdot A_{мах.цик} \cdot C_{в})}{C_{H2O} \cdot \Delta t}$$

Різницю температур обираємо $\Delta t = 65°C$ згідно розрахунку представленому в таблиці 4.4. Кількість води в контурі рекуперації тепла та баку акумуляторі складає:

Температура води в системі після закінчення процесу адсорбції визначається як сума температури води, що поступае в контур рекуперації та різниці температур 15,5 + 65,2 = 80,7°C.

Рівняння теплового балансу для регенерації адсорбента

Прихід - Тепло від сонячного колектора;

$$Q_{с.к} = F_{с.к} \cdot С.В \quad (4.28)$$

1. Нагрів теплота на підігрів адсорбента;

$$Qадс = tадс.кін – tрег.адс \quad (4.29)$$

2. Нагрів адсорбованої води H_2O;

$$Q_{нагр.адс.H2O} = tадс.кін – tрег.адс \quad (4.30)$$

3. Теплота десорції;

$$Q_{дес} = M_{H2O.} \cdot \Delta H_{дес} \quad (4.31)$$

4. Витрати на підігрів води в конденсаторі;

$$Q_{конд} = t_{H2O.вхід} – t_{H2O.вихід} \quad (4.32)$$

5. Охолодження адсорбента;

$$Q_{ох.адс} = t_{рег} – 30°C \quad (4.33)$$

Проведено розрахунок маси та температурі води в контурі та в баку після адсорбції. Результати розрахунку представлені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Маса та температури води в системі та резервуарі після адсорбції

Δt°C	M_{H2O}, кг	Вода в кінці адсорбції, °C
35	2550,33	50,1
45	1983,43	60,97
55	1623,82	70,78
65	1373,24	80,54
75	1190,15	90,76

Зі збільшенням різниці температур спостерігається зменшення маси води. При різниці температур від 65°C до 75°C, температура води в кінці адсорбції

коливається від 70°C до 80°C, а маса води становить від 1190 до 1373 кг. Отриманий теплоносій може бути використаний для механізму відтайки випарника, що входить до складу холодильної системи.

Результати розрахунку представлені на рис. 4.10-4.11.

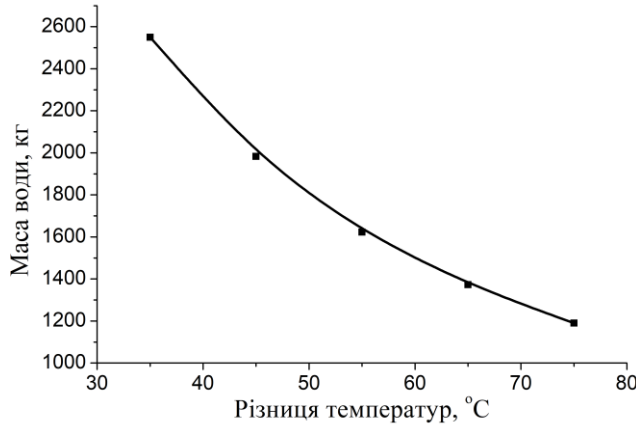


Рисунок 4.10 - Залежність маси води від різниці температур в контурі та баку

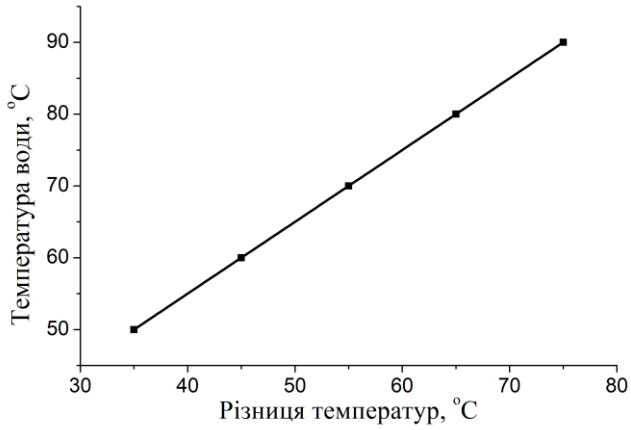


Рисунок 4.11 - Залежність температури води від різниці температур в контурі та баку

4.3 Висновки

Було проаналізовано параметри експлуатації АХМ для охолодження повітряного конденсатора та конструктивні параметри гідравлічного контуру рекуперації тепла від адсорбера.

Щодо експлуатаційного холодильного коефіцієнта адсорбційного охолоджувального модуля, важливим фактором є сонячна енергія, яка впливає на ефективність системи. З врахуванням площі сонячного колектора для регенерації адсорбента, вдало встановлено вплив маси адсорбента на цю площу. Графічне представлення результатів розрахунків дозволило визначити оптимальні значення для досягнення максимального холодильного коефіцієнта.

У розділі, присвяченому гідравлічному контуру рекуперації тепла від адсорбера, були розглянуті конструктивні параметри, включаючи об'єм адсорбента, товщину шару адсорбента, та діаметр трубопроводів. За допомогою розрахунків та рівнянь теплового балансу було визначено оптимальні умови для

забезпечення ефективності системи та використання тепла, що виділяється під час процесу адсорбції. Важливими аспектами є також використання виділеного теплоносія для механізм відтайки випарника та раціонального використання тепла у процесі регенерації адсорбента. Результати розрахунків показали, що збільшення різниці температур призводить до ефективного використання тепла та зменшення маси води в системі.

Результати дослідження дають можливість подальшого вдосконалення АХМ та його гідравлічного контуру рекуперації тепла. Оптимізація параметрів, таких як маса адсорбента та розміри трубопроводів, може призвести до підвищення загальної ефективності системи та більш раціонального використання енергії, що, в свою чергу, може зробити такі системи більш конкурентоспроможними та сталими.

Представлена методика розрахунку та підбору АХМ для охолодження повітряного конденсатора. Основною перевагою цієї методики є врахування сонячної енергії, що надходить до сонячного колектора, і використання її для підвищення продуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

Цей підхід включає в себе розрахунок експлуатаційного холодильного коефіцієнта адсорбційного охолоджувального модуля, що враховує не лише тепло, що виділяється під час адсорбції, але й сонячну енергію. Оцінка впливу маси адсорбента на площу сонячного колектора для його регенерації стає ключовим етапом в оптимізації системи та забезпеченні її максимальної ефективності.

Проведені графічні аналізи та розрахунки також включають конструктивні параметри гідравлічного контуру рекуперації тепла від адсорбера. Врахування об'єму адсорбента, товщини шару адсорбента та інших факторів дозволяє здійснити ефективний відбір параметрів для підтримання оптимальних умов роботи системи.

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКЦІЯ АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

5.1 Термодинамічний цикл адсорбційного охолоджувального модуля

Адсорбційний модуль працює згідно з термодинамічним циклом, що зображений на рис. 5.1. Отримання холоду при адсорбції та випаровування адсорбату, зображує лінія 3 – 4 – 1, а регенерація адсорбенту, що супроводжується десорбцією та конденсацією води – 1 –2 – 3 [58].

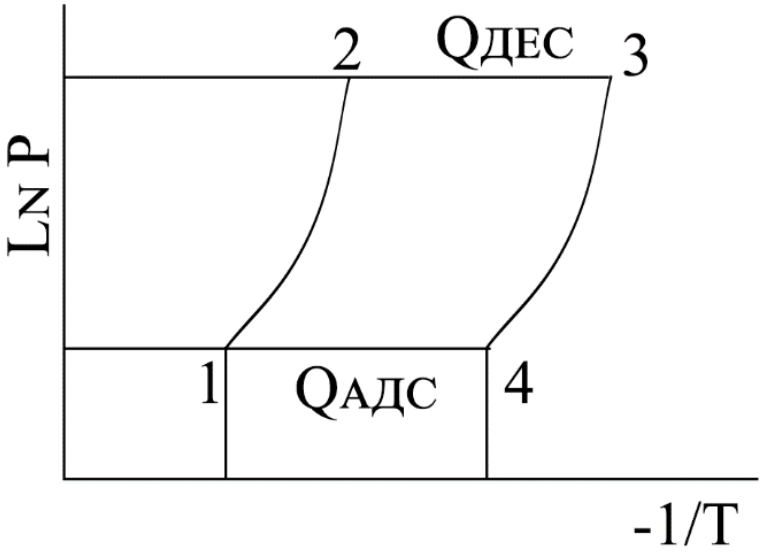


Рисунок 5.1 - Робочий цикл адсорбційного холодильника [58]

5.2 Конструкція адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора класичної холодильної системи

Робота АХМ для охолодження повітряного конденсатора здійснюється в два етапи. Перший етап – отримання холоду. При досягнені навколишньої температури 32^0С контролер холодильної системи дає команду автоматичному запірному вентилю (2) відкритись і етап охолодження починається. Вода дифундує через мідні трубки пластинчатого теплообмінника до адсорбера. В процесі адсорбції води відбувається її випаровування у випарнику зануреного

типу (1), що створює ефект охолодження і розвантажує повітряний конденсатор (8) за рахунок зняття первинного теплового навантаження. Оскільки випарника зануреного типу (1) виконує функцію акумулятору холоду за рахунок великого об'єму адсорбату, холод в повітряному конденсаторі (8) підтримується на рівні 12 – 18°С протягом 8-12 годин, до наступного циклу.

В процесі поглинання адсорбату адсорбційним матеріалом температура в адсорбері (6) зростає за рахунок виділення теплоти адсорбції. Це тепло пропонується використати для механізму відтайки холодильного обладнання. В контур рекуперації подається гаряча вода, що забирає частину тепла з адсорбера і подається до споживача.

В другому етапі – регенерації адсорбенту цикл охолодження завершуєтеся, контролер холодильної системи закриває запірний вентиль 2. Далі починається процес регенерації адсорбенту в адсорбері (6). Адсорбент необхідно підігріти до температури 90°С для відновлення робочих характеристик. Для цього використовується сонячний колектор (5), який вбудований в корпус адсорбера (6). Вода потрапляє в пластинчатий теплообмінник (7), а далі зливається у випарник зануреного типу (1). Конструкція АХМ представлена на рис 5.3.

Основні принципи роботи АХМ однакові, але працюють для різних споживачів. В залежності від споживача змінюється кількість адсорбенту та адсорбату для підтримання необхідних характеристик роботи модуля. Кожен варіант використання має свої конструктивні особливості та недоліки, що впливають на всю систему.

Рисунок 5.2 - Компресорна холодильна установка з адсорбційним модулем

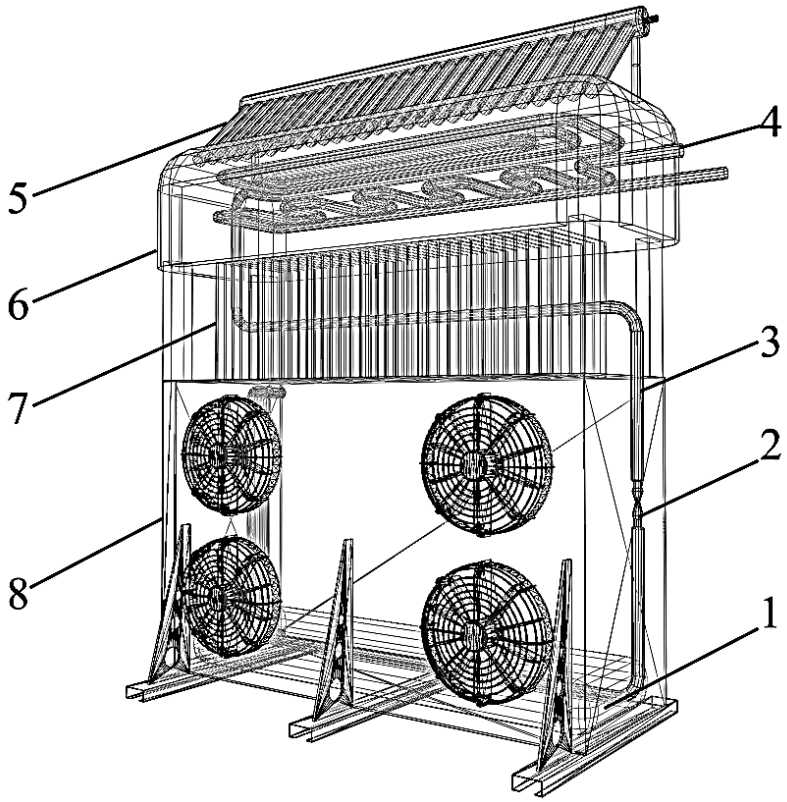


Рисунок 5.3 - Адсорбційний холодильний модуль для охолодження повітряного конденсатора: 1- Випарник; 2- кран; 3 – труба холодильна; 4 – контур рекуперації; 5 - сонячний колектор; 6 – адсорбер; 7 - пластинчастий конденсатор; 8 – конденсатор повітряний

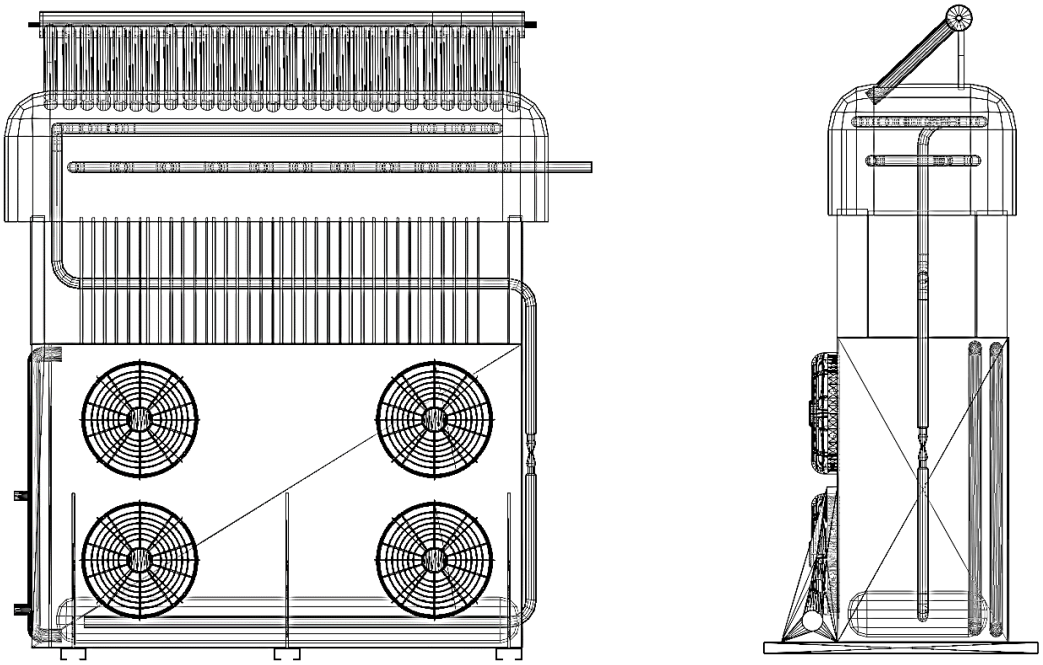


Рисунок 5.4 - Конструкція адсорбційного модуля для охолодження повітряного конденсатора класичної холодильної системи

5.3 Гідравлічна схема холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем та контуром рекуперації тепла

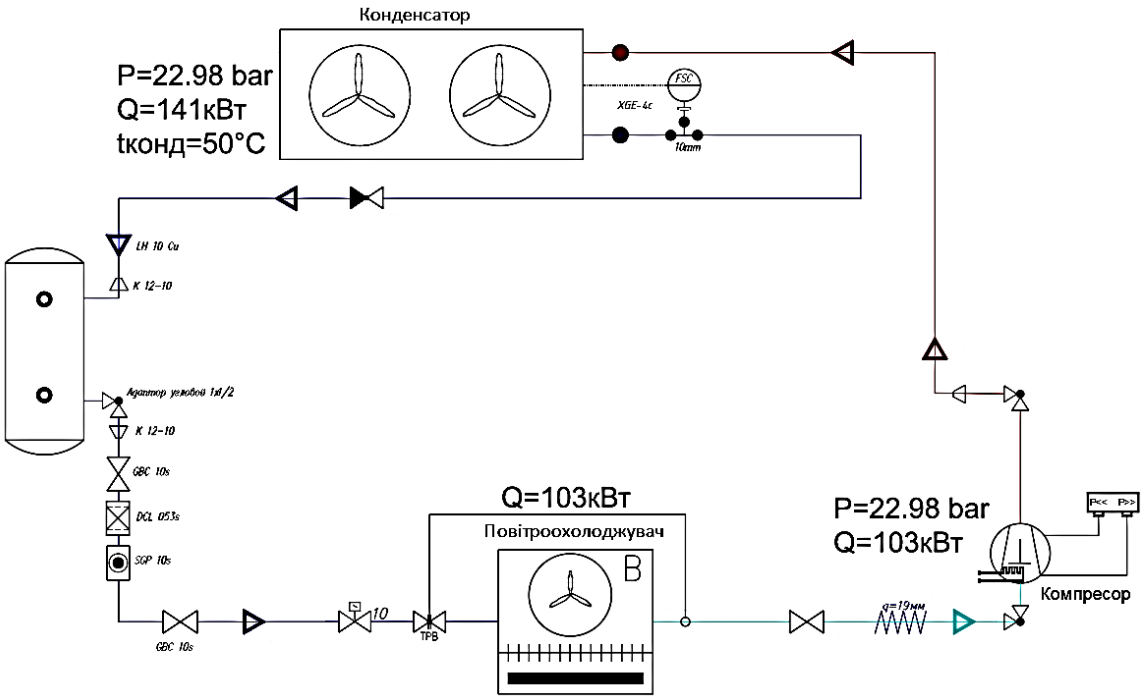


Рисунок 5.5 - Класична схема компресорної холодильної установки

Гідравлічна схема, що представлена на рис 5.6 розділена на три робочі зони: 1. Зона холодильної системи; 2. Зона адсорбційного охолоджувального модуля; 3. Зона рекуперації тепла від адсорбера. В першій зоні ми забираймо тепло з холодильної камери завдяки повітроохолоджувачу (випарнику) та холодоагенту, що випаровуєтеся. Це відбувається завдяки фізичному явищу поглинання тепла при кипінні (випаровуванні) рідини. Далі холодний пароподібний насичений холодоагент надходить у компресор. У процесі стиснення підвищуються його тиск та температура. В кінці циклу стиснення гаряча пара надходить у конденсатор, де починається його конденсація та перехід зі стану гарячої пари в стан гарячої рідини. Цей перехід у новий стан відбувається при постійних тиску та температурі. Тепло, що було відібрано від холодильної камери потрапляє у навколишнє середовище. Далі рідкий холодоагент через рідинний ресивер потрапляє до повітроохолоджувача (випарника) і холодильний цикл повторюється. В другій зоні відбувається процес адсорбції, при якому вода починає дифундувати з конденсатора до адсорбера. За

рахунок адсорбції води адсорбентом відбувається випаровування води, що створює ефект охолодження і розвантажує повітряний конденсатор за рахунок зняття первинного теплового навантаження від гарячого холодоагенту. Після цього відбувається процес регенерації адсорбенту завдяки сонячному колектору і цикл завершується. В третій зоні відбувається рекуперація тепла, яке з'являється в процесі адсорбції. В період адсорбції, температура адсорбента складає 54-61°С. Ця температура використовується для підігріву води, що циркулює між баком акумулятором і контуром рекуперації. Циркуляція відбувається до тих пір, поки вода не нагріється до необхідної температури. Потім датчик температури відкриває трьохходовий клапан і гаряча вода поступає до повітряного фанкоіла. Вода віддає тепло споживачу, охолоджується і повертається до баку акумулятору, де цикл рекуперації завершуєтеся.

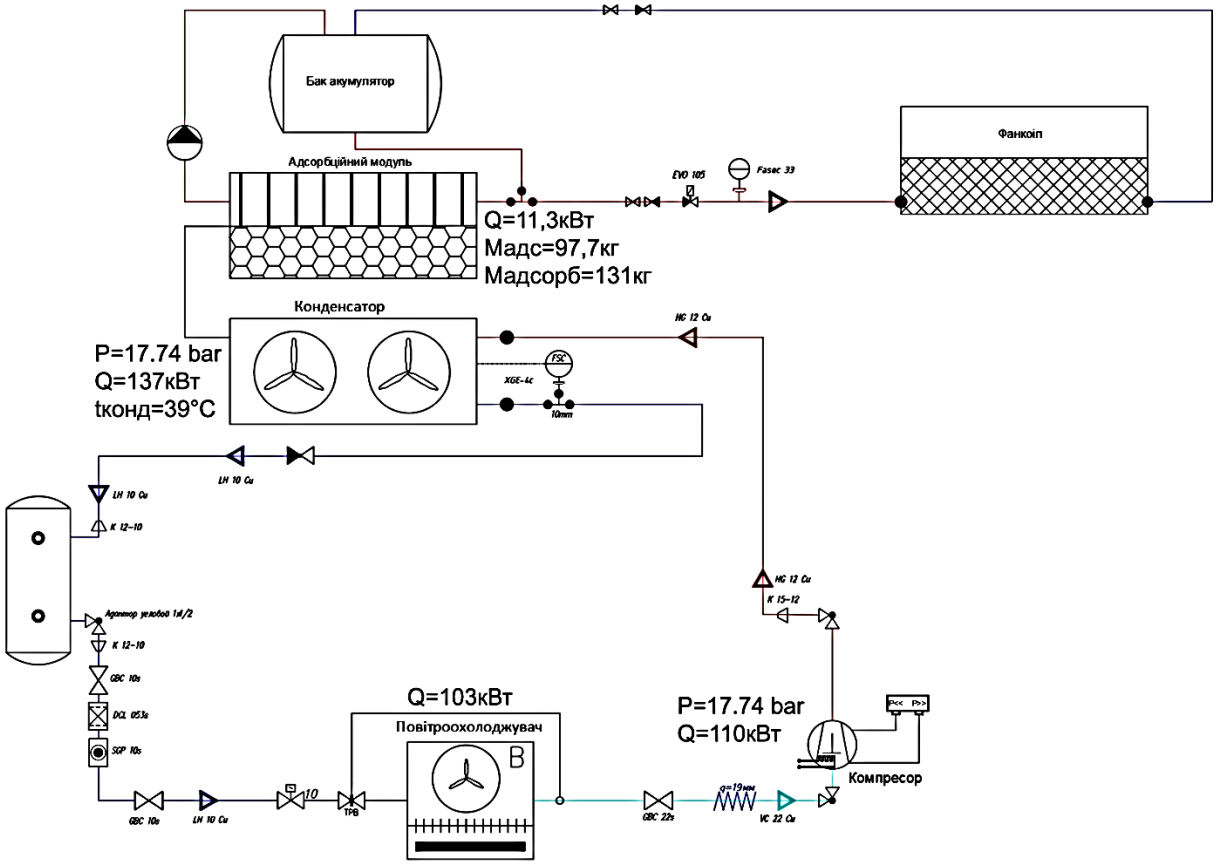


Рисунок 5.6 - Гідравлічна схема холодильної системи з адсорбційним холодильнім модулем та контуром рекуперації тепла

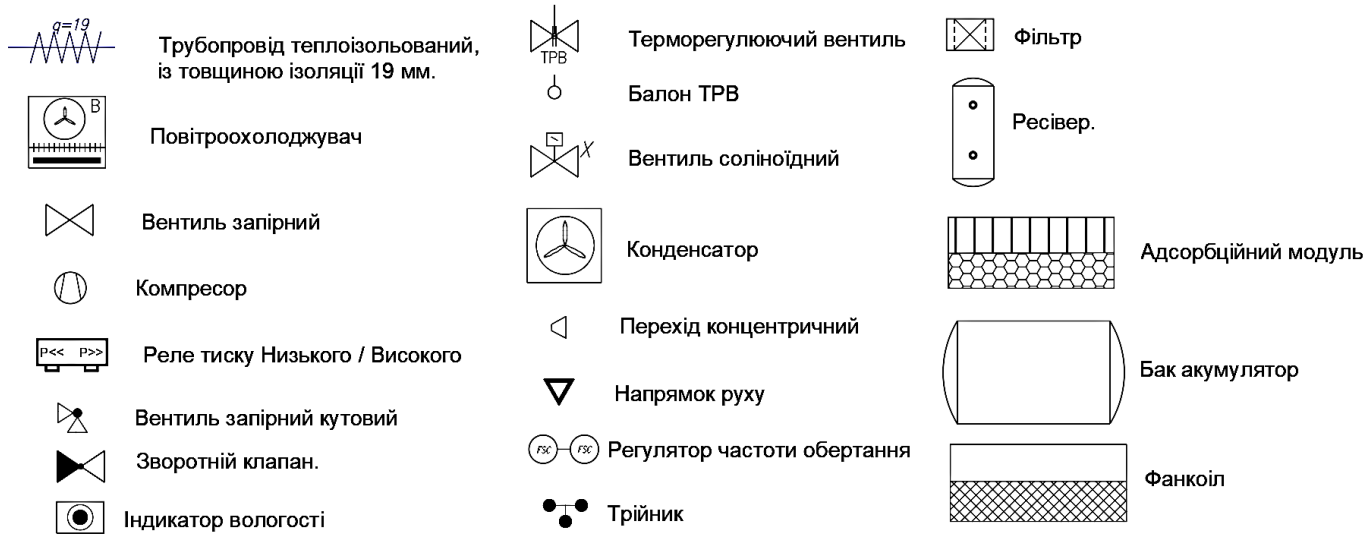


Рисунок 5.7 - Умовні позначення гідравлічної схеми

5.4 Порівняння існуючих холодильних систем, що працюють на низьких температурах конденсації з адсорбційним охолоджувальним модулем

Для зменшення температури конденсації зазвичай використовують адіабатичні системи охолодження. Такі системи розділяють на два типи: 1. Адіабатичні конденсатори; 2. Адіабатичні градирні. Близьким до АХМ є адіабатичний конденсатор, що конденсує холодоагент за рахунок повітряного і водяного охолодження. Такі системи мають два робочих режима: 1. Повітряне і водяне охолодження, що використовується в літній період; 2. Повітряне, що використовується весь інший час. Адіабатичні конденсатори працюють на низьких температурах конденсації завдяки воді, що додатково розпилюється на теплообмінне обладнання через форсунки.

Недоліками цієї системи є вплив зовнішнього середовища (вітер, пил, бруд, сонячне випромінювання) на пристрої зволоження повітря, що під впливом навколишнього середовища можуть залишати сухі зони конденсації, які залишають навколишнє повітря частково неохолодженим. При такій конструкції є імовірність перенасичення і недостатнього насичення навколишнього повітря через вплив повітря на пристрої зволоження. Такі системи потребують велику кількість води високої якості, що потребує додаткової системи водопідготовки.

Таблиця 5.1 - Порівняння адіабатичного конденсатора з адсорбційним охолоджувальним модулем

Характеристики			Різниця
Температура конденсації	39°C	39°C	-
Вартість	7932 Євро	4100 Євро	3832
Витрата води	2,2л/с	0,1л/с	2,1
Необхідність водопідготовка	Так	Так	-
Вага	348кг	440кг	92
Габаритні розміри	2,8м*1,2м*1,7	1,8м*1м*2,9	-
Витратні матеріали	Так	Так	-
Споживана потужність	1,68кВт	1,12кВт	0,56
Додаткові насоси	Так	Ні	Ні
Рівень шуму	98Дб	71Дб	27

Порівняння адіабатичного конденсатора і АХМ показало, що при однакових температурах конденсації обидві системи мають свої переваги та недоліки при експлуатації. Перевагою АХМ стала умовна вартість, витрата води на цикл охолодження, менша споживана потужність, відсутність додаткових насосів, низький рівень шуму. Основними недоліками АХМ стали габаритні розміри і вага за рахунок великої кількості адсорбента.

5.5 Рекуперація тепла від адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора

Технологія контактного обігріву використовується для повторного використання тепла, що з’являєтеся під час процесу адсорбції. Основним завданням контактного обігріву є ефективне використання тепла для

другорядних потреб. Для того, щоб не викидати дорогоцінне тепло в навколишнє середовище, існують системи рекуперації тепла. В залежності від їх типу змінюється ефективність контактного обігріву від джерела і доставка тепла до споживача. У нашому випадку для відбору тепла адсорбції використовується вода з температурою 16ºС, яка потім подається до споживача. Контактний обігрів з адсорбера виконується завдяки мідному пластинчатому теплообміннику.

На основі розрахунків була розроблена фізична модель адсорбера з контуром контактного обігріву, що представлена на рис 5.8.

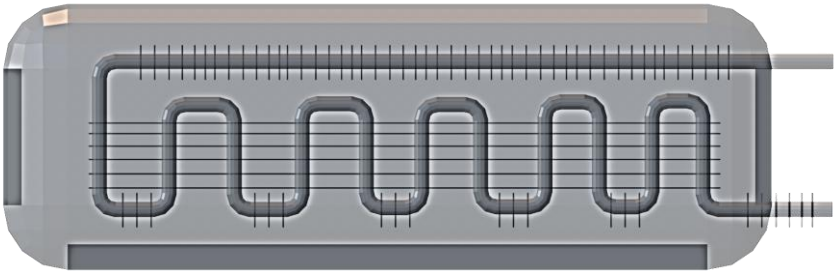


Рисунок 5.8 - Модель адсорбера за контуром рекуперації тепла

В процесі адсорбції температура адсорбента складала: 1. В середині адсорбера 54-61°С; У стінок адсорбера 50-54°С; на вході і виході з адсорбера 49-51°С. Через контур рекуперації подається холодна вода з температурою +12-+15°С, кількість воді для підігріву складає 80л. Довжина контуру рекуперації складає 3м. Результати дослідження представлені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Результати рекуперації тепла через воду

Циклі підігріву	Температура адсорбенту, °С	Температура води на вході, °С	Температура воді на виході, °С
1	34,4	15,2	17,3
2	47,2	16,9	19,8
3	51,7	18,5	23,4
4	56,8	22,8	24,4
5	51,8	15	22,1

Рисунок 5.9 - Заміри температури адсорбента

На основі фізичної моделі, створена схема для утилізації теплоти адсорбції та схема розміщення контуру контактного обігріву в адсорбері, що представлена на рис. 5.10.

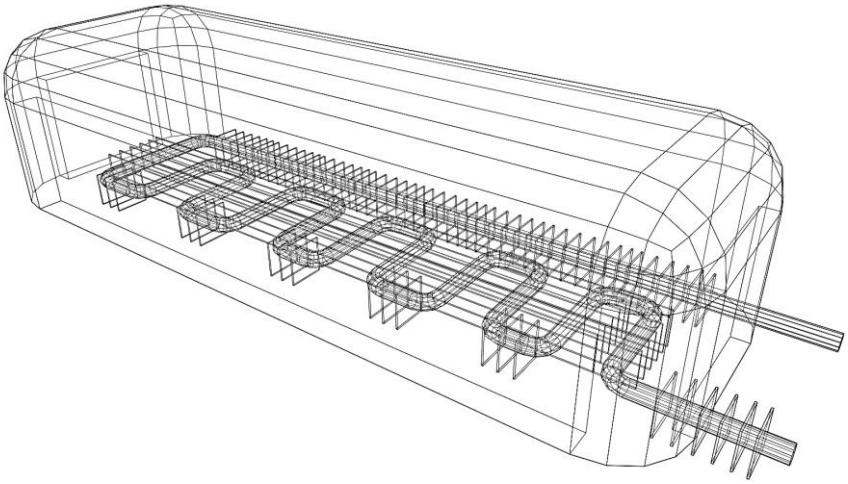


Рисунок 5.10 Розміщення контуру рекуперації в адсорбері

Контур рекуперації представляє собою: 1. Мідну трубу діаметром 22мм; 2. Мідні пластини з шагом 12мм. Контур рекуперації розміщено у нижній частині адсорбера. Через контур контактного обігріву подається холодна вода, нагрівається до необхідної температури та подається до споживача.

Конструктивні особливості пластинчатого теплообмінника з мідними трубками для рекуперації тепла адсорбції.

Замість звичайної круглої мідної труби використовується з еліптичними ребрами рис.5.11. Така конструкція дозволяє знизити питомий тиску повітря при вищому коефіцієнті тепловіддачі. Завдяки такій конструкції потребуєтеся на 20% менше мідних теплообмінних магістралей, що значно впливає на кінцеву вартість теплообмінника.

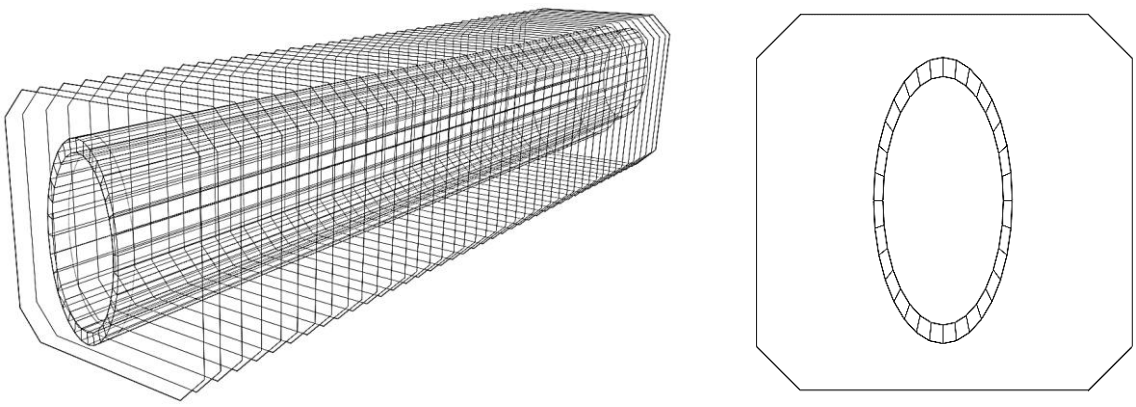


Рисунок 5.11 Конструктивні особливості мідного теплообмінника

Запропоновано використання теплоти адсорбції для підігріву теплоносія (води) який використовується для контактного обігріву адсорбента при регенерації.

Розроблено технологічну схему утилізації теплоти адсорбції. Проведено розрахунок конструктивних характеристик гідравлічного контуру. Було обґрунтовано розташування мідного теплообмінного обладнання у адсорбері. Показано, що можна підігріти воду за допомогою тепла адсорбції від 55 до 95°С, при цьому маса води коливається з 80 до 120 кг. Дослідженнями підтверджено, що отриману теплову енергію можна використовувати для механізму відтайки випарника.

5.6 Висновки

Адсорбційний холодильний модуль для охолодження повітряного конденсатора класичної холодильної системи використовується для зниження температури конденсації та температури середовища у піковий літній період часу. Повітряний конденсатор розраховуєтеся на піковий літній період часу,

коли холодильній системі важче всього відвести тепло з холодильної камери у навколишнє середовище. Але цей період триває 3 місці, а далі пікова температура навколишнього середовища спадає і холодильній системі легше відводити тепло з холодильної камери. Якщо узагальнювати, то ми підбираємо холодильне обладнання для самого теплого часу в році, а весь інший час обладнання робить у легкому режимі. Проблемою є те, що чім більша потужність холодильної системи, тип більше її ціна. Тому більша частина вартості класичного холодильного обладнання припадає на літній період часу. Завданням АХМ є зменшення навантаження на холодильне обладнання саме в літній період. Таким чином можливо розраховувати і підбирати обладнання меншою потужністю, а значить і меншою вартістю.

Основними перевагами такої системи є: можливість підбирати холодильне обладнання меншою вартістю; менші затрати на електроенергію; розвантаження холодильної системи; працює при високих температурах; не потребує додаткового електропостачання; не має рухомих частин; використовує екологічно безпечні матеріали; рекуперація тепла адсорбції.

Основними недоліками такої системи є: нерівномірність охолодження конденсатора; неможливість регулювати температуру; ненормований режим роботи; потрібні високі температури для регенерації адсорбента; необхідна заміна адсорбенту.

РОЗДІЛ 6. ВСТАНОВЛЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АДСОРБЦІЙНОГО МОДУЛЯ

6.1 Встановлення доцільності впровадження адсорбційного охолоджувального модуля

В умовах коли енергоресурси стають все більш цінними, а екологія землі погіршується с кожним роком, з'явилась гостра необхідність створення нових, альтернативних систем, які задовольняють усі потреби та стандарти сучасного населення. Але при цьому допомагала економити більшу частину енергоресурсі та не шкодила навколишньому середовищу. Дуже велику частину енергоресурсів землі поглинає холодильне обладнання. Воно створює сприятливі умови для людей та продукції, яка також в умовах сучасності повинна зберігати свою якість як можна довше. Тому необхідно шукати нові способи створювати штучного холоду. Дуже перспективним напрямком є дослідження нових процесів, матеріалів які мають необхідні фізико-технічні властивості для створення нової, альтернативної системи холодозабезпечення. Таким процесом є процес адсорбції який є дуже перспективним та практичним напрямком дослідження. Процеси адсорбції та адсорбенти дають можливість створити нову, альтернативну систему холодозабезпечення, яка не буде потребувати такої кількості енергії, та в якій не будуть використовуватись матеріали, речовини шкідливі для навколишнього середовища.

Мета розрахунку: встановити доцільність використання АХМ для охолодження пластинчатого конденсатора, класичної холодильної системи; Визначення строку окупності холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем.

Далі розраховуємо строк окупності за рахунок економії електроенергії. Технічні характеристики обраного холодильного обладнання без адсорбційного охолоджувального модуля (Додаток Б). Споживана потужність компресора 50кВт; відтайка теплообмінного блока 28.7кВт; відтайка піддона 4,81кВт;

споживана потужність вентилятора повітроохолоджувача 4,5кВт; споживана потужність вентилятора конденсатора 4,1кВт. Сумарна витрата електроенергії 92,11кВт/год.

Технічні характеристики обраного холодильного обладнання з АХМ (Додаток В). Споживана потужність компресора 38.4кВт; відтайка теплообмінного блока 28.7кВт; відтайка піддона 4,81кВт; споживана потужність вентилятора повітроохолоджувача 4,5кВт; споживана потужність вентилятора конденсатора 1,4кВт. Сумарна витрата електроенергії 77,81кВт/год.

Різниця енергоспоживання, кВт·год

$$ХС_{р.е} = ХС_1 - ХС_2 = 92{,}11 - 77{,}81 = 14{,}3 кВт·год \quad (6.1)$$

де $ХС_1$ – енергоспоживання холодильного обладнання без адсорбційного охолоджувального модуля кВт·год; $ХС_2$ - енергоспоживання холодильного обладнання з АХМ кВт·год.

Розрахунок річної різниці енергоспоживання, кВт

$$ХС_{р.е.рік} = ХС_{р.е} \cdot 8760 \cdot 70\% = 14{,}3 \cdot 8760 \cdot 70\% = 87\,687{,}60 кВт \quad (6.2)$$

де, $ХС_{р.е}$ - різниця енергоспоживання, кВт·год; 8760 – кількість годин на рік; 70% - коефіцієнт робочого часу.

Економія електроенергії за рік, грн

$$ХС_{р.е.рік} \cdot 5{,}90 = 517356{,}84 грн \quad (6.3)$$

де, 5,90 – вартість електроенергії з ПДВ для бізнесу.

Таблиця 6.1 - Порівняння параметрів енергоефективності системи

Зовнішній вигляд			Різниця
Параметри	Холодильна система	Холодильна система з АХМ	
Холодопродуктивність обладнання, кВт	103		

Витрата електроенергії, кВт/год	92.11	77.81	14,3
COP	1.11	1.32	0,21
Коефіцієнт робочого часу	70%		
Кількість годин на рік	8760		
Енергоспоживання за рік, кВт	564 818,52	477130,92	87 687,60
Вартість ел. грн/кВт з ПДВ	5,90		
Вартість електроенергії за рік, грн	3 332 429	2 815 072	517 357
Собівартість холодильної системи, грн	773 192	788 355	15 163
Термін окупності холодильного обладнання, рік	2,8	1,5	1,3

Завдяки економії електроенергії термін окупності складає 1,5 роки. Була розрахована різниця енергоспоживання між двома рішеннями. Далі враховано коефіцієнт робочого часу і кількість годин роботи холодильного обладнання на рік. На основі цих даних розрахована різниця енергоспоживання за рік. Згідно останніх даних, вартість електроенергії для підприємств складає 5,90 грн. Помножуємо різницю споживання на ціну електроенергії і отримуємо загальну економію електроенергії за рік.

Також важливим фактором який впливає на економічну вигоду АХМ є можливість повторного використання тепла адсорбції для промислових потреб.

6.2 Висновок

У контексті зростаючої цінності енергоресурсів та загрози екологічних проблем, впровадження АХМ стає обґрунтованою та перспективною альтернативою для забезпечення холодозабезпечення. Застосування такої системи дозволяє ефективно зменшити витрати електроенергії та уникнути використання матеріалів, що шкодять довкіллю.

Розрахунки показали, що впровадження АХМ призводить до значної економії електроенергії, зменшуючи споживання до 77.81 кВт/год, порівняно з 92.11 кВт/год у класичній холодильній системі. Це призвело до економії 517,356.84 гривень на рік, при вартості електроенергії 5.90 грн/кВт.

Найважливішим економічним аспектом є термін окупності, який для холодильної системи з АХМ складає 1.5 року, в порівнянні з 2.8 роками для класичної системи. Це свідчить про високу ефективність та вигідність використання АХМ в економічному плані. Додатковим позитивним аспектом є можливість використання відновлювальної енергії тепла адсорбції для побутових потреб, що доповнює економічну вигоду системи.

Отже, впровадження АХМ виявляється перспективним та ефективним рішенням для досягнення економічної вигоди, зменшення споживання енергоресурсів та сприяння охороні навколишнього середовища.

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтовані основні вимоги до адсорбційного охолоджувального модуля в холодильній системі, які показали кореляцію між складом адсорбенту та холодильним коефіцієнтом циклу. Показано збільшення холодильного коефіцієнту циклу при зростанні вмісту натрій сульфату на 80% в композитному покритті. Встановлено зростання величини холодильного коефіцієнту при зменшенні різниці температур адсорбенту та температури регенерації ΔT1. Максимальні значення холодильного коефіцієнта АХМ для охолодження повітряного конденсатора досягаються при різниці температур ΔT1 = 65°C для композитного покриття , які містять силікагель – 20% та натрій сульфат – 80%. Проведено розрахунок експлуатаційного холодильного коефіцієнта на основі композитного покриття «силікагель – натрій сульфат», що показал залежність від середньодобового значення величини сонячного випромінювання протягом сезону. Встановлено, що максимальне значення експлуатаційного холодильного коефіцієнта АХМ досягається в період з травня по вересень. В цей період добове значення сонячного випромінювання коливається з 20 МДж/м^2 до 23 МДж/м^2, а тепло підведене до колектора складає 200 МДж - 30 МДж. Збільшення експлуатаційного холодильного коефіцієнта АХМ залежить від рівномірності сонячного випромінювання протягом циклу регенерації.

2. Розроблені заходи зі зниження температури конденсації парової компресорної холодильної установки показали, що при застосуванні адсорбційного охолоджувального модуля, температура конденсації зменшується з 45°C до 40°C і це впливає на холодильну систему наступним чином: 1. Відбувається зменшення енергоспоживання холодильної системи при наборі температурного режиму в охолоджувальній камері на 17,88%; 2. Досягнення температурного режиму в холодильній камері з адсорбційним охолоджувальним модулем відбувається швидше ніж без нього на 1 годину; 3. Зменшується енергоспоживання холодильної системи при підтриманні температурного режиму в охолоджувальній камері на 16,99%; 4. Коефіцієнт продуктивності (COP) холодильної системи зростає з 1,28 до 1,50; 5. Збільшились межі

застосування фреонів, що працюють на низьких температурах конденсації R449A, R448A.

3. Встановлений вплив адсорбенту і адсорбату на холодопродуктивність АХМ для охолодження повітряного конденсатора. Визначено, що холодопродуктивність АХМ залежіть від типу адсорбату, що випаровується та створює холодильний ефект в корпусі конденсатора. Від теплоти випаровування залежить маса адсорбату для відведення необхідної кількості тепла з повітряного конденсатора. В залежності від маси адсорбату і граничної адсорбції змінюється маса адсорбенту, що впливає на вагу та габаритні розміри адсорбера. Різні адсорбенти мають різну температуру регенерації, яка впливає на холодильний коефіцієнт циклу адсорбційного охолоджувального модуля. Встановлено, що збільшення маси адсорбату і адсорбенту приводить до підвищення холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля.

4. Визначено вплив АХМ на холодильний коефіцієнта компресора. Залежності температури конденсації і температури кипіння компресорної холодильної системи показують, що зменшення температури конденсації позитивно впливати на ефективність системи. В результаті аналізу визначено оптимальну температуру конденсації 39°C-40°C, при якій холодильний коефіцієнт досягає значення 1,50. Застосування адсорбційного охолоджувального модуля, зокрема, при зменшені температури конденсації, показало позитивний вплив на енергозбереження та енергоефективність компресорної холодильної системи. Проведено порівняння двох варіантів роботи компресора з різними температурами конденсації, де визначено, що зниження температури конденсації призводить до збільшення холодильного коефіцієнта на 17,2%, покращуючи ефективність системи.

5. Визначені межі ефективного застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора. В результаті експериментальних та розрахункових даних встановлено робочий діапазон холодопродуктивності адсорбційного охолоджувального модуля, що складає від 10 кВт на добу до 90 кВт на добу. Мінімальне значення

холодопродуктивності АХМ складає 10 кВт на добу, що встановлено в залежності від мінімальної потужності застосування повітряного конденсатора. Зменшення потужності АХМ приведе до мінімального впливу на повітряний конденсатор та холодильну установку. Максимальне значення холодопродуктивності АХМ складає 90 кВт на добу, що встановлено в залежності від необхідної маси води для поглинання тепла з повітряного конденсатора і підтримання низького тиску конденсації. Збільшення потужності приведе до великих габаритів та ваги, що ускладнює експлуатацію АХМ в порівнянні з аналогами.

6. Розроблена конструкція адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора парової компресорної холодильної машини, що включає повітряний конденсатор, випарник зануреного типу, запірний вентиль, контур рекуперації, сонячний колектор, адсорбер пластинчатий теплообмінник з мідними трубками. Показаний принцип підключення повітряного конденсатора до адсорбційного охолоджувального модуля. Обґрунтовано розташування випарника в корпусі повітряного конденсатора. Розроблена конструкція адсорбера з контуром регенерації адсорбента та контуром рекуперації тепла від адсорбента для промислових потреб. Запропоновано розміщення сонячного колектора в корпусі адсорбера для підвищення ефективності регенерації адсорбента від сонячного випромінювання.

7. Описано режим роботи парової компресорної холодильної установки з адсорбційним охолоджувальним модулем. Встановлено, що цикл адсорбції в адсорбційному холодильному модулі необхідно запускати в період набору і підтриманні температурного режиму в холодильній камері, а цикл регенерації адсорбенту в період відтайки випарників. Процеси відтайки потребують від 2 до 5 годин, що достатньо для регенерації властивостей адсорбента в адсорбері. В результаті дослідження встановлено, що процес адсорбції може тривати до 12 годин, а процес регенерації від 3 до 4 годин.

8.Створена гідравлічна схема холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем, що відображає роботу класичної компресорної холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем та контуром рекуперації тепла. Описано принцип роботи контуру рекуперації тепла від адсорбенту. Визначені закономірності роботи АХМ, що впливають на цикл роботи класичної компресорної холодильної системи. Встановлені характеристики холодоагентів після кожного етапу охолодження та підтримання робочої температури в камері

9. Розроблені методи оцінки характеристик утилізації теплоти адсорбції та обґрунтоване розташування мідного теплообмінного обладнання у адсорбері. Процес адсорбції відбувається нерівномірно по всій площі адсорбента, що впливає на робочі характеристики адсорбційного охолоджувального модуля. Встановлено, що в середині шару адсорбент нагрівається до температури 55-61°C, а по бокам температура складає 30-38°C. Для вирішення цієї проблеми було розроблено контур рекуперації, що розділяє адсорбент по рівномірним секціям. Це дозволило підтримувати середню температуру адсорбента в межах 52-58°C і стабілізувати рівномірність процесу адсорбції.

10. Підтверджено доцільність застосування адсорбційного охолоджувального модуля для охолодження повітряного конденсатора. Було проведено порівняльний аналіз ефективності витрат енергії між класичними холодильними системами і холодильними системами з адсорбційним охолоджувальним модулем. Розрахунки показали, що впровадження АХМ призводить до значної економії електроенергії, зменшуючи споживання до 77.81 кВт/год, порівняно з 92.11 кВт/год у класичній холодильній системі. Це призвело до економії 517,356.84 гривень на рік, при вартості електроенергії 5.90 грн/кВт. Найважливішим економічним аспектом є термін окупності, який для холодильної системи з адсорбційним охолоджувальним модулем складає 1.5 року, в порівнянні з 2.8 роками для класичної системи.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Nishant Modi, Bhargav Pandya. Integration of evacuated solar collectors with an adsorptive ice maker for hot climate region // Energy and Built Environment Volume 3, Issue 2, April 2022, Pages 181-189

2. Radwan A. Almasri, Nidal H. Abu-Hamdeh, Khaled Khodary Esmaeil, S. Suyambazhahan. Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle, technology, and applications // Alexandria Engineering Journal Volume 61, Issue 1, January 2022, Pages 367-402

3. Gamze Gediz Ilis, Hasan Demir, Bidyut Baran Saha. Innovative approach in adsorption chiller: Combination of condenser-adsorber for improving performance // Applied Thermal Engineering Volume 192, 25 June 2021, 116958

4. Andrej Gibelhaus, Patrik Postweiler, André Bardow. Efficient modeling of adsorption chillers: Avoiding discretization by operator splitting // International Journal of Refrigeration Volume 139, July 2022, Pages 180-191

5. Marc Scherle, Julian Liedtke, Ulrich Nieken. Optimal sequencing and adsorbent design of multi-bed adsorption chillers // Applied Thermal Engineering Volume 200, 5 January 2022, 117689

6. Amanda de Castro Almeida Mendes, Fabrício José Pacheco Pujatti, Márcio Fonte Boa Cortez. Conceptual Design of an Adsorption Refrigeration System Applied to Vehicles // International Journal of Refrigeration Volume 135, March 2022, Pages 60-74

7. Ahmed Rezk, Gamze Gediz Ilis, Hasan Demir. Experimental study on silica gel/ethanol adsorption characteristics for low-grade thermal driven adsorption refrigeration systems // Thermal Science and Engineering Progress Volume 34, 1 September 2022, 101429

8. Makram Mikhaeil, Matthias Gaderer, Belal Dawoud. On the application of adsorber plate heat exchangers in thermally driven chillers; An experimental and analytical study // Applied Thermal Engineering Volume 220, 5 February 2023, 11971

9. Mudhafar.A.H. Mudhafar, Hsuan-Yi Pan. An experimental study and Performance Evaluation of a small adsorption air-conditioning system with FAM Z05 Zeolite and water // International Journal of Refrigeration Volume 138, June 2022, Pages 206-219

10. P.R. Chauhan, S.C. Kaushik, S.K. Tyagi. A review on thermal performance enhancement of green cooling system using different adsorbent/refrigerant pairs // Energy Conversion and Management: X Volume 14, May 2022, 100225

11. P.R. Chauhan, S.C. Kaushik, S.K. Tyagi. Current status and technological advancements in adsorption refrigeration systems: A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 154, February 2022, 111808

12. Farshad Panahizadeh, Mahdi Hamzehei, Mahmood Farzaneh-Gord, Alvaro Antonio Ochoa Villa. Evaluation of machine learning-based applications in forecasting the performance of single effect absorption chiller network // Thermal Science and Engineering Progress Volume 26, 1 December 2021, 101087

13. Rami Habash, Gamze Gediz Ilis, Hasan Demir, Hakan F. Öztop. Analysis of low-grade heat driven ethanol-silica gel adsorption chiller // Thermal Science and Engineering Progress Volume 26, 1 December 2021, 101125

14. Edmunds JA, Wuebles DL, Scott MJ. Energy and radiative precursor emissions. // 8th Miami International Conference on alter- native energy sources. – 1987. – Vol. 12. - P. 14-16.

15. Choudhury B, Chatterjee PK, Sarkar JP. Review paper on solar-powered air- conditioning through adsorption route // Renew Sustain Energy Rev. – 2010. – Vol. 14. - P. 2189-95.

16. Fan Y, Luo L, Souyri B. Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications // Renew Sustain Energy Rev, 2007. - Vol. 11. - P.1758-75.

17. Ullah KR, Saidur R, Ping HW, Akikur RK, Shuvo NH. A review of solar thermal refrigeration and cooling methods // Renew Sustain Energy Rev, 2013. – Vol. 24. - P. 499–513.

18. Sarbu I, Adam M. Applications of solar energy for domestic hot–water and buildings heating/cooling // J Energy, 2011. – Vol. 5. - P. 34–42.

19. Desideri U, Proietti S, Sdringola P. Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications // Appl Energy, 2009. – Vol. 86. - P. 1376–86.

20. Sur A, Das RK. Review on solar adsorption refrigeration cycle // J Mech Eng Technol, 2010. – Vol. 1. - P. 190–226.

21. Choudhury B, Saha BB, Chatterjee PK, Sarkar JP. An overview of develop-ments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling // Appl Energy, 2013. – Vol. 104. - P. 554–67.

22. Wang RZ, Oliveira RG. Adsorption refrigeration – An efficient way to make good use of waste heat and solar energy // Prog Energy Combust Sci, 2006. – Vol. 32. - P. 424–58.

23. Wang LW, Wang RZ, Oliveira RG. A review on adsorption working pairs for refrigeration // Renew Sustain Energy Rev, 2009. – Vol. 13. - P. 518–34.

24. Alghoul MA, Sulaiman MY, Azmi BZ, Wahab MA. Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating // Appl Therm Eng, 2007. – Vol. 27. - P. 813–22.

25. Sumathy K, Yeung KH, Yong L. Technology development in the solar adsorption refrigeration systems // Prog Energy Combust Sci, 2003.– Vol. 29. - P. 301

26. Anyanwu EE. Review of solid adsorption solar refrigeration II: an overview of the principles and theory // Energy Convers Manag.– 2004 – Vol. 45. - P. 1279–95.

27. Vasta S, Maggio G, Santori G, Freni A, Polonara F, Restuccia G. An adsorptive solar ice-maker dynamic simulation for north Mediterranean climate // Energy Convers Manag, 2008. – Vol. 49. - P. 3025–35.

28. Riffel DB, Belo FA., Leite APF. Ar condicionado solar por adsorção: Funda- mentos e estado da arte // I CBENS – I Congresso Brasileiro de Energia Solar; Fortaleza, Brazil, 2007. – Vol. 8. - P. 8–11.

29. Odesola IF, Adebayo J. Solar adsorption technologies for ice-making and recent developments in solar technologies: a review // J Adv Eng Technol, 2010. – Vol. 1. - P. 284–303.

30. Ruthven DM. Principles of adsorption and adsorption processes / New York: John Wiley & Sons, 1984.

31. Tather M, Tantekin-Ersolmaz B, Erdem-Senatalar A. A novel approach to enhance heat and mass transfer in adsorption heat pumps using the zeolite– water pair / Micropor Mesopor Mater, 1999 – Vol. 27. - P. 1–10.

32. Wang D, Zhang J, Xia Y, Han Y, Wang S. Investigation of adsorption performance deterioration in silica gel–water adsorption refrigeration // Energy Convers Manag, 2012 – Vol. 58. - P. 157–62.

33. Gordeeva LG, Freni A, Restuccia G, Aristov YI. Influence of characteristics of methanol sorbents "salts in mesoporous silica" on the performance of adsorptive air conditioning cycle // Eng Chem Res, 2007 – Vol. 46. - P. 2747–5.

34. Vasiliev LL, Gulko NV, Khaustov VM. Solid adsorption refrigerators with active carbon-acetone and carbon ethanol pairs // Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, vol. 1; Montreal, Quebec, Canada, 1996. – Vol. 1. - P. 3–6.

35. Wang RZ, Jia JP, Zhu YH, Teng Y, Wu JY, Cheng J. Study on a new solid adsorption refrigeration pair: active carbon fiber-methanol / J Sol Energy Eng 1997, - Vol. 119. - P. 214–8.

36. Wang D, Zhang J, Tian X, Liu D, Sumathy K. Progress in silica gel–water adsorption refrigeration technology // Renew Sustain Energy Rev, 2014. – Vol. 30. - P. 85–104.

37. Al-Alili A, Hwang Y, Radermacher R. Review of solar thermal air conditioning technologies // J Refrig, 2014. – Vol. 39. - P. 4–22.

38. Wang DC, Li YH, Li D, Xia YZ, Zhang JP. A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems // Renew Sustain Energy Rev, 2010. – Vol. 14. - P. 344–53.

39. Wang D, Zhang J, Yang Q, Li N, Sumathy K. Study of adsorption characteristics in silica gel–water adsorption refrigeration // Appl Energy, 2014. – Vol. 113. - P. 734–41.

40. Mahesh A, Kaushik SC. Solar adsorption cooling system: An overview / J Renew Sustain Energy, 2012.

41. Anyanwu EE, Ogueke NV. Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator // Renew Energy, 2005. – Vol. 30. - P. 81–96.

42. Lewis JS, Chaer I, Tassou SA. Fostering the development of technologies and practices to reduce the energy inputs into the refrigeration of food – reviews of alternative refrigeration technologies. Centre for energy and built envir- onment research school of engineering and design brunel university; 2007.

43. Delgado R, Choisier A, Grenier Ph, Ismail I, Meunier F, Pons M. Etude du cycle intermittent charbon actif-méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie solaire // Proceedings of the Meeting of Commissions E1–E2, International Institute of Refrigeration, 1982.– Vol. 17. - P. 185–91.

44. Pons M, Guilleminot JJ. Design of an experimental solar powered solid-adsorption ice maker / J Sol Energy Eng, 1986.– Vol. 108. - P. 332–7.

45. Exell RHB. Solar cooling activities in the Asian Institute of Technology / Sayigh AAM, editor. Renewable energy technology and the environment. Oxford: Pergamon Press, 1992. – Vol. 3. - P. 700–7.

46. Mhiri F, El Golli S. Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol // Rev Gén Therm, 1996. – Vol. 35. - P. 269–77.

47. Sumathy K, Li Z. Experiments with solar-powered adsorption ice-maker // Renew Energy, 1999. – Vol. 16. - P. 704–7.

48. Buchter F, Dind P, Pons M. An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso // J Refrig, 2003. – Vol. 26. - P. 79–86.

49. Boubakri A, Arsalane M, Yous B, Ali-Moussa L, Pons M, Meunier F. Experi- mental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir Morocco

50. Boubakri A, Arsalane M, Yous B, Ali-Moussa L, Pons M, Meunier F. Experi- mental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir Morocco

51. Boubakri A, Guilleminot JJ, Meunier F. Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model // Sol Energy, 2000. – Vol. 69. - P. 249–63.

52. Li M, Sun CJ, Wang RZ, Cai WD. Development of no valve solar ice maker // Appl Therm Eng, 2004.– Vol. 24. - P. 865–72.

53. González MI, Rodríguez LR. Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: collector design and experimental test. Energy Convers Manag, 2007. – Vol. 48. - P. 2587–94.

54. González MI, Rodríguez LR, Lucio JH. Evaluation of thermal parameters and simulation of a solar-powered, solid-sorption chiller with a CPC collector. Renew Energy, 2009. – Vol. 34. - P. 570–7.

55. Leite APF, Grilo MB, Andrade RRD, Belo FA, Meunier F. Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorp- tive icemaker in hot humid climate // Renew Energy, 2007. – Vol. 4. - P. 697–712.

56. Ahmed MH, El-Seesy IE, Khattab NM. Experimental performance evaluation of a modified solar ice-maker powered by solar energy // Proceedings of the 30th ISES Biennial Solar World Congress; Kassel, Germany; 28 Aug–2 Sep 2011.

57. Hassan HZ, Mohamad AA, Bennacer R. Simulation of an adsorption solar cooling system // Energy, 2011. – Vol. 36. - P. 530–7.

58. Critoph RE. An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling // Renew Energy, 1994. – Vol. 5. - P. 502–8.

59. Critoph RE, Tamainot-Telto Z, Munyebvu E. Solar sorption refrigerator // Renew Energy, 1997. – Vol. 12. - P. 409–17.

60. Oliveira RG. Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas temper- aturas de geração // Portuguese: State University of Campinas; 2004 (Doctoral thesis. Campinas, Brazil).

61. Aghbalou F, Mimet A, Badia F, Illa J, El Bouardi A, Bougard J. Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal

performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly // Appl Therm Eng, 2004. – Vol. 24. - P. 2537–55.

62. Al Mers A, Azzabakh A, Mimet A, El Kalkha H. Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair // Appl Therm Eng, 2006. – Vol. 26. - P. 1866–75.

63. El Fadar A, Mimet A, Pérez-García M. Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe // Renew Energy, 2009. – Vol. 34. - P. 2271–9.

64. Tchernev DI. Solar energy application of natural zeolites. Natural zeolites: occurrence, properties and use // Oxford: Pergamon Press, 1978.– Vol. 33. - P. 479-85.

65. Tchernev DI. Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolites // Proceedings of the meeting of commissions E1–E2, International Institute of Refrigeration; Jerusalem, Israel, 1982. – Vol. 4. - P. 209–15.

66. Dupont M, Guilleminot JJ, Meunier F, Nguyen P. Etude de glacières solaires utilisant le cycle intermittent jour-nuit zeolithe 13x-eau en climat tempere et en climat tropical // Proceedings of the meeting of commissions E1–E2, refrigeration International Institute of Refrigeration / Jerusalem, Israel, 1982. – Vol. 34. - P. 193–208.

67. Pons M. Presentation of some adsorption units developed for solar refrigera- tion [Internet] // CNRS-LIMSI. 2007.

68. Grenier Ph, Guilleminot JJ, Meunier F, Pons M. Solar powered solid adsorp- tion cold store // J Sol Energy Eng, 1988. – Vol. 110. - P. 192–7.

69. Li CH, Wang RZ, Dai YJ. Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation // Renew Energy, 2003. – Vol. 28. - P. 249–69.

70. Li M, Huang HB, Wang RZ, Wang LL, Cai WD, Yang WM. Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker // Renew Energy, 2004.

71. Maggio G, Gordeeva LG, Freni A, Aristov YI, Santori G, Polonara F, et al. Simulation of a solid sorption ice-maker based on the novel composite sorbent lithium chloride in silica gel pores // Appl Therm Eng, 2009. – Vol. 29. - P. 223-544.

72. Abu-Hamdeh NH, Alnefaie KA, Almitani KH. Design and performance characteristics of solar adsorption refrigeration system using parabolic trough collector: experimental and statistical optimization technique // Energy Convers Manag, 2013. – Vol. 29. - P. 1714–20.

73. Iloeje OC, Enibe SO. Solar Cooling for Africa: prospects and problems.

74. International Centre for Theoretical Physics, Trieste, Italy, 1995.

75. Meunier F. Adsorption heat powered heat pumps // Appl Therm Eng, 2013.

76. Meunier F. Utilisation des cycles à sorption pour la production de froid par l'énergie solaire // Cahier AFEDES, 1978. – Vol. 17. - P. 67.

77. Meunier F. Sorption solar cooling // Renew Energy, 1994.

78. Dervaux O. Solaref – 100% autonomous solar ice fridge solar and cooperative trade for durable cooler engine. Ideass - Innovation for Development

79. Anyanwu EE. Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle // Energy Convers Manag, 2003. – Vol. 8. - P. 12.

80. Livezey ET. Something new under the Sun. Christ Sci Monit [Internet] // Critoph RE, Thompson K. Solar energy for cooling and refrigeration // Proceedings of European Seminar "Renewable Energy A Strategy for Sustainable Development", 1997. – Vol. 17. - P. 47–57.

81. Ein solar-thermischer Eiserzeuger mit Zeolith-Technik zur Bereitstellung von Eis-Akkus für die Kühllogistik. Zeo-Tech, 2011. Zeo-Tech – Our Developments and Services [Internet].

82. M.M. Younes, I.I. El-Sharkawy, A.E. Kabeel, B.B. Saha, A review on adsorbent- adsorbate pairs for cooling applications // Appl. Therm. Eng, 2017. – Vol. 27. - P. 414-48.

83. A. Freni, G. Maggio, A. Sapienza, A. Frazzica, G. Restuccia, S. Vasta, Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat

pumping, air conditioning and refrigeration // Appl. Therm. Eng, 2016 – Vol. 12. - P. 3465-48.

84. R.Z. Wang, Z.Y. Xu, Q.W. Pan, S. Du, Z.Z. Xia, Solar driven air conditioning and refrigeration systems corresponding to various heating source temperatures // Appl. Energy, 2016 – Vol. 21. - P. 667-84.

85. I.S. Girnik, Yu.I. Aristov, Dynamic optimization of adsorptive chillers: the ‘‘AQSOATM-FAM-Z02 – water” working pair // Energy 106, 2016. – Vol. 5. - P. 2232-59.

86. J.J. Guilleminot, A. Choisier, J.B. Chalfen, S. Nicolas, J.L. Reymoney, Heat transfer intensification in fixed bed adsorbers // Heat Rec. Syst, 1993. - Vol. 41. - P. 297-85.

87. A. Freni, L. Bonaccorsi, L. Calabrese, A. Caprì, A. Frazzica, A. Sapienza, SAPO-34 coated adsorbent heat exchanger for adsorption chillers // Appl. Therm. Eng, 2015. – Vol. 3. - P. 76-84.

88. A. Freni, M.M. Tokarev, A.G. Okunev, G. Restuccia, Yu.I. Aristov, Thermal conductivity of selective water sorbents under the working conditions of a sorption chiller // Appl. Therm. Eng. 22, 2002. – Vol. 72. - P. 1642-95.

89. Sukhyy K.M., Belyanovskaya E. A., Kozlov Ya. N., Kolomiyets E. V., Sukhyy M. P. Structure and adsorption properties of the composites «silica gele – sodium sulphate», obtained by sole – gel method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.

90. Sukhyy K., Belyanovskaya E., Kovalenko V., Kotok V., Sukhyy M., Kolomiyets E., Gubynskyi M., Yeromin O., Prokopenko O. The study of properties of composite adsorptive materials “silica gel – crystalline hydrate” for heat storage devices // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol. 91, № 1. – P. 52 – 58

91. Пат. 86227 U. F 25 B 17/00. Адсорбційний холодильник / Сухий К.М., Сухий М.П., Бєляновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201305136. Заявл. 22.04.13. Опубл. 25.12.13. Бюл. № 24. – 5 с.

92. Sukhyy K.M., Belyanovskaya E.A., Kolomiyets E.V. Design and performance of adsorptive transformers of heat energy. – Riga, Latvia: LAP Lambert Academic Publishing, 2018. – 117 p.

93. Коломієць О.В., Бєляновська О.А., Сухий К.М., Прокопенко О.М., Козлов Я.М., Сухий М.П. Основні робочі характеристики сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту «силікагель/Na_2SO_4» // Одеська національна академія харчових технологій. Наукові праці. – 2015. – вип. 47, Т.2. – С. 176 – 181

94. Руководство по расчету теплового баланса холодильных камер и выбору основных проектных параметров холодильных установок. – М.: Остров, 1999. – 56 с.

95. M.S. Fernandes, G.J.V.N.Brites, J.J.Costa, A.R.Gaspar, V.A.F.Costa. Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2014. – Vol. 39. – P. 102–123

96. Sukhyy K.M., Belyanovskaya E.A., Sukha I.V., Kolomiyets E.V., Gavrilko A.V., Sukhyy M.P. Solar Adsorptive Chiller based on Composite Sorbent ‘Silica Gel – Sodium Acetate’, synthesized by Sol – Gel Method // Вопросы химии и химической технологии. – 2015. – Т. 6 (104). – С. 80 – 86.

97. О.А. Бєляновська, Г.М. Пустовой, К.М. Сухий, М.П. Сухий, Єрьомін О.О., Фролова Л.А. Критерії підбору робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки

98. 11. Сухий К.М., Козлов Я.М., Бєляновська О.А., Прокопенко О.М., Суха І.В., Дорошенко О.М. Експлу-атаційні характеристики полімерних сонячних колекторів для адсорбційних холодильних геліоустановок // Холодильна техніка і технологія. 2018. Т. 54, № 1. С. 9–15.

99. Freni, A., Maggio, G., Sapienza, A., Frazzica, A., Restuccia, G., Vasta, S. Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration, Applied Thermal Engineering, 2016. Vol. 104. P. 85–95.

100. Ng K.C., Chua N.T., Chung C.Y., Loke C.H., Kasiwagi T., Akisawa A., Saha B.B. (2001). Experimental investigation of silica gel water adsorption isotherm characteristics. Applied Thermal Engineering. 21, 1631–1642.

101. State Standard 3956-76. Silica gel for industrial use. Specifications. M., Publishing Office of State Standards, 13.

102. Boruta, P.; Bujok, T.; Mika, Ł.; Sztekler, K. Adsorbents, Working Pairs and Coated Beds for Natural Refrigerants in Adsorption Chillers—State of the Art. Energies. 2021. Vol. 14. P. 4707. https://doi.org/10.3390/en14154707

103. Girnik I., Tokarev M., Aristov Yu. Thermodynamic Analysis ofWorking Fluids for a New “Heat from Cold” Cycle // Entropy. 2020. Vol. 22. P. 808.

104. Swaraj Kumar B., Varghese J., Jacob J. Optimal Thermochemical Material Selection for a Hybrid Thermal Energy Storage System for Low Temperature Applications Using Multi Criteria Optimization Technique, Materials Science for Energy Technologies (2022), doi: https://doi.org/10.1016/j.mset. 2022.10.005

105. Бєляновська, О. А., Пустовой, Г. М., Сухий, К. М., Губинський, М. В., Сухий, М. П., Дорошенко, О. В., Сергієнко, Я. О. Експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі композитів «силікагель –натрій сульфат» для зберігання сільськогосподарської продукції // Холодильна техніка та технологія. 2019.Т. 55(3). С. 165–171

106. Zhang X., Wang F., Lei X., Wang Y., Wang Y. Influential factors and optimization analysis of adsorption refrigeration system performance // AIP Advances. 2020. Vol. 10, 105315. doi: 10.1063/5.0026131

107. Keleher M., Narayanan R. Performance analysis of alternative HVAC systems incorporating renewable energies in sub-tropical climates // Energy Procedia. 2019. Vol. 160. P. 147–154.

108. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М. Агропромиздат. – 264 с

109. Чернецький А.М. «Холодильно-компресорні машини і

установки», 2009.

110. Руцкой А.В. Холодильная техника и технология, М. ИНФРА-М, 2000.

111. Руководство по расчету Остров. – М.: ЗАО Остров И-347.

112. Масліков М. М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. / М. М. Масліков. - К.: НУХТ, 2007.

113. Холодильные установки. Проектирование / И.Г. Чумак, В.П. Чепуренко, А.Е. Лагутин и др. – Одесса: Рефпринтинфо, 2005. – 479 с.

114. Холодильні установки / І.Г. Чумак, В.П. Чепуренко, С.Ю. Ларяновський та інш. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 560 с.

115. Желєзний В.П. Холодоагенти, їхні властивості і застосування. – Холод, 2005, №2, с.10-15, №3, с. 14-20.

116. Желєзний В.П., Проценко Д.О. Компресорні мастила для холодильних машин. Холод, 2004, №1, с. 10-13, №2, с.16-21.

117. Декальчук С. Вітчизняний ринок холодоагентів. Холод, 2007, №2, с. 18-22.

118. Г.К. Мнацаканов. Особливості визначення теплового навантажения. Холод. 2005. № 2 с. 33-35.

ДОДАТОК А Список публікацій за темою дисертації

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, М.П. Сухий, К.М. Сухий, Р.Д. Литовченко. Performance Evaluation Of Adsorptive Refrigerators Based On Composite Adsorbents" Silica Gel–Sodium Sulphate" And" Silica Gel–Sodium Acetate"// Scientific Works. – 2019. - №2. – P. 96-101. DOI: https://doi.org/10.15673/swonaft.v2i83.1514

2. Elena A Belyanovskaya, **Grigoriy N Pustovoy**, Kostyntyn M Sukhyy, Yana O Sergiyenko, Oleksandr O Yeromin, Elena M Prokopenko, Mikhailo V Gubinskyi, Ján Kizek, Ladislav Lukáč. Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsorbents' Silica Gel–Sodium Sulphate' // Civil and Environmental Engineering Reports. – 2019. - №3. – P. 200-208. DOI: https://doi.org/10.2478/ceer-2019-0035 **(Web of Science)**

3. Е.А Беляновская, **Г.М Пустовой**, К.М Сухой, Е.В Коломиец, М.П Сухой. «Адсорбционные холодильные установки на основе композитных адсорбентов». // Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія. – 2018. - №39. – С. 94-98. https://bit.ly/3LoFqGW

4. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, К.М. Сухий, М.В. Губинський, М.П. Сухий, О.В. Дорошенко, Я.О. Сергієнко. Експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі композитів «силікагель–натрій сульфат» для зберігання сільськогосподарської продукції. // Холодильна техніка татехнологія. 2019. - №3. – P. 165-171. DOI: https://doi.org/10.15673/ret.v55i3.1574

5. Elena A Belyanovskaya, **Grigoriy N Pustovoy**, Yana O Sergiyenko, Kostyntyn M Sukhyy, Oleksandr O Yeromin, Elena M Prokopenko, Mikhailo V Gubinskyi, Ján Kizek. Performance of the Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsobents' Silica Gel–Sodium Sulphate' // Advances in Thermal Processes and Energy Transformation. – 2019. - №2. P. 19-23. https://bit.ly/44RmYh5

6. О.А. Бєляновська, О.І. Скляренко, К.М. Сухий, **Г.М. Пустовой**, М.П. Сухий, О.М. Прокопенко, О.О Єрьомін. Утилізація низько-потенційної теплової

енергії при експлуатації парової компресорної холодильної установки. // Таврійський Національний Університет, м. Київ, Видавничий дім «Гельветика». - 2022. - №1. – С. 6. https://bit.ly/48ca9B5

7. **Г.М. Пустовой**, І.В. Суха, О.І. Скляренко. «Експлуатаційні Характеристики Адсорбційного Холодильного Модуля Парової Компресійної Холодильної Установки» // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – 2020. - Том 31 (70). №4. – С. 136-140. https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.4/19

8. О.А. Бєляновська, **Г.М. Пустовой**, К.М. Сухий, М.П. Сухий, Єрьомін О.О., Фролова Л.А. Критерії підбору робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – 2019. - Том 31 (70). №2. – С. 46. https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.6/23

ДОДАТОК Б Робочі характеристики холодильного обладнання без адсорбційного холодильного модуля

Поршневий компресор BOCK HGX88e/2400-4

HGX88e/2400-4

Application	Refrigeration & AC
Power supply	50 Hz 400 V
Motor	380-420V Y/YY -3- 50Hz PW

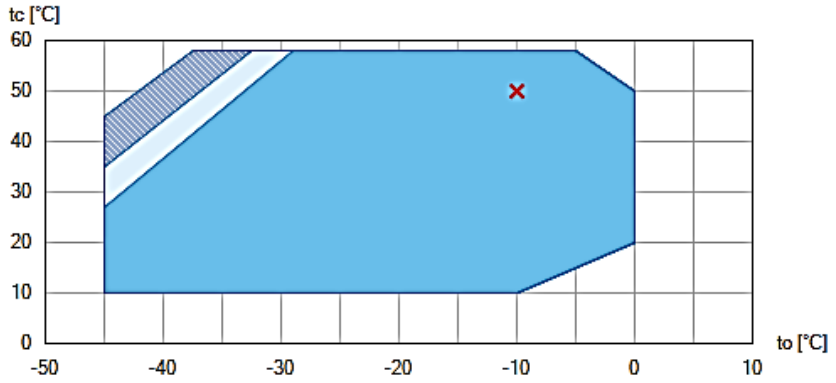
(•) EN12900
( ) ANSI 540

Refrigerant	R404A, R507		Frequency inverter	☐
Reference temperature	Dew point		Supply frequency	50 Hz
Evaporating temperature	-10.0	°C	Suction gas superheat	10 K
Evaporating pressure (abs.)	4.34	bar	Subcooling (outside cond.)	7 K
Condensing temperature	50.0	°C	Usable superheat	☑ 100%
Condensing pressure (abs.)	22.98	bar	or individual	5 K

Compressor refrigeration capacity	103.00	kW	Coefficient of performance (COP/EER)	2.06	
Evaporator refrigeration capacity	103.00	kW	Condensing capacity	141.00	kW
Power consumption	50.00	kW	Mass flow	0.981	kg/s
Current draw (400 V)	85.40	A	Discharge end temperature	77.4	°C

Preliminary capacity data.

Operating limits | Technical data | Performance data | Scope of supply and accessories | Dimensions and connections | Product photo | Spare part list, drawings & downloads | Te



Unlimited application range

Supplementary cooling or reduced suction gas temperature (Δtoh<20K)

Supplementary cooling and reduced suction gas temperature (Δtoh<20K)

Compressor operation is possible within the limits shown on the diagrams of application. Please note the coloured areas. Compressor application limits should not be chosen for design purposes or continuous operation. Axis values refer to dew point (saturated vapour line).

Повітроохолоджувач KELVION GSK-633-8BE-HX28

Kelvion

ТЕХНИЧЕСКАЯ СПЕЦИФИКАЦИЯ
Kelvion Select RT

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЬ (DX) | GSK-633-8BE-HX28

S151-633-000-000-1-1.001-1 + GSK-633-8xe-xx40-1-40.071-1 + 071.21 + 031.6

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Мощность [kW]	103,86	Sensible heat ratio SHR [-]	0,71	Хладагент	R507A
Т воздуха на входе [°C]	0,0	Т воздуха на выходе [°C]	-5,1	Рабочий режим	AC
Отн. влажность [%]	85,0	Температура кипения [°C]	-10,0		

ДАННЫЕ ПО ВОЗДУХУ

Расход воздуха	40 020	m³/h
Внешнее статическое давление	0	Pa
Дальность струи воздуха	36	m
Высота	0	m
Влажность воздуха на выходе	97,6	%

ТЕПЛООБМЕННИК

Площадь поверхности	432,7	m²
Расстояние между ламелями	7	mm
Внутренний объем	113	dm³
Температура жидкости	20,3	°C
Температура перегрева	-3,5	°C
Макс. рабочее давление	28	bar

МАТЕРИАЛЫ

Трубки	Медь
Ламели	Алюминий
Торцевые пластины	Алюминий
Корпус	Оцинкованная сталь
Покрытие	белый

ВЕНТИЛЯТОР(Ы)

3 ШТУК(И): 400V/3PH/50HZ; IP54

Диаметр вентилятора	630	mm
Диапазон температур	-40,0 к 70,0	°C
Звуковая мощность LwA	93	dB(A)
Звуковое давление LpA (3m) (2)	70	dB(A)
Способ/вариант управления ? (5)	"Треугольник/звезда", фазовое регулирование, регулятор частоты	
ErP	2015	

ВЫБРАННАЯ СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Рабочий режим	AC - 4p(D)	
Скорость	1360	rpm
Потребляемая мощность	1 306	W
Рабочий ток	2,7	A
Класс энергоэффективности EEC	D	

ДАННЫЕ ШИЛЬДИКА (НА ВЕНТИЛЯТОР)

Рабочий режим	AC	
Скорость	1360	rpm
Power nominal	1 500	W
Рабочий ток	2,7	A
Тепловой контакт	Встроенная защита, подключается на месте	

ПРИСОЕДИНЕНИЯ (7)

Вход	Медь 28 mm
Выход	Медь 64 mm
Дистрибьютор хладагента	Venturi ("паук")

ВЕС (4)

Вес сухой	633	kg
Вес в упаковке		kg

ОТТАИВАНИЕ

Электрическая оттайка		
Теплообменный блок	28,70	kW
Поддон	4,81	kW
Итого	33,51	kW

Пластинчатий конденсатор KELVION RF-SA103L3H-063Z06D

Kelvion

ТЕХНИЧЕСКАЯ СПЕЦИФИКАЦИЯ
Kelvion Select RT

КОНДЕНСАТОР | RF-SA103L3H-063Z06D

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Мощность [kW]	142,07
T окружающей среды [°C]	32,0
Отн. влажность [%]	41,2
Температура конденсации [°C]	50,0
Давление конденсации [bar]	23,6
Эффект. T конденсации 141,00 kW [°C]	49,9
T горячего газа [°C]	75,0
Хладагент	R507A
Блоки x Секции x Контуры	1 x 1 x 32 (Total circuits X: 32)
Ходов (на блок)	3 (С одной стороны)
Рабочий режим	AC

ДАННЫЕ ПО ВОЗДУХУ

Расход воздуха	26 139 m³/h
Вентиляторы в режиме ожидания	-
Внешнее статическое давление	0 Pa
Высота	0 m
T воздуха на выходе	49,3 °C
Ориентация	Горизонтальный
Направление воздуха	Вертикальный

ТЕПЛООБМЕННИК

Площадь поверхности	172,5 m²
Потери давления	30 kPa
Потери давления в темп. диф.	0,6 K
Расстояние между ламелями	2,1 mm (12 FPI)
Внутренний объем	29,2 dm³
Макс. рабочее давление (1)	32 bar

МАТЕРИАЛЫ

Трубки	Медь
Ламели	AlMg
Корпус	
Покрытие	
Класс коррозионности	-

ВЕНТИЛЯТОР(Ы)

3 ШТУК(И) : 400V/3PH/50HZ; IP54

Диаметр вентилятора	630 mm
Диапазон температур	-40,0 к 70,0 °C
Звуковая мощность LwA (2)	84 dB(A)
Звуковое давление LpA (10m) (2)	52 dB(A)

СПЕКТР ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ

Спектр звуковой мощности 125 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 250 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 500 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 1 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 2 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 4 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 8 kHz	- dB

ДАННЫЕ ШИЛЬДИКА (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Скорость	890 rpm
Power nominal	600 W
Пусковой ток	5,2 A
Ток полной нагрузки	1,3 A

ВЫБРАННАЯ СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Скорость	890 rpm
Потребляемая мощность	521 W
Рабочий ток	1,2 A

ПРИСОЕДИНЕНИЯ

Вход	1 x 2-5/8 in
Выход	1 x 2-1/8 in
Стороны	С одной

ВЕС

Вес сухой	194 kg
Заправка хладагентом	9 kg

РЕГУЛЯТОР(Ы)

ErP	2015
Класс энергоэффективности (2015)	C
PED категория	1 (Piping)

ДОДАТОК В Робочі характеристики холодильного обладнання з адсорбційним холодильним модулем

Поршневий компресор BOCK HGX66e/2070-4

HGX66e/2070-4

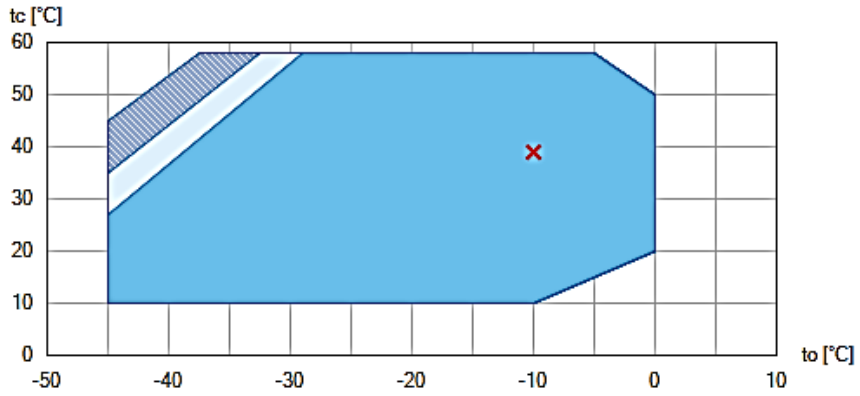
Application	Refrigeration & AC		
Power supply	50 Hz	400 V	
Motor	380-420V Y/YY -3- 50Hz PW		

EN12900
ANSI 540

Refrigerant	R404A, R507		Frequency inverter	☐	
Reference temperature	Dew point		Supply frequency	50	Hz
Evaporating temperature	-10.0	°C	Suction gas superheat	7	K
Evaporating pressure (abs.)	4.34	bar	Subcooling (outside cond.)	3	K
Condensing temperature	39.0	°C	Usable superheat	☑ 100%	
Condensing pressure (abs.)	17.74	bar	or individual	5	K

Compressor refrigeration capacity	103.00	kW	Coefficient of performance (COP/EER)	2.68	
Evaporator refrigeration capacity	103.00	kW	Condensing capacity	138.00	kW
Power consumption	38.40	kW	Mass flow	0.905	kg/s
Current draw (400 V)	65.90	A	Discharge end temperature	61.4	°C

Operating limits | Technical data | Performance data | Scope of supply and accessories | Dimensions and connections | Product photo | Spare part list, drawings & downloads | Te



Unlimited application range

Supplementary cooling or reduced suction gas temperature (Δtoh<20K)

Supplementary cooling and reduced suction gas temperature (Δtoh<20K)

Compressor operation is possible within the limits shown on the diagrams of application. Please note the coloured areas. Compressor application limits should not be chosen for design purposes or continuous operation. Axis values refer to dew point (saturated vapour line).

Повітроохолоджувач KELVION GSK-633-8BE-HX28

Kelvion

ТЕХНИЧЕСКАЯ СПЕЦИФИКАЦИЯ

Kelvion Select RT

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЬ (DX) | GSK-633-8BE-HX28

S151-633-000-000-1-1.001-1 + GSK-633-8xe-xx40-1-40.071-1 + 071.21 + 031.6

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Мощность [kW]	103,86	Sensible heat ratio SHR [-]	0,71	Хладагент	R507A
T воздуха на входе [°C]	0,0	T воздуха на выходе [°C]	-5,1	Рабочий режим	AC
Отн. влажность [%]	85,0	Температура кипения [°C]	-10,0		

ДАННЫЕ ПО ВОЗДУХУ

Расход воздуха	40 020	m³/h
Внешнее статическое давление	0	Pa
Дальность струи воздуха	36	m
Высота	0	m
Влажность воздуха на выходе	97,6	%

ТЕПЛООБМЕННИК

Площадь поверхности	432,7	m²
Расстояние между ламелями	7	mm
Внутренний объем	113	dm³
Температура жидкости	20,3	°C
Температура перегрева	-3,5	°C
Макс. рабочее давление	28	bar

МАТЕРИАЛЫ

Трубки	Медь
Ламели	Алюминий
Торцевые пластины	Алюминий
Корпус	Оцинкованная сталь
Покрытие	белый

ВЕНТИЛЯТОР(Ы)

3 ШТУК(И): 400V/3PH/50HZ; IP54

Диаметр вентилятора	630	mm
Диапазон температур	-40,0 к 70,0	°C
Звуковая мощность LwA	93	dB(A)
Звуковое давление LpA (3m) (2)	70	dB(A)
Способ/вариант управления ? (5)	"Треугольник/звезда", фазовое регулирование, регулятор частоты	
ErP	2015	

ВЫБРАННАЯ СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Рабочий режим	AC - 4p(D)	
Скорость	1360	rpm
Потребляемая мощность	1 306	W
Рабочий ток	2,7	A
Класс энергоэффективности EEC	D	

ДАННЫЕ ШИЛЬДИКА (НА ВЕНТИЛЯТОР)

Рабочий режим	AC	
Скорость	1360	rpm
Power nominal	1 500	W
Рабочий ток	2,7	A
Тепловой контакт	Встроенная защита, подключается на месте	

ПРИСОЕДИНЕНИЯ (7)

Вход	Медь 28 mm
Выход	Медь 64 mm
Дистрибьютор хладагента	Venturi ("паук")

ВЕС (4)

Вес сухой	633	kg
Вес в упаковке		kg

ОТТАИВАНИЕ

Электрическая оттайка		
Теплообменный блок	28,70	kW
Поддон	4,81	kW
Итого	33,51	kW

Пластинчатий конденсатор KELVION RF-MB102L2V-080Y06D

Kelvion

ТЕХНИЧЕСКАЯ СПЕЦИФИКАЦИЯ

Kelvion Select RT

КОНДЕНСАТОР | RF-MB102L2V-080Y06D

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Мощность [kW]	137,82
T окружающей среды [°C]	21,0
Отн. влажность [%]	60,0
Температура конденсации [°C]	39,0
Давление конденсации [bar]	18,2
Эффект. T конденсации 140,00 kW [°C]	39,3
T горячего газа [°C]	64,0
Хладагент	R507A
Блоки x Секции x Контуры	1 x 1 x 21 (Total circuits X: 21)
Ходов (на блок)	4 (С одной стороны)
Рабочий режим	AC

ДАННЫЕ ПО ВОЗДУХУ

Расход воздуха	38 412 m³/h
Вентиляторы в режиме ожидания	-
Внешнее статическое давление	0 Pa
Высота	0 m
T воздуха на выходе	31,9 °C
Ориентация	Вертикальный
Направление воздуха	Горизонтальный

ТЕПЛООБМЕННИК

Площадь поверхности	128,8 m²
Потери давления	76 kPa
Потери давления в темп. диф.	1,7 K
Расстояние между ламелями	2,1 mm (12 FPI)
Внутренний объем	21 dm³
Макс. рабочее давление (1)	32 bar

МАТЕРИАЛЫ

Трубки	Медь
Ламели	Алюминий
Корпус	
Покрытие	
Класс коррозионности	-

ВЕНТИЛЯТОР(Ы)

2 ШТУК(И) : 400V/3PH/50HZ; IP54

Диаметр вентилятора	800 mm
Диапазон температур	-35,0 к 60,0 °C
Звуковая мощность LwA (2)	83 dB(A)
Звуковое давление LpA (10m) (2)	52 dB(A)

СПЕКТР ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ

Спектр звуковой мощности 125 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 250 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 500 Hz	- dB
Спектр звуковой мощности 1 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 2 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 4 kHz	- dB
Спектр звуковой мощности 8 kHz	- dB

ДАННЫЕ ШИЛЬДИКА (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Скорость	870 rpm
Power nominal	1 850 W
Пусковой ток	15,2 A
Ток полной нагрузки	3,8 A

ВЫБРАННАЯ СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ (НА ВЕНТИЛЯТОР) (3)

Скорость	870 rpm
Потребляемая мощность	1 617 W
Рабочий ток	3,5 A

ПРИСОЕДИНЕНИЯ

Вход	1 x 2-1/8 in
Выход	1 x 1-5/8 in

ВЕС

Вес сухой	295 kg
Заправка хладагентом	6 kg

РЕГУЛЯТОР(Ы)

ErP	2015
Класс энергоэффективности (2015)	E

ДОДАТОК Г Акт випробування адсорбційного холодильного модуля

Товариство з обмеженою
відповідальністю «ЄВРОКУЛ»
49057, Дніпропетровська обл., м. Дніпро
проспект Богдана Хмельницького 156
Код ЄДРПОУ 36573444
eurocool.dp.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ
Генеральний директор
ТОВ «ЄВРОКУЛ»
ГРИНЬКО В.С.
«04» серпня 2023р

ПРОТОКОЛ ВИПРОБУВАНЬ №3 від 04.08.2023

Протокол випробування результатів дисертаційного дослідження Пустового Григорія Миколайовича на тему «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» на промисловому виробництві компресорно-конденсаторних систем холодозабеспечення ТОВ «ЄВРОКУЛ».

ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАНЬ

Адсорбційний холодильний модуль для охолодження повітряного конденсатора.

ЗАВДАННЯ

Вдосконалення теплообмінного пристрою для конденсації холодоагенту і підвищення енергоефективності холодильної системи за рахунок зменшення температури конденсації холодоагенту.

РІШЕННЯ

Поставлена задача вирішується тим, що в повітряний конденсатор, пластинчатого типу, який складається з корпусу в якому знаходяться теплообмінні пластини, труби і осьовий вентилятор додатково встановлюється випарник зануреного типу, що підключається до адсорбера. За рахунок адсорбенту, що виконує процес адсорбції і теплоносія, що кипить та циркулює в контурі між випарником і адсорбером, відбувається сухе охолодження конденсатора.

КОНСТРУКЦІЯ

Адсорбційний холодильний модуль складається: 1 - Випарник зануреного типу; 2- прямий запірний вентиль; 3 – мідний трубопровід; 4 – контур рекуперації тепла, що з'являється у процесі адсорбції; 5 - сонячний колектор для регенерації (сушки) адсорбенту в адсорбері; 6 – адсорбер в якому знаходиться адсорбент і контур адсорбції; 7 – теплообмінні пластини; 8 – повітряний конденсатор, пластинчатого типу.

ОПИС ВИПРОБУВАННЯ

Адсорбційний холодильний модуль підключається до повітряного конденсатора холодильника «UBC 2.5». Холодильник «UBC 2.5» підключається до розетки з лічильником електроенергії. Випробування відбувається у два етапи: 1. Набір температури у камері з адсорбційним модулем та без нього; 2. Підтримання температури у камері з адсорбційним модулем та без нього.

РЕЗУЛЬТАТ ДОСЛІДЖЕННЯ

1. Набір температури у холодильній камері.

Таблиця 1.1 – Параметри роботи холодильної системи «UBC 2.5» без адсорбційного охолоджувального модуля

Кількість годин роботи	Температура в камері, °С	Температура конденсації, °С	Тиск конденсаціїї, бар	Споживана потужність, кВт
1	27-19	47	21,44	2,2
2	19-8	47	21,44	2,1
3	8-0	47	21,44	1,9
4	0-(-5)	47	21,44	1,1
5	-6-(-10)	47	21,44	0,9
6	-11-(-18)	47	21,44	0,9
Споживана енергія протягом виходу на режим роботи				7,55кВт·год

Таблиця 1.2 – Параметри роботи холодильної системи «UBC 2.5» з адсорбційним охолоджувальним модулем

Кількість годин роботи	Тиск конденсації, бар	Температура в камері, °С	Температура конденсації, °С	Температура адсорбента, °С	Споживана потужність, кВт
1	21,44	27-19	47	34	2,2
2	19,52	19-0	43	42	2,1
3	18,17	0-(-5)	40	55	1,2
4	18,17	(-5)-(-10)	40	49	0,9
5	18,17	(-10)-(-18)	40	48	0,9
6	0	-18	0	46	0,0
Споживана енергія протягом виходу на режим роботи					6,2кВт·год

2. Підтримання температури у холодильній камері.

Таблиця 2.1 – Підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC 2.5 без адсорбційного охолоджувального модуля

Тривалість роботи, год	Температура в камері, °С	Температура конденсації, °С	Тиск конденсації, бар	Споживана потужність, кВт за 4 години
1-4	-18	47	21,44	3,6
5-8	-16	47	21,44	3,8
9-12	-18	47	21,44	3,6
13-16	-17	47	21,44	3,7
17-20	-18	47	21,44	3,6
Споживана енергія протягом 20 годин роботи				17,3кВт·год

Таблиця 3.8 – Підтримання температурного режиму в холодильній камері UBC 2.5 з адсорбційним охолоджувальним модулем

Тривалість роботи, год	Температура в камері, °C	Температура конденсації, °C	Тиск конденсації, бар	Температура адсорбента, °C	Споживана потужність, кВт
1-4	-18	40	18,17	48	2,62
5-8	-17	41	18,62	55	2,91
9-12	-18	40	18,17	45	2,62
13-16	-15	42	19,07	38	3,41
17-20	-18	47	21,44	29	3,6
Споживана енергія протягом 20 годин роботи					14,36кВт·год

ВИСНОВОК

Дослідження адсорбційного холодильного модуля показало, що зменшення температури конденсації впливає на режим роботи холодильного ларя «UBC 2.5». Випробування відбувається у два етапи: 1. Набір температури у холодильній камері з адсорбційним модулем та без нього; 2. Підтримання температури у камері з адсорбційним модулем та без нього. У першому випадку енергоспоживання зменшилось з 7,55кВт·год до 6,2кВт·год. У другому випадку енергоспоживання зменшилось з 17,3кВт·год до 14,36кВт·год. Також дослідження показало, що з адсорбційним холодильним модулем холодильне обладнання швидше вийшло у робочий режим: було 6 годин, (-18 °C); стало 5 годин, (-18 °C).

ЗАТВЕРДЖЕНО КОМІСІЄЮ

Генеральний директор
ТОВ «ЄВРОКУЛ» _____ ГРИНЬКО В.С.

Інженер-проектувальник
ТОВ «ГРІНКУЛ» _____ ТАРАН Т.С.

Інженер-технолог
ТОВ «ЄВРОКУЛ» _____ СКЛЯРЕНКО О.І.

ДОДАТОК Д Лист підтримки ТОВ «ГРІНКУЛ»

GREENCOOL

«01» серпня 2023 року

ЛИСТ ПІДТРИМКИ

дисертаційної роботи на тему: «Енергоефективний комплекс холодильної системи з адсорбційним холодильним модулем»

Класичне холодильне обладнання, хоча і є невід'ємною частиною нашого побуту та індустрії, має декілька основних проблем: 1. Енергоспоживання: Традиційні холодильники використовують велику кількість електроенергії для підтримання низьких температур всередині. Це призводить до великих рахунків за електроенергію та негативно впливає на навколишнє середовище через викиди парникових газів; 2.Гучність: Деякі старі моделі холодильників можуть бути досить шумними, що може бути незручним у житлових приміщеннях.3. Екологічна проблематика: Викиди холодоагентів та велике споживання електроенергії роблять класичне холодильне обладнання небажаним з точки зору збереження навколишнього середовища.4. Вартість: Встановлення та обслуговування сучасних промислових холодильних систем може бути високою вартістю, особливо для менших підприємств.5.Вразливість до відмов: Сучасні холодильні системи можуть бути більш вразливими до технічних проблем чи відмов, і такі ситуації можуть призвести до перерв у зберіганні продуктів. 6.Обмежена гнучкість: Деякі сучасні системи можуть бути обмежені в адаптації до різних типів продуктів чи зміни режимів зберігання.

Існує багато способів підвищення ефективності роботи холодильної системи, але самим розповсюдженим є зменшення температури конденсації. При зменшені температури конденсації підвищується потужність і енергоефективність холодильної системи. Для зменшення температури конденсації використовують адіабатичні конденсатори, які використовують воду для своєї роботи. Основними недоліками цього обладнання є споживання великої кількості води та вартість.

Альтернативою адіабатичного конденсатору може стати «Адсорбційний холодильний модуль». Адсорбційний холодильний модуль працює по принципу адсорбційного холодильника з сонячним колектором. Обладнання такого типу не потребують електроенергію для своєї роботи. Тому дослідження «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» може стати альтернативним рішенням для збільшення енергоефективності і холодопродуктивності холодильних систем.

ТОВ «ГРІНКУЛ» висловлює зацікавленість в результатах виконання і впровадження дисертаційної роботи «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем».

Директор
ТОВ «ГРІНКУЛ» _____ Гринько О.С.

Україна * м. Дніпро * Товариство з обмеженою відповідальністю «ГРІНКУЛ» Ідентифікаційний код 40943856

ДОДАТОК Е Лист підтримки ТОВ «ЄВРОКУЛ»

Товариство з обмеженою відповідальністю
«ЄВРОКУЛ»
49057, Дніпропетровська обл., м. Дніпро
проспект Богдана Хмельницького 156
Код ЄДРПОУ 36573444
eurocool.dp.ua

«14» серпня 2023 року

ЛИСТ ПІДТРИМКИ

дисертаційної роботи на тему: «Енергоефективний комплекс холодильної системи з адсорбційним холодильним модулем»

Дефіцит енергоресурсів в Україні та погіршення екологічної ситуації обумовлюють необхідність досліджень з підвищення енергоефективності технологічних процесів в системах холодопостачання. Саме холодозабеспечення споживає приблизно 16% всієї виробленої електроенергії. Тому підвищення енергоефективності холодильних систем є важливим завданням. Існує багато способів підвищення ефективності роботи холодильної системи, але самим розповсюдженим є зменшення температури конденсації. При зменшені температури конденсації підвищується потужність і енергоефективність холодильної системи. Для зменшення температури конденсації використовують адіабатичні конденсатори, які використовують воду для своєї роботи. Основними недоліками цього обладнання є споживання великої кількості води та вартість. Альтернативою адіабатичного конденсатору може стати Адсорбційний холодильний модуль.

Адсорбційний холодильний модуль працює по принципу адсорбційного холодильника з сонячним колектором. Обладнання такого типу не потребують електроенергію і воду для своєї роботи. Тому дослідження «Енергоефективного комлекса холодильної системи з адсорбційним холодильним модулем» може стати альтернативним рішенням для збільшення енергоефективності і холодопродуктивності холодильних систем.

ТОВ «ЄВРОКУЛ» висловлює зацікавленість в результатах виконання дисертаційної роботи «Енергоефективний комплекс холодильної системи з адсорбційним холодильним модулем»

Генеральний директор
ТОВ «ЄВРОКУЛ» _____ ГРИНЬКО В.С.

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ №1 «ЄВРОКУЛ» і.к. 36573444 УКРАЇНА, м. ДНІПРОПЕТРОВСЬК

ДОДАТОК Ж Акт впровадження адсорбційного холодильного модуля

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «ГРІНКУЛ»
_____ ГРИНЬКО О.С.
«18» вересня 2023р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» в промислову систему холодозабезпечення для зберігання продуктів харчування.

Комісія у складі:
1. Директор ТОВ «ГРІНКУЛ» Гринько О. С.
2. Інженер-проектувальник ТОВ «ГРІНКУЛ» Тимофій Т.С.
3. Інженер-технолог ТОВ «ЄВРОКУЛ» Скляренко О.І.

Дата та місце складання: 18.09.2023р., м. Львів.

Результати наукової роботи «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» використані для розробки і впровадження енергоефективного комплексу компресорної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем в промислову систему холодозабезпечення ICOOL S-HGX34-380 для зберігання продуктів харчування у місті Львів.

Результати впровадження:

Запропонована модернізація дозволила зменшити теплове навантаження на повітряний конденсатор, що входить до складу холодильної установки ICOOL S-HGX34-380. Зафіксовано зменшення температури в корпусі повітряного конденсатора з 34°С до 29°С протягом 8 годин роботи холодильного обладнання з адсорбційним холодильним модулем.

Встановлена можливість зменшення температури та тиску конденсації, що дозволило частково розвантажити компресор марки HGX, що входить до складу холодильного агрегату ICOOL S-HGX34-380. Температура конденсації зменшилась з 45°С до 40°С за одну годину роботи адсорбційного холодильного модуля при виході на робочий режим в холодильній камері.

При зменшені температури та тиску конденсації зафіксовано зменшення енергоспоживання компресора на 9% протягом виходу на робочий режим в холодильній камері з температури 24°С до (-18°С).

При роботі холодильної системи ICOOL S-HGX34-380 з адсорбційним холодильним модулем температура в холодильній камері досягнута на 40 хвилин раніше ніж при роботі без адсорбційного модуля.

В режимі підтримання робочої температури (-18°С) в холодильній камері зафіксована менша кількість циклів включення та виключення компресора HGX. Зменшення циклів роботи компресора впливає на збільшення строку експлуатації холодильного агрегату ICOOL S-HGX34-380. Встановлений час підтримання температури в холодильній камері з адсорбційним холодильним модулем складає 12 годин, протягом наступних 6 годин температура в корпусі повітряного конденсатора почала збільшуватись до стандартних значень.

Температура адсорбента в адсорбері, що входить до складу адсорбційного холодильного модуля збільшилась за 18°С до 58°С за 12 хвилин роботи та завдяки ізольованому корпусу адсорбера підтримувалась протягом 11 годин до закінчення процесу адсорбції.

Впровадження результатів дисертаційної роботи «Енергоефективний комплекс компресорного чілера з адсорбційним холодильним модулем» в систему холодозабезпечення ICOOL S-HGX34-380 дозволила забезпечити підвищення енергоефективності та холодопродуктивності компресора HGX при досягнені необхідного температурного режиму в холодильній камері для зберігання продуктів харчування.

Директор
ТОВ «ГРІНКУЛ» _____ ГРИНЬКО О.С.

Інженер-проектувальник
ТОВ «ГРІНКУЛ» _____ ТАРАН Т.С.

Інженер-технолог
ТОВ «ЄВРОКУЛ» _____ СКЛЯРЕНКО О.І.