

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В. С. МАРТИНОВСЬКОГО



ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

ЗА МАТЕРІАЛАМИ
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ

МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ

«СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»

27-28 листопада 2020 року



Одеса - 2020

УДК 621.56/59(03)
ББК 31.3
К-14

**Збірник докладів підготовлений під редакцією
доктора технічних наук, професора Хмельнюка М.Г Науковий секретар - к.т.н.доц.
Жихарєва Н.В.**

За достовірність інформації відповідає автор публікації

Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науковотехнічної онлайн-конференції молодих учених та студентів «**Сучасні проблеми холодильної техніки і технології**» 27-28 листопада 2020 року. – Одеса : ТЕС., 2020. – 175 с.

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень студентів, магістрів та аспірантів різних університетів і академій України.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: холодильні машини і установки; теплообмінні апарати і процеси тепло масообміну; робочі речовини холодильних машин; системи кондиціонування повітря; Компресори та пневмоагрегати; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки;холодильна технології; кріогенна техніка; інформаційні технології в холодильній техніці

©Одеська національна академія харчових технологій,2020

© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

НАУКОВИЙ КОМІТЕТ

Голова - Єгоров Б.В. - ректор Одеської національної академії харчових технологій, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д-р техн. наук, професор

Поварова Н.М. – к.т.н., доцент, проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій;

Косой Б.В. – д.т.н., професор, директор навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики Одеської національної академії харчових технологій;

Хмельнюк М.Г. - зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Мілованов В.І. - зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ, заслужений діяч науки і техніки України, д-р техн. наук, професор;

Морозюк Л.І. - д-р техн. наук, професор;

Потапов В.О. - Харківський державний університет харчування і торгівлі, д.т.н., професор;

Радченко М.І. - зав. кафедрою кондиціонування і рефрижерації НУК, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Симоненко Ю.М. - зав. кафедрою кріогенної техніки ОНАХТ, д-р техн. наук, професор

Організаційний комітет:

Голова – д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.;

Науковий секретар - к.т.н.доц. Жихарева Н.В.

Члени оргкомітету - к.т.н. доц. Зімін О.В., к.т.н.доц. Когут В.О., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н.доц. Желіба Ю.О., к.т.н. Трандафілов В.В., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н.доц. Подмазко О.С.

Тематичні напрями:

- холодильні машини і установки
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціонування повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- кріогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

СЕКЦІЯ №1 –ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 621.59

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИКЛУ СТІРЛІНГА

Воловецький Н.Я., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

Цикл Стірлінга може бути реалізований і в області помірних температур. Отже, можливе створення газових холодильних машин (ГХМ) Стірлінга, що актуально в зв'язку з широким використанням в енергетиці нафтового газу. У багатьох випадках нафтовий газ транспортується до споживача в рідкому стані і вже у споживача газифікується і використовується в енергетичній установці для виробництва тепла та електроенергії. До числа потенційних споживачів зрідженого нафтового газу відносяться суднові двигуни рибпромислових суден. В даний час конденсація газу здійснюється в установках низькотемпературної конденсації (НТК). Основним недоліком НТК є викид в атмосферу у вигляді конденсату частини фракцій C_{3+} високопотенційної енергії кріогенної рідини - електроенергії, витраченої на виробництво кріогенної рідини (для зрідженого природного газу - в основному на його конденсацію).

Однак якщо використовувати в процесі конденсації низькотемпературний цикл Стірлінга, реалізований в ГХМ, то частина фракцій нафтового газу буде знову перетворена в кріогенну рідину. Це дозволяє транспортувати газ до споживача в рідкому стані без втрат для подальшого виробництва електроенергії.

У розрахункових дослідженнях в якості кріогенної машини була обрана ГХМ ЗІФ 77/200, холодопродуктивністю 200 Вт при температурі кріостатування 77 К. Робочий газ - гелій. Схема ГХМ Стірлінга приведена на рис. 1. Для зручності, змінні, пов'язані з камерою розширення матиме індекс 1, з камерою стиску індекс 2.

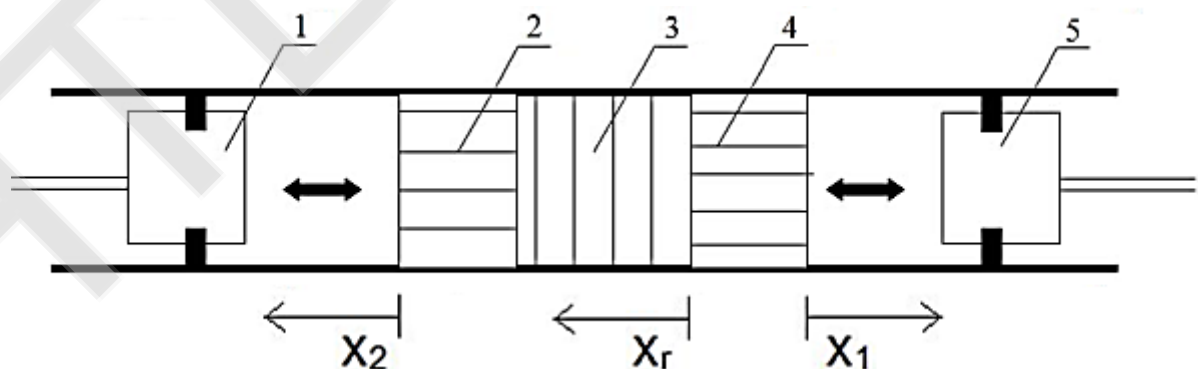


Рис. 1 – ГХМ Стірлінга альфа типу.

1 – робочий поршень, 2 – холодильник, 3 – регенератор,
4 – теплообмінник навантаження, 5 – детандер.

В якості незалежних змінних в розрахунках прийняті температура криостатування $T_{кр}$ дорівнює 173 К і мінімальний тиск в циклі $P_{мін}$ дорівнює 15 атм. Процеси в порожнинах стиснення і розширення приймаються ізотермічними (модель Шмідта) з подальшим розрахунком втрат енергії на теплопритоки, неідеальність теплообміну і гідравлічний опір теплообмінних апаратів.

У розрахунках, крім втрат холоду від не ідеальності теплообмінних процесів і гідравлічних опорів теплообмінних апаратів, враховувалися втрати на тертя. Вони приймалися в межах від 30 до 24 % від розрахункової потужності циклу в залежності від значення $P_{мін}$. Результати розрахункового дослідження наведені на рис. 2.

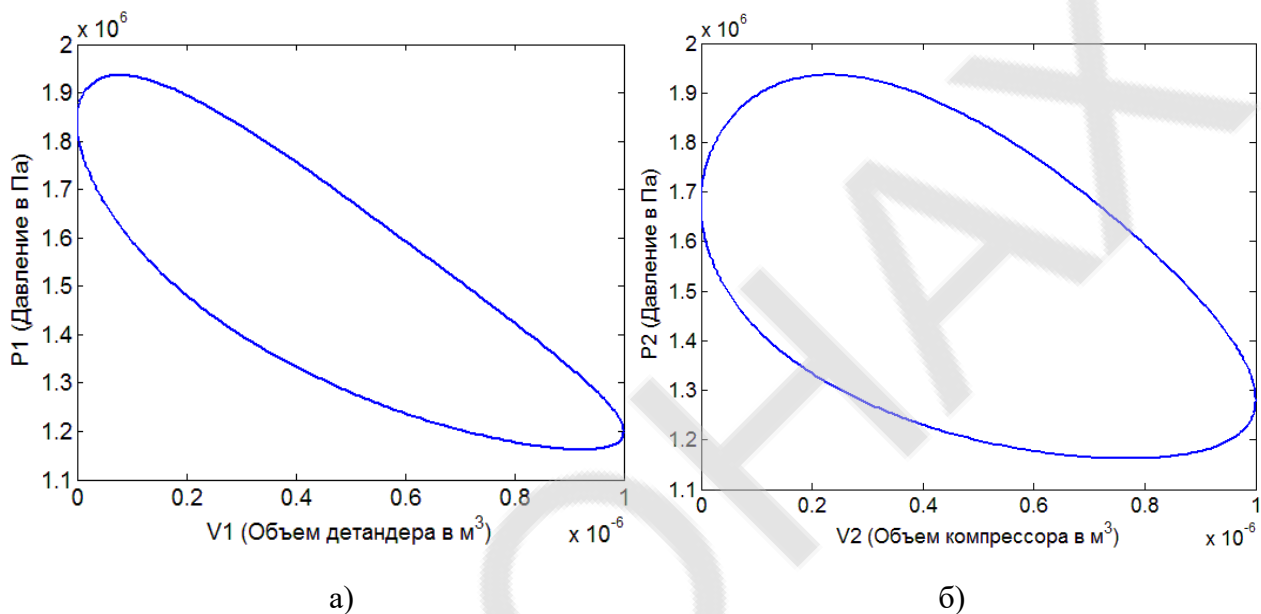


Рис. 2 – P-V діаграма циклу
а) детандера; б) компресора.

Проведено розрахунки за оцінкою COP ГХМ Стірлінга в залежності від максимальної температури в холодильнику і змінюється в інтервалі 0,38...0,35, Рис.3.

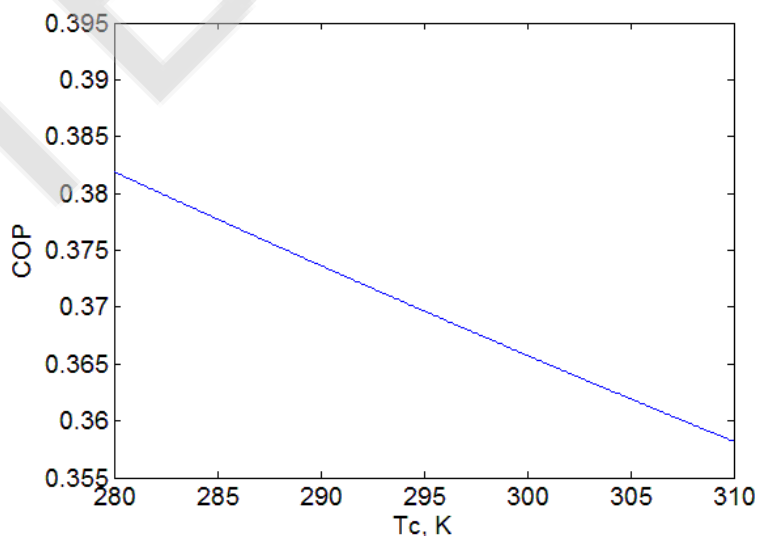


Рис. 3 Коефіцієнт перетворення COP

Як і слід було очікувати, розширення температурних меж - збільшення температури в холодильнику T_c (навколишнього середовища) зменшує COP ГХМ.

Основні показники ГКР Стірлінга (висока ефективність, великий ресурс і висока надійність в експлуатації, істотне спрощення конструкції і невисока вартість) найближчим часом можуть бути досягнуті в результаті використання лінійного приводу поршнів або використання роторно-лопатевої конструкції.

Науковий керівник: Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

УДК 621.564.3

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ІММЕРСІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОДУКТУ БІНАРНИМ ЛЬДОМ НА ПТАХОФАБРИЦІ

Зінчук А. М., магістр ІХКЕ, м. Одеса, Одеська національна академія харчових технологій

Принципи збереження свіжого м'яса з використанням холоду вперше були сформульовані наприкінці XIX століття. Основні фактори які впливають на зміну якості харчових продуктів можна розділити на біохімічні і мікробіологічні. Якщо продукти своєчасно не обробити, то вони відносно швидко втрачають свої смакові та поживні якості, а потім стають не придатними до вживання. Найбільш повно задовольняє споживчим вимогам способом є консервування холодом.

Охолодженням називають процес зниження температури продукту не нижче кріоскопічної температури, який переслідує конкретні цілі – знизити швидкість біохімічних процесів і зменшити розвиток мікроорганізмів. З мікробіологічної точки зору м'ясо птиці вимагає особливого підходу. У цьому зв'язку одним з найкращих способів забезпечення якості продукту є їх правильне охолодження, тобто створення оптимальних умов і вибір відповідної системи охолодження

При виробництві продуктів з м'яса птиці багато зусиль спрямовано на досягнення оптимальної мікробіологічної якості. Однак недостатня швидкість охолодження продуктів може звести всі зусилля нанівець і призвести до скорочення терміну придатності при зберіганні. Тому важливо якомога швидше охолодити продукт до температури 4°C і нижче, так як при цих температурах псування продукту відбувається набагато повільніше. Проте охолодження повинно відбуватися таким чином, щоб не відбувалося заморожування тонких частин продуктів, наприклад крилець.

Зазвичай охолодження проводиться з використанням:

1. Охолоджуючої води: при охолодженні зануренням в протиточному охолоджувачі з водяною ванною продукти охолоджуються за допомогою крижаної води $0... +10^{\circ}\text{C}$ або суміші води і лускатого льоду.

2. Охолоджуючого повітря: охолодження тушок в підвішеному стані на конвеєрі в камерах тунельного типу при температурі $-4...-6^{\circ}\text{C}$ і швидкості руху повітря $3-4\text{ м/с}$ до температури в центрі грудної м'язи 4°C . Попереднє доохолодження тушок до температури $15...20^{\circ}\text{C}$ слід проводити в камері зрошення водопровідною водою.

При цьому тривалість охолодження становить 3...5 год. залежно від маси і вгодованості птахів.

Для інтенсифікації процесу пропонується охолоджувати тушки в проточному охолоджувачі за допомогою бінарного льоду. Бінарний лід передбачається отримувати з допомогою скребкових або вакуумних генераторів, з акумуляцією його у теплоізолюваному резервуарі.

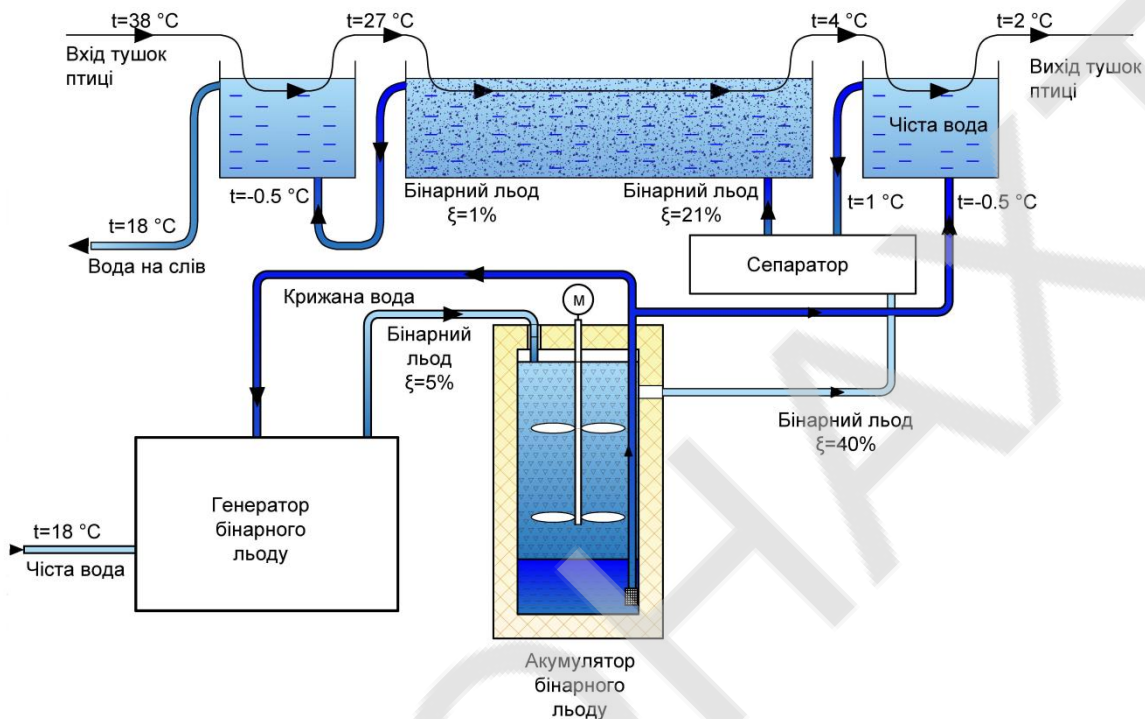


Рис.1. Технологічна схема імерсійного охолодження з використанням бінарного льоду

Холодильна установка включає в себе льодогенератор, резервуар зберігання льоду і механізм подачі крижаної шуги, основою якого є гвинтовий насос. Вона повинна забезпечувати охолодження продукта при певній витраті льодошугової суміші. Енергетика крижаний шуги, що проходить через прилади охолодження, однозначно може бути оцінена через різницю питомих ентальпій крижаний шуги на вході і виході з теплообмінного апарату, причому ця різниця в основному визначається зміною масової частки льоду при середній щільності крижаної шуги, яка змінюється незначно.

У першій ванні завдовжки три метри відбувається первісна обмивка тушок і охолодження їх з 38 до 27 °C проточною артезіанською водою і холодною водою з другої ванни. У другій ванні довжиною дев'ять метрів відбувається основне охолодження тушок бінарним льодом, який циркулює крізь ванну. У третій ванні завдовжки три метри відбувається обмивання чистою крижаною водою і остаточне охолодження до 2 °C.

Зроблено порівняльний аналіз систем охолодження звичайною крижаною водою і з бінарним льодом:

- система з охолодженням бінарним льодом потребує більше капітальних вкладень, але при достатньо високої продуктивності підприємства термін окупності становить близько двох років;

- так як час охолодження бінарним льодом у 1.5 рази менш чім крижаною водою, при тому ще температура продукту на виході нижче, якість продукту значно поліпшується;

- максимальна можлива продуктивність підприємства зростає, при цьому не потрібні додаткові шнекові ванни охолодження;

- потреба в чистій воді знижується у 3 рази, а основне навантаження по потребі енергії можливо перевести на нічний період, з використанням 3-х зонної тарифікації.

Використання системи охолодження з бінарним льодом підвищить якість продукту, а також дозволить удосконалити систему акумуляції холоду, що призведе до зниження капітальних та експлуатаційних витрат на виробництві.

Інформаційні джерела:

Цветков О.Б., Лаптев Ю.А. Айс-сларри и однофазные хладоносители // Холодильная техника. 2004. N 3. С. 2–4.

Маринюк Б.Т., Сусликов Д.В., Ермолаев А.Е. Экологически чистые методы получения водного льда // Холодильный бизнес. 2008. №2. С. 38–40.

Зімін О.В., Лар`яновський С.Й. – К вопросу использования бинарного льда как хладоносителя. – Матеріали І Міжнародної науково-технічної конференції "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації" Частина II: м. Миколаїв, 5-6 листопада 2008 р. – с. 255-260.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 620.97; 621.438.9

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ДЛЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ ТА ПУНКТІВ

*Смоленко Д.В., аспірант, Вірчак О.О., магістр, СумДУ, м. Суми
d.smolenko@kttf.sumdu.edu.ua*

Газотранспортна мережа України являє собою велику складну систему, навантаження на яку змінюється з часом, окремі елементи її вже застаріли та потребують модернізації. Вимогою часу є економічність, тому не варто уникати ускладнення системи, якщо воно здатне забезпечити більшу ефективність. Одним з необхідних для запровадження технічних рішень є спрацювання перепаду тиску з виробленням корисної потужності замість втрати ексергії при дроселюванні газу на регуляторах тиску.

Альтернативою є використання турбодетандерних агрегатів для утилізації надлишкового тиску та одночасного отримання механічної роботи на валу турбіни та її перетворення в електричну енергію. Вихрові розширювані турбомашини можуть успішно використовуватися для створення таких енергозберігаючих установок, оскільки мають ряд переваг перед конкурентами. Вони мають просту та технологіч-

ну конструкцію, невисоку собівартість, забезпечуючи стабільні вихідні характеристики при високій надійності та невимогливості в експлуатації. При цьому вихрові машини мають відносно невеликі габарити та, як правило, частоти обертання, нижчі за аналогів.

Редукування тиску на газорозподільних станціях та пунктах ускладнене через появу відкладень гідратів. Зменшення тиску та температури спричиняють пониження вологомісткості газу, чим і створюються необхідні умови для виникнення гідратів.

Тверді кристали гідратів накопичуються на стінках трубопроводів, у місцях встановлення звужуючих пристроїв, на клапанах регуляторів тиску тощо. Дані утворення можуть створювати не лише перешкоди для вимірювання параметрів газу, виникаючи в лініях контрольно-вимірювальних приладів, але й аварійні ситуації. Неконтрольоване утворення гідратів може призводити до зменшення пропускної здатності трубопроводів, виникнення гідратних пробок чи навіть руйнування окремих складових системи. Видалення твердих утворень гідратів потребує зусиль, оскільки пробки можуть бути міцними, перебувати у важкодоступних місцях, а сам процес може супроводжуватися виділенням шкідливих речовин. Для проведення очисних робіт може знадобитися навіть повна зупинка робочого процесу.

Зважаючи на складність боротьби з твердими гідратами, використовуються різні способи запобігання їх утворенню. Найбільш розповсюдженим є підігрів газу, менш ефективний підігрів корпусів регуляторів тиску. Також можливе введення метанолу в комунікації газопроводу, але використовується нечасто через дороговизну реалізації.

При розширенні у детандері газ охолоджується, але за нормативами його температура має бути не менше -10°C , а в деяких випадках – не менше 0°C , тому може використовуватися його підігрів, що несе додаткову витрату ресурсу. За допомогою попередніх розрахунків можна визначити області роботи турбогенератора, в яких при певних характеристиках детандера (ККД, відношеннях тисків тощо) можливо задовольнити потреби без додаткового підігріву газу. Також можна визначити залежності витрати паливного газу на підігрів у відповідності до перепаду тиску, загальної витрати технологічного газу і ККД розширювальної машини й порівняти енергетичні затрати при розширенні газу в детандері та при його дроселюванні на регуляторах тиску.

*Науковий керівник: Ванєєв С.М., к.т.н.,
доцент кафедри технічної теплофізики СумДУ*

УДК 621.57

ДВОСТУПЕНОВА АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ДЛЯ ТРИГАНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

*Урсолов Е.Г., магістрант каф. КіР, Якушевський В.В., магістрант каф. КіР,
м. Миколаїв Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова*

Газові двигуни, що працюють на природному газі і альтернативних газоподібних паливах (біогаз і т.п.), знаходять все більш широке застосування в установках

автономного енергозабезпечення. Провідні двигунобудівні фірми випускають когенераційні модулі - зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води або водяної пари за рахунок використання теплоти випускних газів, надувного повітря або газоповітряної суміші (ГПС), що охолоджує сорочку двигуна води і мастила. Хоча когенераційні модулі легко інтегруються в системи тепло- і холодопостачання конкретних об'єктів, однак аналіз енергетичної ефективності таких тригенераційних систем показує наявність втрат теплоти і обумовлену ними недовиробіток холоду.

Так, з умови підтримки теплового стану двигуна, що забезпечує його надійну експлуатацію, температура зворотного (охолодженого) теплоносія, який повертається в когенераційну систему ГД від АБХМ, обмежується її специфікаційним значенням $t_{zv} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. При його перевищенні надлишок теплоти скидається в атмосферу, а при меншій температурі зворотного теплоносія t_{zv} до нього поміщується частина гарячого теплоносія, який виходить з когенераційного модуля і повертається в нього, минаючи АБХМ.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти ГД в холод розглядалося на прикладі тригенераційної установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м.Миколаїв, Україна). Проектування і монтаж установки виконані ПНВП "СИНАПС" - "GE Energy" (м.Київ) та ТОВ "Хладотехника" (м.Миколаїв). Тригенераційної установка включає 2 когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт). Теплота, яка надходить від когенераційного модуля трансформується абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні, з якого він надходить на всмоктування турбокомпресора ГД.

Відповідно до існуючої схеми при температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад $t_{zv} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто вище її специфікаційного значення $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ на вході в теплообмінники ГД, що забезпечує оптимальний тепловий стан ГД, частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повертати надлишкову теплоту в АБХМ недоцільно через її знижений температурний потенціал, $t_{zv} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, в порівнянні з температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_{г} = 90...95\text{ }^{\circ}\text{C}$, оскільки зниження температури гарячого теплоносія на вході АБХМ викликаючи погіршення ефективності трансформації тепла в холод - зниження теплового коефіцієнта ζ .

Зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не більше $\Delta t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, що забезпечує підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею 2 аварійного скидання. Через відповідних втрат теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Для скорочення існуючих втрат тепла, можна встановити додатково адсорбційну холодильну машину (АДХМ) відразу після існуючої АБХМ. Робочий режим АДХМ такий, що вона здатна використовувати теплоносій невисокого потенціалу з температурою $70...80\text{ }^{\circ}\text{C}$ який в наслідки-віє охолоджується в ній до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. В запро-

понованій схемі тригенераційної установки в АДХМ використовується теплоносієм після абсорбційної машини з температурою 75 °С, охолоджуючись в ній до 67 °С. Подаючи на АДХМ частину, а саме 68,9% (85,3м3/год) від повної (123,8м3/год) витрати теплоносія, отримуємо 2 потоки зворотного теплоносія з температурами 75 °С після АБХМ і 67 °С після АДХМ. При змішуванні яких знову в один потік з температурою 70 °С. Вона відповідає специфікаційному значенню температури зворотного теплоносія, що подається на охолодження вузлів двигуна.

За рахунок утилізації надлишкової теплоти, раніше скидається в атмосферу, можна збільшити холодопродуктивність тригенераційної установки на величину 400-450 кВт, доводячи холодильну потужність установки майже до номінальної величини у 2000 кВт.

Також за рахунок використання ступеневої трансформації підвищується ефективність (тепловий коефіцієнт) системи утилізації з $\zeta = 0,5$, для базового варіанту, до $\zeta = 0,7$ для варіанту з ступеневою абсорбційно-адсорбційною холодильною машиною.

Інформаційні джерела:

1. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch.–București, October 28, 2010. – 73 p.
2. Adsorption Heat Pump - Building Equipments // Mitsubishi Plastics, Inc. – 4 p.

*Науковий керівник Остапенко О.В., к.т.н., доцент каф. КіР
м.Миколаїв Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова*

УДК 621.57

СТУПЕНЕВА ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОГО ТЕПЛА В ХОЛОД

Урсолов Е.Г., магістрант каф. КіР, Сп'ян І.В., магістрант каф. КіР, Остапенко О.В., к.т.н., доцент каф. КіР

м.Миколаїв Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота привідних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні - зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною.

Відповідно до існуючої схеми при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює 90°C , зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не 15°C , а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД $t = 70^{\circ}\text{C}$, яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури теплоносія на вході. Незначне падіння температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно запропонованої схеми тепло теплоносія з температурою 90°C використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до 85°C температурою теплоносій подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносій з температурою $\approx 72^{\circ}\text{C}$. Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневої двигун не вище 70°C , решта надлишкового тепла теплоносія відводиться в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових - холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті $0,15$ і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ $0,14$ НЕ буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

Висновки

Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ $\zeta = 0,4$ можна досягти 18% приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

Інформаційні джерела:

- 1 Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
- 2 Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p.
- 3 GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
- 4 Колективна монографія: "Інноваційні технології комбінованого виробництва енергії для переробних підприємств", розділ 14 " Трансформація теплоти когенераційних газопоршневих модулів установки автономного електро- тепло- та холодозабезпечення технологічного виробництва "/ А.М Радченко, Р.М. Радченко, О.В. Остапенко/ ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В. В. Євлаш, проф. В. О. Потапова, проф. М.І. Радченко, проф. Н. Л. Савицької. – Х. : Світ книг, 2016. – 546 с.

УДК 621.56

ПРОГНОЗУВАННЯ НАСЛІДКІВ ТЕРИТОРІАЛЬНОГО РИЗИКУ ТИПУ "ХІМІЧНЕ ОТРУЄННЯ" ВІД АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Сливинська М.В.¹, Черноіваненко А.Г.¹, Желіба Т.О.²

¹*Одеська національна академія харчових технологій.*

²*Одеський національний політехнічний університет.*

Експлуатація аміачної холодильної системи (АХС) у разі виникнення аварії може призвести до певних негативних наслідків. Тому на етапі проектування такі системи проходять оцінку можливого впливу на життя і здоров'я людей, оцінюються екологічні та економічні наслідки можливих аварійних ситуацій та аварій. В роботі було проведено довгострокове прогнозування масштабів хімічного забруднення [1] у разі витоку аміаку з устаткування для аміачної холодильної системи ПП «Фаворит-III», як об'єкта проектування.

Метою роботи була адаптація існуючих нормативних методик та власних, запропонованих раніше в проведених дослідженнях [2, 3, 4] для розрахунків хімічної небезпеки у випадку аварії АХС.

Методика застосовується для небезпечних хімічних речовин (НХР), які зберігаються в газоподібному або рідкому стані та в момент викиду (випливу) переходять в газоподібний стан і створюють первинну або / та вторинну хмару НХР.

Аміачна холодильна установка (АХУ) являє собою сукупність технологічного обладнання (агрегатів, апаратів, посудин), об'єднаного трубопроводами і арматурою в замкнений герметичний технологічний контур обертання аміаку, що захищається запобіжними клапанами і контрольований КВПіА. У випадку розгерметизації будь-

якого елемента холодильної установки обсяг витоку буде залежати від ступеня пошкодження, спрацьовування системи протиаварійного захисту, системи раннього виявлення та оповіщення про НС, оперативності та правильності дій обслуговуючого персоналу АХУ і чергового персоналу підприємства, та ін. Наприклад, у разі порушення герметичності АХУ в місцях фланцевих з'єднань витік аміаку може бути незначний - на рівні кількох грам на хвилину, але і така кількість аміаку може становити небезпеку для обслуговуючого персоналу в разі спрямованої дії потоку. У випадку значної розгерметизації окремого обладнання (технологічних вузлів), у разі спрацьовування системи протиаварійного захисту і / або виконання обслуговуючим персоналом вимог та інструкцій Оперативної частини ПЛАС АХУ з відсікання аварійної ділянки запірною арматурою протягом часу, встановленого НТД, витік аміаку може бути на рівні кількох десятків кілограм, а деколи й більше.

Оцінка хімічної обстановки, якщо відомий обсяг викиду, проводиться відповідно до вказівок методики (відповідно до вказівок на випадок аварійного прогнозування) [1].

У разі ж проведення довгострокового прогнозування визначаються глибина і площа зони можливого хімічного забруднення (ЗМХЗ), глибина і площа прогнозованої зони хімічного забруднення (ПЗХЗ), кількість осіб, що мешкає в ЗМХЗ та ПЗХЗ, можливі втрати людей (осіб), тривалість хімічного забруднення (хв, год, діб).

Для завчасного прогнозування за методикою використовуються дані для метеорологічних умов: швидкість вітру в приземному шарі - 1 м / с, температура повітря 20°C, ступінь вертикальної стійкості повітря - інверсія, напрямок вітру не враховується, зона зараження має вигляд кола, кут розповсюдження хмари забрудненого повітря для ЗМХЗ - 360°, для ПЗХЗ кут визначається відповідно до розрахункових даних.

Завчасне (довгострокове) прогнозування проводиться для оцінки максимально можливих наслідків аварії, в даному випадку - на випадок повного руйнування технологічних ємностей холодильної системи.

Відповідно до довгострокового прогнозуванням, виконаного за згаданою Методикою, виконуються розрахунки можливих наслідків у випадку повного руйнування однієї з ємностей системи АХУ.

У разі руйнування ємності з максимальною кількістю аміаку (для системи ПП Фаворит-III) і витоку всього холодильного агента були визначені глибина Г1 (км) первинної хмари НХР 0,284 км, глибина Г2 (км) поширення вторинної хмари НХР 0,313 км, глибина зони хімічного зараження до 0,813 км (з урахуванням типу місцевості), площа зони можливого хімічного забруднення - до 2,074 км².

Метою цієї роботи був аналіз наслідків від витоку небезпечної хімічної рідини - аміаку у разі аварії АХУ на об'єкті та їх зменшення. Для скорочення прогнозованої глибини поширення хмари зараженого повітря з вражаючими концентраціями в разі аварії з розгерметизацією АХУ, авторами рекомендується організація індивідуального обвалування технологічного обладнання (блоків) та облаштуванні систем вен-

тиляції, зменшення ємності технологічних блоків АХС до прийнятних розмірів. Дослідження підтвердило, що нормативний документ [1] дуже складно застосовувати для оцінки територіальних ризиків АХУ без урахування їх технологічних особливостей. Тільки поєднання НТД і науково обґрунтованих методик оцінки для АХУ дають змогу вирішувати поставлені завдання

Інформаційні джерела:

1. "Методика прогнозування наслідків вилливу (викиду) небезпечних хімічних речовин під час аварій на хімічно небезпечних об'єктах і транспорті", затверджено Міністерством внутрішніх справ України Наказ №1000 від 29.11.2019 (Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 14 травня 2020 за № 440/34723)
2. Сливинська М.В., Желіба Ю.О., Желіба Т.О. Аналіз існуючих методів і моделей розрахунку ступеня небезпеки та оцінки рівня ризику експлуатації промислових холодильних систем//Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». - Одеса: ОНАХТ, -2017. - с.78-80
3. Желіба Ю.О., Желіба Т.О., Сливинська М.В. Сучасні аспекти проектування та експлуатації аміачних холодильних установок//Матеріали XVII Всеукраїнської науково технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології». - Одеса: ФОП Бондаренко М.О., -2018. – с. 114-115.
4. Сливинська М.В., Климашенко Р.В., Желіба Т.О. Результати аналізу ступеня небезпеки та оцінки рівня ризику аміачних холодильних систем// Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 23 - 24 квітня 2019 року. - Одеса: ОНАХТ, -2019. – с. 170-172.

Науковий керівник, к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ Желіба Ю.О.

РОЗВИТОК ТЕНДЕНЦІЙ НА СВІТОВОМУ РИНКУ ПОБУТОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

*Кулік О.С., студент бакалавр ОНАХТ
Петушенко С.М., викладач ОТК ОНАХТ, м.Одеса,*

Холодильне обладнання - важливий інструмент забезпечення збереження та безпеки продуктів харчування. Холодильне обладнання застосовується на всіх етапах холодильного ланцюжка, кожна ланка якої вимагає строгого дотримання температурного режиму.

Важко повірити, але були часи, коли холодильник був предметом розкоші і лише одиниці могли собі його дозволити. Технічний прогрес сприяє значному прискоренню впровадження нових ідей. Вимоги покупців до підвищення зручностей користування його не вичерпуються. Тому майже всі «новинки» досить швидко перестають бути «новинками», що свідчать про підвищену комфортність, і стають штатними рішеннями для масових побутових холодильних приборів (ПХП).

Підвищенню зручностей користування сприяють компоувальні рішення, розміри ПХП, конфігурація, матеріал і розташування ручок на дверях, конструктивні рішення систем охолодження, відтавання і управління.

Двокамерні холодильники з верхнім, нижнім і бічним розташуванням морозильної камери, з природною і примусовою циркуляцією повітря, комбіновані холодильники-морозильники з незалежним регулюванням температур в камерах, з 1 і 2 компресорами, багатофункціональні і універсальні ПХП здатні задовольнити запити найвимогливіших покупців.

Багатофункціональні і багатокамерні ПХП забезпечують можливість заморожування і зберігання продуктів в різних станах (свіжому, охоложеному і замороженому).

Універсальні ПХП дозволяють змінювати режими роботи в камерах в залежності від зміни обставин в сім'ї. Універсальний ПХП можна використовувати для зберігання замороженого м'яса в одному сезоні, а в іншому для зберігання запасів фруктів в режимі «вологої свіжості».

Багато виробників пропонують пристрої з зонами свіжості для тривалого та якісного зберігання без заморожки м'яса, риби та інших швидкопсувних продуктів. (Малюнок 1.)



Малюнок 1. Зона свіжості Fresh Safe



Малюнок 2. Система Frost Safe

Морозильні камери вбудованих двокамерних холодильників можуть запропонувати різну кількість контейнерів. При цьому останнім часом використовується система Frost Free (Малюнок 2.) з закритими з усіх боків прозорими висувними ящиками.

Системи No Frost позбавляють від наморозування інею в морозилках і від конденсату в холодильних відділеннях. Але не всі виробники вважають їх оптимальними для високої якості зберігання продуктів. Наприклад, такий відомий виробник, як Liebherr, не застосовує No Frost в холодильних відділеннях, щоб підтримувати в них природний рівень вологості. У морозильних відсіках ряду холодильників, наприклад, в моделі Liebherr ICBS 3224-21, використана технологія Smart Frost. Завдяки їй на стінках морозилки і на продуктах утворюється значно менше інею. З такою технологією морозилка не потребує частого розморожування. Запінений випарник в морозильній камері забезпечує рівномірність охолодження і допомагає зекономити електроенергію.

Безсумнівно, дуже важливим аспектом для споживачів є гігієна: для досягнення високих показників в цій області можна вибрати прилад, оснащений антибак-

теріальним фільтром, іонізатором або здатний виділяти активний кисень. У холодильнику Gorenje GDNRK 5182 A2 для підтримки чистоти і свіжості атмосфери в холодильній камері використовується іонізація повітря IonAir.

Морозильні ларі різних обсягів, з глухими або скляними дверима активно використовуються і



професіоналами, і побутовими користувачами. Така техніка надає відмінні можливості для зберігання великої кількості заморожених запасів.

За добу в камері цього ларя ви зможете добре заморозити до 18-20 кг продуктів. Така продуктивність отримує похвали від тих, хто робить великі сезонні заготовки, заздалегідь запасаяться до свят. Температуру зберігання можна вибирати в діапазоні від мінус 12 до мінус 25 градусів.

Морозильний ларь Liebherr GT 2122-22

Під час останньої виставки Küchenmeile, що відбулася в кінці вересня 2020р. на заході Architekturwerkstatt, компанія Liebherr вперше представила лінійку продуктів Fully Integrated: нове покоління вбудовуваних холодильників і морозильників.



Серед продуктів цієї лінійки виділяються винний шафа Monolith, а також новий холодильник Open Stage. За словами представників компанії, «під час розробки фахівці приділили особливу увагу екологічності та надійності техніки. Наприклад, ці прилади не тільки дуже енергоефективні, а й дозволяють довше зберігати продукти свіжими. Це досягається за допомогою інноваційних рішень, таких, як функція Hydro Breeze, яка висвітлює продукти легким туманом».

Новий холодильник з висувними ящиками Open Stage цікавий естетично і є новаторським у функціональному відношенні.

Автомобільні холодильники викликають інтерес у широкого кола покупців, хто робить більш тривалі поїздки в машині, рибалкам і мисливцям, дачникам і любителям заміських пікніків.

При цьому можливо перевозити як охолоджені, так і гарячі продукти. Таким чином пристрій не простоювали без діла, чекаючи спекотного сезону.

У 2019 Samsung представив холодильник «ультра преміум-класу» Family Hub, з величезним

сенсорним екраном на дверцятах, який дозволяє керувати іншими пристроями, що входять в еко-систему «розумного



будинку» - наприклад, він вміє показувати відео з «дверного дзвінка», коли до вас прийшли гості, і навіть відкриє вхідні двері, а також може демонструвати вміст холодильної камери завдяки встановленим в ній веб-камерам.

На Samsung Forum 2020 були представлені преміум-новинки 2020 року: модель Side-by-Side



RS5000, багатодверні RF5500 з настроюваною зоною свіжості, а також вже відомі моделі з нижньою морозильною камерою - RB7000 і RB7300 з системою поділу зони свіжості на дві частини (Cool Select Duo +), в кожній з яких може підтримуватися свій температурний режим.

Також в цій категорії цікавий холодильник з модульною конструкцією Bespoke.



Його можна зібрати, як конструктор, з «дрібних деталей» в ту конфігурацію, яка потрібна саме вам - дводверна або однокамерний (можна навіть створити цілу стіну з півдесятка модулів), з довільним розміщенням морозильної камери (відсік Flex Zone може виконувати функції як холодильника, так і морозильника). А щоб холодильник краще вписався в інтер'єр, виробник пропонує змінні панелі з різних матеріалів і кольорів. Bespoke став володарем дизайнерської премії iF Design Awards.

Тенденції розвитку холодильної техніки дозволяють з досить високим ступенем вірогідності прогнозувати найближчі перспективи масових ПХП різних типів. Місця масових ПХП займуть моделі підвищеної комфортності, в наш час знаходяться в нішах престижних і елітних ХП.

Тенденції розвитку холодильної техніки дозволяють з досить високим ступенем вірогідності прогнозувати найближчі перспективи масових ПХП різних типів. Місця масових ПХП займуть моделі підвищеної комфортності, в наш час знаходяться в нішах престижних і елітних ХП.

Інформаційні джерела:

1. <https://www.samsung.com/ua/refrigerators/spacemax/>
2. <https://news.samsung.com/ua/three-home-appliances>
3. <https://www.gorenje.ua/uk/>
4. <https://liebherr.com.ua/about-company>

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ЛЦ АВАНГАРД

Мазин М.М. магистрант ИХКЭ ОНАПТ, Сливинская М.В., аспирантка ОНАПТ, Козаченко И.С., Научно-инженерное объединение Холод, Желиба Т.А., ОНПУ

. Цели исследования:

- Разработка и анализ вариантных решений по утилизации теплоты конденсации холодильных систем на различных температурных уровнях;
- сравнение стоимости получаемой теплоты путем утилизации энергии перегретых паров хладагента парокompрессионного цикла холодильной системы с теплотой производимой другими способами.

2. Описание действующего режима работы холодильной системы.

Действующая холодильная система на базе винтового компрессора марки Bitzer CSH 9583-210Y-40P работает на поддержание температуры кипения R134a минус 2°C, температура конденсации поддерживается на 10 °C выше температуры наружного воздуха при помощи ступенчатого включения вентиляторов V-образного конденсатора с воздушным охлаждением.

3. Определение основных режимов работы для вариантного расчета системы утилизации теплоты фоконденсации.

Утилизация теплоты осуществляется за счет отбора энергии от перегретых паров холодильного агента между компрессором и конденсатором. Для холодного периода года в связи со значительным понижением температуры окружающей среды утилизация теплоты приемлемого для потребителя потенциала требует поддержания повышенных температур конденсации, характерных для летнего периода, искусственным способом. Следует отметить, что существующие «уставки» автоматического поддержания температуры конденсации в холодный период года позволяют снизить энергопотребление компрессором. Принудительное искусственное повышение температуры конденсации повлечет за собой увеличение работы сжатия, а, как следствие, и потребление электроэнергии. Изменения режимов работы компрессора Bitzer CSH 9583-210Y-40P приведены в таблице 1.

Температурный уровень воды, что ожидается получить на выходе из фоконденсатора и представляет интерес с точки зрения практического применения для систем отопления и приточной вентиляции, соответствует температуре конденсации 30 °C и выше. Для анализа было принято решение выделить четыре основных значения температур конденсации 30, 35, 40, 45 °C.

Таблица 1. Режимы работы компрессора при постоянной температуре кипения и разной температуре конденсации.

Температура конденсации, °С	Температура нагнетания, °С	Давление конденсации, бар. абс.	Температура воды на входе/выходе форконденсатора, °С	Энергопотребление компрессора, кВт*ч	Массовый расход паров хладагента, кг/час	Массовый расход паров хладагента при загрузке 80% холодопроизводительности, кг/час	Тепловая мощность утилизируемая форконденсатором при загрузке компрессора на 80%
20	43,6	-//-	-//-	76,2	-//-	-//-	-//-
30	52	7,71	32/42	89,3	10067	8053,6	33,19
35	57,1	8,88	37/47	97,7	10006	8004,8	34
40	62,9	10,17	42/52	107,5	9917	7933,6	36,24
45	69,3	11,59	47/57	118,5	9798	7838,4	39,73

4. Расчет дополнительных затрат на поддержание повышенной температуры конденсации.

Для определения перерасхода количества электроэнергии на работу холодильной системы с «искусственно» созданной повышенной температурой конденсации был выбран период с 15.10.19 г. по 15.04.20 г., так называемый предыдущий «отопительный сезон», когда обычно наблюдалась наибольшая потребность в горячей воде для нужд систем отопления и систем горячего водоснабжения.

Основываясь на допущении, что средняя загрузка компрессора составляет 80% и продолжительность суточной работы составляет 20 часов, был произведен расчет количества предполагаемого потребления электроэнергии (кВт*ч) одним компрессорным агрегатом за период с 15.10.19 по 15.04.20. Расчет был выполнен как для «естественной» температуры конденсации, так и для четырех вариантов температур конденсации, которые предлагается поддерживать искусственно. Анализ полученных данных показывает, что для диапазона режимов работы компрессора в области температур конденсации от 30 °С до 45 °С, количество теплоты, которое доступно для утилизации, имеет менее явный характер изменения, чем изменения потребляемой мощности компрессора. Тем не менее, благодаря росту температуры нагнетаемых паров при повышении температуры конденсации, этот факт компенсируется повышением максимального предполагаемого температурного уровня теплоносителя при подогреве в форконденсаторе.

Сравнение затраченных и полученных при утилизации энергетических ресурсов.

5. По окончании вариантных расчетов определили целесообразность утилизации теплоты конденсации и определили срок окупаемости вложенных инвестиций в оборудование системы фторконденсации.

На рис.8 представлена диаграмма сравнения затраченной эл. эн. на поддержание заданной температуры конденсации с количеством утилизированной теплоты в эквиваленте кВт*ч эл. эн. Данные, представленные на рис.8, выражены на диаграмме рис.9 в денежном эквиваленте.

Анализ указанных выше графиков показывает, что все рассмотренные режимы поддержания температуры конденсации с финансовой точки зрения являются оправданными, т.к. при их реализации количество утилизированной теплоты превышает стоимость эл. эн. дополнительно затраченной на её производство. Отдельно стоит отметить режимы поддержания температуры конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$, при которых соотношение затраченной энергии к утилизированной составляет 2,04 и 3,34 соответственно, что достигает показателей эффективности теплового насоса.

В качестве вариантного расчета проводилось сравнение стоимости дополнительно затраченной эл. эн. в сравнении со стоимостью затрат природного газа марки G20, сжигание которого позволило бы получить эквивалентное количество теплоты, что предполагается утилизировать в фторконденсаторе. Данное сравнение представлено на рис. 10.

Как видно из диаграммы, все пред-

Рис. 8 - Сравнение перерасходованной эл. эн. с полученной от снятия теплоты фторконденсации в эквиваленте кВт*ч

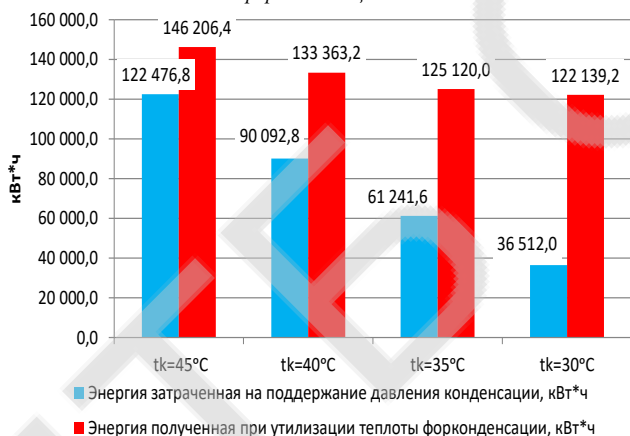
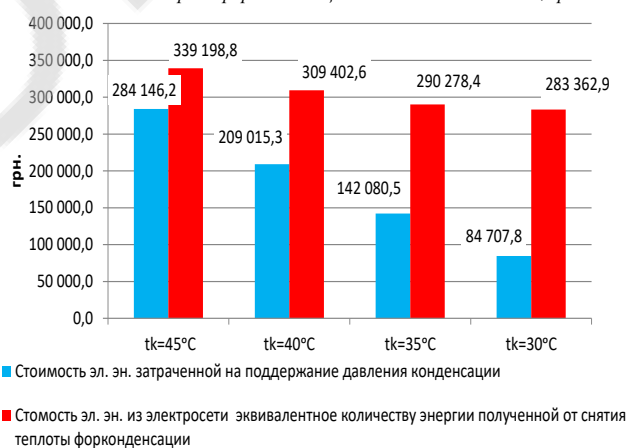
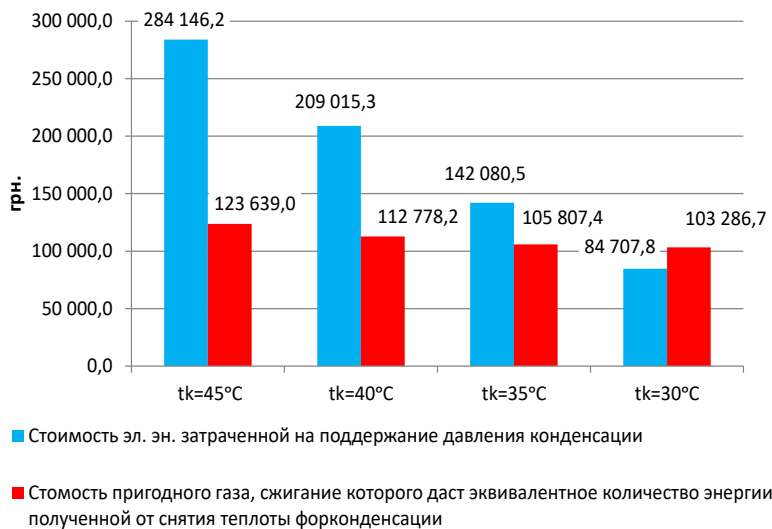


Рис.9 - Сравнение стоимости перерасходованной эл. эн. со стоимостью энергии фторконденсации в эквиваленте кВт*ч, грн.



ставленные режимы работы холодильной системы за исключением варианта при $t_k = 30^\circ\text{C}$, при существующей стоимости газа - являются неоправданными. Причиной этому является высокая теплота сгорания природного газа (34,02 МДж), что в пересчете на эквивалент кВт*ч составляет 8,5 кВт*ч. Так при сжигании 1 м³ газа в современной котельной, имеющей КПД 90%, при текущей цене на газ (7,188 грн/ м³) стоимость одного произведенного кВт*ч тепловой энергии будет равна 0,845 грн. в сравнении с 2,320 грн. за кВт*ч эл. эн.

Рис.10 - Сравнение стоимости перерасходованной эл. эн. со стоимостью энергии форконденсации в эквиваленте сжигания природного газа (G20), грн.



6. Расчет сроков окупаемости.

Для определения срока окупаемости системы утилизации теплоты конденсации было разработано принципиальное схемное решение, определены капитальные вложения на поставку основного оборудования и запорной арматуры для реализации системы. Общая сумма в национальной валюте составит 358 101 грн. с НДС. Исходя из данных на рис.9, сумма ожидаемой экономии

при использовании утилизированной теплоты форконденсации должна составить 148 197,9 грн. при поддержании температуры конденсации 35 °С, и 198 655,1 грн. при поддержании 30 °С. Предварительно учитывалось, что расходные материалы, монтажные и пусконаладочные работы на оборудование системы утилизации составят до 25% от основных инвестиций, т.е. 3287 USD. Срок окупаемости системы с допущением, что цена на энергоресурсы останется неизменной на протяжении всего срока окупаемости для работы в режиме поддержания температуры конденсации 40 °С и ожидаемой температуры теплоносителя на входе/выходе форконденсатора 42/52 °С составит 4,45 года (отопительных сезона). Для работы в поддержании температуры конденсации 35 °С и ожидаемой температуры теплоносителя на входе/выходе форконденсатора 37/47 °С - 3,02 года (отопительных сезона), для работы в режиме поддержания температуры конденсации 30 °С и ожидаемой режиме температуры теплоносителя на входе/выходе форконденсатора 32/42 °С - 2,25 года (отопительных сезона).

Т. о., предложенная система утилизации теплоты перегретого пара имеет привлекательный срок окупаемости капитальных инвестиций для ее реализации. С учетом прогнозирования удорожания электроэнергии, удлинения отопительного периода, а также с увеличением коэффициента использования мощности холодильной системы (в ТЭО принят 66%) срок окупаемости будет еще лучше.

Ввиду сравнительно малой потребности предприятия в горячей воде в теплый период года в расчет срока окупаемости не входила экономия энергоресурсов в летний период, когда при «естественной» температуре конденсации существует возможность утилизации теплоты высокого потенциала для подогрева воды для хозяйственных нужд. При этом будет снижение температуры конденсации и, как следствие, энергоемкости искусственного холода.

Вывод. Проведенное укрупненное ТЭО является подтверждением целесообразности внедрения системы утилизации перегретых паров холодильного агента для использования в системах отопления и приточной вентиляции.

Науковий керівник: Желіба Ю.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок

і кондиціювання повітря ОНАХТ

УДК 621.5

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ З ПРОМІЖНИМ ХОЛОДОНОСІЄМ

*Коваленко А.Є., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, Рімашевский Ю.С.,
Науково-інженерне об'єднання Холод, Желіба Т.О., ОНПУ*

Для багатьох підприємств, добовий робочий цикл яких характеризується сильно нерівномірною потребою у штучному холоді, і які використовують проміжні холодоносії для передавання холоду від холодильної машини до споживача, з метою підвищення ефективності можливе застосування технологій акумуляції. Подібні рішення дозволяють знизити встановлену потужність холодильного обладнання і експлуатаційні витрати на електричну енергію.

Метою дослідницької роботи було визначення оптимальних значень двох найбільш значущих параметрів холодильних установок, що використовують акумуляцію: холодопродуктивності обладнання та ємності акумулятора холоду.

У цьому дослідженні також було розглянуто вплив кліматичних умов і типу тарифікації вартості споживання енергії на оптимальні значення холодопродуктивності та ємності акумулятора штучного холоду.

Дослідження були проведені для конкретно обраного об'єкта – молокопереробного підприємства з потужністю 200 тонн молока за зміну.

Для знаходження оптимуму порівняння проведено серед восьми можливих та традиційних для України варіантів комплектації холодильної установки таких підприємств. Для кожного з варіантів оптимальним вважався такий, що мав найменші приведені витрати за семирічний період експлуатації. Для кожного варіанту проведений техніко-економічний розрахунок, що враховує добові коливання температури і вологості зовнішнього повітря. Для кожної пори року виконаний окремий розрахунок на базі середньомісячних значень температури і вологості. Тарифікація вартості електроенергії, в залежності від варіанту, приймалась однозонною та трьохзонною для одеського регіону. Комплектація холодильних установок проводилась сучасними енергоефективними елементами від провідних виробників світового рівня за умови використання сучасних схемних рішень холодильних машин.

У підсумку отримані такі практично значущі висновки:

1. Значення оптимальних параметрів холодильної установки з проміжним холодоносієм має слабку залежність від кліматичних умов у межах України;
2. Якщо немає можливості якісно та коректно виконати оптимізаційні індивідуальні техніко – економічні розрахунки, у якості оптимального варіанту комплектації холодильної установки можна приймати такий, що передбачає роботу під час дії нічного та напівпікового тарифу, і повну зупинку компресорного обладнання у години дії пікового тарифу.
3. Під час проведення оптимізаційних розрахунків слід брати до уваги майбутнє подорожчання електричної енергії та потепління клімату.
4. У якості проміжного холодоносія безальтернативним холодоносієм залишається вода на температурному рівні 0.5-4 о С в залежності від індивідуальних особливостей технологічного процесу виробництва.

Науковий керівник: Желіба Ю.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

МАЙБУТНЄ ЗА ПОГЛИБЛЕННЯМ ПИТАНЬ ІНТЕГРУВАННЯ ТЕПЛО-НАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ nZEB ЧИ NZEB БУДІВЕЛЬ

Ткач Сергій (аспірант) ОНАХТ, Овчінніков Максим (бакалавр) ОНАХТ

Національна нормативно-правова база повинна працювати на підтримання енергоефективних технологій з метою залишитися на міжнародному ринку. Якщо проаналізувати будівельний сектор, то побачимо, що він має вирішальне значення для досягнення цілей області енергетичної безпеки і зменшення впливу на навколишнє середовище. У той же час енергоефективні проекти будівель підвищують якість життя громадян, та в свою чергу приносять додатковий прибуток з боку економіки. Для підвищення енергоефективності будівель у Європейському Союзі законодавча база має Директиву про енергоефективність будівель 2010/31/ EU (EPBD) та також Директиву про енергоефективність 2012/27 / EU та політика спрямована на просування та допомогу досягнення низки цілей до 2050 року щодо реалізації енергоефективних проектів та декарбонізації будівель. З дослідження Міжнародної енергетичної агенції результати показують енергоспоживання будівлями в наступний час вдвічі менше ніж типові будівлі 80х років минулого століття у період до введення правил енергоефективності в національні будівельні норми та правила. З 2021 року всі будівлі ЄС повинні будуватися з біля нульовим енергоспоживанням (near Zero Energy Building(nZEB)), США та Канада працюють над політичними стратегіями для будівлі з нульовим енергоспоживанням (Net Zero Energy Building(NZEB)) з метою застосування їх у період 2020-2030 роках, а Японія планує будівлі з нульовим енергоспоживанням затвердити як стандарт до 2030 року.

Аналізуючи політичні стратегії можливо зробити висновок, що вони в значній мірі відносяться до цілей біля нульового або нульового енергоспоживання, але в наступний час не має достатньо інформації щодо знань про стандартизовані технології будівництва, які були б оптимізовані за вартістю та ефективністю з метою досягнення біля нульового або нульового енергоспоживання.

У той час як будівлі з низьким та наднизьким енергоспоживанням, відповідно до стандарту пасивного будинку, вже можуть надати показники значного проникнення на ринок та зростання реалізації цих енергоефективних проєктів як в європейських країнах так і в світі, nZEB перебувають на експериментальній та демонстраційній етапах розробки та дослідження, з метою доведення біля нульового, нульового або навіть позитивного енергетичного балансу (Рис.1). У будівлях з ПЛЮС (Plus Energy) надлишком виробленої енергії в порівнянні зі споживаною енергією, що може бути досягнуто за рахунок застосування поновлюваних джерел енергії на місці на поточної основі.

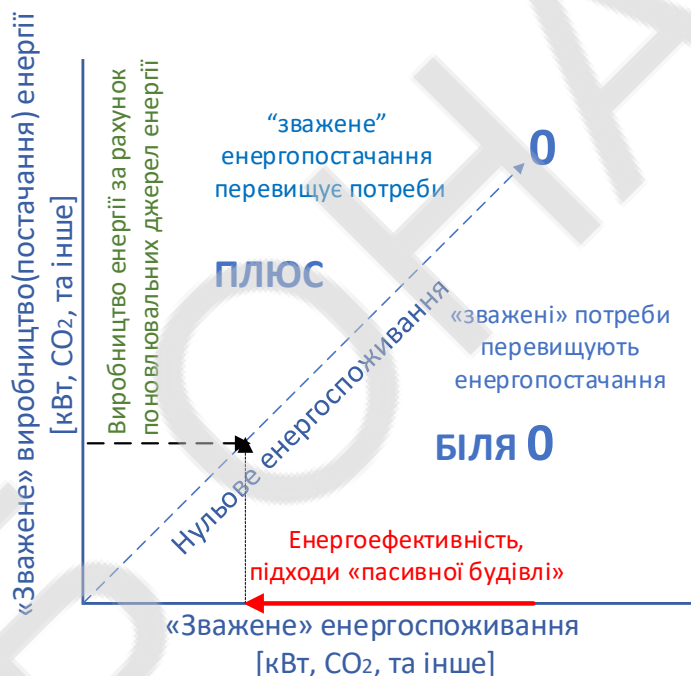


Рис1. Базові принципи та критерій для уніфікованого визначення NZEB

*адаптовано з Sartori 2012 [1]

Згідно базових принципів, NZEB - це підключена до мережі будівля з зменшеним енергоспоживанням, де «зважене» енергоспоживання може здійснюватися шляхом «зваженого» виробництва енергії за рахунок поновлюваних джерел енергії на місці на поточної основі. Однак таке визначення не є неповним, щодо межі системи (що фактично означає «на місці», EPBD також враховує прилеглі джерела енергії), що береться до уваги (включаючи навантаження від підключення або елементарно технології будівництва, також мобільність та життєвий цикл об'єкту дослідження) та системи «зважування». Крім того, з введенням концепції відповідно до політичної мети, також слід враховувати такі аспекти, як узгодження навантаження на систему

між виробленою та споживаною енергією на місці, а також взаємодію з енергосистемами, зокрема, з електромережею. Разом з тим слід враховувати такі аспекти, як відповідність навантаження до потреб енергомереж. Не менш важливе, що визначення будівлі nZEB має прямий вплив на проектування та конфігурацію системи цілком. Від країни до країни визначення nZEB [2,3] різняться, що не дає можливості на початковому етапі проектування будівлі працювати з узагальненим визначенням nZEB.

Незважаючи на це, інтегрування теплонасосних технологій на етапі проектування nZEB будівлі надає переваги, з проведеного аналізу Carsten Wemhoener [4] ефективності та вартості. Інтегровані теплонасосні системи були розроблені відповідно до національних вимог до систем HVAC, ефективність оцінювалась за допомогою моніторингу системи. Результати досліджень підтверджують, що теплові насоси - енергоефективні та ефективні за економічними показниками для застосування при проектуванні nZEB. Не зважаючи на різні кліматичні та економічні умови результати показують певну стійкість щодо зміни граничних умов. Для великих будівель централізоване опалення та ТЕЦ також економічно доцільні. Моніторинг інтегрованих систем у реальному часі підтверджує, що підвищення енергоефективності можна досягти за рахунок інтеграції теплового насоса та його багатофункціонального використання. Пропонується працювати над варіантами інтеграції великих будівель та груп будівель, а також проектування nZEB за економічними показниками. Окрім енергоефективності та вартості, присутність властивості системи такої як енергетична гнучкість майбутньої будівельної технології може запропонувати додаткову вимогу до будівельної технології. В наступний час теплові насоси, являють собою один з основних споживачів електроенергії можуть відігравати важливу роль і в цьому відношенні.

Ві рішення завдань спрямованих на просування застосування холодоагентів з низьким ПГП для прискорення поетапної відмови від ГФУ з високим ПГП шляхом розробки керівних принципів проектування оптимізованих компонентів і теплонасосних систем для холодоагентів з низьким ПГП за допомогою огляду наявних хладагентів з низьким ПГП, їх властивостей і застосованих стандартів, щодо безпеки та займистості холодоагентів, а також безпечно їх використання – немаловажні питання. Проведення оптимізації теплонасосної системи та її елементів для холодоагентів з низьким ПГП та аналіз впливу ліцензійних умов та норм (Licence conditions and codes of practice) на поточну конструкцію та оптимізовану конструкцію з холодоагентами з низьким ПГП можуть запропонувати нові можливості з вирішення завдань з енергоефективності та екологічної безпеки поряд застосування сценарію сталого розвитку.

Інформаційні джерела:

1. Sartori, I., Napolitano, A., Voss, K. 2012. Net zero energy buildings: A consistent definition framework, Energy and Buildings, Volume 48, p. 220-232, 2012, Elsevier B. V., Amsterda

2. BPIE. Nearly Zero Energy Buildings definitions Across Europe - Factsheet. BPIE, Brussels (2015)
3. IPEEC Building Energy Efficiency Taskgroup. Zero Energy Building Definitions and Policy Activity – An International Review (2018)
4. Carsten Wemhoener, Roman Schwarz, Lukas Rominger. Heat Pump Integration and Design for nZEB. 12th IEA Heat Pump Conference 2017.
5. Van D. Baxter, Reinhard Radermacher. IEA/HPT Annex 53 Advanced Cooling/Refrigeration Technologies Development – Task 1 Report. OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY. July 31, 2020

Науковий керівник: Яковлева О.Ю к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ КОМПЛЕКСНОЇ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЇ VRF СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

Соловійова П.В., магістр ІХКЭ, Одеська національна академія харчових технологій

Системи комфортного кондиціювання повітря з місцевими кондиціонерами (внутрішніми блоками) міцно увійшли в наше життя, залишивши для повітряних систем функції технологічного кондиціювання і вентиляції приміщень. Мультизональний принцип кондиціювання, при якому здійснюється індивідуальне регулювання не тільки холодної та теплової потужності кліматичної установки, але і підтримка необхідної температури і швидкості повітряних потоків в приміщенні, оптимально реалізований за допомогою місцевих кондиціонерів (автономних або неавтономних) встановлюються в обслуговуваних приміщеннях. Аналогічна по функціональності схема мультизонального кондиціювання за допомогою тільки повітряних систем програє попередньої за капітальними витратами, габаритам обладнання та повітропроводів, енергетичними характеристиками. Тому не дивно, що понад 95% багатозональних систем кондиціювання реалізується на базі кондиціонерів з внутрішніми блоками.

На сьогоднішній день можна виділити три самостійних класу кліматичних систем з місцевими кондиціонерами: спліт-системи; VRF системи; системи «чиллер - фанкойли». Кожна з цих систем використовує аналогічні типи і конструкції внутрішніх блоків. Вся номенклатура внутрішніх блоків різноманітна, але в більшості обслуговуваних приміщень встановлюються наступні типи місцевих кондиціонерів: настінні, касетні, напольно-стельові, каналні. Причому для споживача в першу чергу важливий тип внутрішнього блоку і його характеристики, оскільки саме внутріш-

ній блок взаємодіє з повітрям приміщення і виробляє явні результати роботи всієї системи кондиціонування. Крім того, внутрішній блок - «обличчя» кондиціонера, він розташовується в приміщенні, що обслуговується, тому найважливішим його характеристикою є дизайн корпусу. У більшості випадків вибір типу внутрішніх блоків ґрунтується на двох критеріях - розрахункової холодопродуктивності і дизайні корпусу. Тим часом, існує великий клас критеріїв для вибору типу внутрішнього блоку, заснованих на забезпеченні необхідного повітряного режиму приміщення. Нехтування ними призводить до установки внутрішнього блоку, який відмінно поєднується із загальним дизайном приміщення, володіє необхідною потужністю по охолодженню і нагріванню, але при його роботі параметри повітря в приміщенні не відповідають санітарним нормам і гігієнічним стандартам. Найчастіше, вимкнувши кондиціонер, споживачі знаходяться в кращих мікрокліматичних умовах, ніж при його функціонуванні.

Мультизональна система - це система кондиціонування повітря, інвенторного типу, яка дозволяє створювати різні параметри мікроклімату в окремих приміщеннях будівлі. Число температурних зон в одній системі може сягати 60 при одному чи декількох зовнішніх блоках. Не рідко мультизональні системи ще називають VRV (Variable Refrigerant Volum) або VRF (Variable Refrigerant Flow) системами, що в перекладі з англ. мови означає «змінюваний обсяг холодоагенту» або «змінюваний потік холодоагенту» відповідно, що по суті одне й те саме.

Чим же відрізняються VRV і VRF системи? Все просто, мультизональні VRV системи були створені і запатентовані компанією Daikin, яка першою на ринку кліматичної техніки запустила мультизональні системи в виробництво. Аналогічні за принципом дії мультизональні системи інших виробників отримали назву VRF системи.

Принцип роботи VRV / VRF системи

Мультизональна система кондиціонування складається з одного або, в деяких випадках, декількох зовнішніх блоків і великої кількості внутрішніх блоків, які можуть бути різних типів і потужностей. Зовнішній блок з'єднується з внутрішніми блоками фреоновими магістралями. Компресор, розташований в зовнішньому блоці VRF системи, стискає фреон, який надходить туди в пароподібному стані. Потім стислий холодоагент трасами подається в теплообмінник, який може бути як з повітряним, так і з водяним охолодженням. Вентилятор обдуває теплообмінник, завдяки чому, фреон охолоджується, переходячи в рідкий стан. Після цього охолоджений холодоагент (0-15 ° С) надходить в розгалужувачі-рефнети, де його потік ділиться і фреоновими магістралями подається до внутрішніх блоків системи. Внутрішні блоки мають дросель-клапан, який регулює необхідну кількість фреону в поточний період. Далі холодоагент подається на випарник, який обдувається повітрям, що забирається з приміщення, яке обслуговується. Внаслідок, фреон кипить і спрямовується в компресор.

Мультизональна система може дво- або тритрубна. Двотрубна VRF система може бути застосована для змінного охолодження або підігріву повітря в приміщеннях, а тритрубна система дає можливість одночасно в одних приміщеннях охолоджувати повітря, а в інших нагрівати його.

Переваги мультизональної системи кондиціонування

1. Потужність системи може варіюватися від 10 до 400 кВт і більше, завдяки чому обладнання може бути застосовано як для будинку, комерційних приміщень, так і для промислових об'єктів.
 2. Довжина фреонових магістралей може становити 1000 м, а перепад висот між зовнішнім блоком системи і внутрішніми блоками до 200 м.
 3. VRV / VRF системи дуже гнучкі відносно підбору обладнання, тобто, в одній системі можуть використовуватися різні за типом і потужністю внутрішні блоки, припливні установки, повітряні завіси. До того ж, система при необхідності може бути доукомплектована внутрішніми блоками, а вже встановлені блоки можуть підключатися поетапно, в міру необхідності.
 4. Мультизональні системи дають можливість регулювати параметри мікроклімату кожного приміщення окремо з високою точністю.
 5. Система дозволяє заощаджувати електроенергію, за допомогою утилізації тепла.
 6. Обладнання дуже надійне і має тривалий термін експлуатації.
 7. Низька вартість обслуговування і експлуатації VRV / VRF системи дозволяє окупитися обладнанню найближчим часом.
 8. Автоматизовані системи управління мультизональної кондиціонування роблять систему ще більш зручною, безпечною і економічною в процесі експлуатації.
- Таким чином, VRF / VRV-системи це вискоєфективні і надійні системи кондиціонування повітря, гнучкі в проектуванні і прості в обслуговуванні. Завдяки всім перевагам мультизональні системи широко застосовуються в комерційному та промисловому кондиціонуванні.

Фактичні параметри критичних значень припливної струменя для теплого і холодного періодів року в значній мірі залежать від конструкції місцевого кондиціонера і особливостей його установки в приміщенні, що обслуговується. Згідно даних параметрів розглянемо епюри температур і швидкостей повітря в приміщеннях з касетним типом кондиціонерів.

Касетний тип місцевого кондиціонера. Режим охолодження.

Швидкість вентилятора – максимальна.

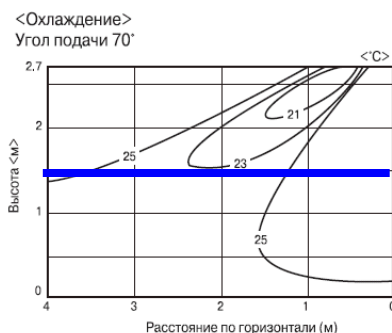


Рис. 1. Епюра температур повітря в припливній струмені касетного кондиціонера в режимі охолодження.

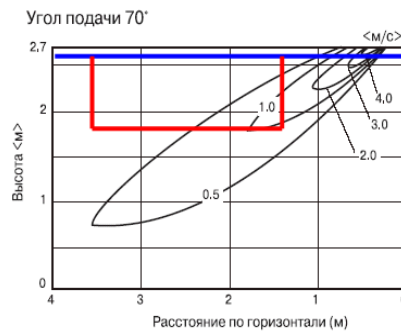


Рис. 2. Епюра швидкостей повітря в припливній струмені касетного кондиціонера (режим вентилятора).

На відміну від настінних кондиціонерів класичні касетні блоки розподіляють повітря в чотирьох напрямках, а не в одному (рис. 1). При однаковій висоті приміщення рівень роздачі кондиціонованого повітря в касетних моделях максимально наближений до площини стелі і значно вище, ніж, наприклад, у настінних кондиціонерів. Завдяки цьому при однаковій потужності внутрішніх блоків касетні блоки забезпечують більш рівномірну обробку внутрішнього повітря і менші градієнти температур в приміщенні.

При роботі касетного кондиціонера в режимі охолодження повітря в приміщення подається максимально наближеним до горизонтальному напрямку. При перетині робочої зони параметри повітряного струменя: максимальна швидкість повітря - 0,7 м / с (у настінних 3 м / с), температура повітря - 23 °С (рис. 1 і рис. 2). Для касетних внутрішніх блоків критичним параметром є тільки швидкість повітряного струменя при надходженні в робочу зону.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.— Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Перепека В.И. Энергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря// Холодильна техніка і технологія 2016. – № 2 (151) – С.15–21.
4. Сотников А.Г. Системы кондиционирования и вентиляции зі змінною витратою повітря. - Л.: Стройиздат, 1984. - 148 с.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

КАНЦЕРОГЕННІ АЕРОЗОЛЬНІ СМОЛИ В ДИМОВИХ ГАЗАХ.

Афанасенко В.О., А., бакалавр ОНАХТ, Кіценко А.М. магістрант, Войтенко О.С. ОНАХТ

Горіння - складний фізико-хімічний процес перетворення вихідних речовин у продукти згоряння в ході екзотермічних реакцій, що супроводжується інтенсивним виділенням тепла. Хімічна енергія, запасена в компонентах вихідної суміші, може виділятися також у вигляді теплового випромінювання та світла. До диму зазвичай зараховується широка група аеродисперсних систем складається з частинок з малою пружністю і високим значенням часу осадження. До аерозолями ж можна віднести тонкі аеродисперсні системи. Однак же складно виділити в такій складній системі як димові гази якісь конкретні класифікації

Вивільнення потенційної енергії з різних речовин шляхом їх спалювання, є одним з найбільш древніх способів. Який розвивався людством протягом всієї його історії. Серйозним недоліком цього процесу є виділення в слідстві хімічних реакцій виділення зол, оксидів кисню, азоту, сірки. Вище зазначені речовини становлять найбільшу частину обсягу так званого димового газу. Крім іншого в їх склад може входити до тисячі різних хімічних речовин. Залежно від виду палива в димових газах так само можуть перебувати поліциклічні ароматичні смоли. Які як відомо мають канцерогенні властивості. Тобто сприяють утворенню в організмі ракових клітин. Канцерогенні смоли в димових газах можуть знаходитися або в стані пари або при зниженні температури можуть конденсуватися на твердих частинках золи і продовжувати виноситися назовні. Що надалі призводить до забруднення повітряного басейну навколо котельні. Канцерогени можна відносити до аерозолів, оскільки вони мають низьку швидкість осадження в атмосфері, і довго тримаються нальоту, так само можуть вітром нестися вітрами. Канцерогенні гази маючи підвищену концентрацію в повітряному басейні осідають в легенях і на шляху до них в дихальних шляхах. Таким чином через всмоктування крізь стінки судин, і альвеоли в легких, канцерогенні смоли потрапляють в організм. Канцерогенні речовини так само мають властивість накопичуватися в організмі. При збільшенні концентрації в організмі утворюються сприятливі умови для утворення ракових клітин. Так само смоли мають властивість осідати на траві і листі дерев, з часом так само проникаючи в клітини рослин. І потім після спалювання сухого листя і трави вони знову вивільнюються і потрапляють в атмосферу.

Відома велика кількість методів очистки димових газів. Однак раніше очищення від димових газів не націлювалась на канцерогенні смоли. В наслідок чого зазвичай канцерогенні смоли очищалися побічно. Однак Тому переходів на суміші палив їх кількість в газах зростає. У следстві чого проводиться у нас розробка і налагодження нового методу очищення димових газів від канцерогенів. В якому застосовується пристрій по зовнішньої ознакою є ежектором. А по основній дії є об'ємним

теплообмінником. Теплообмін відбувається в результаті подолання потоком газу місцевого опору. І змішуванню основного потоку газу з охолоджуючим потоком. У слідстві такого зниження температури випадають в осад практично всі канцерогенні смоли. І надалі газ може відправлятися на додаткове очищення, без побоювань за-смітити смолами фільтруючі елементи, і не викинути його в атмосферу.

Отримання енергії в процесі горіння палива супроводжується розкладанням палива на складові, і виділенням їх газової частини. Здебільшого, газова частина являє собою ряд оксидів. Викид великих мас оксидів в повітряний басейн значно впливає на живу природу. Мероприяття, націлені на очистку димових газів від шкідливих речовин зазвичай розраховані на склад газу, що виділяється при горінні якогось конкретного виду палива. Для очищення димового газу від канцерогенних смол можливо більш ефективним буде застосування методів отримання низьких температур. Температура кипіння більшості канцерогенних смол знаходиться в межах 200-400 °С. А температури кипіння деяких вуглеводнів в межах 9-400 °С. Зі сказаного можна зробити висновок, що відділення канцерогенних смол від суміші димових газів можливо здійснювати за допомогою ежекційного фільтра .

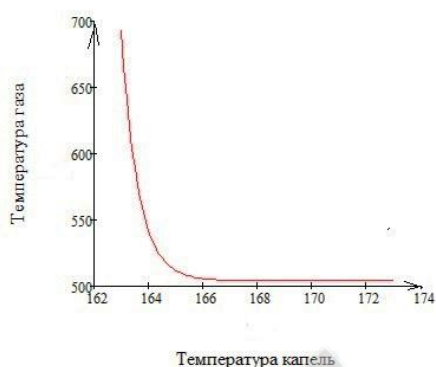


Рис 5 — Графік зміни температури краплі

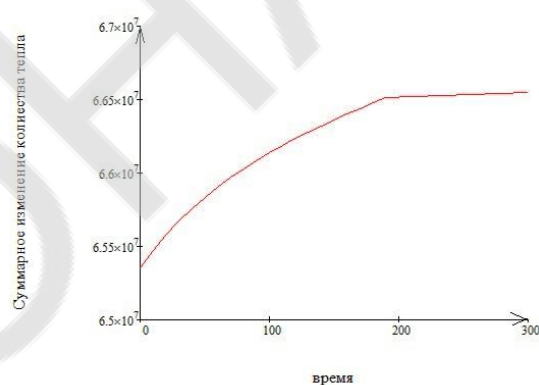


Рис 6 — Графік зміни кількості тепла в каплі

За отриманими даними були полічені графіки залежностей, що демонструють динаміку процесу. На Рис. 5 показана залежність співвідношення температури продуктів згорання і краплі. Як видно з графіка, на початковому етапі процесу, рідина поступово поглинає тепло, потім в процесі відбувається скачок. Це пов'язано зі зменшенням радіуса краплі і, отже, зменшення товщини шару, що ймовірно і приводить до подібного стрибка. На рис 6 показаний графіки зміни кількості тепла за часом. В даному випадку розрахунки дають більш плавне зростання параметрів. По досягненню певного значення зростання плавно сповільнюється і поведінку лінії приймає асимптотический характер. Зміна радіуса краплі, показане на малюнку 7 має схожий на зміну температури краплі характер, що так само викликано інтенсифікацією процесу при зменшенні радіуса краплі.

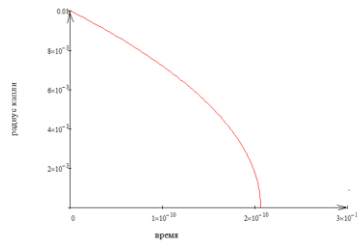


Рис 7 — Зміна радіуса краплі

Раніше розроблені системи очищення димових газів не розраховувалися для очищення димових газів від канцерогенних смол і відкладення на них смол у вигляді крапель. У таких випадках ефективність застосування існуючих фільтрів різко знижується. Пропонований спосіб очищення димових газів спрямований на очищення безпосередньо від канцерогенних смол. Відповідно до розрахунків за складеною моделі можливо привести димові гази до тих умов при яких виділяються з газу смоли. При розрахунку поведінки рідини необхідно враховувати обмеженість області в якій моделі ефективно працює. Все ще необхідно перевірити експериментальним шляхом результати розрахункового процесу при зменшенні радіуса краплі.

Науковий керівник : Козут В.О. .к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ АБСОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Басов А.М., магістр ІХКЭ

Одеська національна академія харчових технологій

Одним з найбільш поширених видів обробки повітря є його осушення. На сучасному етапі технічного розвитку осушувати повітря доводиться повсюдно, що пов'язано зі значним підвищенням вимог щодо якості повітря за останні три десятиліття. З кожним роком стає все більше високотехнологічних підприємств, для яких вологість повітря повинна мати строго фіксоване значення. Зростають і вимоги до рівня життя. Комфортне кондиціонування стає невід'ємною частиною життя людини. Залежно від технологічних процесів та умов навколишнього середовища процес осушення може відбуватися по-різному. Робота більшості обладнання для осушення повітря заснована на двох принципово різних методах осушення: охолодження з подальшим випаданням конденсату і поглинання вологи сорбентами.

Рушійною силою процесів вологообміну в випадку абсорбційного осушувача є різниця пружності поглинаючих водяних парів у повітря та над розчином [1].

Пружність водяної пари над водним розчином солі залежить від молярної частки води у розчині, ступеня дисоціації молекул, фізико-хімічної структури та індивідуальних властивостей сухої речовини. Швидкість процесу осушення визначається також механізмом перенесення речовини (вологобмін). Очевидно, що кількість розчиненої речовини впливає на величину зниження тиску. Парціальний тиск водяної па-

ри над поверхнею розчину в стані насичення P_n'' , менше, ніж парціальний тиск водяної пари в стані насичення над чистою водою P_p'' .

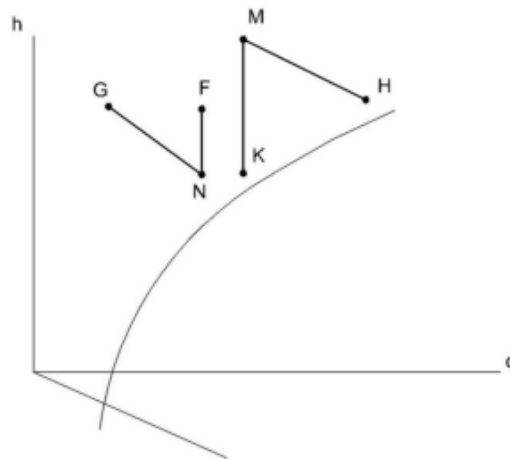


Рисунок 1 - Процес обробки повітря в установці з двома пересічними абсорберами.

Дана залежність вперше була описана французьким вченим Франсуа Марі Раулем і отримала назву Перший закон Рауля: відносне зниження парціального тиску насичених водяних парів над поверхнею розчину пропорційно його концентрації ξ_p .

$$\frac{P_n'' - P_p''}{P_n''} = \xi_p$$

Найбільш поширеними абсорбентами є хлорид кальцію $CaCl_2$, хлорид магнію $MgCl_2$, хлорид літію $LiCl$, бромід літію $LiBr$, а також різні види гліколей. досяжні кінцеві значення відносної вологості, до яких може бути осушений повітря відповідно $CaCl_2$ -45-48%, $MgCl_2$ -37-42%, $LiCl$ -14-23%.

Найбільш ефективним абсорбентом є $LiBr$, з його допомогою повітря може бути осушений до 6%. Однак, він дуже агресивний по відношенню до металів і інших матеріалів і вельми дорогий. Розчини $LiCl$ і $CaCl_2$ менш агресивні, ніж розчин $LiBr$, а розчини гліколей взагалі неагресивні. зазвичай абсорбція осушення реалізується або в камерах зрошення, або з використанням насадок абсорберів.

На рис.2 наведені діаграми вологого повітря, в яких проведені криві рівноважної відносної вологості π над водними розчинами солей $LiBr$ і $LiCl$ певної концентрації. Лінії $\pi = const$ на рис.2, що характеризують величину відносного парціального тиску водяної пари над розчинами певних значень ξ і t , є аналогом ліній $\phi = const$ і визначаються виразом:

$$\pi = P_p(\xi, t) / P_n''(t).$$

Чисельне рішення рівняння, засноване на апроксимації емпіричних залежностей $P_p''(\xi, t)$ і $P_n''(t)$, виконано інженерною компанією M. Conde Eng. для водних розчинів $LiCl$ і $CaCl_2$.

Застосування абсорбентів для обробки повітря значно розширює можливості контактних апаратів. На рис.3 показані як процеси осушення (А-1, А-2, А-3), так і процеси зволоження (В-1, В-2, В-3). Для зволоження повітря температуру абсорбенту підтримують на необхідному рівні за рахунок підведення до нього теплоти пропорційно кількості вологи, що поглинається повітрям з розчину. Концентрація розчину підтримується автоматичним додаванням води. Можливість безперервної регене-

рації сорбенту є одним з достоїнств абсорбційних апаратів. У разі хлорлітєвих абсорберів, наприклад, забезпечуються будь-які кінцеві параметри повітря в діапазоні температур (-15 ... + 50) °С і відносної вологості (5 ... 100)% [40], рис.2. Осушення повітря можливо до $d \approx 1$ г / кг

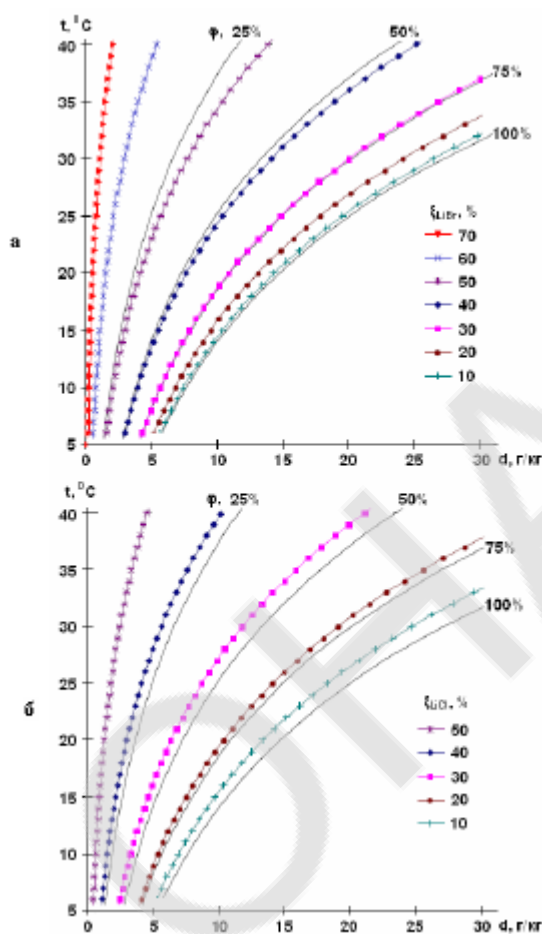


Рисунок 2 - d, h -діаграми вологого повітря з лініями рівноважної відносної вологості повітря π над розчинами солей LiBr (а) і LiCl (б) з певною концентрацією $\xi = \text{const}$

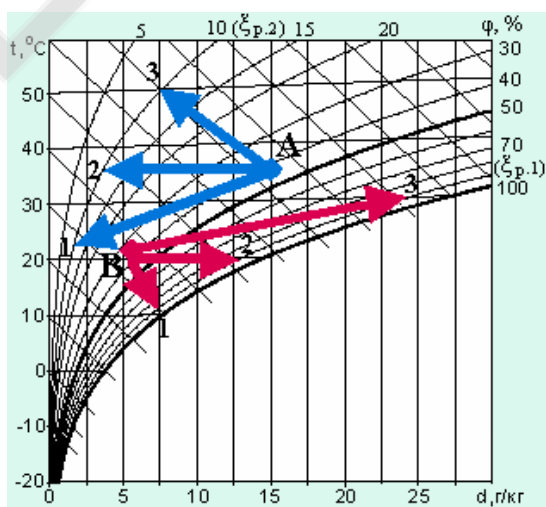


Рисунок 3 - Теплові процеси обробки повітря абсорбентами в d, h- діаграмі: ілюстрація універсальності абсорбційного методу.

Основною перевагою адсорбційних пристроїв є мобільність, компактність, простота обслуговування, а також відсутність рухомих частин. Дані апарати не потребують електричної енергії. Апарати такого типу дуже чутливі до різних забруднень, в тому числі і маслу, тому на вхід в апарат у обов'язковому порядку встановлюється фільтр. Так само варто відзначити, що тиск основного потоку не рекомендується змінювати швидше, ніж 1 бар в секунду. Мембранні осушувачі не здатні осушувати значна кількість повітря і випускаються з продуктивністю до 2-3 м³/хв.. При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживної енергії і капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних на повітророзподілення, з особливостями його розрахунку.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.— Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Важинский Д.И. Современные технологии осушения воздуха // Холодильна техніка і технологія 2014. – № 2 (151) – С.15–21.

*Науковий керівник: Жихарева Н.В.,
к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

АНАЛІЗ РОБОТИ ХМ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ

Гайдаржи Василь., магістр ІХКЭ ОНАХТ

Охолодження при транспортуванні харчових продуктів є критичною ланкою в харчовому ланцюзі не тільки з точки зору підтримки температурної цілісності транспортуються, але і з точки зору його впливу на споживання енергії і викиди CO₂. Найбільш поширеною системою охолодження, що використовується сьогодні для холодильних транспортних засобів, є парокомпресіна холодильна машина (ПКХМ). Вимоги до ефективності і потужності цих ПКХМ зазвичай оцінюються при повному навантаженні. Насправді, однак, транспортні холодильні системи працюють в широкому діапазоні навантажень. Щоб відповідати навантаженню, що змінюється, холодильна система або включається і вимикається, або її потужність регулюється для підтримки заданої температури з подальшим зниженням ефективності.

Було проведено варіантний розрахунок холодильної системи по температурі кипіння, при постійній температурі конденсації 50 оС. Дані для розрахунку були наступними:

- Холодопродуктивність – 12 кВт;
- Температура конденсації 50 оС;
- Переохолодження 5К;
- Загальний перегрів на всмоктуванні 13 оС.

Розрахунки було проведено для наступних холодоагентів: R404a, R449a, R452a, R454a. R404a є найрозповсюдженішим з цього переліку холодоагентів як для середньотемпературних, так і для низькотемпературних застосувань, однак величина потенціалу глобального потепління – GWP = 3922 свідчить про його негативний вплив на навколишнє середовище. Інші холодоагенти мають нижчий GWP відносно R404a та схожі теплодинамічні властивості що дає право вважати їх екологічно безпечною альтернативою та повноцінною заміною (рис. 1).

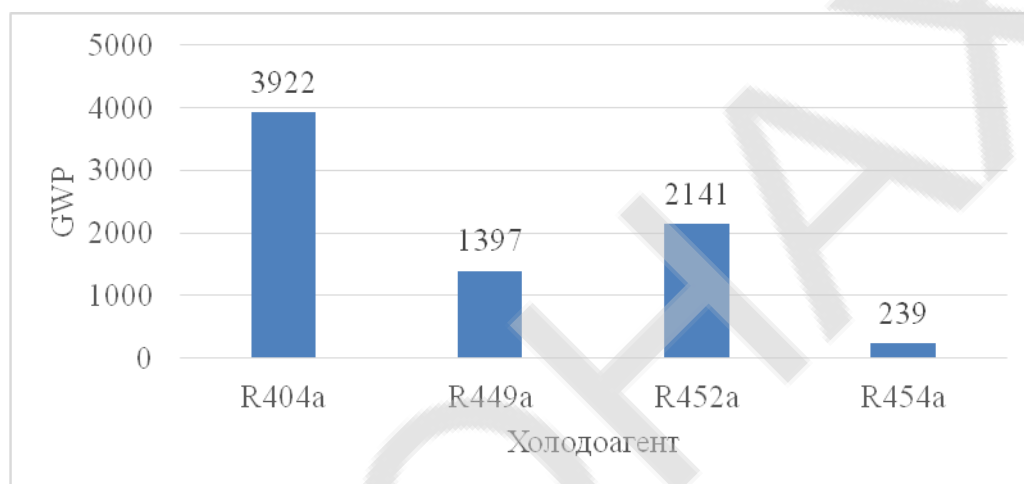


Рис. 1 Порівняння потенціалу глобального потепління для розглянутих холодоагентів

Холодоагент R454a має найнижчий показник GWP з усіх розглянутих холодоагентів, однак він відноситься до класу безпеки ASHRAE A2L що характеризує його як помірно вогнебезпечний, отже доза заправки та заходи безпеки при роботі з цим холодоагентом регулюються стандартом EN 378 “Refrigerating systems and heat pumps. Safety and environmental requirements. Basic requirements, definitions, classification and selection criteria”.

На рис. 2 показана залежність споживаної потужності від температури кипіння діапазоні від -18 оС до -26 оС. З графіка можна бачити загальну тенденцію до зниження споживаної потужності разом із ростом температури кипіння. На рис. 3 показана аналогічна залежність але для коефіцієнту перетворення для розглянутих холодоагентів. Із графіка видно, що використання альтернативних холодоагентів R454a та R452a дозволяє знизити споживану потужність на 8-11% відносно R404a та збільшити COP розглянутої системи на 5-7% для R452a та 6-9% для R454a.

Сучасні тенденції розвитку холодильної техніки пропонують широкий спектр робочих тіл для різних галузей застосування, але головною умовою на сьогоднішній день поруч з енергоефективністю є екологічна та виробнича безпека. Найрозповсюдженіші холодоагенти, такі як R404a маючи привабливі термодинамічні властивості на сьогоднішній день має низьку екологічну ефективність. Запропоновані альтернативи пропонують зниження потенціалу глобального потепління до 94%(R454a), але при цьому маючи недоліки з точки зору безпеки експлуатації.

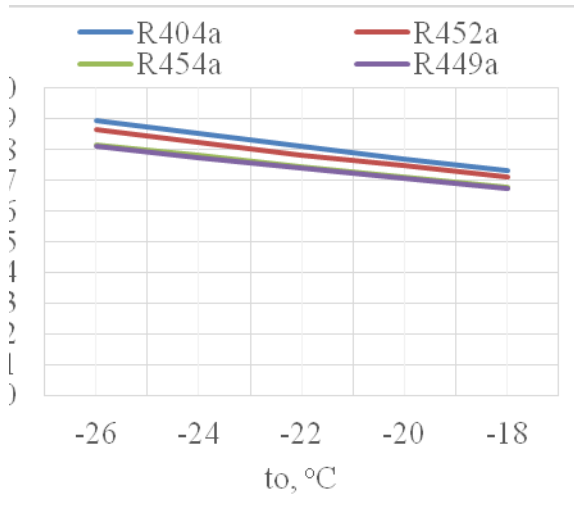


Рис. 2. Залежність споживаної потужності від температури кипіння

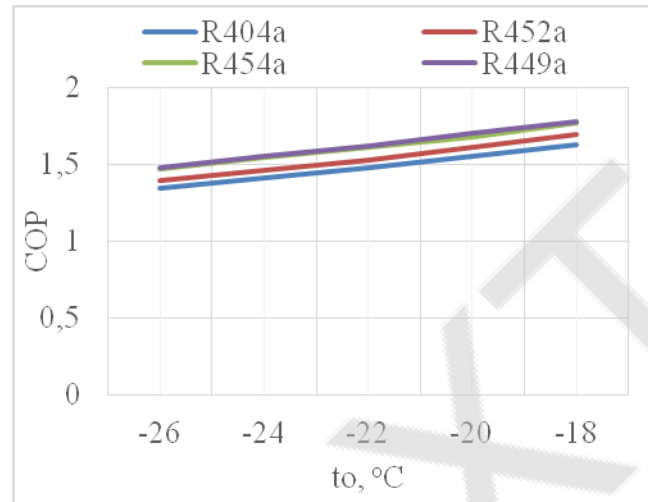


Рис. 3. Залежність коефіцієнту перетворення(COP) від температури кипіння

Проведений розрахунок на різних альтернативних робочих тілах демонструє відображає схожі показники ефективності системи з відхиленням 6-9%. Мною було обрано R452a холодоагент для моєї системи оскільки він має вищу енергетичну ефективність відносно R404a – на 4-7%, нижче енергоспоживання до 7% та, майже удвічі нижчий показник GWP.

Робота установки на холодоагенті R454a має дуже привабливі показники ефективності, однак, враховуючі область застосування, а саме автономну транспортну холодильну системи та клас безпеки холодоагенту ASHRAE A2L – «помірна горючість» застосовувати його не рекомендовано.

Науковий керівник: Яковлева О.Ю.

к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОСУШЕННЯ ТА ПРОГРЕС В ОБЛАСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РОТОРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Крушельницький Д.О., аспірант ІХКЭ

З увагою людей до комфорту середовища проживання та покращення осушення стандарт у промисловому виробництві, нова і ефективна технологія осушення широко залучила уваги. Зазвичай використовувані методи осушення включають зневоднення рідким абсорбентом, зволоження колеса, осушення парокомпресією, осушення охолодження, мембрана осушення, осушення теплового насоса, осушення термоелектричної конденсації та електрохімічне осушення. У порівнянні з традиційним парово-компресійним осушенням метод, метод зневоднення рідини, що поглинає рідину, може заощадити енергію до 40% і повністю використати низькосортне

джерело тепла. Ефективність зволоження колеса з роторним осушувачем колеса має той самий порядок, що і рідини поглинання води, і вона може відповідати вимогам мініатюризації, низька спрощення вібрації та обладнання.

Хоча було проведено багато досліджень щодо технології осушення роторного колеса, все ще є деякі недоліки, такі як низька адсорбційна здатність шару, що сушить, мала кількість тепла та компонентів коефіцієнт передачі та тривалий цикл періоду регенерації. З метою подальшого вдосконалення ефективності водовідведення вітчизняні та зарубіжні вчені провели багато досліджень щодо нових складний осушувач, розробив структуру осушувального шару з більш високою ефективністю, і оптимізував макроскопічну систему кровообігу.

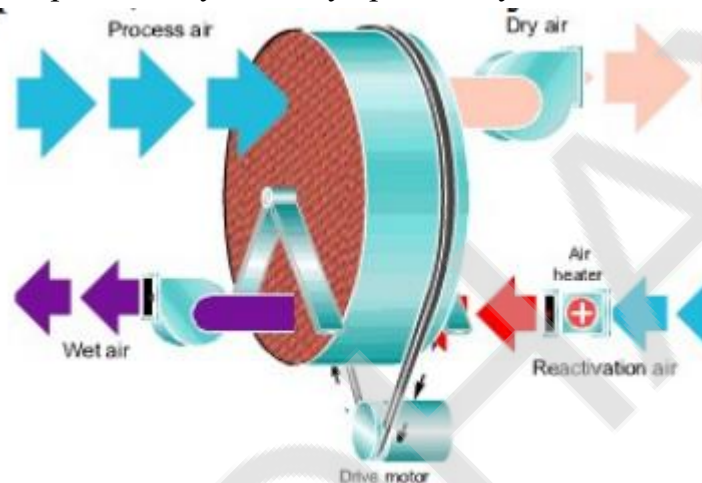


Рис.1. Принципова схема колеса з осушувачем

В даний час технологія обертового колеса з осушувачем має багато недоліків, таких як погані адсорбційна здатність осушувача, високий коефіцієнт опору тепло- і масообміну зволожувач та низька енергоефективність. З метою подальшого вдосконалення продуктивність роторної системи колесного осушувача, вітчизняні та зарубіжні вчені проаналізували та оптимізували новий складний осушувач, структура шару осушення, циркуляційна система, низькосортна енергія ефективно середовище використання та експлуатації.

. Новий складний осушувач

Розробка осушувача коліс досягла четвертого покоління в 2008 році, і зараз вони існують такі як молекулярне сито, силікагель, галоген, активоване вугілля, металевий органічний каркас та ін. осушувальні матеріали. Силікагель широко прийнятий завдяки низькій ціні, хорошій експлуатаційній стабільності, широкий діапазон відносної вологості та майже відсутність гістерезису.

Колесо осушувача складається з опорного носія, металевого проточного каналу, гігроскопічного середовища та приводу транспортувати. З метою зменшення ваги та вартості колеса Chung et al. розробив пластик регенератор, який може підвищити герметичність колеса. Існує велика конвективна теплова і теплова опір між

осушувачем і повітрям всередині колеса. Утворюється велика кількість адсорбційного тепла під час конденсації водяної пари, тому внутрішня температура колеса поступово підвищується, і ефективність осушення зменшується. Голдсуорті та ін. розробив внутрішнє водяне охолодження колеса осушувача, яке в основному характеризується покриттям осушувача шаром з боку повітряного потоку канал на основі кожухотрубного теплообмінника. Результати експериментального та чисельного моделювання показують, що ефективність осушення цієї технології значно вища, ніж традиційної колеса осушувача, а температура регенерації може бути до 50 °C.

. Застосування роторної системи осушення повітря HVAC для незалежного контролю свіжого повітря температура та вологість повністю комерціалізовані. В даний час існує п'ять типів широковикористовуваних системи, а саме цикл Пеннінгтона, цикл рециркуляції, цикл Данкля, цикл SENS та DINC циклу. Серед них цикл SEN, сконфігурований послідовно, має найвищу теплову ефективність. Відповідно до теорії множинної лінійної регресії, Шенг встановив модель регресії для оцінки продуктивності осушення, і встановлено, що температура регенерації колеса і відносна вологість зовнішнього повітря мала великий вплив на продуктивність осушення.

. Сонячна енергія та інші програми розвитку низької енергії

Щоб зменшити тиск джерела живлення, досліджуйте розробку та використання низькоякісних такої енергії, як сонячна енергія та енергія біомаси, приділяється все більша увага. Сонячна енергія, технологія утилізації розроблялася до третього покоління, тобто технологія низьких температур рекуперация тепла та перетворення в холодну енергію та електричну енергію, включаючи ребристі трубки технологія осушення та багатоступеневого осушення. Guo проаналізував осушення сонячної PV / T лінії поглинання тепла за допомогою теоретичних розрахунків та літератури огляд. Результати показали, що низькотемпературне джерело тепла при 50-60 °C можна ефективно використовувати підтримуючи низький витрата на одиницю площі колекторної пластини, застосовуючи обробку емалевим покриттям та оптимізація гідравлічного радіуса трубопроводу.

Висновок

У цій роботі узагальнено основні напрямки оптимізації системи осушення (ротор), включаючи новий складний осушувач, конструкцію шару осушення, систему циркуляції та низький рівень енергоефективне використання. Результати показують, що осушувачі мають важливий вплив на продуктивність осушення. Серед них новий композитний осушувач, що складається з силікагелю та високомолекулярний полімер має відмінні показники осушення та низьку температуру регенерації, що стало напрямом багатьох дослідників. Для системи внутрішнє трубчасте охолодження водою колеса осушувача може зменшити вплив адсорбційного тепла і реалізувати постійну температуру процес осушення. Метод осушення для зниження температури регенерації та вдосконалення низький рівень ефективності використання

енергії може також використовувати двоступеневий (або багатоступеневий) осушувач коліс система.

Інформаційні джерела:

1. Hu, L.M. (2015) Performance study on composite desiccant material coated fin-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90:109-120
2. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Важинский Д.И. Современные технологии осушения воздуха // *Холодильна техніка і технологія* 2014. – № 2 (151) – С.15–21.
4. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 512 (2020) 012181

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РЕЖИМУ БУДІВЕЛЬ В ДОБОВОМУ ТА РІЧНОМУ ЦИКЛУ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ КОНДИЦІОНУВАННІ ПОВІТРЯ.

Сотніченко М.С., магістрант ІХКЭ ОНАХТ, Федянин М.О бакалавр ІХКЭ ОНАХТ, Харітонов М. А. бакалавр ІХКЭ ОНАХТ

. Моделювання систем кондиціонування повітря займає провідне місце при проектуванні систем кондиціонування, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її енергозбереження, економію матеріалів, а також поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища.

Метою математичного моделювання є погодинне визначення холодопродуктивності, необхідної для забезпечення комфортної температури в приміщенні, яка працює в нестационарному режимі теплоприпливів та тепловиділень.

Приміщення відчувають істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційної температурою, що є результатом впливу температур всіх огорожувальних поверхонь приміщення.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходять через зовнішні огородження ($Q_{огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і зовнішнім ($t_{н}$); теплом, що надходять через внутрішні огородження ($Q_{в.огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і за перегородкою ($t_{к}$); теплом, що надходять внаслідок впливу со-

нячної радіації ($Q_{рад}$), враховуючі особливості конструкції огороження ті. Проведеними дослідженнями встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи $Q_{огр}$ становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ($Q_{надл}$). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійній тепловій навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50%. [1].

Теплота сонячної радіації характеризується інтенсивністю прямої та розсіяної радіації $q_{рад}$ та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Виходячи з відомих положень теорії теплопередачі, тепловий потік через огорожувальні конструкції може бути представлений функцією температури зовнішнього і внутрішнього повітря, температури поверхні огорожі, його конструктивними теплофізичними характеристиками, тобто в наступному вигляді

$$Q_{огор} = F(t_n, t_{огр}, R_{огр}, q_{рад}), \quad (1)$$

де $t_{огр}$ - температура поверхні конструкції;

$R_{огр}$ - опір теплопередачі, що характеризує ступінь теплового захисту огороження;

При розрахунках ми розглядаємо зовнішні кліматичний вплив як ймовірносно-невизначений, що не є чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням запізнення U момент передачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря за допомогою дослідження тепло-вологісного режиму будівель в добовому та річному циклі методом математичного моделювання при кондиціонуванні повітря враховуючи нестационарні характеру процесу передачі тепла через конструкції, що обгороджують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

При створенні такої установки повітря обробки необхідно знати статичні і динамічні характеристики огорожувальних поверхонь (перехідні їх характеристики).

В результаті, досліджень тепло-вологісного режиму будівель в добовому та річному циклі методом математичного моделювання при кондиціонуванні повітря розроблена модель розрахунку теплових балансів де враховується радіаційна складова теплопривів, з врахуванням температури слоїв огороження, а також вплив рухливо-

сті повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. [4].

Інформаційні джерела:

1. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
2. Перепека В.И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
3. Zhikhareva N. Modeling of energy efficient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
4. Zhikhareva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N. Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94– 99.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ДОСЛІДЖЕННЯ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ПОЛІГРАФІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ

*Кошельник Я, магістрант ІХКЭ ОНАХТ. Коханський А.Ф., бакалавр ІХКЭ ОНАХТ *

Канальні кондиціонери призначені для кондиціонування декількох приміщень одночасно.

Канальні кондиціонери, як правило, розраховані на роботу в режимі рециркуляції і технологічно передбачають підмішування свіжого зовнішнього повітря.

Канальні системи складаються з внутрішнього і зовнішнього блоків, що з'єднуються між собою магістраллю з двома трубами і капілярами. Внутрішня частина, звана випарної, охолоджує приміщення, зовнішня, звана конденсаторної, викидає тепло з приміщення назовні. Канальні кондиціонери вентиляція розташовані так, щоб повітря забиралося з приміщення через повітрозабірні ґрати спліт системи і подавався в камеру змішення, змішуючись з припливним зовнішнім, подавався за системою повітроводів у внутрішній блок кондиціонера. Далі в спліт системах каналного типу оброблене повітря роздається знову ж таки за системою повітроводів в декілька приміщень, забезпечуючи підтримку параметрів заданого мікроклімату. У кожному приміщенні може здійснюватися зональний контроль параметрів повітря і їх автоматична підтримка. У прохолодну пору року може здійснюватися підігрівання зовнішнього свіжого повітря з попередньою його обробкою.

Основною перевагою каналних систем є те, що вони, на відміну від звичайних спліт-систем, здійснюють приплив свіжого повітря. Для цього застосовується адаптер повернення повітря, до якого підходять два повітровода.

Стандартна система каналного кондиціонування має ряд переваг:

Відсутність в кімнатах внутрішніх блоків, тобто. прихованість системи;

Подача свіжого повітря, і в зв'язку з цим відсутність грибків;

Відсутність спрямованих повітряних потоків (в спліт-системах йдуть спрямовані повітряні потоки, і людина може потрапити в зону прямого обдування, а у каналній системі - ламінарні повітряні потоки, які не мають спрямованого дуття).

Проведений порівняльний аналіз існуючих систем кондиціонування повітря дає змогу визначити і обрати каналну систему кондиціонування повітря для поліграфічних виробництв. Вибір каналних систем кондиціонування повітря по потужності охолодження і статичному тиску, передбачена установка водяного калорифера для підігріву зовнішнього повітря в зимовий час.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.
2. Кокорин О. Я. «Современные системы кондиционирования воздуха». — М., Физматлит, 2003. .
3. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ.// Вестник международной академии холода 2013. – Вып 4 – С. 16 – 20.
4. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
5. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Важинский Д.И. Современные технологии осушения воздуха // Холодильна техніка і технологія 2014. – № 2 (151) – С.15–21.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

АЛЬТЕРНАТИВА ФРЕОНУ R134A

В.В.Мовчан студент «бакалавр» ОТК ОНАХТ

Rfo-1234yf поєднує в собі: безпека, продуктивність, екологічність і прийнятна вартість,[1].

Прагнучи скоротити викиди парникових газів, в 2006 р парламент Євросоюзу опублікував директиву про автомобільні кондиціонери (mobile air conditioning directive), яка дозволяє з 1 січня 2011 р заправляти кондиціонери нових машин лише холодоагентами, потенціал глобального потепління (ПГП) яких менше 150. Прийн-

яття цієї директиви означало, що епосі, коли в більшості автокондиціонерів використовувався фреон R134a, чий ПГП близько 1430, приходить кінець.

Для заміни R134a автовиробники розглядали різні речовини, в числі яких CO₂, пропан, ізобутан і R152a (дифторетан). Але у кожного з цих речовин свої серйозні недоліки: високий робочий тиск, низька термодинамічна ефективність, висока займистість або вибухонебезпечність. Тим часом виробники холодоагентів розробляли нові продукти, які б задовольняли запитам індустрії і нормам директиви про автомобільні кондиціонери.

Міжнародне товариство автомобільних інженерів (SAE) вивчило в рамках спільної науково-дослідницької програми (SAE CRP) всі наявні варіанти і зупинило свій вибір на холодоагенті HFO-1234yf як на рішенні, відповідному новим європейським вимогам.

HFO-1234yf (R1234yf) - речовина, спільно розроблена компаніями DuPont і Honeywell. Його ПГП дорівнює 4, що на 99,7% нижче, ніж у R134a.

Що стосується горючості нової речовини, то в огляді, випущеному SAE 10 листопада 2009 року, говориться наступне: «У разі загоряння автомобіля HFO-1234yf, як і інші матеріали, що використовуються в автомобілях, наприклад пластик, може спалахнути з утворенням небезпечних для здоров'я продуктів горіння. Однак не відомі документально підтверджені випадки, коли загоряння холодоагенту в автомобільному кондиціонері призвело до травм або смерті».

Там же повідомляється, що «дія відкритого вогню на фторсодержащі холодоагенти може привести до утворення фториду водню (HF)». Однак «аналіз ризиків показав, що збіг обставин, при яких відбудеться витік HFO-1234yf та його загоряння, є дуже малоімовірним. Відповідно, ймовірність утворення фториду водню також надзвичайно мала».

Більш того, «результати експериментів показали, в разі малоімовірного витіку холодоагенту - HFO-1234yf або R134a - в присутності відкритого полум'я (наприклад, бутанового пальника) кількість фториду водню надзвичайно мала і приблизно однакова для обох хладагентів: HFO-1234yf і R134a». При цьому «за більш ніж 16 років використання R134a в автомобільній промисловості ніхто не почув будь-яких документально підтверджених даних про шкоду здоров'ю, викликаному фторидом водню, що утворився при випадковому витіку R134a».

Іншими словами, багато разів перевершуючи R134a по екологічності, HFO-1234yf як мінімум настільки ж безпечний при пожежі.

Однак 25 вересня 2012 року компанія Daimler (Mercedes-Benz) опублікувала прес-реліз про результати додаткових випробувань нового холодоагенту в рамках сценарію реальної ситуації, що виходить за рамки вимог законодавства.

«В новому сценарії реальної ситуації холодоагент динамічно розпорошується під високим тиском поблизу від гарячих елементів вихлопної системи тестового автомобіля, - йдеться в прес-релізі. - Даний сценарій відповідає прикладу сильного лобового зіткнення, при якому пошкоджується трубка з холодоагентом, відтворені результати випробувань показують, що важкозаймистий в лабораторних умовах холодоагент може легко спалахнути в гарячій атмосфері моторного відсіку».

За заявою «Daimler», аналогічні випробування з використанням R134a не привели до спалаху холодоагенту.

При цьому 17 вересня 2012 р Асоціацією німецьких автовиробників був опублікований складений за участю Daimler документ, в якому йдеться про те, що «автомобілі, система кондиціонування яких працює на R1234yf, настільки ж безпечні -

для пасажирів, механіків, працівників екстрених служб і пожежників, - як і автомобілі, система кондиціонування яких працює на R134a ».

За результатами заяви «Daimler» була організована четверта спільна науково-дослідницька програма по R1234yf для більш детального дослідження властивостей R1234yf. У програмі беруть участь Audi, BMW, Chrysler, Daimler, Ford, General Motors, Honda, Hyundai, Jaguar, Land Rover, PSA Peugeot-Citroen, Renault і Toyota.

У свою чергу, компанія DuPont запросила детальну інформацію про вихідні дані і методику випробувань, що використовувалася Daimler, і виступила з відповідною заявою.

Заява компанії DuPont у відповідь на прес-реліз концерну Daimler, опублікований 25 вересня 2012 року.

Вичерпні дані досліджень і незалежна оцінка ризиків дозволяють стверджувати: холодоагент HFO-1234yf можна без побоювань використовувати в автомобільних системах кондиціонування.

Компанія DuPont з подивом прочитала прес-реліз, опублікований компанією Daimler. Судячи з цього документу, в проведених випробуваннях не брали участь представники інших автовиробників і їх результатам не була дана колегіальна оцінка. Компанія DuPont сподівається на можливість ознайомитися з даними і методикою проведення випробувань, щоб прийняти рішення про проведення нових досліджень цього холодоагенту.

Заяви, що містяться в прес-релізі компанії Daimler, суперечать результатам всебічних випробувань, в тому числі представленим в документі, який був підготовлений за участю Daimler і 17 вересня 2012 року поданим німецькою асоціацією автовиробників (VDA) у Франкфурті.

Компанія DuPont брала участь у спільній розробці холодоагенту HFO-1234yf, що стала результатом прийняття Директиви ЄС про автомобільні кондиціонери (Директива MAC), яка передбачає використання холодоагентів з потенціалом глобального потепління (ПГП) не вище 150. ПГП HFO-1234yf дорівнює 4, що на 99, 7% нижче ПГП холодоагенту, який використовується в більшості сучасних автомобілів. Крім того, HFO-1234yf енергоефективний і при цьому поєднує в собі безпеку, продуктивність, екологічність і прийнятну вартість,[1].

В ході великих випробувань безпеки і продуктивності, проведених провідними автовиробниками і незалежними експертними групами, як, наприклад, SAE International, HFO-1234yf продемонстрував свою ефективність. У спільній науково-дослідницькій програмі SAE взяли участь провідні автовиробники.

Згідно з результатами цих досліджень, «ретельне тестування, проведене міжнародними організаціями, в тому числі задокументовані незалежні випробування в реальних умовах, показали, що HFO-1234yf безпечний для використання в якості автомобільного холодоагенту». Крім того, «всебічні випробування, проведені незалежними організаціями, підтверджують, що HFO-1234yf безпечний для використання в автомобілях, спроектованих для роботи на HFO-1234yf».

ВИСНОВОК. За результатами оцінки ризиків було виявлено, що використання HFO-1234yf не несе значного додаткового ризику займання в порівнянні з R134a, для заміни якого він був розроблений. Були проведені численні галузеві оцінки ризиків, в тому числі і в реальних умовах, в ході яких моделювалися різноманітні варіанти витоків в присутності різних джерел загоряння, а також в результаті лобового зіткнення. У цих випробуваннях було вкрай складно домогтися займання холодоаге-

нту в присутності джерел дуже високої температури, а домогтися поширення полум'я не вдалося ні в одному з випробувань,[2].

Інформаційні джерела:

1. Весник «ЮНИДО в России» - №9, 2016
2. Повний текст висновків [Електроний адрес]-
<http://sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/crp1234summary.pdf>
3. Bobbo s., groppo f., scattolini m., fedele l., 2011, R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in commercial PAG, to be presented at iir int. Conference refrigeration icr2011, august 2011, prague.

Науковий керівник: Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ

R1234YF І МАСЛА

В.О.Куриленко, молодший спеціаліст ОТК ОНАХТ,

В останні кілька років більшість зусиль в області розробки і досліджень були зосереджені на пошуку хладагентів з низьким потенціалом глобального потепління (GWP). Роль каталізатора більшості цих зусиль може бути приписана європейського законодавства в частині регулювання застосування R134a в автомобільній промисловості. Зокрема, законодавство європейського союзу в області парникових газів наказує, що з першого січня 2011 року нові моделі автомобілів і з першого січня 2017 року нові транспортні засоби, оснащені системами кондиціонування повітря, не можуть проводитися з використанням парникових газів з коефіцієнтом глобального потепління більше 150. Були знайдені альтернативні холодоагенти, що володіють GWP <150, такі, як R152a, R-744 (CO₂) і R1234yf. Температура кипіння холодоагенту R1234yf при нормальних умовах на 3,7^oc нижче, ніж у R134a. І має GWP = 4, що дозволяє вважати його можливою заміною R134a в автомобільному застосуванні. Також проводяться дослідження, де R1234yf застосовується як компонент суміші з холодоагентом R32 в якості заміни R410 в стаціонарних установках кондиціонування повітря.

На сьогоднішній день, дослідники та виробники зосередили свої зусилля в галузі вивчення R1234yf головним чином на таких властивостях, як займистість, токсичність, вплив на навколишнє середовище, сумісність з матеріалами, сумісність з маслами, продуктивність системи кондиціонування повітря, термодинамічні властивості, і в розробці рівняння стану. В даній статті наведені відомості про останні дані аналізу по сумісності R1234yf з існуючими на ринку маслами.

Досить низьке значення gwp рівне 3 досягається за рахунок малого часу «життя» молекули в атмосфері, що є результатом наявності подвійного зв'язку C = C в її структурі. Згадана подвійна вуглецевий зв'язок (іноді званої «етиленової»), може легко «розірватися» при взаємодії з атмосферою. Молекула R134a містить таку ж кількість атомів фтору і водню, як і R1234yf, але не має «етиленової» зв'язку в своїй структурі, що визначає більший час існування молекули в атмосфері в порівнянні з R1234yf. Отже, згідно з «грубому» аналізу, можна очікувати, що молекула R1234yf в

загальному випадку схиляється до нестабільності також в процесі роботи всередині циліндрів компресора, де на етиленовій зв'язок можуть впливати кілька речовин, що беруть участь в процесі стиснення. Це припущення часто зустрічається в обговореннях блогерів на різних інтернет-ресурсах, але не може бути правильно обгрунтовано. Поточний питання полягає в наявності зрозумілого пояснення досить складного можливої взаємодії холодоагенту з маслом і іншими матеріалами, присутніми в холодильному контурі. На рис. 1 приведена схема описаної взаємодії.

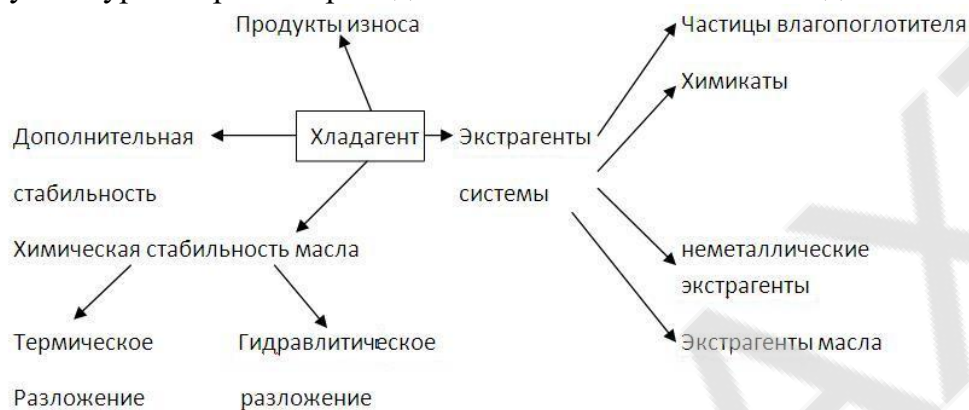


Рис. 1. Схема взаємодія холодоагенту в холодильному контурі (рендл (Randles), 2005)

Безліч друківаних робіт були опубліковані виробниками хладагентів (шпатціями (Spatz) та інші, 2009 рік), організаціями (SAE за допомогою GRP-1234yf і Jama), дослідницькими інститутами (Грім (Grimm) 2010), виробниками масел (Діксон, 2010) для дослідження стабільності R1234yf і масла. На противагу існуючим, автор не зміг знайти значиму роботу з описом інших можливих взаємодій, як показано на рис. 1 (тобто взаємодія з добавками, забрудненнями і тд.).

Основна частина випробувань проводилася відповідно до стандарту ASHRAE 97: труби були заповнені маслом і холодоагентом і потім нагріті до температури плюс 175 °C протягом 14 днів з додаванням алюмінію, міді і сталевих тирси.

Результати одноголосно говорять про те, що стабільність існуючих на ринку масел (PAG або POE) при взаємодії з R1234yf нижче, ніж при використанні R134a або R410a (фуджітака (fujitaka) і ін., 2010), за рахунок того, що спостерігається поява продуктів з високим вмістом руйнує кислоти. Результати, проте, помітно різняться між маслами типу PAG і між типами PAG і роє, більш, ніж при наведених вище даних для R134a. Грім (grimm) припустив, що одна з можливих причин - ступінь чистоти R1234yf.

Діксон (dixon) і фуджітака (fujitaka) та інші дослідники запропонували 2 різних можливих механізму хімічної нестабільності R1234yf, пов'язаних з присутністю он груп або ініціюють радикалів відповідно. Обидва механізми викликають ефект поділу етиленової зв'язку. Відповідно до запропонованого механізму, присутність груп складних ефірів прискорює згадане поділ, таким чином, застосування масла РОЕ в деяких випадках може бути більш критичним, ніж застосування PAG. Іншою проблемою, сильно впливає на надійність холодильної системи, є змішуваність / розчинність холодоагенту в маслі. Останні дослідження (шпатца (spatz) 2009 боббі (bobbo) та інші 2011) показали значну різницю в поведінці R1234yf в порівнянні з R134a при використанні масла PAG, спеціально розробленого для R134a.

Взагалі R1234yf показує більш низьку розчинність, ніж R134a в тому ж самому маслі, при тих же термодинамічних умовах і демонструє іноді великі області не-

змішуваності з утворенням двох фаз рідини в рівновазі з паровою фазою холодоагенту. Це явище визнано впливає на циркуляцію масла в холодильному контурі, повернення масла в компресор і, отже, на залягання масла в конденсаторі і випарнику, тим самим зменшуючи теплопередачу. Докладні результати випробування мініканального конденсатора, що працює з R1234yf і маслом PAG, розробленого для R134a, були представлені на конгресі міжнародного інституту холоду в празі в 2011 році.

Таким чином, робота, яка з'явилася у відкритому доступі протягом двох років, показує, що існуючі масла (рое або PAG), розроблені для R134a або r410a, не підходять для використання з R1234yf.

Відповідно, виробники масел працюють як над молекулярною структурою компонентів масляної суміші, так і над добавками (антикорозійна, антиоксидатної, що зменшує знос, задираки, з особливою увагою до антиоксидатної добавкам, оскільки присутність вологи є більш критичним для систем на R1234yf). Нове «покращене» масло PAG для транспортних систем кондиціонування на R1234yf було запропоновано декількома виробниками. Тривалі випробування роботи компресора виробниками обладнання дають обіцяють результати. Згідно з даними, опублікованими в літературі (дуже часто презентації роблять самі виробники) нові масла поведуться так само, як при роботі з R134a в суміші з маслом за умови умови термічної стабільності і смесиваємості. Ромі того, нові масла також стабільні при роботі з R134a.

Систематична програма випробувань з вимірюванням смесиваємості R1234yf з маслом PAG, спеціально розробленого для даного холодоагенту, здійснюється інститутом будівельних технологій - національним дослідницькою радою в падова (італія) і попередньо отримані результати говорять про гарну смесиваємості з R1234yf.

Наявні результати випробувань все ще не розкривають докладний поведінку масла в частині взаємодії зі смолами і ізоляційними матеріалами для обмоток електродвигуна.

Застосування масел PAG і рое, розроблених для R134a або r410a, може бути піддано критиці в частині стабільності і смесиваємості / розчинності для деяких застосувань R1234yf і рекомендовано для більш глибокого вивчення з різним співвідношенням R1234yf і масла, так само як і розгляд еластомерів і смол (включаючи ізоляцію елек тродвигателя в герметичних і напівгерметичних компресорах). Однак, з'являються у вільному публікації дані показують, що холодильна промисловість не готова зустрітися з проблемою переходу на новий тип масла, як це було з холодоагентами HFC і, попередніми їм холодоагентами CFC.

Інформаційні джерела:

1. Bobbo s., groppo f., scattolini m., fedele l., 2011, R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in commercial PAG, to be presented at iir int. Conference refrigeration icr2011, august 2011, prague.
2. Dixon l., 2010, results of shrieve evaluations of 1234yf refrigerant on mobile a/c lubricant performance and system chemistry, sae 2010 alternate refrigerant & system efficiency symposium, july, scottsdale, arizona.

3. Fujitaka a., shimizu t., sato s., kawabe y., 2010, application of low global warming potential refrigerants for room air conditioner, int. Symposium on next-generation air conditioning and refrigeration technology, 17-19 february 2010, tokyo, japan.
4. Grimm u., 2010, complex interactions of low gwp refrigerants, a/c oils, and materials in mac circuits, sae 2010 alternate refrigerant & system efficiency symposium, july, scottsdale, arizona.
5. Ikegami t., iguchi m., aoki k., iijima k., 2008, jama-japia new refrigerants evaluation results, sae 2008 alternate refrigerant & system efficiency symposium, 10-12 june, phoenix, arizona.
6. Randles s. J., 2005, refrigeration lubricants, in rudnick l.r. editor. Synthetics, mineral oils, and biobased lubricants: chemistry and technology, crc press, ch. 30, pp. 493-516
7. Spatz m., 2009, hfo-1234yf technology update, vda 2009 winter meeting, saafalden, austria.
8. Wieschollek f., 2009, compressor testing results & findings with the usage of hfo-1234yf, vda 2009 winter meeting, saafalden, austria.
9. Zilio c., brignoli r., brown j.s., 2011, experimental analysis of a minichannel air cooled condenser operating with R1234yf, to be presented at iir int. Conference refrigeration icr2011, august 2011, prague

Науковий керівник Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ З ЗОНАЛЬНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Птацук О.О , магістр ІХКЭ ОНАХТ, Користа В.Ю магістр ІХКЭ ОНАХТ,

Багатозональні системи кондиціонування повітря є найбільш вдало розробленими системами, які дозволяють якісно і комфортно підтримувати задані параметри повітря в промислових приміщеннях, де необхідно підтримувати різні параметри виробництва відразу в декількох приміщеннях.

У сучасній промисловості необхідно підтримувати комфортну температуру повітря на робочому місці. Існує багато різних методів підтримки температури повітря (припливно-витяжна вентиляція, кондиціонування і охолодження). Проте усі ці методи слабо ефективні в гарячих цехах. Доводиться застосовувати зональне охолодження повітря зони, в якій знаходиться робітник. В основному застосовується спрямований повітряний потік, що обдувається робоче місце. Проте такий захід в жаркому цеху не призводить до позитивного результату.

Вирішення цього питання можливе із застосуванням установки з ежекторним теплообмінником. Охолодження повітря здійснюється за рахунок уприскування мелкодисперсних крапель води в розігнаний потік повітря в ежекторі - теплообміннику.

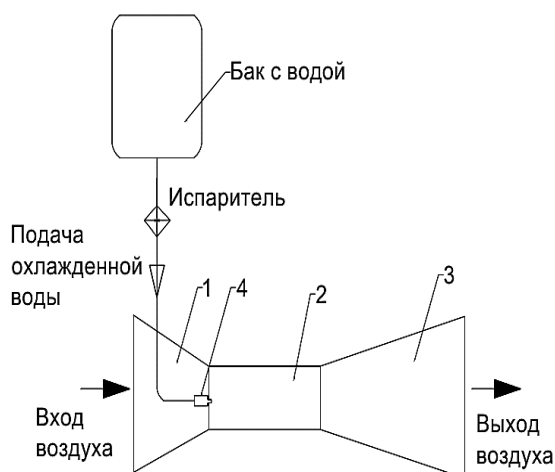


Рис1. 1 – конфузор; 2 - камера змішування; 3 – дифузор; 4 - форсунка

Регулювання подання води через форсунку дозволяє підтримувати комфортну вологість в зоні знаходження людини. Вода може бути спеціальна підготовлена. Таке охолодження повітря підходить для зонного охолодження місця сталевара або водія бойової техніки Системи кондиціонування повітря з ежекторними теплообмінниками дозволяють підтримувати в окремих приміщеннях задані параметри повітря за рахунок теплової обробки повітря, окрім кондиціонера, ще і в довідниках - розподільник

*Науковий керівник : Когут В.О. .к.т.н.,
доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРОВОГО КОНТУРУ ПРОМИСЛОВОГО КОНДИЦІОНЕРУ ПІД ВИСОКИМ ТИСКОМ

Користа В.Ю., магістр ОНАХТ, Птащук ,О.О магістр ОНАХТ,

Нами було проведено експериментальне дослідження парового контуру промислового кондиціонера під високим тиском. (Рис.1)

На фотографіях (рис.1) показані випробовувані зразки різних сполук на підприємстві "Арбат +" був розроблений стенд для отримання навичок монтажу і випробування холодильних систем. Стенд складається з кільця для отримання навичок роботи з мідними трубками і виготовлення вальцювальних з'єднань системи гідравліки кондиціонерів, а також деяких вузлів складання холодильних машин. З'єднання складається із спаяних штуцерів різних типорозмірів, які використовують в конструкції устаткування : штуцера спаяні як з'єднувачі 3/8-1/2 і 1/2-5/8 та на які в подальшому накручуються мідні трубки з виготовленими вальцюваннями за допомогою гайок. У з'єднувач 3/8-1/2 упаяний штуцер 1/4 до якого надалі підключається манометр

метрична станція за допомогою якої, проводиться контроль якості складання гідравлічної системи в замкнутому контурі.



Рис1. Експериментальні дослідження парового контуру промислового кондиціонера під високим тиском

Перевірку можна проводити як на високому тиску (15-25кг), так і на вакуум. Набуті навички згодяться для монтажу холодильного устаткування теплової обробки повітря, окрім кондиціонера, ще і в доводчиках-рроросподілувачах.

Науковий керівник\: Козут В.О. к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ДЛЯ СПОРТИВНИХ КОМПЛЕКСІВ

Крючков А.В., магістрант м. Одеса, Кружилов О.Г., бакалавр ІХКЕ ОНАХТ,

Підвищення енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату будівель неможливе без утилізації теплоти (холоду) потоків, які покидають приміщення. Ця проблема надзвичайно актуальна зараз, в умовах дефіциту та подорожчання енергоносіїв, особливо для спортивних комплексів.

Для утилізації теплоти в системах кондиціонування повітря застосовують різні способи і схеми. Традиційна схема з рециркуляцією основної маси повітря дозволяє, в об'єктах з переважанням явною теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Однак ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливих умов (лікарні, підприємства хімічної промисловості та ін.), а жорсткість вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямооточних систем кондиціонування повітря.

Теплоутилізаційні установки застосовують для підігріву (охолодження) зовнішнього повітря за рахунок теплоти (холоду) витяжного повітря. Після теплоутилізаторів припливне повітря обробляється в кондиціонері.

Теплоутилізаційні установки спортивних комплексів можна розділити на два види: теплові насоси, що забезпечують збільшення потенціалу робочої речовини, та теплоутилізатори-теплообмінники безпосередньої дії. Останні можуть використовуватися в тому випадку, коли потенціал витяжного потоку відмінний від потенціалу оточуючого середовища.

Найбільше поширення одержали утилізатори спортивних комплексів, тепла із проміжним теплоносієм. Залежно від класу використовуваного теплообмінника теплоутилізатори можуть бути рекуперативного або контактного типу.

Відповідно до прийнятої класифікації процес у теплоутилізаторі розвивається відповідно до ТМП-моделі. Основною характеристикою спільного тепло- і масо-переноса є коефіцієнт K_p ,

Вихідні дані для теплового розрахунку теплоутилізатора одержують на підставі взаємного зв'язування в d, h - діаграмі процесів кондиціювання повітря. По d, h - діаграмі визначають параметри припливного та повітря, що видаляє, на вході й виході з теплообмінника.

Розрахунок теплоутилізаторів виконують для визначення необхідної площі зовнішньої поверхні, його аеродинамічного й гідравлічного опорів. Сутність розрахунку полягає в тому, що для кожного типорозміру центрального кондиціонера приймають базові теплообмінники, що рекомендують дворядні, їхні геометричні розміри й компоновання у фронтальному перетині кондиціонера, визначають коефіцієнти теплопередачі для різних схем обв'язки теплообмінників трубами й кількості їх по ходу руху повітря. Потім розраховуємо необхідну площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача й порівнюють її дійсною площею теплообмінників. Запас по площі поверхні не повинен перевищувати 10%.

За розробленим алгоритмом написана програма розрахунку теплоутилізаторів на підставі якої можливо проведення оптимізаційних розрахунків теплоутилізаторів для спортивних комплексів.

Інформаційні джерела:

1. . Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.
2. Кокорин О. Я. «Современные системы кондиционирования воздуха». — М., Физматлит, 2003. .
3. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ.// Вестник международной академии холода 2013. – Вып 4 – С. 16 – 20.
4. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА СУДНОВИХ ДВОКАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ДОВОДЖУВАЧАМИ МЕТОДОМ ТЕРМО-ЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ.

Магденко О.І. магістрант ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,

Головне цільове призначення судових систем кондиціонування повітря – підтримання заданих параметрів температури, вологості, швидкості та газового складу повітря з метою забезпечення комфортних умов у всьому об'ємі приміщення для мешкання людей. Особливістю цих систем є компенсація теплоприпливів, тепловтрат і вологи незалежно від зовнішніх та внутрішніх умов за рахунок подачі кондиціонованого повітря, а також поглинання шкідливих домішок і підтримання необхідної концентрації кисню.

Нами були розглянуті такі центральні судові системи кондиціонування повітря:

- одноканальна з рециркуляцією та випускним повітророзподільником;
- двохканальна, яка являє собою сдвоєні одноканальні системи без додаткової обробки повітря
- двоканальна системи з ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

В результаті аналізу різних схем нами дана перевага двоканальній системі з ежекційними прямопливним доводчиками-повітророзподільниками. Особливостями схеми є відсутність у центральному кондиціонері другого ступеня нагрівача, тепловологісна обробка тільки зовнішнього повітря, використання розсільної системи охолодження повітроохолоджувача та наявність трубопроводів до теплообмінника, розташованого в корпусі довідників (рис.1) .

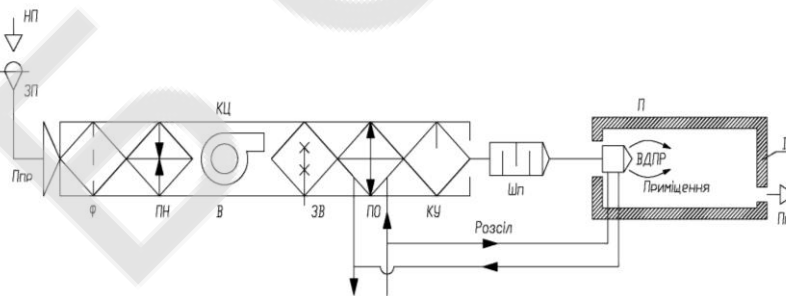


Рис.1. Схема одноканальної системи кондиціонування повітря з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

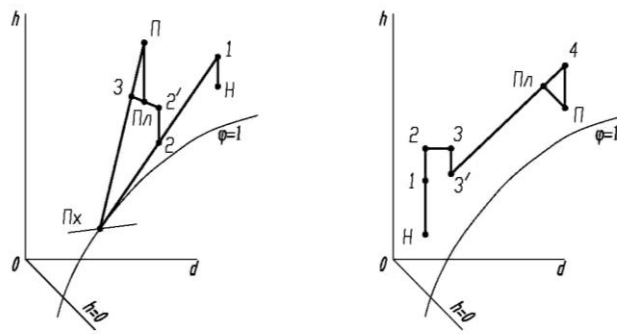
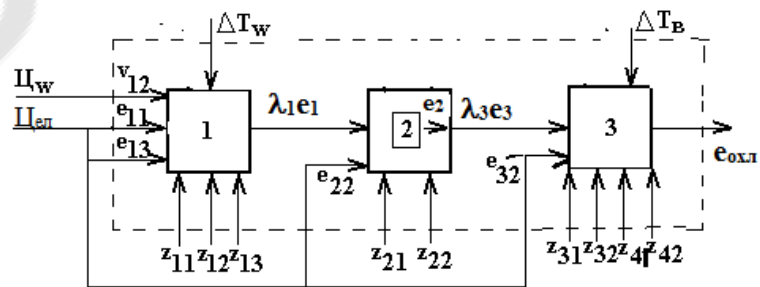


Рис. 2. Процеси обробки повітря в СКК з ВДПР на літньому (а) та зимовому (б) режимах на d, h – діаграмі вологого повітря.

На рис. 2, а показані процеси: Н-1 – підігрів повітря у вентиляторі; 1-2 – охолодження в ПО; 2-2' - підігрів у трубопроводах; П-3 – охолодження повітря з приміщення в ТО ВДПР; 3-Пл-2'-Пл – змішування повітря, охолодженого в ПО кондиціонера та охолодженого ежекційного з приміщення В; Пл-В – процес тепло- і волого асиміляції в приміщенні.

Побудувавши процеси обробки повітря проведені розрахунки – визначення загальної продуктивності G_{kd} кондиціонера, продуктивності вентиляторів та теплових навантажень на апарати кондиціонера. Самою енергоефективністю виявилась одноканальна система кондиціонування повітря з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

В теперішній час ексергетичний метод широко використовується для визначення термодинамічної досконалості процесів, що протікають в різних енергетичних установках. Застосування ексергетичного аналізу дозволяє вибрати енергетично ефективну систему організації роботи судової холодильної установки шляхом техніко - термодинамічного порівняння різних варіантів з подальшою оптимізацією режиму роботи - оцінка ефективності агрегатів (тепломасообмінних апаратів, компресора, насосів, вентилятора, парового зволожувача) на основі визначення ексергетичного к.к.д. На основі відомих параметрів розроблена термодинамічна модель су-



дової холодильної установки.

Рис. 4.2. Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки

При використанні термoeкономiчного методу аналізуються зміни, що відбуваються з основним потоком ексергії. При цьому розглядаються затрати ексергії, що виникають при перетворенні енергії в елементах установки, а також економiчні витрати, пов'язані із створенням і експлуатацією відповідних елементів установки. Ви-

трати ексергії приводять до відповідних економічних витрат, тому ціна одиниці ексергії зростає при переміщенні потоку ексергії від точки введення до здобуття кінцевого ефекту. Для оптимізації системи потрібно знайти умови, що забезпечують мінімальну ціну одиниці ексергетичної продуктивності.

Для вирішення цього завдання розроблена математична модель даної установки, побудована з врахуванням вимог термoeкономіки і адекватна реальній технологічній схемі холодильної установки

Розглянуто оптимізацію процесів охолодження, яка зводиться до визначення мінімального значення приведених витрат (з врахуванням зволожуючого обладнання) за рік на вміст і роботу установки:

$$ПВ = [\text{Цел} \cdot (e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} + e_{42}) + \text{Ц}_w \cdot v_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \cdot \tau_r$$

де Цел – ціна 1 кВт години електроенергії; Ц_w – ціна 1 м³ води; V₁₂ – щосекундна витрата води в конденсаторі 12; e₁₁ – ексергія електродвигуна компресора 11; e₁₃ – ексергія електродвигуна водяного насоса 13 (оскільки електроенергія теоретично повністю може бути перетворена в корисну роботу, ексергія електродвигуна за 1 сек збігається зі споживаною їм потужністю); e₂₂ – ексергія електродвигуна вентилятора 22; e₃₂ – ексергія електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача; e₄₂ – ексергія електродвигуна насоса зволожувача z₁₁, z₁₂, z₁₃, z₃₁, z₃₂, z₄₁, z₄₂, – нормативні відрахування від вартості й витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, парового зволожувача 41, насоса з електродвигуном для зволожувача 42 відповідно τ_r – число робочих годин у рік.

В результаті аналізу різних схем на підставі побудованих на d-h – діаграмі процесів вирішується питання вибору принципової схеми обробки повітря в судових системах кондиціонування повітря, яка враховує особливості об'єкту та район плавання та проведений термoeкономічний аналіз енергетичних показників, що застосовуються на судах центральних двоканальних СККП з доводчиками

Інформаційні джерела:

1. Чегринцев Ф.О. Основи проектування судових систем кондиціонування.– Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 99 с.
2. Жихарева. Н.В. Основи проектування судових систем кондиціонування повітря.– Одеса: ОНАХТ, 2014. – 48 с.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Издание 3-е – С.Петербург.: Судостроение, 1994 – 504 с.
4. Жихарева. Н.В. Хмельнюк М.Г. Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок // Вісник НУК. –2012. –№ 2– С. 340–343. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/>

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ГІГРОТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ ПРИ СТВОРЕННІ МІКРОКЛІМАТУ В ЕНТОМОЛОГІЧНИХ ЛАБОРАТОРІЯХ

Астахов М.Е., магістр ОНАХТ

Однією з основних умов забезпечення технологічних параметрів відтворення ентомокультур в техноценозі є створення і підтримання оптимальних умов мікроклімату – температури та відносної вологості. Дія температури невіддільне від впливу вологості. Природні умови для нормального розвитку комах в техноценозі можна відтворити за допомогою зволожувачів повітря різного типу.

Досліджено типи зволожувачів повітря випарного типу з рециркуляцією води, без рециркуляції. Проаналізовано регулювання кількості вологи, що випаровується. Запропоновано до використання конструктивну схему центрального кондиціонера з двоступінчастим нагріванням оброблюваного повітря. Здійснено економічний аналіз експлуатаційних та капітальних витрат. Доведено переваги використання для ентомологічних виробництв зволожувачів випарного типу. Цей тип зволожувачів оптимальним чином відповідає завданням об'ємного зволоження повітря безпосередньо всередині приміщення. Водяні атомайзери відповідають завданням зволоження повітря в складі секцій центрального кондиціонера, або на прямолінійній ділянці повітропроводу. Зволожувачі розпилювального типу характеризуються мінімальними експлуатаційними витратами.

Зволожувачі повітря випарного типу з рециркуляцією води не витримують критики з позицій сучасних санітарно-гігієнічних вимог. З метою забезпечення ефективного плівкового випаровування з поверхні змочуваної насадки температура води підтримується в діапазоні температур 25-400 °С. При відсутності дренажу в даних умовах після закінчення деякого часу в воді рециркуляційного контуру відбувається інтенсивна проліферація бактеріальної флори (легіонели, віруси грипу, неспецифічної пневмонії та ін.), що може призводити до поширення небезпечних інфекційних захворювань. Зволожувачі повітря випарного типу без рециркуляції характеризуються надзвичайно великою витратою води, лише невелика частина якої використовується корисним чином для зволоження повітря, що підлягає обробці. При постійно зростаючих розцінках на водопостачання це призводить до підвищених експлуатаційних витрат. Зволожувачі повітря випарного типу обох варіантів (з рециркуляцією і без рециркуляції води) не забезпечують регулювання кількості випаровується вологи з прийнятною точністю, в зв'язку з чим необхідним є використання конструктивної схеми центрального кондиціонера з двоступінчастим нагріванням оброблюваного повітря. Це призводить до істотного збільшення капітальних витрат.

Викладені вище факти є підставою того, що фірми-виробники, в даний час домінують на ринку зволожувачів повітря, до яких, зокрема, відноситься фірма CAREL S.p.a., замість раніше широко поширених зволожувачів випарного типу зосереджені на поставках зволожувачів розпилювального типу. Повітряно-водяні зволожувачі розпилювального типу (атомайзери) серії MC оптимальним чином відповідають завданням об'ємного зволоження повітря безпосередньо всередині приміщення. Разом з тим, розміщення їх в складі секції зволоження центрального кондиціонера, або на прямолінійній ділянці повітропроводу пов'язано зі значними габаритами, відповід-

ними довжині вільного пробігу розпилюються крапель води в супутному потоці стисненого повітря. Даний тип зволожувачів вимагає наявності на об'єкті існуючої системи стисненого повітря або установки компресора необхідного напору і продуктивності.

Водяні атомайзери серії *humiFog* оптимальним чином відповідають завданням зволоження повітря в складі секцій центрального кондиціонера, або на прямолінійній ділянці повітропроводу. Схема конфігурації розподільних стійок атомайзерів серії *humiFog*, виходячи із заданих розмірів поперечного перерізу і розташовується довжини в поздовжньому напрямку повітряного потоку, забезпечує можливість реконструкції існуючих систем кондиціонування і вентиляції без істотних переробок, залишаючи придатні до подальшої експлуатації вузли і елементи систем. Даний тип зволожувачів при використанні води нормальної або підвищеної ступеня жорсткості вимагає наявності водопідготовки з використанням зовнішніх систем зворотного осмосу. З економічної точки зору атомайзери серії *humiFog* характеризуються мінімальними експлуатаційними витратами.

Літературні джерела:

1. Бельченко В.М. Оптимизация схемы подготовки воздуха для технологических процессов энтомологических производств / В.М.Бельченко, Н.А.Пищанская // Матер. Міжнар. наук.- практ. конф. - Інформ. бюл. СПРС МОББ. - № 49. – Одеса, 2016. – С.35-40.
2. Беспалов І.М., Бельченко В.М., Шейкін Б.М., Барабаш А.Д., Лешішак О.В., Бородавкіна Т.В. Кліматична техніка у технологічних процесах промислової энтомології. Міжвідомчий тематичний збірник "Вісник аграрної науки Південного регіону", №1, 2014 р., – С.69-74.

Науковий керівник: Пищанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК. 628 165

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В РЕАЛІЗАЦІЇ АДАПТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ ЕНТОМОКУЛЬТУР

Борщів Д.В., магістр ОНАХТ

Адаптивні технології вирощування ентомокультур мають на увазі використання технологій і комплексу обладнання, адаптованих до певних природно – кліматичними умовами, які забезпечують підвищення ефективності технологічних процесів виробництва ентомопродукції.

Актуальність проблеми полягає у можливості впровадження для реалізації адаптивних технологій вирощування ентомокультур систем забезпечення необхідного мікроклімату, що відповідають сучасним вимогам енергозбереження. Метою

роботи є дослідження та аналіз переваг використання енергозберігаючих систем кондиціонування повітря для ентомологічних приміщень вирощування ентомокультур за економічними та технологічними показниками. Сформовано тепловологісний розрахунок приміщень, розрахунок та підбір обладнання для енергозберігаючих систем підготовки мікроклімату для реалізації адаптивних технологій вирощування ентомокультур. Досліджено системи підготовки повітря для реалізації адаптивних технологій в ентомологічних виробництвах повітряна система з постійною витратою повітря CAV, повітряна система зі змінною витратою повітря VAV, водо-повітряна система VWV (система «чилер - фенкойли»), фреон-повітряна система VRV (мультисистема з зовнішніми і внутрішніми блоками).

При значних теплових надлишках в будівлі система центрального кондиціонування VAV істотно ефективніше системи VWV, так як дозволяє забезпечити економію холоду протягом року і тепла в холодний період року. Крім того, істотною перевагою першої системи є той факт, що холодильна установка використовується тільки в теплий період року при температурі зовнішнього повітря вище +15 °С. При використанні ж системи «чилер - фенкойли» необхідно експлуатувати холодильну установку цілий рік, що значно ускладнює її обслуговування і збільшує знос устаткування.

Негативний ефект від застосування системи «чилер - фенкойли» може бути кілька згладжений за рахунок додаткової установки системи фрікулінга (free cooling). Це дозволяє скоротити тривалість роботи чилера протягом холодного періоду року. Однак витрати холоду можуть бути скорочені при цьому тільки на 15-18 %. До того ж, установка фрікулінга додатково ускладнює систему охолодження.

Річні витрати холоду для системи «чилер - фенкойли» майже в три рази перевищують аналогічні витрати холоду в центральній системі з кількісно-якісним регулюванням. Розрахункова витрата тепла в центральній системі становить 60% від витрати системи «чилер - фенкойли». Річні витрати тепла в системі «чилер - фенкойли» майже в 10 разів перевищують аналогічні витрати центральної системи кондиціонування повітря.

Літературні джерела:

1. Кравчук В. Біосфера та агротехнології: інженерні рішення: навчальний посібник /В. Кравчук, А. Кушнар'єв, В. Таргоня, М. Павлишин, В. Гусар/; Міністерство аграрної політики та продовольства України: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2015. - 239 с.
2. Тамарина Н.А. Основы технической энтомологии – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1990-204 с.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КАМЕРИ ЗРОШУВАННЯ В ЦЕНТРАЛЬНИХ СУДНОВИХ КОНДИЦІОНЕРАХ

Дичинський В.І., магістр

Досліджено роботу камери зволоження повітря паром в центральному судновому кондиціонері на круїзному лайнері «Grandeur of the seas». З метою підвищення ефективності роботи апарата і системи кондиціонування, а також для зниження капітальних та експлуатаційних витрат, запропоновано замінити паровий зволожувач на контактний апарат термовологісної обробки повітря, що використовує регулярні насадки.

Обґрунтовано створення системи СКП для компенсації тепловологісного навантаження.

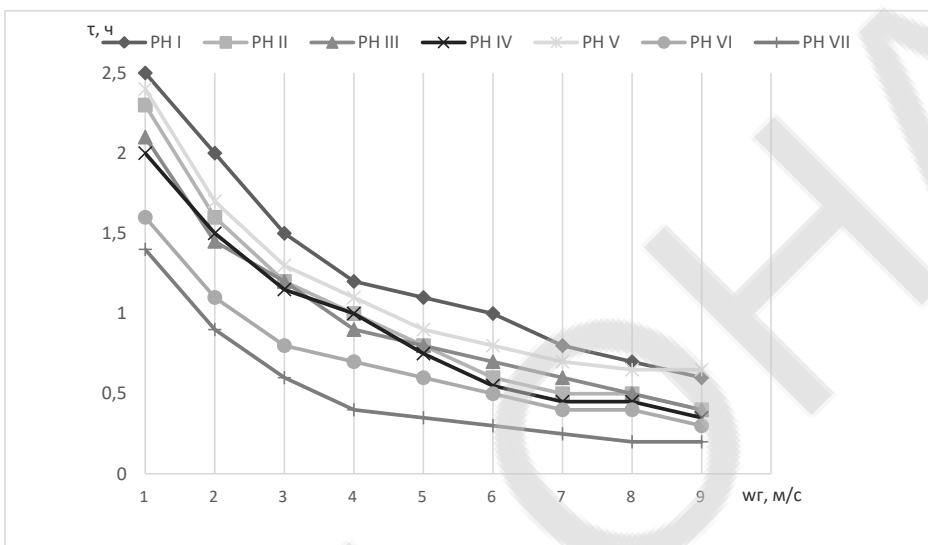


Рис Залежність часу випаровування води τ з поверхні насадки від швидкості потоку повітря в «живому» перетині насадки w_g

Визначено вплив режиму дозованого зрошування на витрати питомої електроенергії. Встановлено, що режим дозованого зрошування приводить до зниження витрати питомої електроенергії в 2,5 рази від величини $E^* = 250 \dots 600$ Дж/м³, що характеризує режим постійної подачі води, до $E^* = 120 \dots 250$ Дж/м³ в діапазоні значень коефіцієнта ефективності $E_{ж} = 0,5 \dots 0,7$.

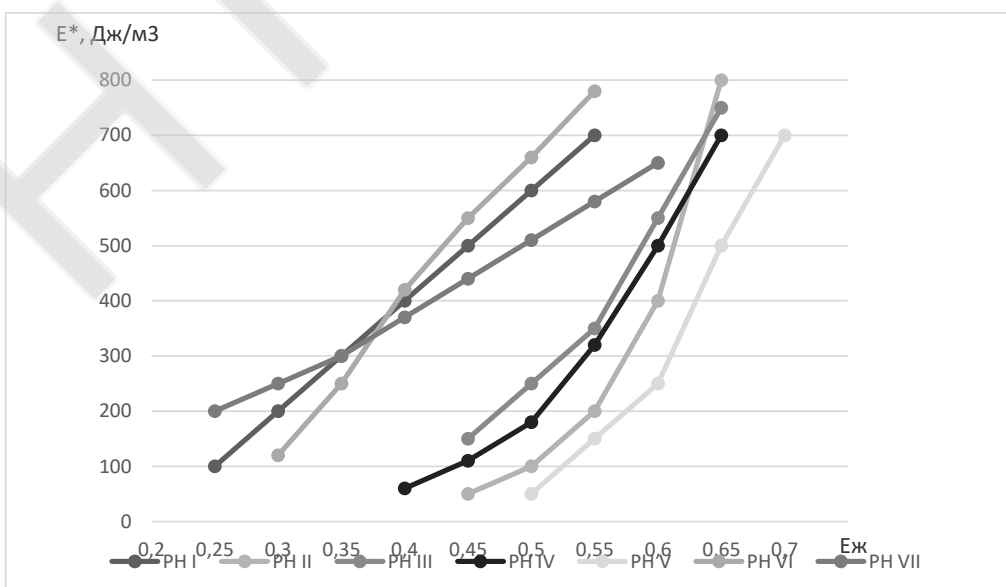


Рис. Залежність питомої витрати енергії E^* від степені ефективності $E_{ж}$ у режимі постійної подачі води при $q_{ж} = 11 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год.})$

Зниження експлуатаційних витрат досягається впровадженням дозованої подачі води. Визначено параметри часового циклу роботи зволожувача та циклічність роботи водяного насосу, час дозування водою зрошуваної насадки. Визначені параметри часового циклу роботи зволожувача I...IV в дискретному режимі, які в продовж одного часу повинні працювати за часом подачі води $t_{вкл} = 6 \div 7$ хв. Із подальшим періодом випаровування вологи без зрошування поверхні зволожувача $t_{выкл}$, при співвідношенні $t_{вкл}/t_{выкл} = 1/8$.

Проаналізовано, що поверхні із високою ступеню використання конструктивної поверхні, а саме із дрібноячеюватою структурою, в зволожувачах припливного повітря СКП, які працюють в дискретному режимі із зрошуванням водою, забезпечують високу інтенсивність процесу при невеликих показниках питомої витрати енергії.

Літературні джерела:

1. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
2. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
3. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. – Одесса 2003: ОГАХ, 175 с.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

УДК 621.565.92:628.165

ЗАСТОСУВАННЯ ВИМОРОЖУВАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ

*Проць Б.М., аспірант, Вовченко А.І., аспірант, Василів О.Б., к.т.н., доцент,
Дорошенко В.М., д.т.н., професор, ОНАХТ, Одеса*

Зростаючі потреби населення у воді та зменшення існуючих запасів води посилюють дефіцит води у більшості регіонів світу. Україна належить до держав з недостатнім забезпеченням водними ресурсами і є однією з найменш водозабезпечених країн Європи. Водні об'єкти України вкривають 24,2 тис.кв.км, що становить лише 4,0% від її загальної території. Питома забезпеченість річковим стоком в Україні – близько 1000 м³ на особу в рік, що нижче в 2,5 рази ніж в Німеччині та Швеції, в 3,5 рази ніж у Франції та у 5 разів ніж в Англії [1]. Також одним із джерел прісної води є підземні води. Забезпеченість прогнозними ресурсами питних підземних вод населення України по регіонах знаходиться в межах 0,3-5,5 тис. м³/добу, а в середньому – 1,3 тис. м³/добу на одну особу. Розподілені прогнозні ресурси підземних вод по регіонах нерівномірно. За даними Державної служби геології та надр України пере-

важача частина прогнозних ресурсів зосереджена у північних та західних областях України, ресурси південного регіону обмежені.

Серед варіантів поліпшення водопостачання найбільшого розповсюдження набувають технології опріснення морської та соленої води.

Загальна потужність установок у світі для опріснення досягла у 2019 році 107 млн. м³/добу [2]. Установки раннього опріснення переважно застосовували теплові технології. Наприклад, до 1980-х років 84% усієї опрісненої води у світі вироблялося за допомогою двох основних теплових технологій (MSF – багатостадійного миттєвого випарювання, MED – багатоступеневої дистиляції). На сьогодні ж за допомогою зворотного осмосу отримують 69% виробленої опрісненої води.

В залежності від солоності вихідної води економічна ефективність технологій знесолення різна. Так, термічні методи опріснення використовуються майже виключно для високосолених типів вод.

Серед перспективних технологій опріснення – метод заморожування. Володіє низьким енергоспоживанням за рахунок низької теплоти фазового переходу, що становить ~335,5 кДж/кг, на відміну від випарювання 2256,7 кДж/кг. Метод заморожування дружній до довкілля, оскільки не відбувається скидання токсичних речовин. Через низьку робочу температуру знижується інтенсивність корозійних процесів, відсутність накипу, що дозволяє використовувати недорогі матеріали та призводить до зниження собівартості установки.

Опріснення морської води методом заморожування може бути прямим або непрямим залежно від способу контакту між холодоагентом і морською водою. Під час прямого заморожування холодоагент безпосередньо змішують з морською водою, і зазвичай метод суспензійної кристалізації використовують для утворення завислих кристалів льоду в ємності. Під час непрямого заморожування холодоагент обмінюється теплом з морською водою через зовнішню стінку кристалізатора; зазвичай переважно застосовується непряме прогресивне контактне заморожування (IPCF), на зовнішній стінці крижаної поверхні утворюється шар льоду, який потім зішкрябається скребком. Вода отримана методом суспензійної кристалізації, як правило містить більше 0,5% солі, оскільки частина соленої води вмерзає у лід і її складно відділити. Також безпосередній контакт холодоагенту і морської води призводить до забруднення прісної води холодоагентом [3].

Метод непрямого заморожування має наступні недоліки, які перешкоджають його широкому застосуванню:

- Низька швидкість знесолення, так як коефіцієнт розділення за один цикл не перевищує 50%. Для видалення розсолу, що міститься у льоді, використовують воду для промивання льоду, яка може становити більше 50% від ваги льоду [3].

- Високі затрати на промивання та низька інтенсивність процесу призводять до того, що фактична загальна вартість вища ніж для зворотного осмосу. Середня вартість опріснення зворотним осмосом становить близько 0,66 \$/м³, а вартість опріснення заморожуванням становить 0,93 \$/м³ [4].

Актуальною задачею удосконалення низькотемпературних опріснювальних установок є зменшення експлуатаційних витрат та використання методів, які не потребують промивання прісною водою. Досягають цього удосконаленням окремо процесів кристалізації води із сольового розчину, сепарування чи плавлення отриманого льоду, так і шляхом створення комбінованих установок.

В роботі [3] пропонується метод динамічного виготовлення (отримання) льоду з переохолодженої води (SWDIM). За рахунок проведення процесу з меншою величиною переохолодження та формування дрібних кристалів льоду у результаті штучного порушення метастабільного стану переохолодженої води теоретичне споживання енергії методом заморожування SWDIM становить лише 58% від споживання IPCF. Для опріснення морської води методом заморожування SWDIM теоретичне споживання енергії для отримання прісної води з вмістом солі 0,5% становить 6,65 кВт· год з використанням гравітаційної фільтраційної сепарації. Для отримання прісної води із вмістом солі 0,05% використовується відцентрова дегідратаційна сепарація, теоретичні витрати енергії становлять $6,65 + 6,64 = 13,29$ кВт· год. Де 6,65 кВт· год - енергоспоживання відцентрового дегідратора протягом 8 хв.

Запропонована на кафедрі теплохолодотехніки ОНАХТ установка для опріснення високомінералізованих природних і стічних вод та концентрування розчинів шляхом виморожування [5] передбачає формування шару льоду на кристалізаторі, що виконаний у формі трубки Фільда, всередині якої циркулює проміжний холодноносій. Використання такої конструкції обумовлено необхідністю збереження пористої структури льоду, що формується в процесі виморожування, для подальшого очищення шляхом сепарування або промивання у промивних колонах. Через наявність перепаду температур між фронтом кристалізації і розчином в процесі опріснення відбувається часткове захоплення в пори льоду маточного розчину.

В результаті проведення серій експериментальних досліджень по опрісненню модельних розчинів та природних вод, було встановлено, що величина переохолодження розчину, яка забезпечує оптимальне розділення (з енергетичної точки зору), становить $0,6 \dots 1$ °С. Для промислових установок, з довжинами теплообмінних трубок декілька метрів, різниця температур на початковій і кінцевій ділянках труб буде перевищувати зазначені вище параметри. Вирівнювання температурного поля пропонується шляхом здійснення перфорації внутрішньої трубки кристалізатора. З урахуванням теорії подібності необхідно встановити загальний вигляд критеріального рівняння для визначення коефіцієнту тепловіддачі від поверхні кристалізатора до розчину, та на підставі експериментальних досліджень розрахувати невідомі коефіцієнти цього рівняння. На наступному етапі необхідно провести оптимізацію процесів теплообміну і визначити відповідні витратні характеристики та конструктивні розміри зазначеного теплообмінника.

Список інформаційних джерел

1. Обухов Є. В. Показники забезпеченості населення України водними ресурсами на початку 2019 року. / Є. В. Обухов // Гідроенергетика України. – 2019. – № 1-2. – С. 31-35.
2. F. Berenguel-Felices, A. Lara-Galera, and M. B. Muñoz-Medina, “New Desalination Plants into a Framework of Sustainability,” *Sustainability*, vol. 12, no. 12, p. 5124, Jun. 2020, doi: 10.3390/su12125124
3. D. Chen, C. Zhang, H. Rong, C. Wei, and S. Gou, “Experimental study on seawater desalination through supercooled water dynamic ice making,” *Desalination*, vol. 476, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.desal.2019.114233.
4. P. M. Williams, M. Ahmad, B. S. Connolly, and D. L. Oatley-Radcliffe, “Technology for freeze concentration in the desalination industry,” *Desalination*, vol. 356, 2015, doi: 10.1016/j.desal.2014.10.023.

5. Пат. 82486 Україна, МПК C02F 1/22, A23L 2/08. Установка для опріснення води /Василів О. Б., Коваленко О. О., Тітлов О. С., Іщенко С. В; Заявник та патенто-власник Одеська національна академія харчових технологій – № у 201214014 ; заяв. 10.12.12; публік. 12.08.2013, Бюл. № 15.

УДК 621.564.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВОДО ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ МАШИН

Іжко В.С., магістр ОНАХТ

При експлуатації холодильних установок виникають проблеми, які пов'язані зі зміною умов теплопередавання в тепло обмінних апаратах (тверді відкладення на поверхні конденсатора та випарника та ін.), які впливають на холодопродуктивність, теплове навантаження на конденсатор та енергоспоживання холодильної установки.

Розглянемо умови роботи установки з урахуванням вказаних проблем методом еквіваленту. Вплив твердих відкладень замінено еквівалентним зменшенням швидкості руху теплоносія у конденсаторі та холодоносія у випарнику. Визначені розрахунковим способом теплові навантаження на конденсатор Q_k , холодопродуктивність Q_0 , та енергоспоживання компресора N_e , в режимі роботи $t_0 = -15 \dots 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_k = 30 \dots 40 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Характеристики холодильної машини ТХУ-14 для охолодження молока при постійній температурі кипіння $-15 \text{ } ^\circ\text{C}$ представлені на рис. 1.

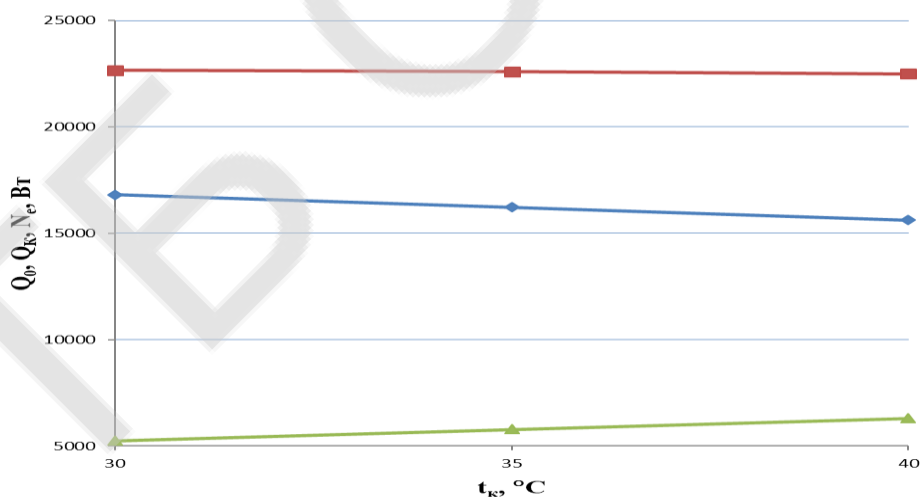


Рис. 1 – Залежність Q_0 , Q_k , N_e від температури конденсації t_k :
—◆—◆—◆— Q_0 , Вт; —■—■—■— Q_k , Вт; —▲—▲—▲— N_e , Вт

Характеристики холодильної машини при постійних температурах конденсації $+35$ та $+30 \text{ } ^\circ\text{C}$ представлені на рис. 2.

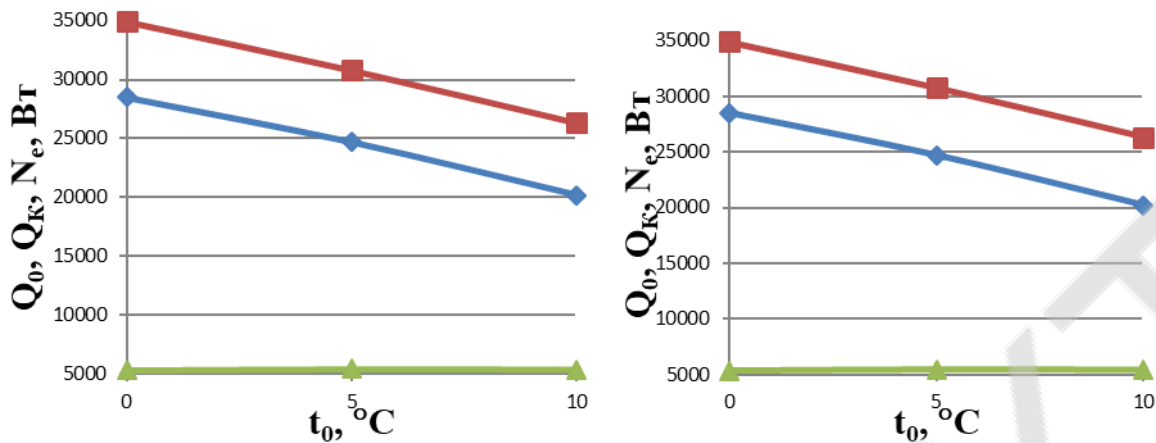


Рис. 2 – Залежність Q_0 , Q_K , N_E від температури кипіння t_0 :

—◆—◆—◆— Q_0 , Вт; —■—■—■— Q_K , Вт; —▲—▲—▲— N_E , Вт.

Для одноступеневих холодильних машин рекомендована степінь стиснення $4 < \frac{P_k}{P_0} < 10$. На даному фреоні при температурах кипіння $0...-5$ °C та конденсації $+30...+35$ °C, степінь стиснення менше 4, тому установка споживає більше електроенергії чим при температурах конденсації $+35$ °C та кипіння -15 °C.

При роботі ТХУ-14 тривалістю 3,25 год. з початковою температурою води 10 °C на базі розрахунків були отримані наступні результати:

1. За цикл охолодження молока (3,25 год.) в фор-конденсаторі можливо підігріти воду до максимальної температури 50 °C в кількості 150 літрів; до температури 30 °C – в кількості 250 літрів.

2. За цикл охолодження молока (3,25 год.) в конденсаторі можливо підігріти воду до максимальної температури 40 °C в кількості 1250 літрів; до температури 30 °C – в кількості 1850 літрів.

3. За цикл охолодження молока (3,25 год.), при спільній роботі фор-конденсатора і конденсатора можливо підігріти воду до максимальної температури 40 °C в кількості 1350 літрів; до температури 30 °C – в кількості 2000 літрів.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 621.564.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА

Сластьон В.С. магістр ОНАХТ

Об'єкт дослідження: холодильна установка рефрижераторного контейнера

Мета: забезпечити надійність, найкращі експлуатаційні, економічні та екологічні показники холодильної установки рефрижераторного контейнера. Для проведення дослідження було запропоновано введення у суднову систему охолодження

рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Проведений аналіз привів до висновку, що це впровадження знижує кількість відказів у випадках відмов елементів системи, дублюючій резерв дає змогу підтримувати систему у робочому стані на час потрібний для відновлювання, заміни чи ремонту системи.

В умовах експлуатації холодильної установки, завдання підвищення надійності окремих вузлів, у тому числі компресора, може бути досягнуто за рахунок переходу від технічного обслуговування за графіком до технічного обслуговування за станом. Однією з задач при впровадженні цієї пропозиції є проведення аналізу ризику відмови.

Також ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері .

Проведений аналіз привів до висновку, що це впровадження знижує кількість відказів у випадках відмов елементів системи, дублюючій резерв спроможний підтримувати систему у робочому стані на час потрібний для відновлювання, заміни чи ремонту системи.

В умовах експлуатації холодильної установки, завдання підвищення надійності окремих вузлів, у тому числі компресора, може бути досягнуто за рахунок переходу від технічного обслуговування за графіком до технічного обслуговування за станом. Однією з задач при впровадженні цієї пропозиції є проведення аналізу ризику відмови.

Проведені економічні дослідження свідчать, що в умовах постійного росту цін не тільки на паливо, а і на допоміжні матеріали ця модернізація суднової системи є доцільною та економічно вигідною, тому що не вкладаючи значних коштів на нове устаткування, ми отримуємо економію як грошей на ремонт і запчастини, так і зменшуємо витрати на зарплатню обслуговуючого персоналу.

Також ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері .

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 621.564.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ АКУМУЛЮВАННЯ ХОЛОДУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

Бабич С.В. магістр

Об'єкт дослідження: Провізійні камери з акумулятором холоду

Коли пасажирське судно здійснює круїз, кількість харчових продуктів в провізійних камерах з часом знаходження в морі зменшується і встановлених холодильних потужностей вже стільки не потрібно. При цьому можливі два варіанти:

1. Зменшення робочого часу холодильних компресорів.
2. Використовувати "звільнену" холодильну потужність для проведення акумулювання холоду.

На нашу думку, більш раціональним є варіант № 2, оскільки в залежності від часу знаходження у морі, цінової політики на харчові продукти, апетиту пасажирів при заходженні в черговий порт для поповнення харчовими продуктами провізійних камер можливі три ситуації:

Продуктів необхідно максимальна кількість.

2. Продуктів необхідно середня кількість.

3. Продуктів необхідно незначна кількість.

Згідно цього, теплове навантаження на охолоджувальну систему може бути різко перемінне, середньо перемінне або плавномірне.

Головна задача - підвищення ефективності роботи холодильного обладнання при періодичному поповненні провізійних камер харчовими продуктами з подальшим їх транспортуванням.

Як показують дослідження, використання акумуляції холоду дозволяє стабілізувати роботу холодильної машини і істотно зменшити у процесі термообробки коливання температур кипіння, конденсації і в камері (коливання зменшуються до 30 %) і споживаної потужності компресора (енергоспоживання зменшується до 20 %). При цьому скорочується час термообробки харчового продукту (до 15 %).

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК. 628 165

ОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЛЬОДОУТВОРЕННЯ ПРИ ОТРИМАННІ ПРІСНОЇ ВОДИ ДЛЯ ПОТРЕБ СУДНА

Блінов І.О., магістр

Як відомо, існують різноманітні способи отримання прісної води з заборотної морської води. Їх можна розділити на дві групи [1]:

1. Опріснення, пов'язане зі зміною агрегатного стану (перехід рідинного стану в тверде (лід), або газоподібне (пару) - дистиляція.

Опріснення виморожуванням базується на тому, що в природі лід в морях і океанах являється прісним. При штучному заморожуванні соляного розчину (морська вода), біля центрів кристалізації утворюється прісний лід голчатої структури з вертикальним розташуванням голок льоду. При цьому в між голкових каналах концентрація розчину збільшується. При дефростації голчатого льоду утворюється прісна вода з вмістом солі 500 – 1000 мг/л Сl. При швидкому заморожуванні розчин (вода + сіль) потрапляє в товщу льоду і чим інтенсивніше охолодження, тим менше прісної води можна отримати в блоці льоду. Дистиляція, або термічне опріснення найбільш поширений на морських суднах спосіб отримання прісної води із морської заборотної. Як відомо морська вода – це розчин, що включає воду та солі. Дистиляція заключається в тому, що заборотну воду нагрівають до кипіння і отриманий пар в подальшому конденсують. Випарювати воду можливо як при кипінні, так і без нього. В останньому випадку морську воду нагрівають при більш високому тиску, ніж тиск в камері випаровування, куди поступає нагріта вода. Так як при цьому температура води

перевищує температуру насичення відповідно тиску в камері випаровування, то частина води перетворюється в пару, яка і конденсується в дистилат. Основна термодинамічна відмінність процесів полягає в наступному – при кипінні теплота підводиться від зовнішнього джерела і підтримується температура насичення при постійному тиску (ізотермічний процес), в процесі без кипіння теплота підводиться до морської води вище температури насичення відповідно тиску в випарнику і процес випаровування проходить за рахунок внутрішньої теплоти (адіабатний процес). Недоліком термічного опріснення надлишковим тиском є його мала економічність: на отримання 1 кг дистилату витрачається до 2900 кДж, що відповідає виходу 10...12 т. дистилату на 1 т. палива. Цей недолік можна уникнути завдяки використанню вакуумних випарників з утилізацією теплоти головного двигуна судна.

В теперішній час досліджуються нові способи опріснення морської води – шляхом утворення кристалогідратів та за до допомогою гідрофобного теплоносія. Принцип кристалогідратів полягає в отриманні прісної води із соляних розчинів в формі кристалів, які в спеціальному розчиннику розкладається на воду і гідрат – агент. Сутність гідрофобного теплоносія полягає в тому, що різноманітні суміші вуглеводів, парафіну та масла інертні відносно води, та розчиненим в ній солі, подається теплоносій – дистилат для нагріву. Після цього дистилат і теплоносій розділяють і останній подається в морську воду. При нагріванні частина води випаровується і утворена пара в конденсаторі перетворюється в дистилат. Гідрофобний теплоносій відокремлюють від залишеного після випарювання розчину і повертають в теплоносій – дистилат для повторного підігріву.

Опріснення способами другої групи включають в себе такі види, як хімічне, електрохімічне та ультрафільтрацію.

При хімічному способі в воду вводять речовини – реагенти, які взаємодія зі знаходженнями в ній іонами утворюють нерозчинні сполуки, що випадають в осад. До речовин, що здібні утворювати нерозчинні сполуки з натрієм і хлором, відносяться іони срібла та барію. Ці реагенти коштовні, реакція з солями барію проходить повільно, солі отруйні, тому хімічний спосіб використовується рідко.

При електрохімічному способі використовують спеціальні діафрагми із пластику, гуми з наповнювачами. Ванна з розчином обмежена двома діафрагмами – позитивною і негативною. Під дією постійного струму напругою 110 ...120 В. іони солі, що розчинені в воді спрямовуються до електродів. Позитивні катіони скрізь катіоно – проникливі діафрагми, а аніони через аніонову діафрагму проходять в крайні камери, де зустрічаються з анодом та катодом. В результаті в проміжних камерах залишається прісна вода, яка стікає в спеціальний збірник. Солі і розчини з крайніх камер відводяться за борт, а утворені гази (хлор і водень) в атмосферу. Камери, в яких опріснюється вода, відділені від камер з розчином на пів - проникливими іонітовими мембранами. При достатній кількості пар мембран між анодом і катодом витрати електроенергії залежать від концентрації солі в морській та прісній воді, чим менша різниця між ними, тим більш економічний процес. Тому електродіаліз раціонально використовувати для опріснення води з вмістом солі 500...1000 мг/л. На суднах, де вимоги по вмісту солі достатньо високі, електродіалізнні опріснювачі не використовуються.

Спосіб опріснення ультрафільтрацією (зворотній осмос) полягає в тому, що соляний розчин знаходиться під тиском з боку мембрани, що пропускає воду і не пропускає сіль. Прісна вода проникає скрізь мембрану в напрямку зворотньому осмотичному. В діючих установках потужністю 4 м³/добу морська вода під тиском 150 бар

продавлюється через мембрани ацетил целюлозного типу, які оброблені перхлоратом магнію для збільшення їх водо проникливості. З протилежної тиску сторони знаходяться пористі бронзові плити, які здатні витримувати високий тиск. Використання ультрафільтрації, як одного із способів опріснення обмежується малим періодом служби плівок – мембран, та значними розмірами фільтруючої поверхні.

Економічність опріснювальних процесів в багатьох випадках залежить від затрат електроенергії, так як в кошторисі прісної води паливна складова доволі суттєва: 43-47 % при термічному опріснюванні та 11-38 % в мембранній технології [2]. Тому оцінка затрат енергії, необхідної для отримання прісної води різними способами має суттєве значення. Опріснювальні установки в залежності від способу потребують різного виду перетворення вторинної енергії – теплової, механічної та електричної. Цінність вторинної енергії не однакова і залежить від ступеню досконалості енергетичних установок, що перетворюють енергію первинного палива (нафта, газ, мазут, вугілля) у вторинну. Отже, порівнювати теплову енергію, що витрачається в дистильційних ОУ, хоча і виражену в кВт • год, з електричною енергією в мембранній технології невірно, так як перетворення

первинної енергії у вторинну відбувається з різними ККД. Оцінку ефективності різних опріснювальних способів в роботі [3] було запропоновано користуватися не витратами перетвореної вторинної енергії (пари, електричної і механічної енергії), а витратою первинної енергії в загальноприйнятих одиницях (МДж/м³), або у вигляді умовного палива (кг / м³) з теплотворною здатністю 29,308 МДж / кг (за кордоном користуються нафтовим еквівалентом 41,868 МДж/кг).

Таблиця.

Зниження витрати первинної енергії на опріснення морської води в результаті вдосконалення технології, МДж/м³

Роки	Методи опріснення			
	Дистиляція	Заморожування	Електродіаліз	Зворотній осмос
1961-1970	950-350	300-200	400-300	300-200
1971-1980	350-130	200-120	300-200	200-100
1981-1990	130- 50	120-60	200-80	100-50
1991-2000	130- 50	120-60	200-80	100-50

Як видно із даних представлених в таблиці - спосіб заморожування морської води для отримання прісної має доволі привабливий характер. Найбільш придатний для цього льодогенератор з льодоблоками, що спливають рис.1.

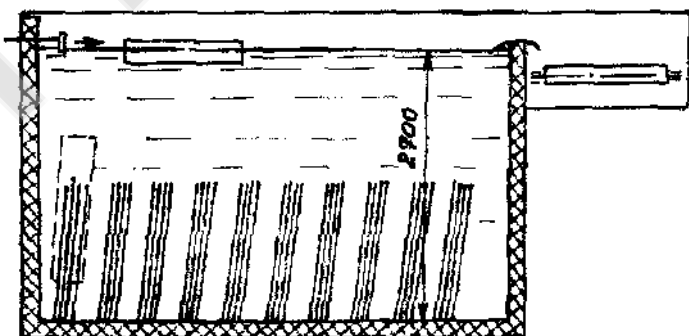


Рис.1 Льодогенератор з льодоблоками, що спливають

Маса блоку $G_{\text{блоку}} = 25-50 \text{ кг}$,

Час заморожування $\tau_{\text{зам}} = 2..3 \text{ години}$.

Розташування стержнів, в яких кипить холодильний агент дозволяє отримати лід трубчастої форми (а не голчатої) і з подальшою отримання блоку таким чином, що розчин (вода + сіль) не потрапляє в отриманий лід. Вартість льоду на 30% нижча за льодогенератори типу Лінде. Такого типу льодогенератор можна використовувати на риболовецьких судах, що не мають спеціального рефрижераторного обладнання (швидко морозильні апарати, рефтрюми і т.п.). В цьому випадку лід використовується, як для отримання прісної води так і для збереження вилову рибопродуктів під час тралення і доставки до місця транспортування (плавбаза, порт).

Літературні джерела:

1. www.trans – service.org
2. Колодин М.В. Прогресс опреснительной технологии // Совинтер вод. М., 1991. 44 с.
3. Акимов С.С., Угрюмова С.Д. Перс Дальрыбвтуз, Владивосток, 2002

Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря

УДК 621.564

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ЗДІЙСНЕННІ РЕТРОФІТУ

Граур М.В. магістр ОНАХТ

Об'єкт дослідження: властивості робочих тіл холодильних установок.

Мета роботи: забезпечити найкращі експлуатаційні, економічні та екологічні показники транспортних ХУ при роботі на альтернативних холодильних агентах.

Були розглянуті основні напрямки розвитку сучасної холодильної техніки: зменшення енерговитрат на вироблення одиниці холоду, використання альтернативних холодоагентів.

Розроблено комплексний показник оцінки доцільності використання холодильного агента з урахуванням вимог Монреальського протоколу, що стосуються захисту навколишнього середовища, основну увагу приділено використанню озонобезпечних хладонів.

Виконано комплекс розрахунків в широкому діапазоні робочих температур для найбільш перспективних холодоагентів R134a, R407c, R401A, R410A, отримані результати дозволяють здійснити найбільш раціональний вибір холодоагенту, враховуючи такі вихідні дані як: тип транспортної холодильної установки (провізійна камера, СКВ, рефконтейнер), режим охолодження об'єкта (температура в охолоджуваному приміщенні), зовнішні експлуатаційні умови (температура забортної води), термодинамічні властивості хладону, економічні витрати на експлуатацію, вплив на навколишнє середовище. Проаналізовано практичні можливості та доцільності ви-

користання альтернативних холодоагентів в новому обладнанні і при здійсненні ре-трофіту.

По результатам досліджень можливо зробити наступні висновки :

1. Проблема вибору холодильних агентів для конкретного типу холодильної установки у поточний час є однією з найважливіших як з точки зору енергозбереження, так і виходячи з економічних вимог.

2. Вирішуючи задачу вибору холодильного агенту для конкретної холодильної установки по-перше необхідно визначитися з пріоритетністю методу з урахуванням поширення розглядаемого типу холодильної установки, її місткості по холодильному агенту, вимог до можливого енергоспоживання.

3. В якості комплексної оцінки для використовуємого холодильного агенту можна рекомендувати безрозмірний коефіцієнт $K = \frac{\epsilon}{GWP \cdot ODP}$

При такому способі оцінки можна дати наступні рекомендації :

а) У всьому діапазоні температур можна виділити два холодильних агенти, які є безумовними лідерами – холодильні агенти R401a та R134a. R401a значно краще показав себе при температурі $t_0 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$, його комплексний показник при цій температурі дорівнює $K = 1,8$. Для порівняння комплексний показник R134a – $K = 1,23$. R134a, навпаки, показав кращий результат при температурі випарювання $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$. Комплексний показник цього холодильного агенту - $K = 3,92$. Тоді як у R401a він лише дорівнює $K = 3,42$. У діапазоні температур випарювання $-20 \div -10 \text{ }^\circ\text{C}$. Ці холодильні агенти майже рівні, трохи кращі показники у R401a. Також треба зазначити, що зі зростанням температури випарювання зростає і величина комплексного показника, що зумовлено зростанням холодильного коефіцієнту. Однак величина комплексного показника для холодильного агенту R401a більш стабільна, тоді як для R134a ми бачимо велику залежність від температури випарювання.

б) Третю та четверту сходинку зайняли холодильні агенти R407c та R410a. На графічному аналізі ці холодильні агенти значно віддалилися від перших двох. Холодильний агент R410a показує майже незмінну величину комплексного показника при всіх температурах випарювання. Комплексний показник холодильного агенту R407c майже такий, як у R410a, але при температурі $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ йде помітне зростання та при температурі $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ величина комплексного показника R407c значно вище та дорівнює $K = 2,13$ проти $K = 1,8$ для холодильного агенту R410a. При температурі $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ величина комплексного показника цих холодильних агентів майже така, як у холодильного агенту R134a.

в) Отже, можна зробити висновки, що при використанні холодильного обладнання, температура випарювання холодильного агенту у якому сягає $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ безумовно можна рекомендувати холодильний агент. R401a. Та навпаки для холодильного обладнання, температура випарювання у якому дорівнює $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ можна рекомендувати холодильний агент R134a.

г) Щодо холодильного обладнання, холодильний агент у якому працює у інтервалі температур $-20 \div -10$ °С. , то можна використовувати як холодильний агент R134a., так і R401a.

Наведені вище висновки слід розглядати як загальні рекомендації під час вибору холодильного агенту. При прийнятті остаточного рішення також необхідно враховувати тиски у випарниках та у конденсаторах, щільність насиченого пару холодильного агенту, вартість самих холодильних агентів, вартість холодильного обладнання та інші параметри.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ СУПЕРМАРКЕТУ НА R744 В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТУ

Ставничий В., магістрант ФНТтаІМ,

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних під час проектування холодильного обладнання та вибору холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. Унаслідок цього останнім часом усе частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти. У зв'язку із заходами, що застосовуються світовим співтовариством для скорочення виробництва та споживання озоноруйнівних речовин і парникових газів, все більшого значення набувають природні холодоагенти: повітря, вода, вуглеводні, двоокис вуглецю та аміак.

За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зросла. Найважливіше при цьому те, що CO₂ – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транс-критичних) циклах.

Ефективне використання матеріальних енергетичних ресурсів на промислових підприємствах стає все більш актуальним для України, оскільки енергоємність українського промислового виробництва та сфери соціальних послуг в 2-3 рази більші за світові показники.

Більшість промислових підприємств в Україні використовують енергію неефективно, оскільки стара система не приділяла належну увагу енергозбереженню чи хоча би обліку затрат на енергозбереження.

Метою та завданням даного дослідження розглянути особливості роботи транс-критичної холодильної системи, проаналізувати особливості обладнання, яке входить до холодильної системи на CO₂

Об'єктом дослідження є транс-критична бустерна холодильна установка на R744. Транс-критичні холодильні системи на CO₂ широко поширені в системах холодопостачання підприємств рітейлу (більше 7500 діючих об'єктів по всьому

світу). Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%. Окремо необхідно відзначити високий потенціал рекуперації тепла, що в більшості випадків повністю забезпечує потребу магазину в опаленні та гарячому водопостачанні. Бустерні системи з транскритичним циклом CO₂ вважаються найбільш перспективним варіантом застосування природних холодоагентів в сегменті роздрібної торгівлі у всіх країнах, де клімат не дуже жаркий. Транскритичні системи практично не застосовуються в промислових холодильних установках.

Основним методом дослідження є аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, визначення переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств із застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств.

Висновок. Транскритичні холодильні системи на CO₂ найбільш перспективний варіант застосування природних холодоагентів. Двоокис вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) – один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не горить, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (ППП=1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищують 5% за об'ємом.

Проведено дослідження роботи транскритичної холодильної системи як альтернативи традиційним холодильним установкам в супермаркетах для умов півдня України. Використання мультиежекторного блоку дозволяє гнучке регулювання холодопродуктивності системи та використання в широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

При реалізації проектів на таких робочих речовинах як R744 та вуглеводнях слід суворо дотримуватися правил безпеки при експлуатації холодильного устаткування.

*Наукові керівники: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г., к.т.н., ст. викл. Остапенко О.В.
кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ, ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ ПІДПРИЄМСТВ СФЕРИ ОБСЛУГОВУВАННЯ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Щербенко А., магістрант ФНТтаІМ ОНАХТ

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії. Енергоємність національного доходу в нашій країні в декілька разів вища, ніж в розвинених державах.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Потреба міст в паливно-енергетичних ресурсах та надання інженерних услуг росте. Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання оказує негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, а також до зносу та псування виробничого обладнання, погіршенню екологічної обстановки населених пунктів.

Крім того, найважливішою причиною проведення більш інтенсивної енергозберігаючої політики є значне підвищення вартості видобутку та транспортуванню паливно-енергетичних ресурсів, що відбувається зараз.

При нинішньому стані вітчизняної економіки потребується одночасне вирішення багатьох проблем і постає питання по впровадженню найсучасніших енергозберігаючих технологій, що дозволить знизити споживання імпортованих енергоносіїв та забезпечити необхідним теплом споживача.

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним витягувати енергію з скидного вентиляційного повітря, теплої із стічних вод та іншого промислового вторинного тепла, а також відновлюваних природних джерел ін. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігрівати будівлю і нагрівати воду.

Мета та завдання

Метою даної роботи є аналіз системи охолодження та теплопостачання на базі теплового насосу та визначення найбільш ефективного з точки зору енергоефективності, екологічності та економічності при застосуванні режиму роботи.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі:

1. Проведення аналізу сучасного стану систем теплопостачання у визначеній предметній області.
2. Аналіз режимів роботи парокомпресійного теплового насосу при зміні температури холодоносія.
3. Розробка шляхів зниження втрат у елементах системи та визначення межі вдосконалення.
4. Розробка способів підвищення ефективності установки в цілому завдяки впровадженню додаткового обладнання та застосуванню енергії сонця.

Об'єкт дослідження

Парокомпресійний тепловий насос та ефективність його роботи.

Предмет дослідження

Енергетичні характеристики парокомпресійного теплового насосу при суспільній роботі в системі комбінованого виробництва електроенергії, тепла та холоду.

Висновок. Було проаналізовано різні види схемних рішень теплових насосів та геліосистем: парокомпресійний ТН, паралельний режим роботи з сонячними ко-

лекторами та послідовний режим, а також автономна робота геліосистеми в режимах ГВП та опалення.

Робота теплового насосу в режимі пасивного охолодження дозволяє досягти високого результату ефективності як в активному, так і в пасивному режимі (Холодопродуктивність в активному режимі при температурі холодоносія 7°C складає 13.2 кВт, при COP = 5,43, та COP = 20,2 та холодопродуктивність 15.3 кВт в пасивному режимі, при температурі холодоносія 18°C). Високе значення COP в пасивному режимі обумовлене роботою лише насосного обладнання. Установка теплового насосу в цей час відключена.

Використання теплового насосу в послідовному режимі роботи дозволяє підвищити енергоефективність теплового насосу через збільшення температури холодоносія на вході у випарник на 1-3 оС. Підвищення температури холодоносія дозволяє запобігти негативного впливу на ґрунти та навколишнє середовище. В літній час можлива регенерація ґрунтів за рахунок геліосистеми.

Комбінований режим роботи теплового насосу та геліосистеми дозволяє підвищити сезонну ефективність всієї системи на 8-10% та у літній час на 30-35% оскільки повністю можливо задовільнити потреби клієнта у виробництві гарячої води за допомогою сонячних колекторів. Бак системи опалення і гарячого водопостачання підключено до розширювального баку геліосистеми, це дозволяє компенсувати до 30% тепловтрат за рахунок енергії сонця.

Наукові керівники: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г., к.т.н., ст. викл. Остапенко О.В. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В МЕДИЧНИХ УСТАНОВАХ ПРИ ЛІКУВАННІ ХВОРИХ НА COVID-19

Мулик Д.Ю. – студент групи 2БКВ-02 ВСП ОТК ОНАХТ, Хоцяновський С.В. – студент групи 2БКВ-02 ОТК

У давнину не було систем вентиляції. Аж до 19 століття вентиляція приміщення проводилася примітивним методом. Під стелею створювалися отвори, через які свіже повітря потрапляло до приміщення. Однак ймовірність того, що повітря поступатиме до потрібного місця була низька. Ще в ті роки була доведена теорія вільного руху повітря в канал і трубах. Після цього було створено механічний пристрій, що дозволяє стабілізувати подачу повітря.

Система подачі та відведення повітря поділяється:

- За способом подачі свіжого повітря:

Природні припливні системи вентиляції зустрічаються в медичних закладах досить рідко. Це пов'язано з тим, що приміщення подібного типу повинна бути стерильним, а зовні можуть проникнути різні бактерії та віруси. Подібні системи мають невеликий ефективністю, але не вимагають великих витрат.

Штучні, пов'язані з установкою механічних вентиляторів та великої кількості різних електронних систем.

Зараз багато людей не відвідують медичні установи тому, що бояться заразитися інфекціями або бактеріями. Побожування зараження реальне, так як бактерії і віруси багатьох типів можуть передаватися в замкнутому просторі від хворого до здорової людини. Вентиляційна система створює певні санітарно-гігієнічні умови, які дозволяють виключити ймовірність передачі збудника.

- За типом виконуваної функції:

Припливні системи – призначені для подачі повітря в приміщення. У багатьох приміщеннях медичного типу встановлюють припливні системи. Вони забирають повітря зовні, фільтрують його і подають в приміщення.

Витяжні системи – конструкція, яка відповідає за видалення непотрібного відпрацьованого повітря. Вона встановлюється досить рідко. У більшості випадків витяжні системи встановлюють у приміщенні великої площі.

- За обсягом приміщення, яке обслуговується:

У приміщенні великої площі створюється загальна система вентиляції. В приміщеннях невеликої площі встановлюється обладнання місцевого призначення. Вентиляційна система дозволяє вирішити нижченаведені проблеми: У теплу пору доби можна видалити надлишок тепла. Для кожного приміщення в медичному закладі повинен бути встановлений регулятор температури. У медичному закладі бактерії і віруси можуть поширюватися через підвищеної температури.

Підвищена або знижена вологість може стати причиною поширення збудників організму. Саме тому слід підтримувати певні параметри повітря для того, щоб дотримувати гігієнічні норми. Вентиляційну систему встановлюють для видалення загазованого повітря, а також шкідливих речовин.

У подібних будівлях заборонено відчиняти вікна і двері, так як це може призвести до потрапляння вірусу і бактерій в приміщення. Пил в багатьох випадках також є причиною виникнення дратівної відчуття. Також пил стає причиною розвитку вірусів і мікроорганізмів. Системи вентиляції можуть регулювати швидкість подачі і відведення повітряного потоку.

Щоб уникнути ще більшого поширення хвороби вентиляція повинна бути добре продумана. Система вентиляції дуже важлива для медичного закладу, оскільки в ньому не тільки працюють співробітники, але й проходять лікування хворі люди.

У важливих відділах медичного закладу, наприклад, в операційній, наркозної, реанімації повітряні потоки обов'язково усуванню надлишкової теплоти не тільки зверху, але і знизу. В даному випадку застосовують вертикальні колектори. Це пов'язано з тим, що подібна система не передбачає фільтрацію повітря від різних домішок і бактерій.

Особлива увага приділяється тому, що система повинна працювати практично непомітно, так як створений дискомфорт може стати причиною неефективної роботи персоналу.

В операційних відділах підтримується певна температура і показник вологості.

Згідно нормативів ДБН за годину, повітря приміщення, де перебувають хворі та лікарі повітря повинно змінитись 10-12 разів.

Розрахункові параметри повітря:

Палати для дорослих хворих, для матерів дитячих відділень, палати для хворих туберкульозом приплив повітря 20 куб. м. на годину, витяжка 80 куб. м. на годину на 1 ліжку.

Післяопераційні палати, реанімаційні, палати інтенсивної терапії, пологові, наркозні приплив повітря 22 куб. м. на годину за розрахунком, витяжка не менше 10 куб. м. на годину на 1 ліжку.

Проведені дослідження вказують на те, що при сильній вологості або високій температурі навколишнього середовища бактерії можуть розмножуватися і простіше вражати організм.

Фільтрація аерозолу залежить від кількості повітрообміну. З одним повітрообміном об'єму приміщення очищується 63% часток аерозолу, а за 5 повітрообмінів приміщення очищується на 99%.

Наприклад операційна та маніпуляційна при повітрообміні порівняно 20 об'ємів приміщення на годину очищується за 60 хвилин.

Один повітрообмін очиститься за 3 хвилини, 5 повітрообмінів за 15 хвилин. Це завдає незручностей в роботі медичного персоналу, та потребує затримки в експлуатації приміщень.

Згідно дослідженням доктор Y.M.Cook W та доктора Herrop-Griffiths опублікованому в журналі «Anesthesia» у статті «Aerosol clearance times to better communicate safety after aerosol generating» при проведенні процедур пов'язаних з установкою та зняттям апаратів штучного дихання та вентиляції легенів, хворі на запалення легенів виштовхують у повітря у 35 разів більше аерозолу ніж при природньому кашлі.

Сучасні системи вентиляції повітря з ламінарним потоком дозволяють довести показник повітрообмінів до 300 об'ємів приміщення на годину та очистити повітря від аерозольних часток за одну хвилину а операційна з ультра чистим ламінарним потоком в 500-600 повітрообмінів за годину зовсім не затримує лікарів до підготовки приміщення для операції.

В літній час в палатах підтримують потрібну вологість шляхом природного провітрювання, а в холодну пору це може робити система.

Рециркуляція повітряних мас не повинна охоплювати всі приміщення. Особлива увага приділяється елементам фільтрації. Для цього встановлюються спеціальні фільтри, які можуть затримувати різні мікроби і інфекції. Це пов'язано з тим, що в такому випадку є ймовірність поширення бактерій і вірусів.

Важливий момент системи — наявність фільтруючого елемента з високоефективною фільтрацією повітря High Efficiency Particulate Air (HEPA) filtration. Оптичний лазерний фіксатор часток пилу та аерозолу. Тільки при подачі повітря з потрібними показниками можна розраховувати на те, що створені умови будуть сприятливими для діяльності персоналу та перебування відвідувачів закладу. Також численні

дослідження вказують на те, що якісно спроектована система вентиляції є запорукою успіху одужання хворих.

Шумовий обмежувач повинен бути встановлений на рівні 35 дБА. Поява великої кількості шуму неприпустимо в розглянутому випадку. Сильний шум може призвести до дискомфорту під час перебування в лікарні.

На закінчення звернемо увагу на пожежну безпеку. Будівля має відповідати встановленим нормам. У більшості випадків поширення вогню проходить через повітроводи. Середя, насичена киснем, яка пов'язує відразу кілька приміщень, визначає швидке поширення вогню. Певні рекомендації стосуються ізоляції системи повітроводів. Жаростійкі речовини представлені, наприклад, фольгою, мінеральною ватою.

Висновки: концентрація дрібних крапель у повітрі, що можуть містити віруси повинна відфільтровуватися системою вентиляції. В якості запобіжників на період ризику пандемії, корисними можуть бути наступні заходи: збільшення швидкості вентиляції та відсотку зовнішнього повітря в системі; подовження часу роботи вентиляційної системи; забезпечення правильності установки та обслуговування вентиляційної системи у повній відповідності до інструкцій виробника; забезпечення підтримки відносної вологості в приміщенні вище 50% .

Інформаційні джерела:

1. Стаття «Aerosol clearance times to better communicate safety after aerosol generating.» 2020 р, доктор Y.M.Cook , W/Herrop-Griffiths , журнал «Anesthesia» .
2. ДБН України 2003 р.
4. Університет Johns Hopkins University: <https://coronavirus.jhu.edu/>
5. Федерація Європейських опалювальних, вентиляційних систем та систем кондиціонування повітря REHVA: <https://www.rehva.eu/activities/covid-19-guidance>
6. Американська асоціація опалювальних, охолоджувальних систем та систем кондиціонування ASHRAE: <https://www.ashrae.org/technical-resources/resources>

Науковий керівник Беркань І.В. – заступник директора з НВП ВСП ОТФК ОНАХТ,

УДК 621.57:004.94

ЗАСТОСУВАННЯ ПРИНЦИПУ ЛЕ ШАТЕЛЬЄ-БРАУНА ПІД ЧАС МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ В УСТАНОВКАХ АКУМУЛЮВАННЯ ХОЛОДУ

Р.В.Грищенко, асистент, С.М., Василенко завідувач кафедри ТЕХТ, Національний університет харчових технологій, м.Київ

Моделі турбулентності, що використовуються в сучасних комерційних CFD-кодах, виражають вихорову дифузію скалярного поля температури шляхом завдання турбулентного числа Прандтля та відрізняються між собою значеннями модельних коефіцієнтів і турбулентного числа Прандтля. Модельні коефіцієнти визначають

інтенсивність вихорового перенесення механічної енергії (кількості руху), тобто, згідно гіпотези Буссінеска, значення коефіцієнта турбулентного перенесення μ_T . Ці коефіцієнти, прийняті в CFD-кодах «за замовчуванням», дозволяють отримати достатньо вірогідні результати з моделювання гідродинаміки для різних видів течій [1]. В той же час, інтенсивність турбулентного перенесення внутрішньої енергії в рівняннях RANS визначається згідно метода аналогії виключно значеннями турбулентного числа Прандтля Pr_t . Тому валідація моделей турбулентного теплообміну шляхом корекції модельних коефіцієнтів, очевидно, не має фізичного сенсу. Відповідно, пропонується валідувати розроблену чисельні моделі турбулентності відносно Pr_t .

Вихорова дифузія імпульсу на сьогодні достатньо вивчена, тому припущення про Pr_t еквівалентно припущенню про інтенсивність турбулентного теплообміну. Відповідне задання турбулентного числа Прандтля Pr_t в числі вихідних даних для більшості стандартних граничних умов, які використовуються при моделюванні типу RANS, має велике значення для точності прогнозів. Хоча однорідність цього параметра, близька до постійної величини ($Pr_t = Pr_{t\infty} \approx \text{Const}$), була доведена для області об'ємного потоку, віддаленої від нагрітої/охолодженої стінки численними експериментальними і аналітичними дослідженнями, його пристінна поведінка досі невідома. В той же час, аналіз сучасного стану досліджень турбулентного теплоперенесення, наведений в розділі 1, засвідчив, що значення Pr_t залежать від характерних особливостей течії: режиму течії, степені турбулізації, геометричних характеристик потоку та фізичних характеристик тощо.

Виходячи з наявних в науково-технічній літературі даних про поле температури, номінальне значення турбулентного числа Прандтля в області розвинутої турбулентності становить 0,85 і є приблизно постійним, якщо не зменшується з відстанню від твердої поверхні. У зовнішній частині граничного шару Pr_T прагне до значень від 0,5 до 0,7. У пристінковій області $y^+ < 30$ дані вказують на значне збільшення Pr_T до значень порядку 2,0 [2]. (Для рідин, таких як повітря, у яких $Pr < 1,0$, точні значення турбулентного числа Прандтля в пристінковому шарі можуть видатися неактуальними, оскільки молекулярний теплообмін стає там домінуючим). Однак Kauss [3] зазначає, що в будь-якому випадку єдиний спосіб домогтися адекватного формулювання поля температури полягає в завданні більш високих значень Pr_T в області $y^+ < 30$.

Проаналізовано можливість застосування *принципу рухомої термодинамічної рівноваги* (так званого «*принципу Ле Шательє-Брауна*») для моделювання турбулентного аналога числа Прандтля. Цінність цього принципу в тому, що він не вимагає знань про структуру та динаміку системи та діє по відношенню до довільних змінних характеристик, навіть доки що невідомих. Оскільки пригнічення турбулентності твердою поверхнею можна розглядати як загасання турбулентності, тобто втрату рівноваги, відповідно, перспективним є застосування *принципу Ле Шательє-Брауна* для аналізу співвідношення інтенсивностей турбулентного перенесення імпульсу та внутрішньої енергії поблизу твердої поверхні.

Математичний вираз принципу Ле Шательє-Брауна запишемо у вигляді рівняння затухання (рівняння релаксації) по нормальній до твердої поверхні координаті

$$\frac{dk}{d(y/\delta)} = -Ck$$

Інтегруючи рівняння затування при відповідній граничній умові, отримаємо вираз розподілу Pr_t в потоці рідини

$$Pr_t = Pr_{t\delta} + (Pr_{tct} - Pr_{t\delta}) \exp\left(-C \frac{y}{\delta}\right), \quad C = C_1 Ra_M^{C_2}.$$

Порівнюючи результати чисельного моделювання з використанням коду ANSYS CFX 15.0 з результатами проведеного на кафедрі теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ експериментального дослідження танення льоду (порівнювались середні значення теплового потоку на поверхні льоду), отримали значення коефіцієнтів в рівнянні для Pr_t , що забезпечують адекватність результатів моделювання та результатів експерименту $C_1 = 3,5 \cdot 10^{-2}$; $C_2 = 0,25$.

Тоді, результуючий вираз для визначення турбулентного числа Прандтля набуде вигляду

$$Pr_t = Pr_{t\delta} + (Pr_{tct} - Pr_{t\delta}) \cdot \exp[-3,5 \cdot 10^{-2} Ra_M^{0,25} (y/\delta)].$$

Висновок. Із застосуванням принципу Ле Шательє-Брауна розроблена модель зміни турбулентного аналога числа Прандтля в зоні затування турбулентності поблизу твердої поверхні умов змішаної конвекції води поблизу точки інверсії в обмеженому просторі.

Інформаційні джерела

1. Багаев Д.В., Сыралева М.Н. Численное моделирование свободно-конвективного течения около вертикальной поверхности нагрева. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 2(384): 93–98.
2. Dennis A. Yoder. Comparison of Turbulent Thermal Diffusivity and Scalar Variance Models. American Institute of Aeronautics and Astronautics. 2020. – 22 p.
3. Kays, W. M., “Turbulent Prandtl Number – Where Are We?” Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 116, May 1994, pp. 284–295

УДК 621.57:004.94

ВЕРИФІКАЦІЯ ANSYS CFX-КОДУ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС ТАНЕННЯ ЛЬОДУ В ЗАМКНЕНІЙ ПОРОЖНИНІ

*Грищенко Р.В., асистент, Форсюк А.В., професор кафедри ТЕХТ,
Національний університет харчових технологій, м.Київ*

Важливість верифікації моделей для задачі танення льоду в замкненій порожнині визначається, в першу чергу, тим, що в рідині під час змішаної конвекції в обмеженому просторі, як правило, реалізується перехідний від ламінарного до турбулентного режим течії з низькими інтенсивностями зсуву. В дійсності, при обтіканні верти-

кальної поверхні низькорейнольдсовим потоком завжди утворюється граничний шар, що розвивається, та властивості якого суттєвим чином залежать від зовнішньої турбулентності та інтенсивності теплообміну на твердій поверхні. Однак, всі стандартні моделі перенесення турбулентності в поширених комерційних CFD-кодах (в т.ч. «Standard k- ϵ », «Standard k- ω » та «SST k- ω » у ANSYS CFX) переважно верифіковані для розвинених турбулентних зсувних течій в каналах простої форми. Тому вважатимемо достатньою наведену в науковій літературі інформацію про верифікацію та валідацію двохпараметричних моделей турбулентності до чисельного дослідження течій з переважаючим впливом сил плавучості.

На сьогодні відомі нечисленні спроби порівняльної верифікації широко застосовуваних «комерційних» кодів, та, практично, немає інформації про комплексні дослідження з їх верифікації. В свій час ламінарні і турбулентні тести були запропоновані декільком постачальникам CFD-кодів Координаційною Групою з обчислювальної гідродинаміки (Coordinating Group for Computational Fluid Dynamics) відділу гідродинаміки ASME (Fluids Engineering Division of ASME) [1]. Була розроблена серія з п'яти базових задач, але й вони не відносились до числа задач конвекції із переважаючим впливом сил плавучості.

International Association for Hydro-Environment Engineering and Research (IAHR) був розроблений тест (IAHR-Benchmark) для верифікації кодів до задач змішаної конвекції [2] (числа Релея під час експерименту були порядку 1011, але розрахунки можна розглядати як крок до перевірки інших чисел Релея). Відповідно, E. Krepper et al. [3] валідували комерційні CFD-коди ANSYS/FLOTRAN та CFX-4 для моделювання природної конвекції. Підтверджено, що в обох кодах стандартна модель турбулентності k- ϵ здатна моделювати поля швидкості та температури, добре узгоджуючись з експериментальними даними. Zitzmann et al. [4] верифікували код CFX-5 для моделювання вільної конвекції в порожнині з вертикальними стінками різної температури, використовуючи як еталонні результати експериментальних досліджень та чисельних моделей. Результати якісно узгоджуються з еталонними даними для турбулентної вільної конвекції. Моделі турбулентності k- ω і k- ω SST забезпечили найкращу відповідність результатам експериментальних досліджень.

Для верифікації моделі на кафедрі TEXT з використанням коду ANSYS CFX 15.0 було проведене CFD-моделювання процесів перенесення нестационарного вільноконвективного перенесення в об'ємі, відповідному експериментальній секції для дослідження танення льоду TEXT НУХТ. Фізико-математична модель відповідала попередньо сформульованій. Аналізувались два випадки:

- початкова середньомасова температура рідини дорівнює температурі інверсії густини $T_0 = 4\text{оС}$ ($T_m^* = 1,0$) та температура холодної поверхні $T_0 = 0\text{оС}$;
- початкова середньомасова температура рідини задавалась вищою температурі інверсії густини $T_0 = 10\text{оС}$ (параметр інверсії $T_m^* = 0,4$) та температура холодної поверхні $T_0 = 0\text{оС}$.

Для $T_m^* > 1,0$, як і очікувалось, поле швидкості протягом чисельного експерименту мало один контур циркуляції. Це пов'язане з тим, що в межах температур $0...4\text{оС}$ зміна температури пропорційна зміні густини води. Водночас, очевидно, напрям циркуляції протилежний випадку вільноконвективного руху рідини без інверсії густини. Для $T_m^* < 1,0$ спостерігаються два контури циркуляції, що обертаються в протилежних напрямках, як і очікувалося для цієї фізичної ситуації, коли діапазон температур містить точку інверсії густини. Причому, із збільшенням T_m^* границя контурів зміщується в протилежну від охолоджуючої поверхні сторону. Коли T_m^*

досягає значення $T_m = 1,0$, циркуляція стає одноконтурною. Межа контурів циркуляції відповідає ізотермічній поверхні $T = 4$ оС (ізотерма точки інверсії густини), що підтверджує ефект інверсії густини в режимі домінування природної конвекції. Схема потоку повністю залежить від значень параметра інверсії щільності. Структура потоку змінюється від одноконтурного до двоконтурного при зміні параметра інверсії від 0 до 1.

Під час змішаної квазістаціонарної конвекції, незалежно від значення T_m^* спостерігається три контури циркуляції, відносний розмір яких визначається співвідношенням вимушено- та вільноконвективних складових (середньомасовою температурою рідини та значенням числа середньомасового числа Рейнольдса).

Один контур циркуляції генерується реверсивним пограничним шаром природної конвекції біля поверхні охолодження. Два інших контури циркуляції генеруються затопленим струменем рідини навколо поверхні його симетрії.

Слід відзначити, що поверхня симетрії затопленого струменя рідини, очевидно, характеризується максимумом швидкості. А оскільки, значенням екстремумів швидкості рідини відповідають нульові значення напружень зсуву та, очевидно, їм властиві мінімальні значення величини виробництва турбулентної кінетичної енергії (ТКЕ). Це підтверджується розрахунковими полями ТКЕ. Також з аналізу полів ТКЕ можна зробити висновок, що її продукування визначається, в першу чергу, як і очікувалось, вимушеноконвективною складовою руху. Максимальні значення ТКЕ спостерігаються в області затопленого струменя рідини. Поблизу твердих поверхонь за межами струменя величина ТКЕ прямує до нуля. Тобто, процеси перенесення під дією сил плавучості реалізуються, переважно, за рахунок в'язкісного механізму. А це означає, що, як і слід очікувати, режими руху рідини за рахунок сил плавучості поблизу твердих поверхонь є не турбулентними, а перехідними від ламінарного до турбулентного (transient flow).

Тобто, можна зробити висновок, що результати аналізу полів швидкості, температури та турбулентної кінетичної енергії відповідають сучасним уявленням про фізичний механізм процесів перенесення механічної та внутрішньої енергії під час вільної та змішаної конвекції.

Інформаційні ресурси

1. Freitas C. J. Selected Benchmarks From Commercial CFD Codes. ASME J. Fluids Eng., 1995. 117, p.p. 210–218.
2. Kamide H., Ieda Y., Ninokata H. Benchmark Problem Description, prepared for the 7th Meeting of the IAHR Working Group on Advanced Nuclear Reactors Thermal Hydraulics, Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, August 1991.
3. Krepper E., Willschütz H.-G., Weiß F.-P. Solution of a Mixed Convection Flow Benchmark Using Computational Fluid Dynamic Codes. International conference on nuclear engineering. Tokyo (Japan), 19-23 Apr. 1999.
4. Zitzmann T. , Cook M. , Pfrommer P. , Rees S. , Marjanovic L. Simulation of Steady-State Natural Convection Using CFD. Ninth International IBPSA Conference Montréal, Canada. August 15-18, 2005. p.p. 1449-1456.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ З РЕТРОФІТУ.

*Дудко А.Н., аспірант, Ершов В.О., аспірант, Когут В.О., к.т.н., доцент,
Жихарева Н.В., к.т.н., доцент., ОНАХТ Одеса.*

Вибір нового альтернативного холодоагенту, являє собою складну задачу, оскільки це завжди є якимсь компромісним рішенням між суперечливими вимогами. Необхідно враховувати аспекти глобального і локального, прямого і опосередкованого впливу холодоагенту на навколишнє середовище. Крім того, холодоагент повинен мати хороші термодинамічні і експлуатаційні показники, а також низький рівень токсичності. Останнім часом фактори екології та безпеки експлуатації є пріоритетом над іншими вимогами до холодоагентів. Тим часом, вимога забезпечення високої енергетичної ефективності холодильного обладнання залишається одним з головних, оскільки знижуючи енергетичні витрати на привід холодильної машини (ХМ) або теплонасосної установки (ТНУ) зменшується непрямий вплив холодоагенту на навколишнє середовище, оскільки знижується маса CO_2 , яка виділяється при виробництві 1 кВт · год електроенергії. Кількісний аналіз екологічних характеристик ХМ показав, що екологічні наслідки в більшій мірі залежать від термодинамічно обгрунтованого вибору енергетично ефективного холодоагенту, ніж безпосередньо від показників прямої небезпеки холодоагенту.

Широко використовуються і рекомендовані озонобезпечні холодоагенти групи ГФУ такі, як R134a, R404c, R410, 507a з потенціалом глобального потепління (GWP), рівними 1300, 3850, 1370 3900, відповідно, потрапляють під обмеження до застосування за рекомендаціями Кіотського протоколу 1997 р з поправками. Запропоновані нові холодоагенти з меншими величинами GWP: R32, XP10, R1234yf, Solkane 22L, Solkane 22M, R245fa, DУR-5 та ін. Номенклатура нових озонобезпечних холодоагентів буде постійно розширюватися.

Нові озонобезпечні сумішеві холодоагенти включають вже відомі фреони R32, R134a, R125, R152a, вуглеводні R600, R600a, диметиловий ефір E170 і ін. Для надійної роботи компресорного обладнання на нових холодоагентах пропонуються синтетичні холодильні масла: поліалкідніе (PAG), поліолефірні (POE), алкіл-бензолні (AB) та інші нові мастильні речовини. Виробники холодильного обладнання рекомендують використовувати тільки запропоновані ними холодоагенти і мастила.

Холодильні масла грають важливу роль в сфері мастильних матеріалів і пов'язаних з ними технологій. Довгий термін служби холодильних компресорів у великій мірі залежить від якості використовуваного в ньому масла.

Крім необхідної розчинності з холодоагентом, хороша текучість при низьких температурах, термічна, окислювальна і висока хімічна стабільність в присутності холодоагенту є важливими параметрами.

Холодильні масла характеризуються такими стандартними показниками:

Кінематична вязкість

Тиск насичених парів і в'язкість сумішей холодильних масел і холодоагентів;

Тому при заміні холодоагенту важливо звертати увагу на ці показники, для запобігання виходу з ладу обладнання.

Особливо ця проблема виникає при ретрофіті холодоагенту в малих холодильних машинах, де застосовуються герметичні компресори. Через це виникають техні-

чні складності при заміні мастил, тому важливо перед заміною перевірити сумісність мастил.



Рис

Наприклад R422A (ISCEON 79 - Rhodia) був розроблений з метою досягнення такої ж холодопродуктивності і енергоефективності, як у R404A і R507A, але більш низького потенціалу впливу на глобальне потепління ($GWP = 2530$); Це зеотропна суміш, що складається з базових компонентів R125 і R134a з невеликою добавкою R600a. Через відносно високий вміст R134a температурне ковзання вище, ніж у R404A, але нижче, ніж у R407A / B. Показник адіабати нижче, ніж у R404A і R507A, тому також нижче температури масла і нагнітання. При роботі на надзвичайно низьких температурах кипіння це може бути перевагою, а в разі низьких ступенів стиснення і перегрів всмоктуваного газу недоліком через підвищений розчинення холодоагенту в маслі. Сумісність матеріалів R422A можна оцінити аналогічно вищепи-санім сумішей; те ж саме можна застосувати і до маслам. За рахунок високої розчинності R600a при сприятливих обставинах можуть застосовуватися також і загальноприйняті масла. Так як цей холодоагент зазвичай застосовується при низьких температурах випаровування, більш придатними є масла POE, особливо для сильно розгалужених систем. С термодинамічної точки зору рекомендується установка теплообмінника між всмоктуючим патрубком і рідинної лінією, що дає підвищення холодопродуктивності і COP. Крім того, результуючий підвищення робочих температура призводить до більш сприятливим умовам для масла (менша розчинність).

Для практичного використання зазначених сумішей в холодильному обладнанні особливу увагу необхідно приділити конструктивним рішенням по поверненню холодильного масла в картер компресора, температурі стиснення на виході компресора, вспінюванню і розчинності масла в сумішевих холодоагентах.

MATHEMATICAL ASPECTS OF SYSTEM AIR CONDITIONING, CREATING DECORATIVE FOUNTAINS FOR COOLING AIR

*Zhykharieva N. c.t.f., ass. Prof, ONAFT,. Kogut V. c.t.f., ass. Prof., ONAFT,
Krushelnytskyyi D., graduate student ONAFT, student ONAFT Dragnev M.*

The main drawback of calculating a fountain is determining the temperature of the water in its bowl, which can be done after analyzing the following components of the fountain's thermal balance: heat load from the condensers of refrigerators and from circulation pumps, from solar radiation, water cooling due to heat and mass transfer (in jets and from the surface of the bowl).

Cooling water by heat and mass transfer in jets is challenging. To solve it it is convenient to use a dimensionless coefficient of efficiency of heat exchange of jets

$$\eta = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{vl}},$$

t_{w1} - the temperature of the water supplied to the nozzle, °C;

t_{w2} - the temperature of the cooled water at the end of the jet, °C;

t_{vl} - temperature behind the wet thermometer, °C.

In the design of fountains of the greatest distribution are jet formed by cylindrical nozzles.

The solution of the differential equation of heat and mass exchange between air and water of the jet allowed to obtain a formula for determining the coefficient of efficiency of a single cylindrical jet

$$\eta_0 = 1 - e^{-k \frac{G_H^n}{d_H^m}}$$

G_H - water flow through nozzles, l / s;

d_H - the diameter of the nozzle, m;

k, n, m - numerical coefficients whose magnitudes depend on the jet decay mode

To determine the value of C dependence

$$C = 555 \frac{B}{\sqrt{0,36 + 0,212w^2}} \cdot \frac{l}{h}$$

B - density of irrigation, m³/(m²s);

w - estimated wind speed, m/s;

l - the length of the bowl of the fountain in the direction of the prevailing wind, m;

h - height of the jet volume of the fountain, m.

From the equation of thermal balance of the fountain received the differential equation of water temperature in his bowl

Equation of thermal balance of the fountain received the differential equation of water temperature in his is a first order linear differential equation, its general solution is: [5] was solved using the Odesolfe Matcad environment

$$t_h = \left[\int d\tau \psi(\tau) e^{\int f(\tau) d\tau} + C_1 \right] e^{-\int f(\tau) d\tau}$$

To find the coordinates of the points-foci of the field of directions in determining the water temperature in the bowl when solving

$$t_i = K_1 Q + K_2 q + t_w,$$

$$\tau_n = \tau_i + \delta,$$

where τ is the year of day,

In expression (9), the value $K_1 Q$ can be regarded as an equivalent temperature increase due to the load from the capacitors, and the value $K_2 Q$ - as an equivalent temperature increase due to solar radiation.

The coefficients K_1 and K_2 are found from the analytical formulas [

$$K_1 = \frac{1 - \eta_p}{\rho \cdot C(L_p + L_D \eta_D) + A \cdot F} \quad K_2 = \frac{F}{\rho \cdot C(L_p + L_D \eta_D) + A \cdot F} = \frac{F}{1 - \eta_p} K_1$$

The expressions are as follows:

t_w – air temperature behind a wet thermometer,

ρ – density of water, kg /m³;

C – specific heat of water, kJ / (kg ·K);

V – the volume of water in the fountain bowl, m³;

L_p, L_D – water consumption for working and decorative jets, m³/ hour;

F – horizontal fountain bowl surface, m²;

$Q_{\text{кон}}$ – thermal load from capacitors, kVt;

$q_{\text{рад}}$ – solar radiation absorbed by the water surface of the fountain bowl, Vt /m²

η_p, η_D – coefficients of efficiency of heat exchange of workers and decorative jets.

A , characterizing the efficiency of water cooling due to heat and mass transfer from the water surface of the bowl of the fountain, is determined by the formula [4]

$$A = 20.4 \cdot (1 + 0.062 \cdot \omega)$$

where w is the estimated wind speed, m/s In a program written in MathCad, the change in outside air temperature $t_s(\tau)$ and direct and scattered radiation were determined by the spline method. The daily cycle of change of the average integrated water temperature in the bowl of the basin is calculated by the differential equation (15). Evaporation from the surface of the bowl and cooling of the jet were taken into account when determining the heat transfer coefficient [5].

$$\frac{d}{d\tau} t(\tau) + \frac{k(\tau) \cdot F \cdot (t_s(\tau) - t(\tau))}{C} - \frac{Q(\tau)}{C} - \frac{F \cdot q_{\text{лз}}(\tau)}{C} = 0_1$$

For each point with a given value of t and τ , it is easy to find the direction tangent to the desired curve of water temperature in the bowl. Lines in which the direction of tangent everywhere coincides with the direction of the field, and represent the solution of differential equation

The recycled water of existing and newly designed decorative fountains is suitable for cooling condensers of refrigerating machines or, in some cases, for direct cooling of air in surface air coolers of air conditioning systems.

This method of thermal calculation of the fountain takes into account the dynamics of the thermal load from the air-conditioning systems, absorbed by the solar radiation, the operating time of the decorative and working jets, which accumulates the water capacity of the bowl of the fountain and changes in the parameters of the outside air. The method allows to determine the daily course of the temperature of the cooled water, to analyze the thermal regime of the fountain and to choose the optimal variant of work of jets by hours of the day.

The average daily temperature of the water in the bowl of the fountain at the same heat load on it depends on the time of operation of the jets and does not depend on the accumulating ability of the water of the bowl. The water storage capacity of the fountain bowl allows to shift the operating time of the jets and the refrigeration station and to reduce the amplitude of the temperature variations of the cooled water, if necessary. [5, 6]

The main cooling of circulating fountain water is due to heat and moisture exchange in the jets. The intensity of their cooling is characterized by a dimensionless coefficient of efficiency of heat transfer (2), the value of which depends on the spray regime, water flow, nozzle diameter, irrigation density, wind speed, height of jet volume and length of the fountain in the wind direction.

The developed mathematical model (its software implementation in the MathCad environment) provides a sufficient level of approximation to the problem of thermal calculation of fountains connected to air-conditioning systems. This allows us to apply the model to the study of air conditioning processes. The proposed method of thermal calculation of the fountain takes into account the dynamics of thermal load from the air conditioning systems, absorbed by the solar radiation, the time of decorative and working jets, which accumulates the water capacity of the bowl of the fountain and change the parameters of the outside air.

With the help of the developed program it is possible to determine the daily course of the temperature of the cooled water, to analyze the thermal regime of the fountain and to choose the optimal variant of work of jets by hours of the day.

References

1. Tabunskykh Y., Brodich M.: Mathematical modeling and thermal optimization of the effectiveness buildings., Avok. Moscow. (2002)
2. Perepeka V., Zhikharieva N.: The calculations of air conditioning and ventilation. TEC. Odessa. (2014)
3. Zhykharieva N., Khmelniuk M.: Thermoeconomic Model of Air Conditioning System. Energy Engineering and Control Systems, 5(2), 66-74. (2019)
4. Malov V.: Use of decorative fountains for cooling condensers of refrigeration units. Refrigeration Engineering. 3 , 30 – 37.(1971)
5. Zhykharieva N.V et al.: Ways to improve the energy efficiency of air conditioning systems in swimming pools.. Refrigeration Engineering and Technology, 53(5), 47 – 51. (2017)

THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES

Osadchuk E.A., assistant, Kirilov V.Kh., prof., Titlov A.S. prof. ONAFT,

Since ancient times, fresh water, in very limited quantities, has been obtained by collecting condensed droplets from the air as a result of natural daily radiative cooling of the earth's surface (cooling at night porous stones with dew). When the temperature is lowered by 10–15 °C, 10–14 g of water can be isolated from each cubic meter. To increase the efficiency of the process of water vapor condensation, intensifying elements – cold accumulators (rubble), heat pipes providing heat transfer over considerable distances and a system of sorbents operating in a cyclic "charge–discharge" mode are used in these conditions.

In our time, the main volume of the market for equipment for the separation of water from the air falls on systems that include a compression refrigerating unit with an electric drive, which is guaranteed to ensure a temperature below the dew point. To obtain 1 liter of water, it is required to spend about 1 kWh of electricity, and on average from the air flow of 1 kg/s to allocate ~ 10 g/s of water. With a refrigerating coefficient of a compression refrigerating machine equal to 3, an energy of the order of ~ 0.33 kWh will be expended on the production of 1 liter of water. At the same time, the use of compression plants is promising only for productivity up to 3–4 liters of water per hour. At a higher capacity, the overall dimensions of the installation are significantly increased.

An incomparably greater, in comparison with compression analogs, the productivity of systems for obtaining water from atmospheric air can be achieved by adiabatic expansion in the turbo–expander of an air–cooled machine. Such machines are successfully used in space technology when launching aircraft.

However, there are many places in the world, and these are the countries of Africa, South–East Asia, South America, where in addition to water problems there are problems with electricity, and in the light of global problems with the depletion of the world's oil and gas resources – this problem becomes problematic. These problems are typical for the southern region of Ukraine.

In this regard, the developers of systems for obtaining water from the air give considerable attention to heat–utilizing refrigeration plants, the source of heat in which is solar energy. One of the promising areas is the possibility of using the existing infrastructure of solar water heaters, the total volume of collector areas in the world is more than 200 million m².

Of all possible types of heat–consuming machines, developers choose their sorption refrigeration machines – with a solid absorber (adsorption type) and a liquid absorber (absorption type).

The drawbacks of modern adsorption schemes and absorption schemes include their attachment to liquid cooling systems for heat dissipating elements (condenser and absorber), which assume the presence of a cooling tower and the cost of water for evaporative cooling. Obviously, this makes their use in arid regions where water scarcity is observed, inappropriate.

At the same time, it is possible to distinguish schemes with an aqueous ammonia solution as a working fluid among the absorption schemes, which are fairly simple to realize even in the case of air removal of the heat of the cooling cycle from heat dissipating elements, in particular, in pumping schemes with equalizing inert gas.

Nevertheless, absorption air-cooled schematics with air-cooled heat dissipating elements in most cases can not be directly used in systems for obtaining water from atmospheric air when working with solar collectors. This is due to the fact that at present the main solar collector fleet consists of structures with water as the coolant [8]. The maximum temperature of heating in such systems does not exceed 100 °C, and this is not enough for the full realization of the absorption water-ammonia refrigerating cycle even in the temperate climate zone, both for the pumping scheme (optimal operating range 120–140 °C) and for the pump-free (optimal operating range 150–170 °C). An increased level of temperatures in the non-suspension scheme is associated with the presence of an inertial gas (traditionally hydrogen), which allows to get rid of the pumping elements of the structure.

It should also be noted that the working body of water-ammonia refrigeration units, both pumping and non-pumping type, is a natural working medium – a water-ammonia solution (VAS), which does not adversely affect the ecosystem of the planet. In addition, ammonia makes it possible to expand the field of application of absorption refrigeration systems in terms of lowering the temperature of a cold source below 0 °C, for example, for air conditioning or refrigerating storage of food and raw materials.

Thus, research and development of heat-absorbing absorption water-ammonia cooling units with solar water collectors for systems for obtaining water from atmospheric air in terms of expanding their field of application can be considered relevant.

One of the features of absorption refrigerators of all types is the interdependence of temperatures in the characteristic processes of the cycle—the temperature of the heating medium t_h , the temperature of the cooling medium t_{oc} , and the temperature of the cooling object t_{ob} . Of the three temperatures, only two can be arbitrarily assigned.

As practice shows, the operation of the refrigeration unit should provide a given level of cooling (t_{ob}), and the installation itself should operate under appropriate climatic conditions, that is, at a given temperature of the cooling medium. Therefore, the real parameter that can change is only the temperature of the heating source.

Modern calculation methods do not take into account such interdependence of temperatures in the absorption refrigeration cycle, since they allow the presence of a source of thermal energy with only the necessary temperature potential.

At the first stage of the research, an algorithm was developed for calculating AWCU pump cycles for working with low-potential sources of thermal energy.

Initial data for the calculation were adopted:

- a) temperature of the cooling medium t_{oc} ;
- b) temperature of the cooling object t_{ob} ;
- c) Q_D : conditions and under-recovery of heat:
 - temperature difference between the weak WAS and the generator's heating source of heat;
 - temperature head in the condenser, absorber, dephlegmator with cooling medium;
 - temperature head between the fluxes of weak and strong WAS at the cold end of RHS;

d) refrigerating capacity of the evaporator Q_0 .

The variable parameter is the temperature of the heating source of heat t_h .

At the first stage of the research on the above algorithm, a search was made for the temperature range of the heating source (t_h), which would satisfy the conditions of operation of AWCU (t_{oc}) requirements for the cooling object (t_{ob}).

The relevance of this research was due to the fact that some modes of operation of AWCU can not be organized because of the insufficiently high temperature of the heating source. So, for example, the level of cooling temperatures in the evaporator requires an appropriate

pressure level P_o both in the evaporator and in the absorber. The equilibrium temperature of the strong WAS in the absorber $t''_{kp.A}$ should be higher than the temperature of the cooling medium in order to ensure removal of the heat of absorption. The mass fraction of ammonia in the strong WAS $\xi'_{kp.}$ is determined by the values of P_o and $t''_{kp.A}$, and for the organization of the absorption process, a certain degassing zone is necessary-the difference

in the mass fractions of ammonia in the strong $\xi'_{kp.}$ and weak $\xi'_{cl.}$ WAS. In turn, the mass fraction of ammonia in the weak WAS $\xi'_{cl.}$ is determined by the values of the condensation-generation pressure and the temperature of the heating source. The algorithm for searching the AWCU operating modes was as follows.

The algorithm for searching the AWCU operating modes was as follows.

At the first stage, the temperatures of the cooling object were set $t_{ob} = \text{minus } 30 \text{ }^\circ\text{C}$; minus $15 \text{ }^\circ\text{C}$; minus $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

For each value t_{ob} , a calculation was made with a fixed value with a range of $25 \dots 43 \text{ }^\circ\text{C}$ in steps of $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

For the given values, we calculated the circulation multiplicity with a variable in steps of $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

In case the multiplicity of the circulation is a positive value, it was concluded that the operation mode of AWCU can be realized, and otherwise, when the circulation multiplicity was negative, it was concluded that the operating mode does not exist.

An analytical relationship between the temperature of the cooling medium (t_{oc}), the temperature of the cooling object (t_{ob}), and the temperature of the heating source (t_h) is obtained under the condition of the maximum value of the thermal coefficient.

The dependence has the following form:

$$t_h = \frac{a + bt_{oc} + ct_{oc}^2 + dt_{ob} + et_{ob}^2 + ft_{ob}^3}{1 + kt_{oc} + lt_{oc}^2 + mt_{ob} + nt_{ob}^2}, \quad (1)$$

where: $a = 47,74648658$; $b = -1,01853416$; $c = 0,013464939$; $d = -1,12675283$; $e = 0,02319431$; $f = -0,00017897$; $k = -0,03803459$; $l = 0,00049505$; $m = -0,00750582$; $n = 0,000151575$; dimension of temperature – $^\circ\text{C}$.

The maximum error of the analytical dependence is 5.3%. The average error is 1.1%.

CONCLUSIONS

1. As a result of the conducted studies, it was shown that when implementing the traditional AWCU cycles, regimes with the maximum energy efficiency are available in practical temperature ranges of the cooling medium (from 20 to 45 ° C) and cooling objects (from -30 to 15 ° C), and to achieve such optimal modes the appropriate combination of the composition of strong WAS and the temperature of the heating source is necessary.
2. The scheme of the AWCU with the booster compressor in front of the condenser is proposed for operation as part of the system for obtaining water from atmospheric air with a heat source from the solar collectors with water as a coolant, which, despite the additional expenditure of energy for the compressor drive, can ensure the operation of AWCU with sources heat from 80 ° C, and with increasing temperature of the heating source from 80 ° C to 100 ° C the energy efficiency of AWCU grows 2 times.
3. The comparative analysis of the energy characteristics of the AWCU cycle with the booster compressor and the cycle of VCCU operating on the ideal Carnot cycle showed the advantage of AWCU, starting at the temperature of the heating source of 100 ° C.
4. The application of a non-pump AWCU allows the realization of an absolutely autonomous method for obtaining water from atmospheric air, whose increased productivity depends only on the intensity of solar thermal radiation and is constant during a daylight.

UDC 621.365.5

DESIGN OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS

Ozolin N.E., Titlov A.S., Kravchenko V.V., prof., Titlov A.S. prof. ONAFT, Odessa,

It is a common knowledge that one of the most valuable resources in the future of our planet is going to be fresh water, and the demand for water resources is already one of the main factors in global logistics of contemporary world, and this trend will only grow in the foreseeable future. One of the developments in water production technology is mechanical air dehumidification — condensation of water vapor on the surfaces with a temperature below the dew point. In this case, there are great prospects for the methods associated with the work of independent generators of cold — chillers that are guaranteed to provide the temperature below the dew point temperature. A necessary condition for operation of compression refrigeration machine is the availability of electrical energy. At the same time, the majority of countries facing water scarcity are limited in energy resources, too. Often the readily available source of energy in there is the sun.

In this regard there have been developed original schemes of absorption water-ammonia refrigeration units of periodic operation (AWRU PO) based on solar collectors, which differ with autonomy and independence from the sources of electrical energy, and unlike heat-analogues (steam jet and lithium-bromide absorption) can be operated with air cooling of their heat-dissipating elements.

A scheme of flows in AWRU PO during different phases of its work is shown in Figure 1. In the initial time, when AWRU PO zones are at the same temperatures equaling ambient temperature, the composition of the working fluid (WAS) is the same in both zones. In the charging period, the heat flux Q_h arrives to the AWRU PO generator (left part in Fig.1.a) at the temperature t_h . The absorber-evaporator (right part in Fig.1.a) is at ambient air temperature (t_w) and removes the absorption heat Q_a .

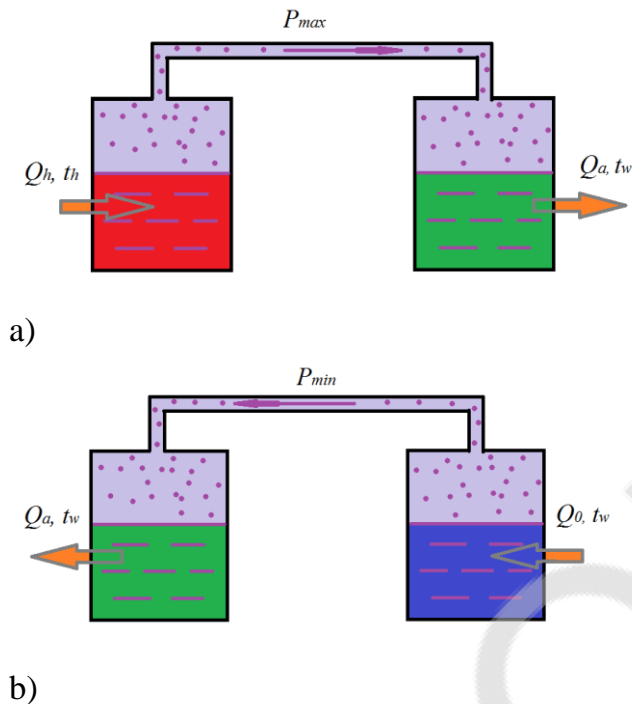


Fig. 1 – The diagram of the heat and mass flows inside the operating AWRU PO
a) — operation during the charging phase; b) — operation during the cooling phase

During the charging period (Figure 1.a), there occurs the movement of mostly lower boiling component (ammonia) from the generator-absorber (G-A) into the absorber-evaporator zone (A-E). Herewith a temperature in G-A is increased from ambient temperature toward the temperature of the heating medium (t_h), the rate of change is slightly influenced by the initial composition of WAS. At the end of the evaporation process, the temperature in the G-A is at its maximum, the pressure in the system is also at maximum, and the temperature in A-E can be assumed constant and equal to t_w . At the same time, the maximum proportion of ammonia in the WAS is in the A-E, and the minimum — in the G-A.

In the cooling phase (Figure 1.b), the heat flow from the heat source is blocked, and the outside air is supplied to the outer surface of the G-A, leading to its cooling to ambient environment temperatures. Due to the equilibrium shift in the WAS, when the temperature in the G-A is lowered, the system moves into a state of reduced pressures. In the internal volume of AWRU PO, the system pressure falls to the minimal (in the initial time) value P_{min} . At this point, saturated with ammonia WAS in the A-E starts to boil with heat removal from the outside air flow. Upon cooling of WAS, a thermal flow Q_0 from the environment into the G-A appears due to the temperature difference, that flow is a

refrigerating capacity of the AWRU PO. The generated vapor of ammonia is absorbed in the G-A zone with a heat of absorption Q_a transferring to the environment with the corresponding temperature t_w . In this process, there is a monotonic increase of pressure with a corresponding increase of temperature in the A-E zone. The air flow that washes over the outer surface of the A-E is cooled to temperatures below the dew point, and the water condensate evaporates out of it. The cooling process takes place until the establishment of thermal equilibrium in zones G-A and A-E.

For the practical implementation of such a device, it is necessary to estimate its specific cooling capacity q_o when operating under different climatic conditions, with the prospect of maximal utilization in the arid tropical zones of the planet. This refrigerating capacity is determined by the amount of heat, removed from air while it cools below the dew point temperature, relatively to refrigerant's mass. In connection with this, the initial data must include temperature and humidity of atmospheric air and the potential maximum temperature of the heating source t_h .

At the initial stage of the calculation, there was specified an initial equilibrium composition of WAS, denoted as x_{beg} (in the liquid phase) and y_{beg} (vapor phase). When calculating, the volumes of WAS in G-A and A-E zones are assumed equal. Considering equal temperatures of all system elements $t_w^{G-A} = t_w^{A-E}$ before operation, the composition of the phases are defined as:

a) for the liquid phase:

$$x_{G-A}^{beg} = \frac{m_{G-A(x)}^A}{m_{G-A(x)}^A + m_{G-A(x)}^B} = x_{A-E}^{beg} = \frac{m_{A-E(x)}^A}{m_{A-E(x)}^A + m_{A-E(x)}^B} \quad (1)$$

b) for the vapor phase:

$$y_{G-A}^{beg} = \frac{m_{G-A(y)}^A}{m_{G-A(y)}^A + m_{G-A(y)}^B} = y_{A-E}^{beg} = \frac{m_{A-E(y)}^A}{m_{A-E(y)}^A + m_{A-E(y)}^B} \quad (2)$$

where m is the mass of solution components, kg; A — ammonia, B — water.

During the charging period (Figure 1.a), some mass of ammonia vapor and water vapor transfers from the zone G-A to the zone A-E. The maximum possible value of the proportion of ammonia in the liquid phase in the A-E is determined by the following relationship:

$$x_{A-E}^{max} = \frac{m_{A-E(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A}{m_{A-E(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A + m_{A-E(x)}^B + \Delta m_{(x)}^B} \quad (3)$$

Respectively, the mass in the G-A proceeds to decline:

$$x_{G-A}^{min} = \frac{m_{G-A(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A}{m_{G-A(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A + m_{G-A(x)}^B - \Delta m_{(x)}^B} \quad (4)$$

where $\Delta m_{(x)}^A$ and $\Delta m_{(x)}^B$ — respectively, the mass of ammonia and water in the liquid phase, transferred from G-A to A-E, kg.

The values of x_{G-A}^{\min} and the values of x_{G-A}^{\max} are linked by their thermodynamic parameters — pressure and temperature.

The aim of the thermodynamic calculation of AWRU PO is to define the operating range with the estimation of specific cooling capacity, which determines the performance of installation for the atmospheric water generation by mechanical dewatering (ensuring the temperature of wall and air contact area is below the dew point).

The calculation was carried out for a range of regime parameters:

- a) the temperature of the heating source (generator wall) $t_h = 65 \dots 95$ °C;
- b) the temperature of the "cold source" (ambient air temperature) $t_w = 25 \dots 45$ °C;

The water-ammonia solution (WAS) is used as the working fluid. The calculations assume the maximum operating temperature in the cooling area to be $t_{ob} = 10$ °C.

The analysis of received results shows that with the ambient air temperature rising, the minimum pressure in the system P_{\min} (for a fixed WAS composition in the area of generation) increases, moreover the increase is higher for larger values of ammonia fraction in G-A (X_{\min}). This suggests that the increase in ambient air temperature and pressure rise in the system means the temperature in the cooling area increases too, i.e. the cooling capacity of AWRU PO decreases. This dependency is even more noticeable at higher numerical values of X_{\min} .

CONCLUSIONS

1. By increasing the temperature of heating source, the proportion of ammonia in the G-A zone is reduced, allowing to obtain higher potential capacity of absorption process during the cooling phase, i.e. to increase the specific cooling capacity of AWRU PO and the performance by water extraction from the air. Since the temperature rise of the heating source from 65°C to 95°C, minimal temperature in the cooling area decreases from 7°C to minus 17°C.
2. When the ambient air temperature increases, the specific cooling capacity of AWRU PO decreases, and this tendency is especially noticeable at higher ammonia fraction in the generation area.
3. The performed estimation of specific cooling capacity of the AWRU PO has shown that it increases along with the temperature of heating source, and at lower ambient air temperatures, this trend is more obvious.
4. At low ambient air temperature, the maximal values of specific cooling capacity of the AWRU PO can be obtained, by increasing the amount of ammonia in the generation area.

REFERENCES

1. Alekseyev V.V., Chekarev K.V. 1996. Preparation of fresh water from humid air. Arid ecosystem (Russia) 2(2–3): C.111-122.
2. Pearlstein B.H. 2008. New Energy Systems. Kazan: Publishing House of Kazan. state. tehn. University Press, 244 p.

РОЗРОБКА АВТОНОМНИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕННЯ НА БАЗИ ПОНОВЛЮВАНИХ І НЕПРИДАТНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Алімкешова А.Х.¹, Джамашева Р.А.¹, Цой О.П.¹, канд. техн. наук, професорд-р техн. наук, професор Титлов А.С.²

1 – Алматинський технологічний університет

2 – Одеська національна академія харчових технологій

Незважаючи на високі темпи індустріалізації і електрифікації в сучасному світі, в багатьох країнах є значна кількість територій, де або відсутні джерела електропостачання, або їх якість незадовільно.

Одним з таких прикладів є фермерські та селянські господарства, які знаходяться в місцях заготівлі та первинної обробки продукції тваринного і рослинного походження.

Особливо гостро стоять проблеми якісного забезпечення первинної холодильної обробки м'ясних і молочних продуктів відповідно до технологічних вимог.

І, якщо в регіонах з холодним кліматом можна ще використовувати відомі здавна технології застосування водного льоду, то в країнах з помірним і тропічним кліматом потрібно застосовувати тільки штучне охолодження.

З усього спектра сучасного холодильного обладнання для вирішення задач автономного штучного охолодження найбільш ефективними, з енергетичної точки зору, є парокompресійні холодильні машини (ПКХМ), що працюють від дизель-генераторів або сонячних батарей, а також тепловикористовуючі абсорбція холодильні машини, джерелом теплової енергії для яких служать потоки нагрітих газів і рідин.

Як показав порівняльний аналіз, для умов роботи в автономному режимі можна використовувати тільки водоаміачних абсорбція холодильні машини (АВХМ). На відміну від бромістолітєвих аналогів вони не вимагають обов'язкового рідинного охолодження теплорасеиваючих елементів (конденсатора, дефлегматора, абсорбера) і значно дешевше при виготовленні через доступність конструкційних матеріалів (вуглецевих сталей).

При цьому якщо враховувати весь ланцюжок виробництва електричної енергії на теплових станціях, то АВХМ енергетичної ефективності стають порівнянні з ПКХМ.

При розробці нової автономної техніки необхідно пам'ятати, що дефіцит і висока вартість органічних паливних ресурсів, особливо відчутні в даний час в світі, а також робити запеклими екологічні вимоги щодо зниження потенціалу глобального потепління на планеті ставлять як ніколи раніше актуальне завдання зниження споживання палива в енергетичних, холодильних і енерготехнологічних установках.

У зв'язку з цим актуальною стає завдання пошуку шляхів підвищення енергетичної ефективності і автономних систем охолодження, як на базі ПКХМ, так і на базі АВХМ.

Найбільш раціональним буде комплексний підхід, коли розглядаються і зовнішній (особливості роботи в умовах, що змінюються протягом доби та пори року умовах тепловідведення в навколишнє середовище) і внутрішній фактор (вдосконалення термодинамічних циклів і схем).

Об'єкт, мета та завдання дослідження

Об'єкт дослідження - системи охолодження на базі ПКХМ і АВХМ.

Мета дослідження - розробити схеми і конструкції автономних систем охолодження на базі ПКХМ і АВХМ з використанням альтернативних і поновлюваних джерел енергії та визначити енергетичні ефективні режими їх роботи при різних умовах тепловідведення в різний час доби і року.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

1. Розробити методику моделювання режимів АВХМ і провести аналітичні дослідження в широкому діапазоні робочих термодинамічних параметрів.
2. Розробити перспективні схеми автономних систем охолодження на базі ПКХМ і АВХМ з використанням альтернативних і поновлюваних джерел енергії, в тому числі і з використанням технології «ефекту нічного випромінювання».

Останнім часом, у зв'язку з вимогою енергоефективності та скороченням часу використання синтетичних холодильних агентів (фреонів) холодильних систем, спостерігається стабільний інтерес до пасивних способів охолодження. Одним з таких способів є охолодження за рахунок радіаційного випромінювання в космічний простір.

Будь-яка поверхня, звернена до нічного неба, при певних умовах може випромінювати більше теплової енергії, ніж отримувати назад від навколишнього середовища.

Даний ефект носить назву «ефекту нічного випромінювання» (ЕНВ) і за рахунок нього можна підтримувати температуру теплоносія нижче температури навколишнього повітря.

Використання ЕНВ в значній мірі визначається особливостями клімату того чи іншого регіону. У певних кліматичних умовах холодильні системи, що використовують радіаційне випромінювання, будуть працювати більш ефективно, ніж в інших.

Цикли АВХМ реалізуються в насосної і безнасосної схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають в своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосної схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло насосних АВХМ - водоаміачних розчин (ВАР), безнасосної - ВАР з добавкою інертного газу (водню).

Однією з особливостей АВХМ є взаємозалежність температур в характерних процесах циклу - температури гріючого середовища, температури охолоджуючої середовища, температури об'єкта охолодження. З трьох температур доволно можуть бути задані тільки дві.

Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження, а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджуючої середовища. Тому, реальним параметром, який може змінюватися є тільки температура гріє джерела.

Для роботи з низько потенційного джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів АВХМ насосного типу.

При проведенні варіантних і оптимізаційних розрахунків циклів АВХМ була розроблена підсистема бібліотечних функцій термодинамічних і теплофізичних властивостей чистого аміаку і ВАР, заснована на використанні стандартних функцій апроксимації (лінійної або сплайнової) системи MathCAD.

Висновки

1. Показані енергетичні перспективи використання технології ЕНВ для автономних систем охолодження переважно в сільських і селянських господарствах.

1. Розроблено оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури гріючого середовища в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючої середовища реальної АВХМ. Наведено графічні залежності для широкого діапазону температур експлуатації (температура навколишнього середовища - 17...47 °С, температура об'єкта охолодження - мінус 30 ... 15 °С).

2. При реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючої середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідно відповідна комбінація складу міцного ВАР і температури що гріє джерела.

4. Робота насосної схеми АВХМ в області низьких температур, що гріє джерела (від 90 до 120 °С) передбачає наявність циркуляційного насоса з настановної потужністю на 2-3 порядки перевищує потужність насоса, що працює в схемі в діапазоні температур гріє джерела від 120 до 160 °С.

5. Виконано розрахунок циклів ПКХМ в умовах роботи автономних систем охолодження (температура атмосферного повітря змінюється в діапазоні 10...40 °С). Показані значні переваги при роботі ПКХМ при низьких температурах атмосферного повітря. Як робоче тіло для цих умов рекомендований аміак (R717), з максимальною енергетичною ефективністю холодильного циклу серед розглянутих аналогів (R134a; R22; R600 (ізобутан); R744 (CO₂)).

6. Розроблено оригінальні схеми автономних систем охолодження молока на базі ПКХМ і АВХМ з використанням технології ЕНВ.

УДК 662.997

РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Балаєвич О.О., магістр, Титлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ, Одеса, [t](#)

Паропоглинаюча холодильна система є найкращою альтернативою паровій компресійній холодильній системі, яка вимагає багато електроенергії та створює проблему, а саме руйнування озонового шару. Абсорбційна холодильна система має менші експлуатаційні витрати оскільки зовнішня робота не потрібна, як при стисненні пари холодильною системою. Крім того, абсорбційна холодильна система має менший негативний вплив на озоновий шар, оскільки холодоагент СFC – не використовується. Незважаючи на переваги абсорбційної холодильної системи, вона не використовується в комерційних цілях через низьку продуктивність і тому потребує вдосконалення.

У літературі було проведено ряд досліджень для поліпшення ефективності системи поглинання холодильної камери прямо чи опосередковано. Випарник, абсорбер, розчинний теплообмінник, генератор та конденсатор розглядаються як теплообмінники.

Деван та ін. (2004) розглядали покращення продуктивності теплообмінника з використанням різних зовнішніх вставок. Огляд методів підвищення теплопередачі використання різних зовнішніх вставок було обговорено Лю і Сакр (2013). Було розглянуто конструкцію різних типів поглинальних систем охолодження, що підвищують продуктивність Сріхірін, Апхорнратана та Чунпайбулпатана (2001) та Кан, Кунугі та Кашивагі (2000).

Огляд літератури щодо специфічних властивостей іонних рідин як робочих рідин для циклів поглинання був проведений Хамуші, Пархамом та Атіколом (2013). Теплофізичні властивості наночастинок у суспензії щодо ефективності холодоагенту та теплопередачі нанохолодоагенту, який використовується в парокompресійній холодильній системі, були розглянуті Saidur та ін. (2011).

Багато дослідників працювали над гібридною системою охолодження, яка являє собою комбінацію системи стиснення пари та системи поглинання пари для покращення продуктивності. У гібридних холодильних системах пари холодоагенту стискаються механічно, поглинаються і десорбуються в рідкому розчині.

Суміш холодоагентів використовується як робоча рідина в цій системі. Головною перевагою гібридної системи є те, що для суміші холодоагентів доступний широкий діапазон температур. Процес теплообміну між робочими рідинами в гібридній холодильній системі покращується за рахунок зменшення незворотності.

COP комбінованої компресійно-абсорбційної холодильної системи вищий, ніж звичайна парокompресійна холодильна система, через різницю низького тиску в компресорі для заданої температури навколишнього середовища та температури охолодження (Srikhirin, Aphornratana та Chungpaibulpatana 2001). Ріффат і Шенкланд (1993) запропонували поєднання різних систем поглинання та системи стиснення та вивчили ефективність роботи з різною парою холодоагент / поглинач. Вони дійшли висновку, що КС інтегрованої системи кращий за звичайну систему.

Радермахер (1987) вивчав ефективність парокompресійного циклу теплового насоса з поглиначем / десорбером, використовуючи суміш R-22 та R-113 як робочу рідину. Вони виявили, що охолоджуючий COP збільшується до 57% і знижується коефіцієнт тиску на 69% у порівнянні зі звичайним холодильним циклом стиснення пари R-22.

Джордж, Марк і Срініваса Мерті (1989) здійснили програму термодинамічний аналіз компресійно-абсорбційного тепла насос із застосуванням R-22-диметилформаміду (DMF). Для аналізу вони припустили, що стиснення та розширення є ізотропними, рівноважний вихід у поглиначі та десорбера, 100% ефективність теплообмінника та відсутність втрат тепла та тиску у всіх компонентах системи. З аналізу вони виявили, що COP сягає 6 і температура піднімається до 60 °C за певних умов роботи гібридного теплового насоса.

Groll та Rademacher (1994) підготували імітаційну модель циклу стиснення пари з одноступінчастою схемою розчину та циклу з теплообмінником десорбера / абсорбера, використовуюючи CO₂-ацетон та R-23-DEGDME як робочу пару. Вони прийшли до висновку, що нижче 70 K температурний цикл стиснення пари стисненням з одноступеневим розчином дає більше COP і потужність при меншому співвідношенні тиску, тоді як вище 70 K температурний цикл підйому з десорбером / поглиначем теплообмінника дає кращі показники, ніж цикл стиснення пари при одно-сценічне рішення.

Херд і Холланд (1997) змодельювали систему поглинання / стиснення NH₃ – Li-нітратів холодильної системи для діапазону 0–100% механічного стиснення пари і

дійшов висновку, що NH₃ – Лінітрат поєднує в собі абсорбційно-компресійну холодильну систему це збільшує загальну ефективність до 10%.

Tarique та Siddiqui (1999) здійснили порівняння комбінованого циклу стиснення-поглинання з використанням робочої пари NH₃ – NaSCN та звичайного циклу стиснення з використанням чистого NH₃. Результат показав, що комбінований цикл стиснення-поглинання з використанням розчину NH₃ – NaSCN дає кращі показники порівняно зі звичайним циклом стиснення з використанням NH₃ та знижує експлуатаційні витрати.

Arun, Maiya та Srinivasa Murthy (1999) вивчали вплив тиску всмоктування та нагнітання, температури генератора та поглинача на коефіцієнт циркуляції, температуру нагнітання та нагрівання COP для одноступінчастого компресійне-абсорбційного теплового насоса, використовуючи R134a-диметилацетамід. Після дослідження вони виявили, що для коефіцієнта низького тиску та високотемпературного підйому компресійне-абсорбційний тепловий насос забезпечує кращі показники, ніж звичайний цикл стиснення.

Йенсен та ін. (2015) запропонував компресійний тепловий насос для абсорбції NH₃ – H₂O для промислового тепlopостачання. Вони оцінили робочу область компресійного теплового насоса NH₃ – H₂O на основі економічного аналізу. Результати показують, що компресійний компресійний тепловий насос здатний забезпечувати більш високу температуру подачі тепла до 150 °C і більш високу температуру підйому до 60 K.

Чжен і Мен (Zheng and Meng, 2012) вивчали вплив тиску компресора на продуктивність гібридного холодильного циклу. Вони також включали інші параметри, такі як коефіцієнт циркуляції та концентрична різниця. Вони дійшли висновку, що гібридний цикл охолодження змінюється залежно від тиску на виході з компресора. Крім того, це залежить від того, який підцикл є ефективним у гібридному холодильному циклі.

Він та ін. (2015) запропонували гібридну систему охолодження, яка являє собою комбінацію транскритичної підсистеми теплового насоса з використанням R744 та двоступеневої поглинаючої підсистеми LiBr – H₂O, як показано на малюнку 8. Вони провели теоретичне дослідження ефективності дво- стадія поглинання транскритичної гібридної холодильної системи.

Результати показують, що COP_{net} (відношення охолоджуючого ефекту низькотемпературного тепла до низькосортного споживання тепла гібридною системою) підвищується на 55 % вище, ніж нормальна двоступенева абсорбційна холодильна система та COP_{mt} (відношення потужності охолоджуючого ефекту при механічній роботі до механічних витрат роботи гібридної системи) на 50 % перевищує звичайний транскритичний тепловий насос за умов експлуатації температури випарника 7 °C, температури конденсатора та абсорбера 35 °C та температури генератора 45–55 °C. Отже, ця нова холодильна система може досягти температури випарника 7 °C, використовуючи наднизьку температуру.

Кайруані та Нехді вивчали ефективність охолодження та економію енергії компресійне-абсорбційної холодильної системи з використанням геотермальної енергії в Тунісі. Вони проаналізували комбінований цикл із температурою випаровування 263 K, температурою конденсатора 308 K і температурою генератора при 335 K, яка отримувала тепло від джерела геотермальної температури в діапазоні 343–349 K. NH₃ – H₂O пара вибрана для абсорбційної системи, і оцінено 13 різних холодоа-

гентів (R717, R22, R134a, R32, R123, R410a, R404a, R407c, R143a, R152a, R125, R507 і R227), щоб знайти найкращого кандидата для стиснення паром.

Результат показує, що коефіцієнт коефіцієнта корисної дії в комбінованій системі вищий, ніж у холодильного циклу з однокомпресійним стисненням та парообмінного холодильного циклу в однакових робочих умовах. Електрична енергія, яка споживається в комбінованому циклі, приблизно на 37–54 % менше, ніж система охолодження з однокомпресійним стисненням (працює з R717, R22 або R134a) за однакових робочих умов.

Sachdeva, Jain та Kachhwaha (2014) представили перший закон аналізу каскадної системи стиснення пари та паропоглинання для різного діапазону холодопродуктивності. Вони дійшли висновку, що каскадна система має вищий коефіцієнт коефіцієнта корисної дії, ніж звичайна система стиснення пари та система поглинання пари. Крім того, при високій потужності охолодження, коефіцієнт корисної дії каскадної системи в основному залежить від продуктивності конденсатора.

Гарімелла, Браун та Нагаварапу (2011) вивчали новий цикл каскадного поглинання / стиснення, який являє собою поєднання циклу поглинання LiBr – H₂O та підкритичного циклу охолодження стисненням парів CO₂. Вони використали цей цикл каскаду для трьох застосувань. Одним із застосувань є охолодження електронної системи з мінус 40 °C низькотемпературним холодоагентом. Друге - для кондиціонування приміщення з холодоагентом з температурою 5 °C, а третє - нагрівання води із середньотемпературним відводом тепла. Вони підготували термодинамічну модель та проаналізували її для широкого кола робочих умов. Результат порівнюється із звичайним циклічним холодильним циклом стиснення пари. Порівняння показує, що каскадний цикл дає вищий коефіцієнт корисної дії, ніж еквівалентна двоступенева система охолодження з стисненням пари, і зменшує споживання електроенергії до 31 % у порівнянні з одноступеневою еквівалентною системою охолодження з стисненням пари.

Мухопадхяй і Чоудхурі (2013) вивчали ефективність каскадної холодильної системи із зберіганням на сонячних батареях. Ця система виконана послідовним підключенням електричної парокомпресійної холодильної системи з паровим стисненням та холодильної системи з абсорбцією пари на сонячній енергії. COP сонячної каскадної холодильної системи на 25–30 % перевищує звичайну парокомпресійну холодильну систему. Крім того, споживання енергії зменшується на 50 % у порівнянні з парокомпресійним холодильним агрегатом каскадної системи.

Ву та ін. (2016) вивчали ефективність теплового насоса з абсорбцією за допомогою стиснення NH₃ – H₂O в холодних умовах. Результат показав, що САНР може ефективно працювати при нижчій температурі на вході в випарник. При температурі генератора 130 °C абсорбційний тепловий насос може працювати лише тоді, коли температура на вході в випарник перевищує –10 °C, тоді як САНР може ефективно працювати, коли температура на вході у випарник становить лише –25 °C. Потужність нагріву може бути підвищена за допомогою САНР до 55,5 %, коли температура на вході в випарник становить мінус 5 °C і поліпшення на 85 % при мінус 10 °C на вході в випарник. КС на основі генераторного теплового насоса може бути покращений за допомогою теплового насоса САНР в будь-яких умовах.

У цій роботі були розглянуті дослідження, проведені з метою покращення роботи абсорбційної холодильної системи шляхом модифікації базової абсорбційної холодильної системи. Кілька досліджень показали, що КС абсорбційної холодильної системи можна покращити шляхом модифікації системи. Система подвійного ефек-

ту та поглинання петлі забезпечує вищий коефіцієнт корисної дії, ніж системи з одним ефектом. Комбінований цикл охолодження та стиснення парів із охолодженням забезпечує кращі показники, ніж окремий базовий цикл. Крім того, КС а було встановлено, що комбінована система ежектора та абсорбції вища ніж звичайні системи. Подальші дослідження необхідні для застосування вищезгаданих модифікацій до побутового холодильника та кондиціонера, які може працювати на циклі поглинання так, щоб споживана потужність становила зменшено.

УДК 621.575:620.91:662.997

РОЗРОБКА ПРИНЦИПІВ УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИМИ АПАРАТАМИ АБСОРБЦІЙНОГО ТИПУ

Березовська Л.В., аспірант, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Тітлова О.О., канд. техн. наук, доцент, ОНАХТ,

Сучасні вимоги до холодильних агентам в частині озононебезпечності і мінімізації вкладу в «парниковий» ефект відкривають широкі можливості для холодильних приладів абсорбційної типу (АХП), до складу яких входить абсорбційний холодильний агрегат (АХА), які працюють з традиційним водоаміачним розчином (ВАР) в якості робочого тіла. АХП безшумні і надійні в експлуатації, мають мінімальну вартість, працюють з альтернативними джерелами енергії. Основний недолік, який стримує їх широке розповсюдження - низька енергетична ефективність, обумовлена фізичними особливостями холодильного циклу. Як показує ексергетичний аналіз циклу АХА найбільший успіх в енергозбереженні можна домогтися при оптимізації прямого (теплого) циклу, який реалізується в т.зв. «привідному» контурі АХА. Особливу увагу при цьому необхідно приділяти перекачувати термосифону (ПТС), втрати ексергії в якому досягають 60 % від сумарних втрат. Аналіз основних напрямків енергозбереження показав, що найбільший успіх при мінімумі витрат може бути досягнуто за рахунок використання оптимальних систем управління АХП. Зокрема, за рахунок зміни величини теплопідводу на ПТС в залежності від температурних режимів в характерних точках холодильної камери і АХА. Проблеми енергозбереження в ПТС пов'язані з частковою конденсацією парів в підйомній частини. Вона вирішується за рахунок розподілу тепловою навантаження на ПТС в залежності від температури навколишнього середовища і температури в холодильній камері. Ефект енергозбереження при цьому становить 15...16 %. Основна увага при розробці енергозберігаючих режимів АХА приділялася генераторному вузлу. Було показано, що в значній мірі, енергозберігаючі режими холодильного апарату визначаються режимом проходу пара через затоплений U-образний ректифікатор АХА.

Режими проходу пара залежать від величини теплопідводу до ПТС АХА. В енергозберігаючих режимах роботи АХА прохід пара здійснюється шляхом барботування. При збільшенні теплової навантаження на ПТС пар відтісняє рідину і в верхній частині ректифікатора утворюється парова прошарок. Очищення пара і попередній підігрів пара в ректифікаторе в цьому режимі мінімальні. На прикладі моделі низькотемпературної камери (НТК) «Стугна-101» АМЛ-180 було показано, що робота в енергозберігаючих режимах дозволяє знизити енергоспоживання по порівнянню з кращими закордонними аналогами до 50 %. Розвиток цього напрямку було пов'язано з установкою додаткового тепло-ізоляційного кожуха на дефлегматоре

АХА. Встановлено, що наявність теплоізоляційного кожуха на всій висоті підйомного ділянки дефлегматора, розрахованого з умови повного очищення парового потоку аміаку в жорстких умовах експлуатації, дозволяє підвищити холодопродуктивність випарника в порівнянні з традиційною теплоізоляцією на 15...20 %. Для реалізації таких режимів необхідно здійснювати контроль температури пари на виході дефлегматора - вона не повинна перевищувати температури насичення аміаку при робочому тиску в АХА (близько 50 °С).

Встановлено, що НТК можуть застосовуватися у всьому діапазоні температур холодильного зберігання, використовуваному в побуті - від мінус 18 °С до плюс 12 °С, тобто стати універсальним побутовим холодильним приладом, причому реалізація необхідних режимів холодильного зберігання може бути досягнута за допомогою зміни теплового навантаження в генераторі АХА. Мінімальна енергоспоживання універсального АХП в діапазоні температур навколишнього середовища 10...32 °С і в усьому діапазоні температур холодильного зберігання досягається в режимі «110-Q_{nom}-0», де Q_{nom} - мінальне теплове навантаження генератора АХА, яка розподіляється між основним і компенсаційними нагрівачами в залежності від температури навколишнього середовища і режиму холодильного зберігання. У порівнянні з кращими світовими аналогами зниження енергоспоживання досягає 60 %.

УДК 662.997

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ТЕПЛОНаВАНТАЖЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Білецький А.М., магістр, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ, Одеса,

Справжня наукова робота магістра присвячена пошуку перспективних теплоізоляційних покриттів теплосилового обладнання на рівні температур 250-450 °С.

Дослідження спрямовані на теплоізоляційні покриття складних просторових елементів енергетичного обладнання, наприклад, генераторних вузлів, абсорбційних холодильних агрегатів.

У сучасних конструкціях систем життєзабезпечення (СЖЗ) для вирішення завдань теплоізоляції використовують матеріали зі скловолокна і базальтової вати. Обидва ці матеріали, особливо перший, характеризуються підвищеною небезпекою для здоров'я людини через мікрочастинок скла знаходяться в складі матеріалу. На виробництві технологічних процес складання теплоізоляції і скловолокна відносяться до категорії підвищеної небезпеки. Збирачі зобов'язані працювати в захисних дихальних засобах (респіратор, захисна маска і т.д.) Однак тим не менше залишається небезпека ураження очей і легенів. Часто це призводить до виникнення онкологічних захворювань.

Відома альтернатива матеріалами зі скловолокна - це спінена кераміка, отримана методом "дублювання матриці". Теплоізоляційні властивості такої кераміки визначаються пористістю твердого матеріалу. Кількість пір, із загальних міркувань, має відповідати підвищенню теплоізоляційних властивостей, але одночасно збільшує крихкість конструкції. Для кількісної оцінки теплопровідних властивостей такої пористої кераміки розроблено експрес-метод визначення термічного опору шару або

метод визначення ефективного коефіцієнта теплопровідності. Метод обґрунтований теоретично і реалізований в експериментальній установці. Отримано результати дозволяють конкурувати високопористої теплоізоляції з відомими матеріалами. Таким чином актуальність роботи визначається як завданнями енергозбереження (мінімізації втрат в навколишнє середовище) так і завданнями екологічної та санітарно-гігієнічної безпеки виробництва.

Мета роботи це пошук теплоізоляційних матеріалів теплового обладнання на рівні температур 250-450 °С, які задовольняють екологічним і санітарно-гігієнічним вимогам.

Об'єкт дослідження - перспективні пористі теплоізоляційні матеріали на основі спіненого кераміки.

Предмет дослідження - теплопровідні властивості цих матеріалів.

Методи дослідження - теоретичний аналіз і експеримент.

Теплова ізоляція в сучасній промисловості відіграє важливу роль. З її допомогою вирішують питання життєзабезпечення, організації технологічних процесів, економії енергоресурсів. Теплоізоляційні конструкції є невід'ємною частиною захисних елементів промислового обладнання, трубопроводів, частин промислових будівель. Завдяки ізоляції значно підвищуються надійність, довговічність і ефективність експлуатації будівель, споруд та обладнання.

Теплова ізоляція виконує наступні функції:

1. знижує теплові втрати в навколишнє середовище від об'єктів (будівлі, споруди, обладнання, трубопроводи та ін.);
2. забезпечує нормальний технологічний процес в апаратах;
3. підтримує задані температури компонентів в технологічних процесах;
4. створює нормальні температурні умови для обслуговуючого персоналу;
5. зменшує температурні напружки в металевих конструкціях, вогнетривкої футеровки.

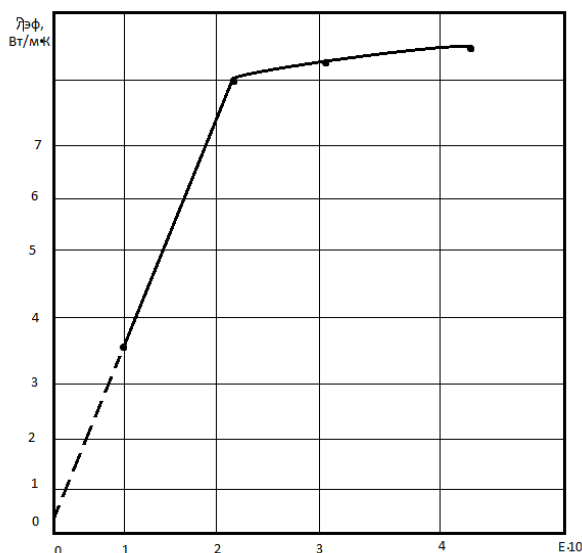
Для розрахунку і проведення теоретичних досліджень холодильника абсорбційної-дифузійного типу з тепловою трубою в низькотемпературному відділенні необхідно визначити умови теплообміну між випарником СЖЗ і стінкою низькотемпературного відділення. В даний час розроблені схеми холодильників абсорбції, в яких теплова зв'язок трьох-поточного випарника СЖЗ із задньою стінкою короба низькотемпературного відділення здійснюється через зазор, заповнений стиснутим (в порівнянні з початковим станом) ВПЯМ.

Найбільш надійні результати можуть бути отримані при проведенні досліджень на ділянці зі стаціонарним тепловим потоком. У зв'язку з цим поставлені наступні завдання експерименту:

а) вимірювання температурного поля по поверхні і об'єму ВПЯМ при різного ступеня стиснення;

б) визначення термічного опору і ефективної теплопровідності ВПЯМ.

Як об'єкт дослідження застосовувався ВПЯМ з міді товщиною 10 мм, отриманий методом спінювання, а так-же стислі зразки ВПЯМ товщиною 4,5, 3,2, 2,3 мм.



Залежність ступеня стиснення дослідних зразків ВПЯМ від їх товщини

Товщина дослідженого зразка ВПЯМ, м	0,0100	0,0045	0,0032	0,0023
Ступінь стиснення, $\epsilon \cdot 10$	0,10	0,22	0,31	0,43

ВИСНОВКИ

1. Спростити технологію виготовлення теплоізоляційного кожуха генератора СЖЗ можливо за допомогою застосування матеріалів на основі пористої кераміки, технологія виробництва яких розроблена Інститутом порошкової металургії (Пермь, Росія).

2. Спростити технологію виготовлення теплоізоляційного кожуха генератора СЖЗ можливо за допомогою застосування матеріалів на основі пористої кераміки, технологія виробництва яких розроблено Інститутом порошкової металургії (Пермь, Росія)..

3. Розроблено інноваційне теплоізоляційне покриття (кожух) складної просторової конструкції генераторного вузла холодильника абсорбції з рівнем температур до 450 °С на основі високопористої кераміки. Нове покриття гарячої зони дозволяє:

а) поліпшити експлуатаційні характеристики холодильників абсорбції в частині зниження енергоспоживання;

б) поліпшити санітарно-гігієнічні умови праці в виробництві за рахунок виключення операції набивання скловолкна.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМАХ ПЕРВИННОГО НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДРІБНОСЕМ'ЯНИХ КУЛЬТУР

Петушенко С.М., ст. викладач, Титлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ

Серед усіх типів зернових продуктів особливий інтерес для низькотемпературної сушіння представляють сорти дрібного зерна (ріпак, льон, просо, гірчиця, амарант і ін.). Вони через незначну характерного лінійного розміру найбільш схильні до пошкодження при сушінні нагріванням. В даний час відсутні будь-які дані з кінетики охолодження зерна і процесів тепломасообміну в цих умовах. Метою даної роботи є вивчення особливостей режимів обробки їх зернових продуктів в широкому діапазоні температур аналітичним методом. Розглянемо режим охолодження ріпаку за допомогою модельних уявлень. Приведемо оцінку кінетики (швидкості) охолодження зерна ріпаку в потоці холодного повітря від температури 35 °С до 4 °С. Для цього розглянемо зернинку ріпаку як шар. Будемо вважати постійними при охолодженні температуру холодного теплоносія (повітря) – 4 °С і коефіцієнт теплообміну на поверхні зернинки ($\alpha = \text{const}$). Для вирішення практичних задач технологічного процесу нам потрібно знати температуру в центрі зернинки у всі періоди її холодильної обробки.

Рішення такої задачі має наступний вигляд:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(\sin \mu - \mu \cdot \cos \mu) \cdot \sin(\mu \cdot R)}{(\mu - \sin \mu \cdot \cos \mu) \cdot \mu \cdot R} \cdot \exp(-\mu^2 \cdot Fo), \quad (1)$$

$$\Theta = \frac{v}{v_0}$$

где v_0 – безрозмірна теперішня температура;

$$R = \frac{r}{r_0}$$

– безрозмірна теперішня координата;

μ – постійна в рівнянні (1), яка являється коренем характерного рівняння,

$$\text{tg} \mu = -\frac{\mu}{Bi - 1}. \quad (2)$$

Рівняння (2) має безчисельну кількість вирішень. Знайдемо рішення рівняння з використанням чисельних значень числа Bi . В нашому випадку

$$Bi = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (3)$$

де d – діаметр зернинки ріпаку, рівний 1,5...2,5 мм (приймаємо 2 мм);

λ – коефіцієнт теплопровідності зернинки ріпаку, Вт/(м·К).

Для малих значень Bi ($Bi < 0,1$) максимальне чисельне значення λ складе

$$\alpha = Bi \cdot \frac{\lambda}{d} = 0,1 \cdot \frac{0,35}{0,002} = 15,5 \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Для умов $Bi < 0,1$ рішення рівняння (1) буде мати вид:

$$\Theta = \frac{\sin \sqrt{3 \cdot Bi \cdot R}}{\sqrt{3 \cdot Bi \cdot R}} \cdot \exp(3 \cdot Bi \cdot Fo) \quad (4)$$

При вирішенні рівняння (4) маємо:

$$\Theta_o = (t_n - t_k) = (35 - 4) = 31 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$R=1$, так як вирішення рівняння (4) шукаємо для центра зернинки:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{d^2} = \frac{1,38 \cdot 10^{-7} \cdot \tau}{0,002^2} = 0,0345 \cdot \tau$$

Будимо варіювати чисельне значення $\alpha = 0,8; 1,8; 2,0; 100,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Розрахункові рівняння кінетики охолодження зернинки буде мати наступний вигляд:

$$t = 31 \cdot A - 4, \quad (5)$$

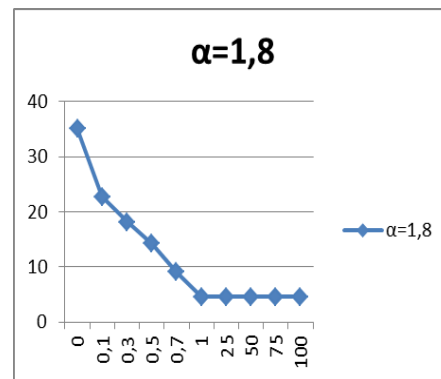
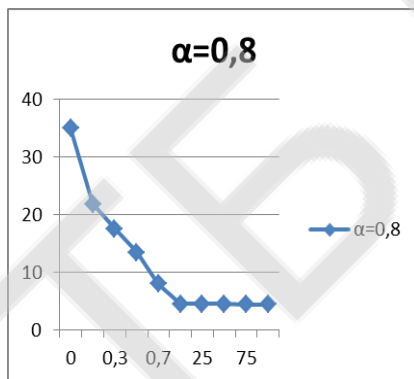
$$A = \frac{\sin \sqrt{3 \cdot Bi}}{\sqrt{3 \cdot Bi}} \cdot \exp(3 \cdot Bi \cdot Fo)$$

де

Графічні залежності, побудовані за рівнянням (5) показані на рис.1.

ВИСНОВКИ

Чисельні значення коефіцієнта теплообміну практично не впливають на протікання процесу в початковому короткому періоді. Так охолодження зернинки від $35 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $4 \text{ } ^\circ\text{C}$ відбувається менш ніж за 1 с, як при низьких чисельних значеннях α , так і при високо інтенсивних процесах. Це свідчить про те, що основний термічний опір процесу охолодження приходить на теплопровідність. В такій ситуації можна рекомендувати розробникам систем попереднього охолодження мілко зернового зерна не використовувати високонапорні енергозатратні вентилятори.



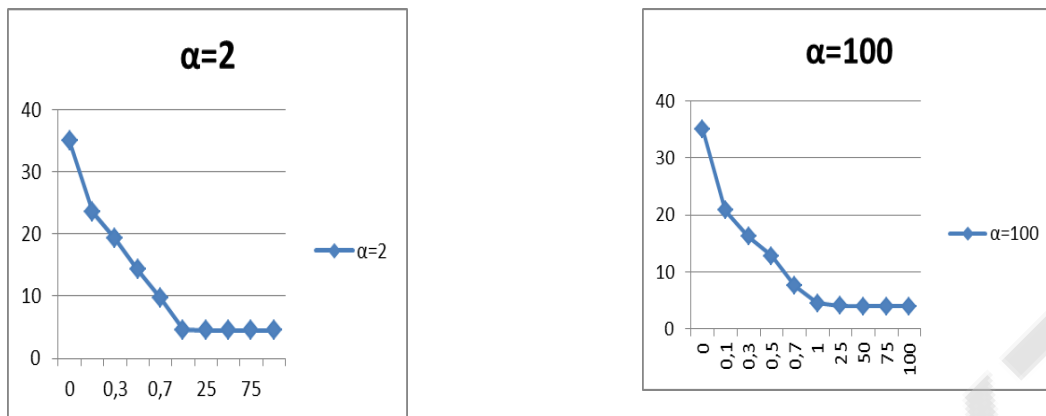


Рис. 1 – Кінетика процесів охолодження ріпаку в залежності від інтенсивності зовнішнього теплообміну: а) $\alpha=2$ Вт/(м²·К) ; б) $\alpha=1,8$ Вт/(м²·К); в) $\alpha=0,8$ Вт/(м²·К); г) $\alpha=100$ Вт/(м²·К).

УДК 629.12:621.575.932

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Адамбаєв Д.Б., аспірант, Редунов Г.М., ст. викладач ОНАХТ,

Робоче тіло абсорбційного холодильного агрегату (АХА) - водоаміачних розчин (ВАР) з добавкою інертного газу - водню, гелію або їх суміші абсолютно екологічно безпечно - має нульові значення озоноруйнівної потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту.

Холодильники з АХА мають і ряд таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність і тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті декількох різних джерел теплової енергії - як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі і електричної в діапазоні напруги мережі 160 ... 240 В.

До переваг АХА слід віднести мінімальну вартість серед існуючих типів побутового холодильного обладнання, що в багатьох випадках і визначає їх популярність у користувачів.

Холодильні апарати з АХА, оснащені пальниковими пристроями, широко використовуються туристами і мандрівниками, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Для роботи на морських судах можуть бути використані два типи АХА - з повітряним і рідинним охолодженням теплорассеюючих елементів (конденсатора, дефлегматора і абсорбера).

У першому випадку забезпечується повна автономність холодильного апарату, але конструкція досить громіздка, по-другому випадку ситуація зворотна: металоемність мінімальна, але потрібно циркуляційний насос для прокачування охолоджуючої води.

АХА з повітряним охолодженням теплорассеюючих елементів в режимі природної конвекції (надалі - АХА з повітряним охолодженням).

Охолодження вітчизняних АХА з повітряним охолодженням не перевищує 50 Вт, тому переважно вони використовуються в побутових і торгових холодильних апаратах ємністю від 30 літрів до 200 літрів.

За кордоном відомо застосування АХА з повітряним охолодженням в холодильниках ємністю понад 300 літрів. Побутові і торгові абсорбційні апарати, як правило, працюють з електричними джерелами енергії потужністю від 70 до 300 Вт, так як вони розташовуються усередині житлових і робочих приміщень.

АХА з рідинним охолодженням теплорассеюючих елементів (надалі - АХА з рідинним охолодженням) розраховані на холодопродуктивність близько 1200 ... 1500 Вт. В даний час вони знайшли застосування в теплових насосах, що використовуються для альтернативного опалення невеликих житлових будинків. Джерелом енергії для АХА з рідинним охолодженням служать продукти згоряння органічного палива (природного газу, пропану, гасу, бензину і т.д.). Пальниковий пристрій розраховується на теплове навантаження 3500 ... 5000 Вт.

У всіх випадках застосування АХА на морських судах не зіткнеться з типовою для тепловикористуючих холодильних апаратів проблемою - залежністю від режиму роботи енергетичної установки, коли типовим рішенням є установка спеціального парогенератора, включається на стоянках і забезпечує стабільну роботу холодильної машини, а недоліком - збільшення складу суднового енергетичного обладнання та пов'язані з цим проблеми зростання металоемності, зниження надійності і безпеки, наявності додаткового персоналу і т.д.

При використанні АХА в складі суднових низькотемпературних камер проблеми енергозабезпечення можуть бути вирішені і без підключення додаткового енергетичного обладнання, а тільки за рахунок утилізації тепла вихлопних газів дизель-генераторів.

Як показують оціночні розрахунки, навіть при ККД перетворення енергії вихлопних газів 25 % дизельного двигуна мінімальної потужності (4R32D), що працює на 50% - ної навантаженні, на судні можна експлуатувати до 15 АХА з рідинним охолодженням або до 500 середніх АХА з повітряним охолодженням, забезпечуючи виробництво, не менше, 20 кВт штучного холоду.

Необхідною умовою роботи АХА є і рівень температур джерела теплової енергії - 160 ... 175 °С.

Як показує аналіз, за цим критерієм цілком проходять всі типи дизельних двигунів у всьому діапазоні їх режимів роботи (від 100 до 50% навантаження), причому температурний напір становить, щонайменше, 115 °С.

Ефективність використання АХА, які працюють в режимі утилізації тепла відхідних газів суднових дизельних двигунів, зростає при наявності системи регулювання теплового навантаження на генераторному вузлу.

Доцільність регулювання пов'язана як з прямою економією енергоресурсів, так і з забезпеченням штатної роботи (підтримання необхідного температурного режиму низькотемпературного зберігання) холодильного апарату при змінних умовах експлуатації.

Для розглянутого випадку під змінними умовами експлуатації слід розуміти:

а) зміна режиму роботи дизельного двигуна, коли витрата вихлопних газів може змінитися, практично, в два рази, а температура - на 30 ... 35 °С;

б) зміна умов охолодження теплорассеюючих елементів АХА в різних кліматичних зонах і при зміні погодних умов (вітер, пряме сонячне випромінювання, дощ);

в) завантаження холодильної камери отепленої харчовими продуктами.

Раціональне використання низькою енергії для виробництва штучного холоду дозволить не тільки знизити число АХА, а отже зменшити металоємність судна, але і використовувати відпрацьоване тепло, що володіє значним температурним потенціалом (не менше 160 °С) для подальшої глибшої утилізації, наприклад, для обігріву приміщень в холодну погоду.

ВИСНОВКИ

1. Перспективи застосування холодильних апаратів абсорбційного типу на морських судах пов'язані і з унікальною можливістю експлуатації АХА з повітряним охолодженням в широкому діапазоні температур, в тому числі і негативних. При низьких температурах навколишнього середовища (менше 10 °С) не рекомендується експлуатація компресорних холодильних апаратів, через можливість загустіння масла і поломки рухомих елементів компресора. У конструкціях АХА з повітряним охолодженням руйнівні елементи відсутні.

2. АХА з повітряним охолодженням доцільно розташовувати на судах за межами житлових і господарських приміщень. В цьому випадку відпрацьовані гази при відсутності подальшої утилізації можуть бути відведені безпосередньо в атмосферу, а теплорассеюючі елементи знаходяться в тепловому взаємодії із зовнішнім повітрям.

УДК 662.997

РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ АПАРАТІВ НА ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛАХ ЕНЕРГІЇ

Біленко Н.О., асистент, Тітлов О.С., д.т.н., професор ОНАХТ

Паропоглинаюча холодильна система є найкращою альтернативою паровій компресійній холодильній системі, яка вимагає багато електроенергії та створює проблему, а саме руйнування озонового шару. Абсорбційна холодильна система має менші експлуатаційні витрати оскільки зовнішня робота не потрібна, як при стисненні пари холодильною системою. Крім того, абсорбційна холодильна система має менший негативний вплив на озоновий шар, оскільки холодоагент СFC – не використовується. Незважаючи на переваги абсорбційної холодильної системи, вона не використовується в комерційних цілях через низьку продуктивність і тому потребує вдосконалення.

У літературі було проведено ряд досліджень для поліпшення ефективності системи поглинання холодинної камери прямо чи опосередковано. Випарник, абсорбер, розчинний теплообмінник, генератор та конденсатор розглядаються як теплообмінники.

Деван та ін. (2004) розглядали покращення продуктивності теплообмінника з використанням різних зовнішніх вставки. Огляд методів підвищення теплопередачі використання різних зовнішніх вставок було обговорено Лю і Сакр (2013).

Було розглянуто конструкцію різних типів поглинальних систем охолодження, що підвищують продуктивність Сріхірін, Апхорнратана та Чунпайбулпатана (2001) та Кан, Кунугі та Кашивагі (2000).

Огляд літератури щодо специфічних властивостей іонних рідин як робочих рідин для циклів поглинання був проведений Хамуші, Пархамом та Атіколом (2013). Теплофізичні властивості наночастинок у суспензії щодо ефективності холодоагенту та теплопередачі нанохолодоагенту, який використовується в парокомпресійній холодинній системі, були розглянуті Saidur та ін. (2011).

Багато дослідників працювали над гібридною системою охолодження, яка являє собою комбінацію системи стиснення пари та системи поглинання пари для покращення продуктивності. У гібридних холодинних системах пари холодоагенту стискаються механічно, поглинаються і десорбуються в рідкому розчині.

Суміш холодоагентів використовується як робоча рідина в цій системі. Головною перевагою гібридної системи є те, що для суміші холодоагентів доступний широкий діапазон температур. Процес теплообміну між робочими рідинами в гібридній холодинній системі покращується за рахунок зменшення незворотності.

COP комбінованої компресійно-абсорбційної холодинної системи вищий, ніж звичайна парокомпресійна холодинна система, через різницю низького тиску в компресорі для заданої температури навколишнього середовища та температури охолодження (Srikhirin, Aphornratana та Chungpaibulpatana 2001). Ріффат і Шенкланд (1993) запропонували поєднання різних систем поглинання та системи стиснення та вивчили ефективність роботи з різною парою холодоагент / поглинач. Вони дійшли висновку, що КС інтегрованої системи кращий за звичайну систему.

Радермахер (1987) вивчав ефективність парокомпресійного циклу теплового насоса з поглиначем / десорбером, використовуючи суміш R-22 та R-113 як робочу рідину. Вони виявили, що охолоджуючий COP збільшується до 57% і знижується коефіцієнт тиску на 69% у порівнянні зі звичайним холодинним циклом стиснення пари R-22.

Джордж, Маркс і Срініваса Мерті (1989) здійснили програму термодинамічний аналіз компресійно-абсорбційного теплового насоса із застосуванням R-22-диметилформаміду (DMF). Для аналізу вони припустили, що стиснення та розширення є ізотропними, рівноважний вихід у поглиначі та десорбера, 100% ефективність теплообмінника та відсутність втрат тепла та тиску у всіх компонентах системи. З аналізу вони виявили, що COP сягає 6 і температура піднімається до 60 °C за певних умов роботи гібридного теплового насоса.

Groll та Radermacher (1994) підготували імітаційну модель циклу стиснення пари з одноступінчастою схемою розчину та циклу з теплообмінником десорбера / абсорбера, використовуючи CO₂-ацетон та R-23-DEGDME як робочу пару. Вони прийшли до висновку, що нижче 70 K температурний цикл стиснення пари стисненням з одноступеневим розчином дає більше COP і потужність при меншому співвідношенні тиску, тоді як вище 70 K температурний цикл підйому з десорбером / пог-

линачем теплообмінника дає кращі показники, ніж цикл стиснення пари при одно-сценічне рішення.

Херд і Холланд (1997) змоделювали систему поглинання / стиснення NH_3 – Li -нітратів холодильної системи для діапазону 0–100% механічного стиснення пари і дійшов висновку, що NH_3 – Лінітрат поєднує в собі абсорбційно-компресійну холодильну систему це збільшує загальну ефективність до 10%.

Tarique та Siddiqui (1999) здійснили порівняння комбінованого циклу стиснення-поглинання з використанням робочої пари NH_3 – NaSCN та звичайного циклу стиснення з використанням чистого NH_3 . Результат показав, що комбінований цикл стиснення-поглинання з використанням розчину NH_3 – NaSCN дає кращі показники порівняно зі звичайним циклом стиснення з використанням NH_3 та знижує експлуатаційні витрати.

Arun, Maiya та Srinivasa Murthy (1999) вивчали вплив тиску всмоктування та нагнітання, температури генератора та поглинача на коефіцієнт циркуляції, температуру нагнітання та нагрівання COP для одноступінчастого компресійне-абсорбційного теплового насоса, використовуючи R134a-диметилацетамід. Після дослідження вони виявили, що для коефіцієнта низького тиску та високотемпературного підйому компресійне-абсорбційний тепловий насос забезпечує кращі показники, ніж звичайний цикл стиснення.

Йенсен та ін. (2015) запропонував компресійний тепловий насос для абсорбції NH_3 – H_2O для промислового тепlopостачання. Вони оцінили робочу область компресійного теплового насоса NH_3 – H_2O на основі економічного аналізу. Результати показують, що компресійний компресійний тепловий насос здатний забезпечувати більш високу температуру подачі тепла до 150°C і більш високу температуру підйому до 60K .

Чжен і Мен (Zheng and Meng, 2012) вивчали вплив тиску компресора на продуктивність гібридного холодильного циклу. Вони також включали інші параметри, такі як коефіцієнт циркуляції та концентрична різниця. Вони дійшли висновку, що гібридний цикл охолодження змінюється залежно від тиску на виході з компресора. Крім того, це залежить від того, який підцикл є ефективним у гібридному холодильному циклі.

Він та ін. (2015) запропонували гібридну систему охолодження, яка являє собою комбінацію транскритичної підсистеми теплового насоса з використанням R744 та двоступеневої поглинаючої підсистеми LiBr – H_2O , як показано на малюнку 8. Вони провели теоретичне дослідження ефективності дво- стадія поглинання транскритичної гібридної холодильної системи.

Результати показують, що COPnet (відношення охолоджуючого ефекту низькотемпературного тепла до низькосортного споживання тепла гібридною системою) підвищується на 55 % вище, ніж нормальна двоступенева абсорбційна холодильна система та COPmt (відношення потужності охолоджуючого ефекту при механічній роботі до механічних витрат роботи гібридної системи) на 50 % перевищує звичайний транскритичний тепловий насос за умов експлуатації температури випарника 7°C , температури конденсатора та абсорбера 35°C та температури генератора 45 – 55°C . Отже, ця нова холодильна система може досягти температури випарника 7°C , використовуючи наднизьку температуру.

Кайруані та Нехді вивчали ефективність охолодження та економію енергії компресійне-абсорбційної холодильної системи з використанням геотермальної енергії в Тунісі. Вони проаналізували комбінований цикл із температурою випарову-

вання 263 К, температурою конденсатора 308 К і температурою генератора при 335 К, яка отримувала тепло від джерела геотермальної температури в діапазоні 343–349 К. NH₃ – H₂O пара вибрана для абсорбційної системи, і оцінено 13 різних холодоагентів (R717, R22, R134a, R32, R123, R410a, R404a, R407c, R143a, R152a, R125, R507 і R227), щоб знайти найкращого кандидата для стиснення паром.

Результат показує, що коефіцієнт корисної дії в комбінованій системі вищий, ніж у холодильного циклу з однокомпресійним стисненням та парообмінного холодильного циклу в однакових робочих умовах. Електрична енергія, яка споживається в комбінованому циклі, приблизно на 37–54 % менше, ніж система охолодження з однокомпресійним стисненням (працює з R717, R22 або R134a) за однакових робочих умов.

Sachdeva, Jain та Kachhwaha (2014) представили перший закон аналізу каскадної системи стиснення пари та паропоглинання для різного діапазону холодопродуктивності. Вони дійшли висновку, що каскадна система має вищий коефіцієнт корисної дії, ніж звичайна система стиснення пари та система поглинання пари. Крім того, при високій потужності охолодження, коефіцієнт корисної дії каскадної системи в основному залежить від продуктивності конденсатора.

Гарімелла, Браун та Нагаварапу (2011) вивчали новий цикл каскадного поглинання / стиснення, який являє собою поєднання циклу поглинання LiBr – H₂O та підкритичного циклу охолодження стисненням парів CO₂. Вони використали цей цикл каскаду для трьох застосувань. Одним із застосувань є охолодження електронної системи з мінус 40 °С низькотемпературним холодоагентом. Друге - для кондиціонування приміщення з холодоагентом з температурою 5 °С, а третє - нагрівання води із середньотемпературним відводом тепла. Вони підготували термодинамічну модель та проаналізували її для широкого кола робочих умов. Результат порівнюється із звичайним циклічним холодильним циклом стиснення пари. Порівняння показує, що каскадний цикл дає вищий коефіцієнт корисної дії, ніж еквівалентна двоступенева система охолодження з стисненням пари, і зменшує споживання електричної енергії до 31 % у порівнянні з одноступеневою еквівалентною системою охолодження з стисненням пари.

Мухопадхьяй і Чоудхурі (2013) вивчали ефективність каскадної холодильної системи із зберіганням на сонячних батареях. Ця система виконана послідовним підключенням електричної парокомпресійної холодильної системи з паровим стисненням та холодильної системи з абсорбцією пари на сонячній енергії. COP сонячної каскадної холодильної системи на 25–30 % перевищує звичайну парокомпресійну холодильну систему. Крім того, споживання енергії зменшується на 50 % у порівнянні з парокомпресійним холодильним агрегатом каскадної системи.

Ву та ін. (2016) вивчали ефективність теплового насоса з абсорбцією за допомогою стиснення NH₃ – H₂O в холодних умовах. Результат показав, що САНР може ефективно працювати при нижчій температурі на вході в випарник. При температурі генератора 130 °С абсорбційний тепловий насос може працювати лише тоді, коли температура на вході в випарник перевищує –10 °С, тоді як САНР може ефективно працювати, коли температура на вході у випарник становить лише –25 °С. Потужність нагріву може бути підвищена за допомогою САНР до 55,5 %, коли температура на вході в випарник становить мінус 5 °С і поліпшення на 85 % при мінус 10 °С на вході в випарник. КС на основі генераторного теплового насоса може бути покращений за допомогою теплового насоса САНР в будь-яких умовах.

У цій роботі були розглянуті дослідження, проведені з метою покращення роботи абсорбційної холодильної системи шляхом модифікації базової абсорбційної холодильної системи. Кілька досліджень показали, що КС абсорбційної холодильної системи можна покращити шляхом модифікації системи. Система подвійного ефекту та поглинання петлі забезпечує вищий коефіцієнт корисної дії, ніж системи з одним ефектом. Комбінований цикл охолодження та стиснення парів із охолодженням забезпечує кращі показники, ніж окремий базовий цикл. Крім того, КС а було встановлено, що комбінована система ежектора та абсорбції вища ніж звичайні системи. Подальші дослідження необхідні для застосування вищезгаданих модифікацій до побутового холодильника та кондиціонера, які може працювати на циклі поглинання так, щоб споживана потужність становила зменшено.

УДК 621.574

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Біленко Н.О., асистент, Тітлов О.С., д.т.н., професор, Дорошенко В.М., д.т.н., професор ОНАХТ,

Дефіцит органічних паливних ресурсів, особливо відчутний в даний час в Україні, а також посилювати у всьому світі екологічні вимоги щодо зниження потенціалу глобального потепління на планеті ставлять як ніколи раніше актуальне завдання зниження споживання палива в енергетичних, холодильних і енерготехнологічних установках. Передумовою до вирішення цього завдання на стадії науково-дослідних розробок є теоретичний аналіз втрат від незворотності процесів в елементах енергетичних, холодильних і енерготехнологічних установок (ексергетичної втрат) і пошук на його основі практичних шляхів можливого зниження цих втрат, що дають економію палива.

Розглянуто два підходи при ексергетичної аналізі установок.

При першому підході визначають ексергетичної ККД окремих елементів установок, за якими судять про термодинамічної удосконаленості процесів, що відбуваються в цих елементах, а потім визначають ексергетичний ККД всієї установки.

При другому підході визначають відносні ексергетичної втрати, зіставляють їх значення за величиною i , потім, за універсальною формулою розраховують ексергетичний ККД установки.

Алгоритм ексергетичного аналізу розроблявся для двох типів абсорбційних холодильних установок: для установки з електромеханічним насосом для циркуляції водоаміачного розчину (АХУ) і для абсорбційної-дифузійного холодильного агрегату (АДХА), що встановлюється в побутових холодильних приладах.

З попередніх теплових розрахунків відомі параметри в характерних точках P_i , T_i , I_i , S_i , V_i , витрати робочого тіла через елементи схеми g_i (приведені до витраті холодоагенту через випарник), і таким же чином наведені теплові навантаження елементів схеми q_i , а також наведена сумарна робота насосів ΣH .

Крім того, відомі температура, підтримувана в холодильній камері T_x , температура теплоносія, що гріє низько потенційного джерела $T_T = \text{const}$ і задана температура навколишнього середовища T_0 .

Відносні ексергетичної втрати в насосах залежать від ККД насоса η_n і ККД електродвигуна.

Наведена вище методика дозволяє провести порівняльний ексергетичний аналіз апаратів побутової холодильної техніки, зокрема, абсорбційної-дифузійних і компресорних морозильників ємністю $V = 200 \text{ дм}^3$.

Аналіз отриманих результатів показує, що побутові морозильники є термодинамічне недосконалими пристроями - ексергетичної ККД перетворення енергії при їх роботі не перевищують 7%.

При роботі побутових морозильників від мережевої електроенергії термодинамічні переваги, як і слід було очікувати, мають компресорні моделі. При цьому основні втрати мають місце при отриманні і транспортуванні електроенергії ($\Omega = 70\%$).

Для абсорбційної-дифузійних моделей, на відміну від компресорних моделей, є спосіб поліпшити ексергетичної показники шляхом використання в якості джерела енергії органічного палива. При цьому значно зростають втрати в термосифонного-генераторі, однак, зважаючи на повну відсутність втрати, пов'язаної з отриманням електроенергії, загальний ексергетичний ККД АДХМ збільшується в ~ 3 рази, а, в порівнянні з КМ - в $\sim 1,7$ рази. У стільки ж разів зменшується витрата первинного палива, що має велике значення в умовах України.

УДК 629.12:621.575.932

РОЗРОБКА ПОБУТОВИХ КОМБІНОВАНИХ ПРИЛАДІВ З УТИЛІЗАЦІЄЮ СКИДНОГО ТЕПЛА ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ

*Титлов О.С., д-р техн. наук, професор, Гратій Т.І., аспірант, Приймак В.Г.,
Козонова Ю.О., канд. техн. наук, доцент*

Перспективним енергозберігаючим напрямком в сучасній побутовій техніці є створення приладів, які об'єднують функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини.

При проведенні більшості побутових технологічних процесів температура не перевищує 70°C .

З усіх типів сучасного побутового холодильного обладнання таких температурних потенціалом володіють елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) - дефлегматор і ректифікатор.

Розроблено різні схеми побутових абсорбційних холодильних приладів з додатковою тепловою камерою (ТК), що відрізняються:

- а) способом передачі тепла від теплонавантаженому елементів АХА до ТК;
- б) розташуванням ТК щодо холодильного шафи;
- в) конструктивним виконанням ТК (однокамерна, двокамерна);
- г) джерелом непридатного тепла.

Найбільш простий у конструктивному виконанні є схема з проміжним теплопередаючим пристроєм, яка передбачає мінімум змін у складі побутового комбінованого приладу і АХА.

Розроблено та досліджено два типи таких побутових комбінованих приладів - з повітряної ТК і рідинної ТК.

Розрахунок конструктивних параметрів ТК був проведений за тепловим навантаженням 19...22 Вт. Товщини теплоізоляції бічних стінок, дна і кришки визначені в результаті математичного моделювання нестационарних температурних полів.

При цьому враховувалися: орієнтація поверхонь камери і її теплова зв'язок з холодильною камерою; конструктивні особливості ТК; коефіцієнт робочого часу серійної моделі побутового однокамерного холодильника абсорбції «Кристал-408» АШ -150.

Досвідчені конструкції були виготовлені на Васильківському заводі холодильників (Київська область). Геометричні параметри внутрішнього обсягу ТК становили: висота - 0,420 м; глибина - 0,540 м; ширина - 0,570 м; обсяг - 35 дм³. Товщина теплоізоляції: бічних стінок - 0,080 м; дна - 0,075 м; кришки, задньої і передньої стінок - 0,10 м.

Для забезпечення тепловою зв'язку підйомного ділянки дефлегматора АХА з ТК використовувався двофазний термосифон (ДФТС) довжиною 1,2 м і діаметром - 0,010×0,001 м. Матеріал корпусу ДФТС - нержавіюча сталь. Теплоносій - етиловий спирт.

Дослідження теплових режимів ТК здійснювалося як в стаціонарному, так і в перехідних режимах роботи АХА.

В результаті досліджень була визначена оптимальна довжина випарного ділянки ДФТС - 0,15 м. На виході цієї ділянки температура дефлегматора складає 73...76 °С.

Найбільш сприятливими умовами для ТК були режими з підвищеними температурами навколишнього середовища, коли знижуються теплові втрати, а коефіцієнт робочого часу АХА і період подачі теплового навантаження збільшується.

Експериментальні дослідження побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, створених на базі серійної моделі ВЗХ "Кристал - 408" АШ-150 показали, що введення до складу побутових холодильників абсорбції додаткової ТК, пов'язаної в тепловому відношенні з підйомним ділянкою дефлегматора АХА, не приводить до зростання енергоспоживання і не погіршує експлуатаційні характеристики камер охолодження.

УДК 621.575:620.91:662.997

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Осадчук Є.О., асистент, Василів О.Б., канд. техн. наук., доцент, Адамбаєв Д.Б., аспірант, ОНАХТ, Одеса

Загальновідомо, що найціннішим ресурсом на планеті найближчим часом стане вода, а боротьба за водні ресурси в світі є одним з факторів в сучасних збройних конфліктах і, ця тенденція буде тільки рости в досяжному майбутньому. Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, у грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя».

Близько 70 відсотків поверхні земної кулі покрито водою, проте на 97,5 відсотка вона складається з солоної води. Решта 2,5 відсотка припадають на прісну воду, майже дві третини якої знаходиться в замороженому стані в льодовикових шапках. Між тим, основна частина прісної води знаходиться в 1 кілометровому шарі атмосфери. Її сумарний обсяг становить не менше 1000,000,000,000,000 літрів. За даними роботи середня абсолютна вологість поблизу земної поверхні становить 11 г / м³, а в тропічних регіонах вона доходить до 25 г/м³ і вище. Велика кількість країн тропічного поясу страждає від відсутності прісної води, хоча її зміст в атмосфері досить значно. Наприклад, в Джибуті протягом усього року практично не буває дощів, але абсолютна вологість становить 18-24 г/м³. Кількість води, проносяться над кожним квадратом в 10 км² Аравійської пустелі або Сахари, одно за обсягом озера площею 1 км² і глибиною 50 м.

Тому одним з найважливіших завдань є розвиток технологій дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна.

З давніх часів прісну воду, в дуже обмежених кількостях, отримували шляхом збору сконденсованих крапель з повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні (охолодження в нічний час пористих каменів з утворенням роси). Наприклад, в Нуакшоті (Мавританія) середня місячна температура в травні-жовтні становить 27-30 °С, відносна вологість 60-80 %. Це означає, що в кожному кубічному метрі повітря міститься 20-24 г води. При зниженні температури на 10-15 °С з кожного кубічного метра можна виділити 10-14 г води. В Ізраїлі, наприклад, 190-200 ночей характеризуються вигідними умовами для отримання прісної води з атмосферного повітря (в Ашдот, Тель-Авіві дуже часто влітку буває 100 % вологість повітря). Для підвищення ефективності процесу конденсації пари води в цих умовах використовують інтенсифікують елементи - холодоакумулятори (щебінь), теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані і систему сорбентів, що працюють в циклічному режимі «зарядки-розрядки».

Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою автономних генераторів штучного холоду – холодильних машин, які гарантовано забезпечують температуру нижче температури точки роси. Відомо, що для отримання 1 літра води потрібно затратити близько 1 кВт·год електроенергії, а в середньому з потоку повітря 1 кг/с виділити ~ 10 г / с води. При холодильному коефіцієнті компресійної холодильної машини, рівному 3, на виробництво 1 літра води буде витрачається енергія порядку ~ 0,33 кВт·год.

В даний час, основний обсяг ринку обладнання по виділенню води з повітря припадає на системи, що мають у своєму складі компресійну холодильну установку з електричним приводом. Разом з тим застосування компресійних установок перспективно тільки для продуктивності до 3-4 літрів води на годину. При більш високій продуктивності відбувається суттєве зростання габаритів установки.

Необхідною умовою роботи компресійної холодильної машини є наявність електричної енергії. У теж час переважна кількість країн, що зазнають дефіцит води, обмежені і в енергоресурсах. Чи не єдиним доступним джерелом енергії у них є сонце.

Таким чином проблема отримання води з атмосферного повітря - актуальна наукова та практична задача, яка до цього часу не знайшла свого рішення, а більшість технічних пропозицій залишаються на рівні патентів.

Тому, як найбільш перспективного напрямку нами вибрано використання модернізованих абсорбційних холодильних машин (АХМ), що працюють від джерела низькопотенціального тепла - сонячної енергії. Одним з перспективних напрямків є

можливість використання існуючої інфраструктури сонячних нагрівачів води, сумарний обсяг площ колекторів яких у світі більше 110 млн.м².

Аналіз режимних характеристик АХМ показав, що основні проблеми, які треба вирішити при їх використанні в системах отримання води наступні: по-перше, розробити конструкції АХМ з повітряним охолодженням теплорозсіюючих елементів, а по-друге, запропонувати цикл, який можна було б реалізувати в умовах тропічних температур зовнішнього повітря і рівні температур традиційних водяних сонячних колекторів (80-100 °С).

У таких умовах найбільші перспективи мають абсорбційні водоаміачних холодильних машин (АВХМ), які дозволяють провести необхідну модифікацію циклу.

У зв'язку з вибором АВХМ необхідно відзначити, що в останні роки у зв'язку з несприятливим техногенним впливом на навколишнє середовище систем холодильної техніки все більша увага приділяється природним холодильним агентам. Останні документи вже чітко регламентують застосування конкретних природних холодильних агентів для різних типів холодильних машин: для побутових і торгових холодильників - пропан; для середніх холодильників - вуглекислота; для великих систем - аміак.

АВХМ на відміну від аналогів - бромістолітєвих абсорбційних холодильних машин і пароежекторних водяних холодильних машин, холодильним агентом в яких є вода, мають більш широку сферу застосування, зокрема, в області негативних температур до мінус 50 °С. Для їх роботи можна використовувати самі різні джерела теплової енергії: технологічний пар, гарячу воду, гази печей, вихлопні гази двигунів внутрішнього згорання. АВХМ крім завдань кондиціонування повітря можуть бути використані і в холодильниках при тривалому зберіганні заморожених продуктів і сільськогосподарської сировини.

Особливий інтерес представляють АВХМ працюють на поновлюваних джерелах енергії, зокрема, на енергії сонячного випромінювання. Такий інтерес пов'язаний з можливістю цілорічного використання сонячних колекторів, що знаходять в даний час широке застосування в системах опалення та гарячого водопостачання. Передбачається, що при надлишку сонячної енергії в теплий період року частина її можна направляти на генератор АВХМ для виробництва штучного холоду. Отриманий холод можна використовувати як в системах кондиціонування, так і в холодильниках.

Цикли АВХМ реалізовані в насосній і безнасосній схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають у своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосні схеми автономні, але недостатньо ефективні.

На підставі наведеного вище аналізу різних холодильних систем абсорбційного типу та результатів аналізу енергетичних характеристик циклів АВХМ, а також з урахуванням простоти конструкції і способу реалізації для подальшої розробки був обраний варіант традиційної АВХМ з теплообмінником розчинів і з бустер-компресором на магістралі подачі пари аміаку в конденсатор ,

Був проведений аналіз енергетичної ефективності циклів АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором.

Інтерес представляв своєрідний «модифікований холодильний коефіцієнт» циклу АВХМ, який являє собою відношення корисного ефекту (штучного холоду) до витраченої в циркуляційному насосі і бустер-компресорі електричної потужності. З урахуванням того, що тепла енергія гріє джерела надходить від неелектричного джерела, вона не враховується при аналізі.

Було показано, що з підвищенням температури гріє джерела від 80 °С до 100 °С ефективність АВХМ зростає майже в 2 рази.

УДК 662.997

РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Фелонюк С.А., магістр ОНАХТ

Дана схема, яка є вдосконалим продовженням розробок систем життєзабезпечення на базі сонячних колекторів з використанням температурного потенціалу атмосферного повітря (Рис 1.).

На систему сонячних колекторів надходить сонячне радіаційне теплове випромінювання. Теплоносій, який прокачується через систему сонячних колекторів, при цьому нагрівається.

Розглянемо кілька режимів роботи системи в різних кліматичних умовах.

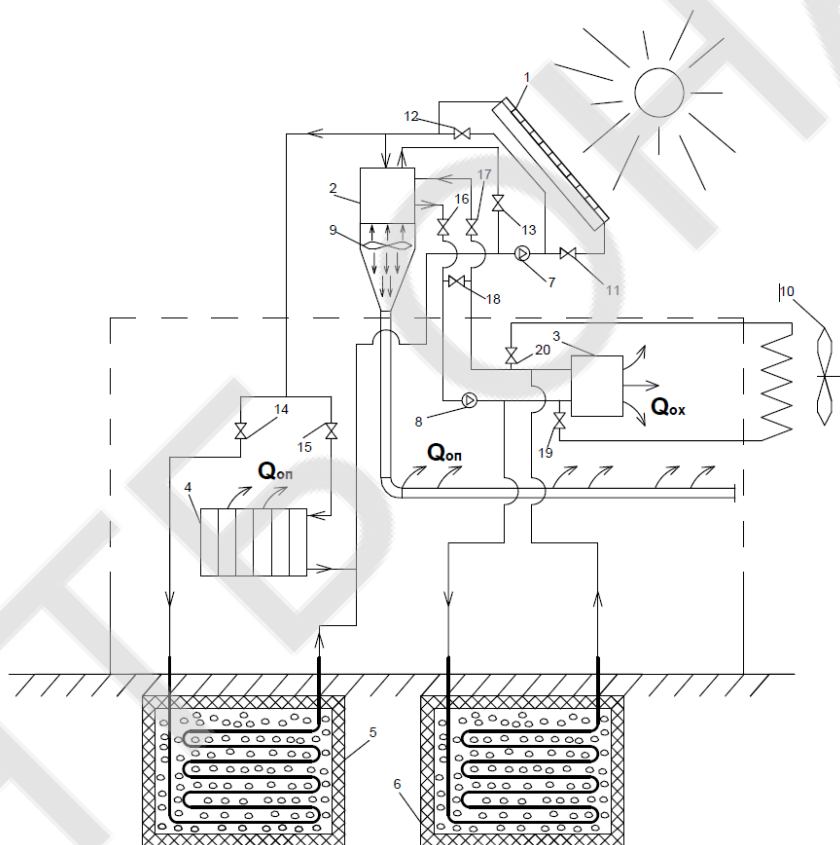


Рис. 1. Система кондиціонування на основі акумуляторів тепла і холоду з використанням сонячної енергії та температурного потенціалу атмосферного повітря: 1 - система сонячних колекторів; 2 - АВХМ; 3 - система охолодження повітря (СКП); 4 - система опалення; 5 (6) - акумулятор тепла (холоду); 7 - циркуляційний насос сонячних колекторів; 8 - циркуляційний насос розсолу; 9 - реверсивна система подача повітря до теплорозсіюючих елементів АВХМ; 10 - вентилятор розсільної системи; 11,12 - запірні вентиляти в системах сонячних

колекторів; 13 - вентиля відключення АВХМ; 14,15 - вентиля системи опалення; 16,17,18 - вентиля підключення акумуляторів холоду в нічний період; 19,20 - вентиля відключення зовнішнього низькотемпературного джерела тепла.

У холодну пору року, коли необхідно здійснювати опалення, підключається за допомогою вентилів 14 і 15 система опалення 4. Одночасно подача гарячого теплоносія здійснюється через акумулятор тепла 5. Акумулятор тепла 5 використовується для системи опалення в темний час доби.

На систему сонячних колекторів надходить сонячне радіаційне теплове випромінювання. Теплоносій, який прокачується через систему сонячних колекторів, при цьому нагрівається

. У режимі роботи системи по охолодженню контур опалення відключається, але циркуляція теплоносія здійснюється через ємність з акумулятором тепла 5. Гарячий теплоносій за допомогою циркуляційного насоса 7 піддається на холодильну машину 2. Машина 2 виробляє штучний холод, який використовують для охолодження потоку розсолу. Охолоджений розсіл за допомогою насоса в 8 продається на повітроохолоджувач 3.

Повітроохолоджувач 3 здійснює охолодження повітря в приміщенні. Одночасно потік холодного розсолу заохолодження і щєбінь в акумуляторі холоду 6. За допомогою вентилятора 9 здійснюється обдув теплорасеївающих елементів абсорбційної холодильної машини.

В режимі охолодження потік повітря викидається в атмосферу, а в режимі опалення відправляється в приміщенні. У темний час доби холодильна машина 2 припиняє роботу і подача холодного теплоносія на повітроохолоджувач 3 здійснюється через акумулятор холоду 6.

Одночасно, в разі низької температури зовнішнього повітря може бути підключений вентилятор 10, який може забезпечувати накопичення холоду в акумуляторі 6 або проводити пряме охолодження повітря в приміщенні.

У темний час доби для роботи холодильної машини використовують і накопиченої в акумуляторі тепла температурний потенціал.

У запропонованій схемі використовуються технології нічного радіаційного охолодження (НРО), які відносять до пасивних способів низькотемпературного (нижче температури атмосферного повітря) охолодження.

Останнім часом, у зв'язку з вимогою енергоефективності та скороченням часу використання синтетичних холодильних агентів (фреонів) холодильних систем, спостерігається стабільний інтерес до пасивних способів охолодження. Одним з таких способів є охолодження за рахунок радіаційного випромінювання в космічний простір.

Будь-яка поверхня, звернена до нічного неба, при певних умовах може випромінювати більше теплової енергії, ніж отримувати назад від навколишнього середовища [1]. Даний ефект носить назву нічного радіаційного охолодження (НРО) і за рахунок нього можна підтримувати температуру теплоносія нижче температури навколишнього повітря.

Використання НРО в значній мірі визначається особливостями клімату того чи іншого регіону. У певних кліматичних умовах холодильні системи, що використовують радіаційне випромінювання будуть працювати більш ефективно, ніж в інших.

АВХМ, що входить в систему опалення та охолодження, працює наступним чином (Рис.2).

До гелеогенератора 1 підводиться енергія сонячного випромінювання і з міцного ВАР випаровується переважно легкозакипаючої компонент-аміак. Бульбашки пара проштовхують в верхню частину гелиогенератора збіднений за аміаком слабкий ВАР. В процесі випарювання розчин збіднюється за аміаком і стікає в ресивер слабого ВАР 3, а парова водоаміачних суміш надходить в дефлегматор 2. У дефлегматорі 2 конденсується переважно пар води з утворенням флегми і відведенням тепла фазового переходу в навколишнє середовище. Флегма стікає в ресивер 3.

З дефлегматора 2 пар аміаку за допомогою бустер-компресора 5 направляється в конденсатор 6, де стискається до тиску P_k і конденсується з відведенням тепла в навколишнє середовище. З конденсатора 6 рідкий аміак надходить через дросель 7 надходить у випарник 8. Після дроселя 7 тиск у випарнику 8 і абсорбері 9 знижується до P_0 . У випарнику 8 аміак кипить при тиску P_0 і температурі t_0 з відведенням теплоти від об'єкта охолодження[2].

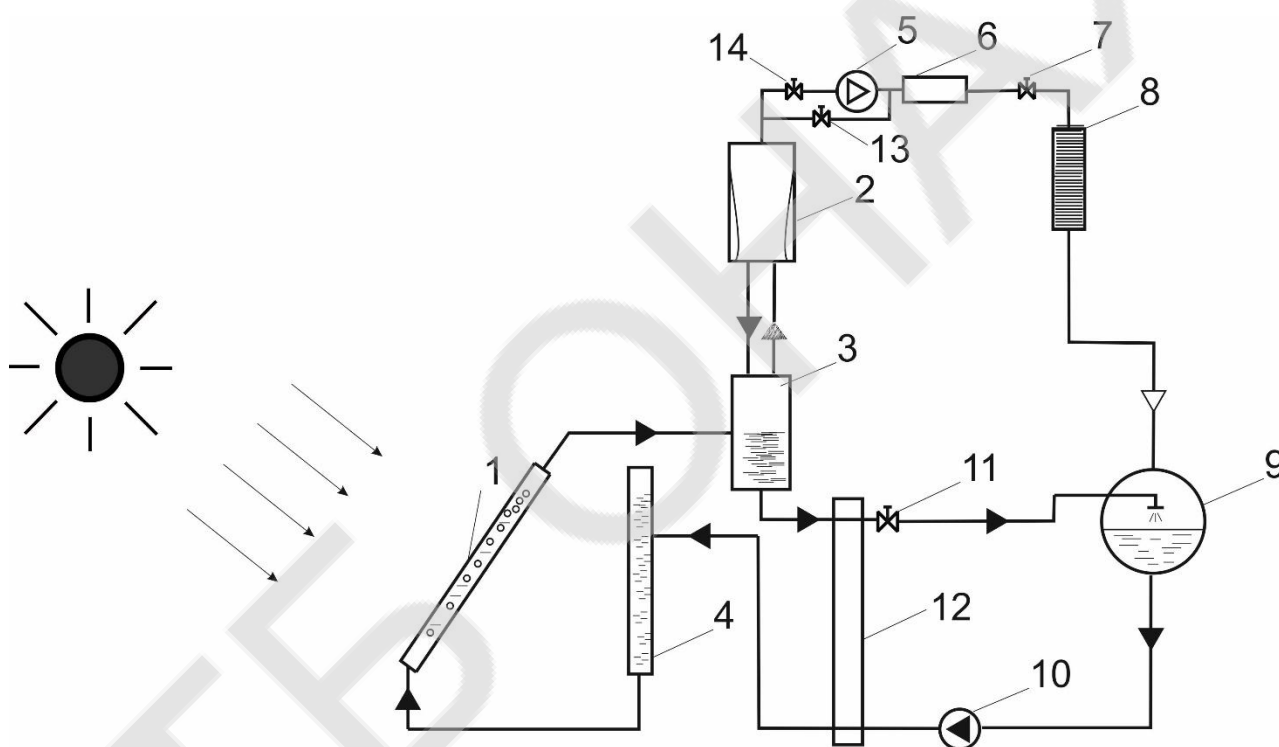


Рис.2. Принципова схема системи охолодження на базі АВХМ малої холодопродуктивності: 1 - гелиогенератор; 2 - дефлегматор; 3 - ресивер слабого ВАР; 4 - ресивер міцного ВАР; 5 - бустер-компресор; 6 - конденсатор пари аміаку; 7 - дросель рідкого аміаку; 8 - випарник; 9 - абсорбер; 10 - циркуляційний насос слабого ВАР; 11 - дросель слабого ВАР; 12 - регенеративний теплообмінник міцного і слабого ВАР; 13, 14 - запірні вентилі парової магістралі аміаку.

Тиск P_0 в випарнику 8 підтримується за рахунок безперервного процесу поглинання пара аміаку слабким ВАР в абсорбері 9. У свою чергу слабкий ВАР надходить в абсорбер 9 з ресивера 3 через теплообмінник 12 і дросельний вентиль 11.

Утворився після поглинання аміаку міцний ВАР циркуляційним насосом 10 подається назад в ресивер міцного розчину 4 і цикл повторюється.

Бустер-компресор в схемі АВХМ призначений для підвищення тиску конденсації Рк в разі низької інтенсивності сонячного випромінювання (в ранкові та вечірні години або при похмурій погоді). В цьому випадку вентиль 13 закритий, а відкритий вентиль 14-відкритий. При достатній для тиску стиснення пари аміаку сонячної інсталяції ситуація з вентилями зворотна.

Включення в схему бустер-компресора дозволяє істотно розширити робочі характеристики в частині рівня температур гріє джерела. Так, наприклад, він необхідний в схемах з сонячними колекторами з водою в якості теплоносія, де температура не перевищує 100 °С.

Паропоглинаюча холодильна система є найкращою альтернативою паровій компресійній.

Список використаних джерел

1. Prommajak T., Phonruksa J., Pramuang S. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand / T. Prommajak, //Int. J. Re-new. Energy. 2008. V. 3. № 1. P. 33–40.

2. Осадчук Е.А., Титлов А.С., С.Ю. Мазуренко С.Ю. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха//Холодильна техніка та технологія. 2014. № 4. С. 54–57.

УДК 621.5.043

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ (АХА)

Холодков А.О., канд. техн. наук, Титлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ, Одеса,

Генератор в схемах сучасних АХА призначений для отримання пари холодильного агента з одночасним підйомом рідкого ВАР на задану висоту. Відомі й інші спорудження АХА [1], в яких процеси генерації і підйому розділені, однак вони не знайшли широкого застосування через складність конструкцій. Метод розрахунку підйому рідини під впливом власних парів приведено в монографії В. Нібергала [1]. Для характеристики цього процесу введений спеціальний критерій - об'ємний коефіцієнт подачі генератора b , який представляє собою відноси обсягу піднятою рідини V' до обсягу одночасно отриманого пара V''

$$b = \frac{V'}{V''} \quad (1)$$

При проведенні розрахунків термодинамічних параметрів циклу АХА використовується також і масовий коефіцієнт подачі, який є відношенням відповідними їх мас або масових витрат [2]

$$b^* = \frac{M'}{M''} = \frac{G'}{G''} \quad (2)$$

Каттанео [3] зазначив зміни в структурі двофазного потоку в процесі подачі - при малому діаметрі труби утворюються парові поршні або парові «пробки», які витісняють в верхню частину рідинні «пробки». При збільшенні діаметра труби по ній тече суміш парових бульбашок і рідини (змішана подача), при цьому змішаний режим течії можна досягти і збільшенням теплового навантаження генератора.

Аналогічні результати були отримані і Нессельманом [4] на трубках з внутрішніми діаметрами 11 ... 15 мм на воді при атмосферному тиску.

Аналізуючи результати експериментальних досліджень [2, 3], Нібергал [1] вказує на невизначеність з поширенням значень b на інші речовини і бінарні суміші і діапазони режимних параметрів.

Проте, результати Каттанео і Нессельмана дозволяють зробити ряд наступних висновків якісного характеру.

Для збільшення значення b необхідно щоб:

а) висота підйомної частини генератора повинна бути настільки малою, наскільки дозволяє конструкція;

б) у всіх випадках краще труби малого внутрішнього діаметра;

в) температура рідини на вході в генератор повинна бути максимально близька до температури насичення.

Крім цього, згідно з Каттанео, b і b' практично не залежать від теплового навантаження підйомної труби.

В даний час в основі існуючих теоретичних методик розрахунку генераторів АХА [1-3] лежать методи термодинаміки, які передбачають знання температурних полів елементів або, по крайній міру, температур в характерних точках (вхід - вихід).

У зв'язку з цим такі методи практично не застосовуються при конструктивних розрахунках нових моделей, а використовуються тільки при аналізі енергетичної ефективності циклів АХА.

При створенні нових АХА фахівці віддають перевагу досвіду практичних розробок або використовують результати широкомасштабних експериментальних досліджень конструкцій генераторів [3].

Практично у всіх сучасних конструкціях АХА, незалежно від їх призначення, використовуються в якості генераторів трубки з внутрішнім діаметром 35...36 мм, в яких реалізується поршневий режим течії двофазної суміші.

Для таких генераторів може бути застосований ряд апроксимаційних залежностей, отриманих в різних діапазонах режимних параметрів.

Так, для роботи АХА з тиском в системі $P = 8 \dots 12$ бар (режим має місце при рідинному охолодженні теплорассеиваючих елементів [2])

$$b^* = \left(\frac{0,20}{H} \right) \cdot P \cdot (0,40 \cdot \xi + 0,06) - \xi - 0,15 \quad (3)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P \cdot (0,118 + 0,24 \cdot \xi) + 4,62 \cdot \xi + 5,022 \quad (4)$$

де H - висота підйомної (транспортної) частини трубки генератора, м;
 P - тиск в системі, бар;

ξ - масова концентрація міцного ВАР (на вході генератора).

Масова витрата парової суміші для цих умов в діапазоні значень теплових навантажень генератора $Q_i = 60 \dots 130$ Вт визначають, як

$$G_i'' = G'' \cdot \frac{Q_i}{80}, \quad (5)$$

де G'' - масова витрата пара, розрахований за формулою (4), кг/с.

В діапазоні тисків 19...21 бар, що має місце при повітряному охолодженні тепло-рассеиваючих елементів, можна використовувати рекомендації В.М. Янченко та ін. [5]

$$G_X'' = (3,27 \cdot Q_T - 16,3) \cdot 10^{-7}, \quad (6)$$

$$G_f = (1,25 \cdot Q_T + 54,5) \cdot 10^{-6}, \quad (7)$$

де G_X'' - масова витрата пара аміаку на виході дефлегматора, кг/с;

G_f - масова витрата міцного ВАР на вході в генератор, кг/с.

На жаль, дослідження [5] не містять всіх відомостей, необхідних для розрахунку b і b^* .

У них не приведена інформація про теплове навантаження дефлегматора, по якій можна було б судити про сумарному витраті пара і величиною коефіцієнта подачі в класичному визначенні [1]

$$b^* = \frac{G_f - G''}{G''}. \quad (8)$$

Ці результати не дозволяють судити і про енергетичну ефективність того чи іншого режиму роботи генератора, що важливо при створенні енергозберігаючого обладнання.

Разом з тим, виходячи з найбільш загальних міркувань, можна відзначити відмінності режимів робіт генераторів на чистих речовинах і сумішах, наприклад, на водоаміачних розчинах. Дійсно, в разі чистого речовини при постійному тиску збільшення теплового навантаження (Q_T) призводить лише до додаткового виробництва пара, збільшення паросодержання потоку, зростання сили, що виштовхує і збільшення витрати піднятою рідкої фази.

У разі бінарної суміші, наприклад, ВАР, відбувається зміна складу як паровий, так і рідкої фаз. Перехід в новий рівноважний стан супроводжується зниженням концентрації низькокиплячого компонента (аміаку) в паровій і рідкій фазі і відповідним зростанням температур. Одночасно з цим зазнають значних змін все термодинамічні параметри та теплофізичні характеристики розчину.

Така зміна властивостей робочого тіла обумовлює і відмінність в інтенсивності процесів теплообміну при кипінні.

Так, для ВАР зниження масової концентрації від 0,35 до 0,15 (відповідає діапазону зміни термодинамічних параметрів циклу АХА) призводить до зростання коефіцієнту теплообміну, як мінімум, на 37 %.

Список інформаційних джерел:

Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal . - Berlin : Springer, 1959. - 554 S.

Чайковський В. Ф. Експериментальні дослідження холодильних труб, що реалізують абсорбційно-дифузний холодильний цикл / В. Ф. Чайковський, А. С. Титлов // Холодильна техніка і технологія. – 1991. – № 52. – С. 3-7.

Тюхай Д. С . Зниження енергоспоживання в апаратах з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами шляхом організації раціональних теплових режимів генераторного вузла: дис ... канд . техн. наук: 05.05.14 / Тюхай Денис Станіславович. - Одеса , 2000. – 147 с .

Янченко В. М. Визначення основних характеристик генератора абсорбційно-дифузійної холодильної машини / В. М. Янченко, Е. А. Казаков, А. В. Котельников // Машини та апарати холодильної, криогенної техніки і кондиціонування повітря. - 1977. – № 2. – С. 80-85.

Янченко В. М. Експериментальне визначення характеристик генераторів абсорбційно-дифузійної холодильної машини / В. М. Янченко, А. В. Котельников // Холодильна техніка. – 1978. – № 1. – С. 29-31.

УДК 621.575

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ВИКИДНОЇ ТЕПЛОТИ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

*Титлов О.С., д.т.н., професор, Дорошенко В.М., д.т.н., професор, Закушняк М.Ю.,
магістр*

Компресорні станції магістральних трубопроводів, оснащені газотурбінними агрегатами, мають значну кількість низько потенційного тепла, яке в даний час викидається в навколишнє середовище з продуктами згоряння. При цьому дармове тепло може бути використано для вирішення різних завдань при транспортуванні газу безпосередньо на компресорних станціях. Одна з таких завдань - попереднє охолодження газу перед компримування. Для вирішення цього завдання необхідно використовувати джерело штучного холоду, а в нашому випадку, з урахуванням наявності непридатного тепла - тепловикористовуючими холодильну машину. З урахуванням сучасного стану розробок і рівня техніки можна зробити висновок, що найбільші перспективи мають абсорбційні водоаміачних холодильних машин (АВХМ). У зв'язку з виборів АВХМ необхідно відзначити, що в останні роки в зв'язку з несприятливим техногенним впливом на навколишнє середовище систем холодильної техніки все більша увага приділяється природним холодильним агентам. Останні доку-

менти [1] вже чітко регламентують застосування конкретних природних холодильних агентів для різних типів холодильних машин: для побутових і торгових холодильників - ізобутан; для середніх холодильників - вуглекислота; для великих систем - аміак. АВХМ на відміну від аналогів - бромістолітєвих абсорбційних холодильних машин і пароежекторних водяних холодильних машин, холодильним агентом в яких є вода, мають більш широку сферу застосування, зокрема, в області негативних температур до мінус 50 °С [2]. Для їх роботи можна використовувати найрізноманітніші джерела теплової енергії: технологічну пару, гарячу воду, газу печей, вихлопні газу двигунів внутрішнього згоряння [3]. АВХМ крім завдань кондиціонування повітря можуть бути використані і в холодильниках при тривалому зберіганні заморожених продуктів і сільськогосподарської сировини.

На першому етапі розробок систем охолодження газу перед компримування на базі АВХМ були проведені розрахунки циклів і визначені діапазони робочого складу робочого тіла. Відомі підходи до розрахунку АВХМ [5,6,7] для роботи в системах з сонячним підігрівом не можуть бути використані через неврахування взаємної залежності трьох рівнів температур: вищої в генераторі (гріє джерела) - нижчої в абсорбері (навколишнього середовища) - кипіння у випарнику. Тоді, як відомо [2], що з цих трьох температур тільки дві можуть бути обрані щодо довільно, а третя температура визначається однозначно.

Такий висновок був отриманий авторами [4] при аналізі теплового коефіцієнта ідеального циклу довільній абсорбційної холодильної машини в якому: зона дегазації прагнути до нуля і процеси в генераторі і в абсорбері протікають практично при постійній температурі; абсорбент не володіє власним парціальним тиском, а теплота дефлегмації відсутня.

Розглянуто традиційна найпростіша схема АВХМ, що включає два регенеративних теплообмінники - розчинів робочого тіла і холодильного агента (рис.1).

Вихідні дані для розрахунку і аналізу:

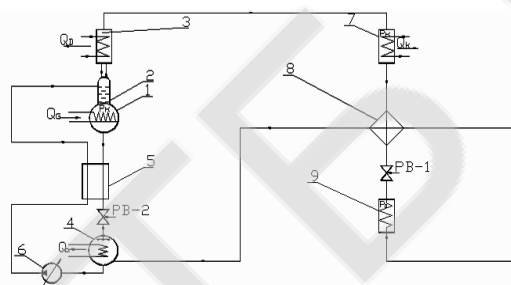


Рис. 1 - Схема АВХМ: 1-генератор; 2 ректифікатор; 3 дефлегматор; 4 абсорбер; 5 регенеративний теплообмінник розчинів; 6 насос; 7-конденсатор; 8- регенеративний теплообмінник холодильного агента; 9-випарник

а) перепад температур між охолоджуючим середовищем і міцним ВАР в абсорбері;

б) перепад температур між охолоджуючим середовищем і конденсатором (виходом дефлегматора);

в) перепад температур між випарником і джерелом холоду;

г) перепад температур між слабкий і міцний ВАР на "холодному" наприкінці регенеративного теплообмінника розчинів;

д) перегрів пара аміаку в регенеративній теплообміннику.

Для визначення термодинамічних теплофізичних властивостей ВАР використовувалися довідкові дані [8]. Варійованими параметрами були: температура гріючої середовища; температура навколишнього середовища; температура об'єкта охолодження.

У всіх випадках визначалися термодинамічні параметри і склад робочого тіла в характерних точках циклу АВХМ.

Основним показником працездатності АВХМ були кратність циркуляції ВАР

$$f = \frac{\xi_D - \xi_{сл}}{\xi_{кр} - \xi_{сл}}, \quad (1)$$

де - $\xi_D, \xi_{сл}, \xi_{кр}$ масова частка аміаку в паровій суміші, що надходить на вхід дефлегматора, слабого ВАР на виході генератора, міцного ВАР на вході в генератор, відповідно.

Алгоритм пошуку робочих режимів АВХМ полягав у наступному. На першому етапі задавалися температури об'єкта охолодження: мінус 30 °С; мінус 15 °С; мінус 5 °С. Для кожного значення проводився розрахунок з фіксованим значенням з діапазоном 25...43 °С з кроком в 1 °С. Для заданих значень і проводився розрахунок кратності циркуляції за рівнянням (1) з варіюванням з кроком в 1 °С. У разі, якщо робили висновок, що режим роботи АВХМ може бути реалізований, а в зворотному випадку, коли - режим роботи не існує. Результати розрахунків за наведеним алгоритмом представлені на рис.2.

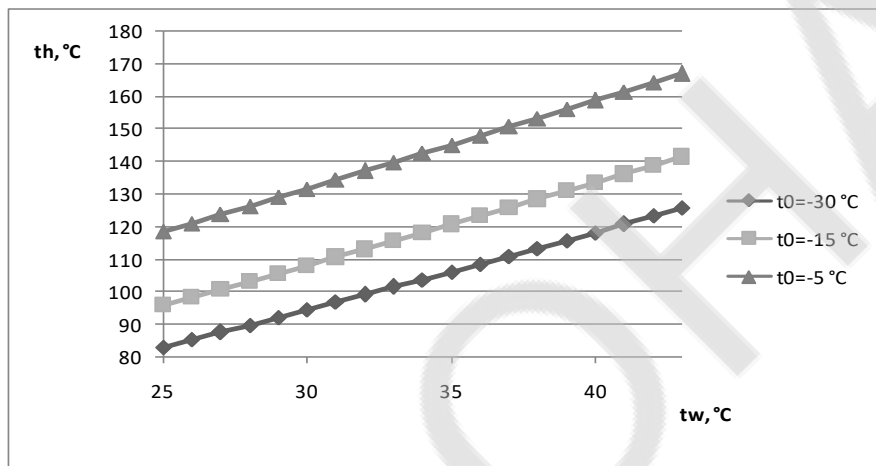


Рис. 2 - Результати розрахунку мінімальної температури що гріє джерела (t_h) в залежності від температур об'єкта охолодження (t_o) і охолоджуючої середовища (t_w).

Отримані залежності є мінімально необхідні значення температур гріючого середовища для умов роботи реальних АВХМ.

Аналіз цих результатів показує, що для роботи в системах охолодження з температурами до мінус 30 °С необхідна температура гріючої середовища 140 ... 150 °С.

Список інформаційних джерел

1. Бараненко А.В., Белозеров Г.А., Таганцев О.М., Смыслов В.И., Бондарев В.Н. Состояние и перспективы развития холодильной отрасли в России // Холодильная техника. – 2009. – № 3. – С. 20-24.
2. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. Бадылькес, Р. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
3. Коханський А.І., Редунов Г.М., Тітлов О.С. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) // Наукові праці ОНАХТ / Мін. Освіти України. – Одеса: 2009. – Вип. 35. – Т.1. – С. 132-136.
4. Kim D.S., Infatute Ferreira C.A. Air-cooled solar absorption air conditioning // Final report. Novem contract BSE – NEO 0268-02-03-0008. Delft university of technology, 2005. – 230 p.

5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Е.М. Бамбушек [и др]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
6. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : монография / Л.В. Галимова. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
7. Sathyabhama A., Ashok Babu T.P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system // Thermal science. – 2008. – Vol.12. – № 3. – P.P.. 45-53.
8. Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. [Текст] / С.Н. Богданов [и др]. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

УДК 621.565.92:628.165

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ СТВОРЕННЯ РІВНОМІРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ОХОЛОДЖЕНОМУ ОБ'ЄКТІ АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ СЕЗОННОГО ТИПУ.

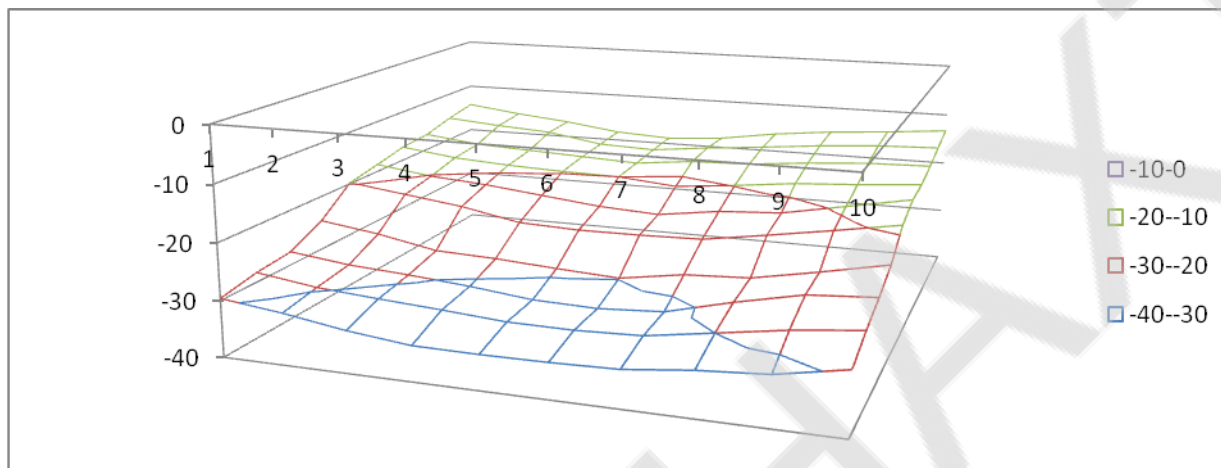
Ковбасюк К.С., студент IV курсу ОТФК ОНАХТ, Суббота І.В., студент IV курсу ОТФК ОНАХТ, Селіванов А.П., викладач вищої категорії ОТФК ОНАХТ,

Побутові абсорбційні холодильники, що використовують низькотемпературний потенціал навколишнього середовища та працюють у широкому діапазоні температур, холодильники «сезонного» типу, не придатні для роботи із швидкозмінними навантаженнями, але показали себе незамінними у сталому режимі при довготривалому підтриманні заданих параметрів.[1] При роботі у сталому режимі стає проблемою підтримання рівномірного температурного поля у всьому охолодженому об'ємі. Навіть наявність, так званої, суперізоляції в корпусах сучасних холодильних пристроїв при стабілізації зовнішніх та внутрішніх параметрів дає великий розбіг температури у охолодженому об'ємі і цей розбіг тим більший, чим більша температура навколишнього середовища.

Дослідження показали, що саме інерційність систем на базі абсорбційно-дифузійних холодильних агрегатів є причиною неможливості створення рівномірного температурного поля без додаткової модернізації об'єкту охолодження.

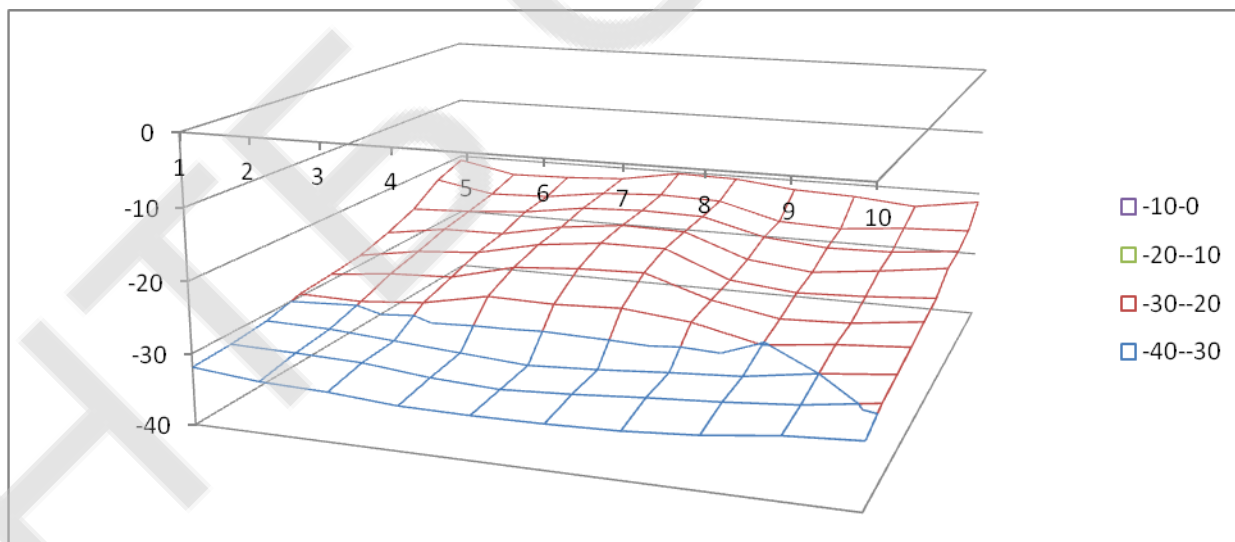
Дослідження проводились на базі морозильного пристрою типу «ларь» із водоміачним абсорбційним одноступінчатим агрегатом робочим об'ємом 100 дм³. [2] Протягом декількох років проводились статистичні випробування із змінюваними зовнішніми та внутрішніми параметрами та станами обладнання, що дало можливість аналізувати вплив тих чи інших чинників на роботу абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату (АДХА). На мал..1 показане температурне поле охолодженого об'єкту при температурі навколишнього середовища 25 °С, повній потужності нагрівального елемента неізолюваного генераторного вузла та без будь-яких модернізацій об'єму камери. Є очевидним, що розбіг температур в об'єкті складає до 20 градусів, що є неприпустимим а ні для побутового пристрою, а ні для промислового холодильного агрегату. На початковому етапі досліджень було вирішено для вирів-

нювання температурного поля в камері морозильного ларя використати теплові труби, закріплені на внутрішній поверхні алюмінієвої обшивки охолоджуваного об'єму. Для поліпшення контакту та зведення до мінімуму термічного опору контакту, теплові труби посаджені на термопасту. Вже перші випробування при аналогічних параметрах навколишнього середовища у сталому режимі роботи показали зміни у діаграмі температурного поля. Використання теплових труб не є новою технологією для вирівнювання теплового напору [3], але змінення температурного поля від пускового до сталого режимів із такою кількістю точок вимірювання знімається вперше.



Мал..1 Температурне поле охолодженого об'єкту без модернізацій об'єму камери

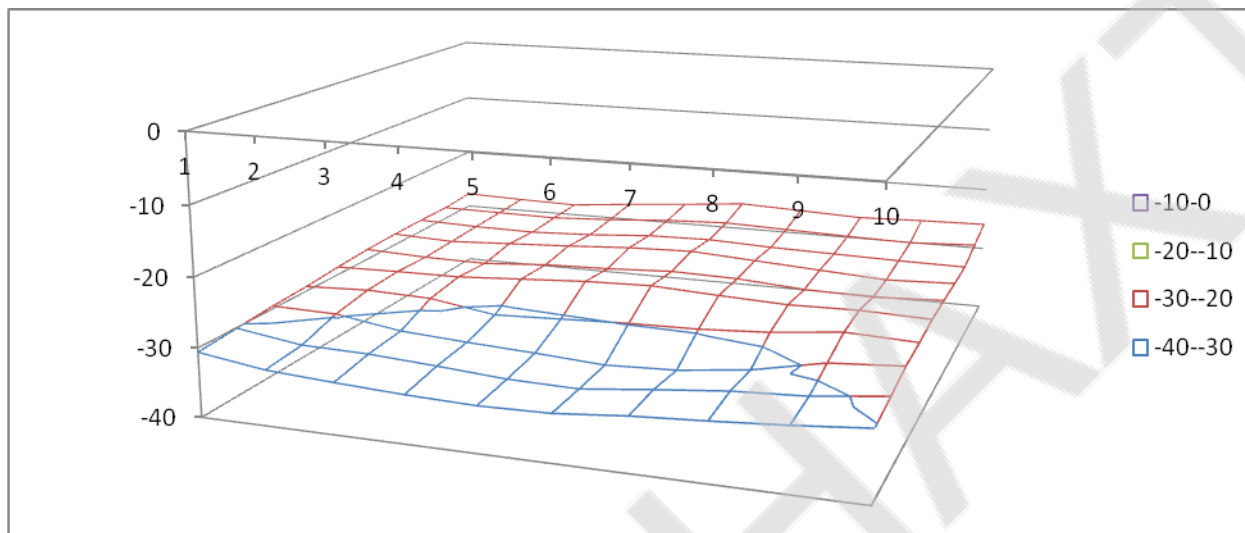
На мал..2 показане температурне поле в охолодженому об'єкті при температурі навколишнього середовища 25 °С, повній потужності нагрівального елемента неізолюваного генераторного вузла та із тепловими трубами, змонтованими на внутрішній поверхні охолодженої камери.



Мал..2 Температурне поле охолодженого об'єкту із тепловими трубами у охолодженому об'ємі.

Використання мідних ефективних теплових труб зменшило температурний розбіг у два рази і він склав до 10 градусів. Але такий температурний розбіг також є неприпустимим, адже за існуючими нормами розбіг у температурному полі, яке може вважатися рівномірним не може складати більше 1,5...2 °С .[4]

При подальших випробуваннях АДХА у охолоджену об'єм було встановлено акумулятор холоду. В якості акумулятору було використано мідну неорібрену пластину товщиною 6 мм. При загальній теплоємності міді орієнтовно $0,385 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ в широкому діапазоні температур [5], дослідження показали змінення у принципі розподілення температури в холодильній камері і у розгінному, і у сталому режимах. Результати досліджень із акумулятором холоду із демонтованими тепловими трубами наведені на мал.3.

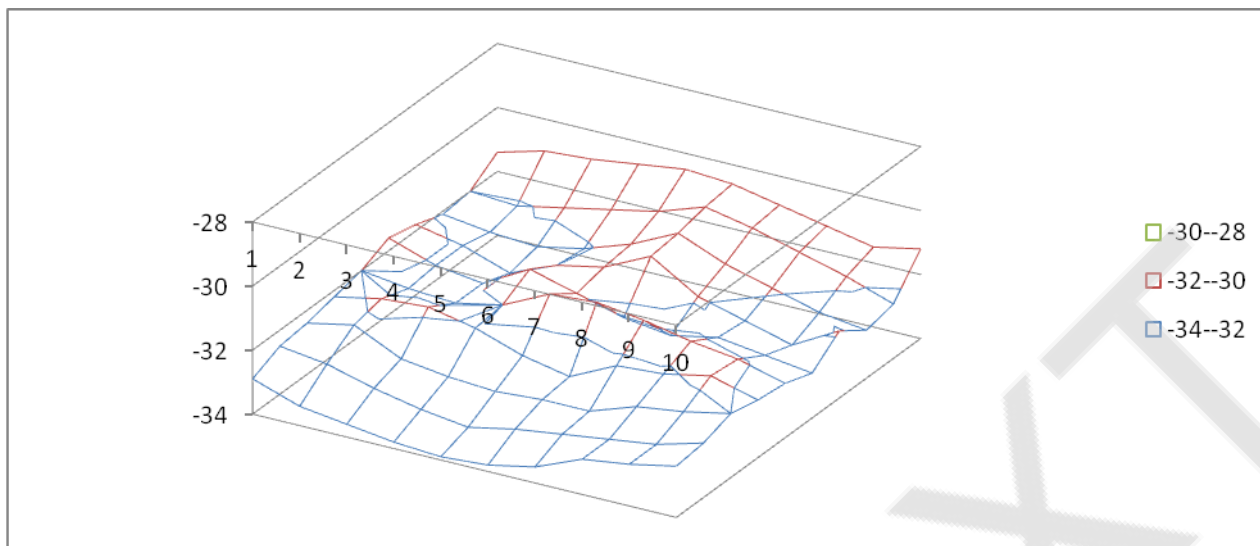


Мал.3 Температурне поле охолодженого об'єкту із мідним акумулятором холоду.

Використання акумуляторів холоду різного типу може вирівняти температурне поле до стану рівномірного, але питання економічної ефективності не завжди дозволяє це зробити.[6] В об'єкті дослідження за допомогою мідного акумулятора було досягнуто розбіг температурного поля менше, ніж у 5 градусів. Але за існуючими нормами, це не є однорідним полем. [4]

При подальшому дослідженні було одночасно використано теплові труби та мідний акумулятор холоду з метою вирівнювання температурного поля в охолоджену об'єм при температурі навколишнього середовища $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Результати сумісного використання двох засобів наведені на мал.4 Як видно на малюнку, температурний розбіг у охолоджену об'єм складає не більше 2,1 градуси, тобто при такому градієнті температури можна вважати, що рівномірність температури в камері було досягнуто.

В процесі тривалих досліджень було показано, що такого роду модернізації мають ефективність при використанні АДХМ у стандартних режимах без використання низькотемпературного потенціалу навколишнього середовища.[7,8,9]



Мал.4 Температурне поле охолодженого об'єкту із одночасним використанням теплових труб та акумулятора холоду.

Із зменшенням зовнішнього впливу економічна і енергетична ефективність додаткової модернізації знижується, оскільки середньорічна економія (а використання сезонної техніки може бути оцінене тільки у макрочасовому сенсі) значно менша, ніж витрати на ефективні теплові труби та створення акумуляторів холоду. Дослідження також показали повну неефективність у даному випадку рідких акумуляторів холоду на основі водо-солевих розчинів та на основі антифризів і з точки зору енергетики, і з точки зору ефективності використання охолодженого об'єму.

При повному завантаженні об'єму камери харчовими продуктами та зберіганні їх у замороженому вигляді у сталому режимі роботи абсорбційного агрегату спостерігається розбіг значень у температурному полі не більше 1 градуса. Таким чином, при довгостроковому зберіганні заморожених продуктів, які є свого роду акумулятором холоду, додаткові зміни конструкції не є необхідними.

Список інформаційних джерел

1. Титлов О. С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных пиборов : дис. докт. техн. наук / Титлов Олександр Сергійович – Одеса, 2008. – 359 с.

2. Селіванов А. П. Абсорбционные холодильные аппараты сезонного типа. Современное состояние и тенденции развития. / Артем Павлович Селіванов. // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування, Миколаїв. – 2013. – №5. – С. 82–88.

3. Василів О. Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами : дис. канд. техн. наук / Василів Олег Богданович – Одеса, 1998. – 396 с.

4. Мазур Л. С. Техническая термодинамика и теплотехника / Людмила Семёнова Мазур. – Москва: ГЭОТАР-МЕД, 2003. – 354 с.

5. Скороход В. В. Матеріалознавство і технологія матеріалів / Володимир Володимирович Скороход. – Київ: Академперіодика, 2005. – 552 с. – (До 100-річчя академіка І.М. Францевича).

6. Засядько Я. І. Енергозощадження при виробленні штучного холоду методом акумулювання холоду / Я. І. Засядько, О. Ю. Пилипенко // Підвищення енергоефек-

тивності та стимулювання використання відновлюваної енергії в агро-харчових та інших малих та середніх підприємствах (МСП) України / Я. І. Засядько, О. Ю. Пилипенко. – Київ: ЮНІДО, 2015.

7. Селіванов А. П. Перспективы применения сезонных холодильников / Артем Павлович Селіванов. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 98–100.

8. Очеретяний Ю. О. Сравнительный анализ энергопотребления бытовых абсорбционных холодильников / Ю. О. Очеретяний. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 100–102.

9. Іщенко І. М. Проблемы создания непрерывной холодильной цепи для фермерских и крестьянских хозяйств Украины на базе теплоиспользующих абсорбционных холодильных машин / І. М. Іщенко. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 102–104

СЕКЦІЯ №2 – НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ТА УСТАНОВКИ

МЕТОДИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ В ОЦІНЦІ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ РОЗДІЛЕННЯ СУМІШІ ВУГЛЕВОДНІВ

Костенко Є.В. аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

Установки розділення суміші вуглеводнів С4 відносять до виробництва хімічної технології, тому енергетичні витрати для споживачів зазначених установок є головною турботою і повинні відповідати закладеним при проектуванні. Аналіз процесів, що відбуваються в елементах установок, в процесі проектування повинен бути заснований на чіткому розумінні критеріїв, за якими буде створюватися технологічна модель і оцінка роботи в реальних умовах.

Одним з визначальних факторів, що негативно впливають на роботу установок розділення газових сумішей, є неможливість виділити ректифікацією індивідуальні продукти, так як різниця між температурами кипіння компонентів мала. Подальше розділення вуглеводнів можливо проводити за допомогою селективної абсорбції або екстрактивної перегонки.

Прогнозування характеру здійснення вказаних процесів – маловивчена проблема. Вона полягає в наявності великої кількості взаємо впливових факторів, пов'язаних зі специфічними умовами експлуатації обладнання.

Отже, стає актуальною розробка інженерних методів аналізу характеристик дійсної установки розділення сумішей вуглеводнів для забезпечення врахування реальних умов експлуатації установки під час проектування. Одним з таких методів є термодинамічний аналіз дійсних циклів і процесів.

Такий аналіз дозволяє врахувати і спрогнозувати негативні чинники, що виникають в процесі експлуатації, визначити найбільш недосконалі процеси з метою енергозбереження.

У сучасній технічній літературі є багато інформації, яка висвітлює різні сторони впливу якості ректифікації на роботу установок розділення суміші вуглеводнів, в тому числі і низькотемпературних холодильних машин, які входять до складу установки розділення. Роботи, спрямовані на вивчення процесу розділення, є експериментальними і не містять загальної наукової бази для опису фізичних процесів, що відбуваються. У будь-якому випадку реальні процеси передавання тепла та маси і руху потоків є незворотними і супроводжуються зростанням ентропії.

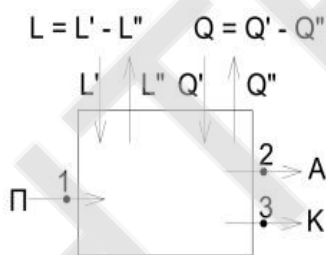


Рис 1.

Для оцінки незворотних втрат в процесах розділення сумішей найбільш доцільно використовувати ентропійні методи термодинамічного аналізу, в основі яких полягає другий закон термодинаміки. Такі методи дозволяють поряд з оцінкою ефективності отримати розподіл втрат за елементами установки, тим самим визначаючи «слабкі» місця системи, що вимагає досконалості, а також знайти найбільш ефективні шляхи зменшення енерговитрат

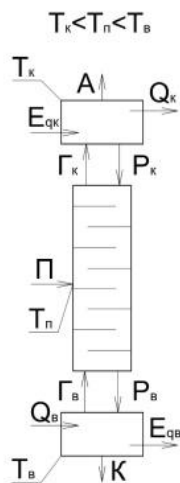


Рис. 2.

Метод «мінімізації виробництва ентропії» поєднує перший та другий закони термодинаміки і призводить до закону пропорційності між працездатністю системи, зменшеною через незворотність в термодинамічних процесах. Таким чином зв'язок між доступною роботою і швидкістю виробництва ентропії математично виражається теоремою Гюї-Стодоли, що призводить до висновку, що втрата доступної роботи може бути виміряна розміром ентропії. Такий метод рекомендується використовувати для аналізу окремих процесів, наприклад, при вивченні тільки одного з потоків тепломасообмінного апарату.

На підставі головних положень теорії термoeкономіки, будь-який матеріальний потік визначається вартістю, яка залежить від виду ексергії потоку. Отже, для формування ексергетичної моделі тепломасообмінного апарату необхідно використовувати ексергетичний аналіз

В роботі виконано у загальному вигляді визначення втрат і ККД в процесах розділення бінарних сумішей і ексергетичний аналіз ректифікаційної колони

Загальний вигляд схеми для складання матеріального і енергетичного балансу системи, в якій відбувається розділення, наведено на рис.1, загальна схема для ректифікаційної колони – на рис.2.

У загальному випадку для забезпечення роботи системи до неї має підводитися енергія у вигляді тепла Q і роботи L . Залежно від певних умов, кількості тепла і роботи можуть мати різні величини і знаки, але у всіх випадках будуть дотримуватися рівняння матеріального, енергетичного та ексергетичного балансів. Висновки за результатами аналізу:

- для термодинамічної оцінки процесу розділення газових сумішей слід використовувати теоретичні положення термодинаміки нерівноважних процесів, оскільки процес розділення є функцією часу;

- в процесі ректифікації необхідно враховувати термічну, механічну та хімічну складові виробництва ентропії, вони кількісно співмірні.

Науковий керівник Л.І. Морозюк, д.т.н., професор кафедри криогенної техніки ОНАХТ

АНАЛІЗ РОБОТИ КОМПЛЕКСНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЯК СКЛАДОВОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ З ЗМІНОЮ ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПАРАМЕТРІВ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Бойко Б. О., магістрант ОНАХТ

Розвиток холодильної техніки йде по шляху вдосконалення холодильного обладнання при неухильному виконанні вимог енергозбереження та екологічної безпеки як при створенні машин, так і при їх експлуатації.

Виконання цих вимог безпосередньо пов'язано зі зменшенням маси робочої речовини, що заправляється в холодильну машину. Конструкція теплообмінних апаратів і схемні рішення холодильних машин визначають цю умову в першу чергу.

В даний час пріоритет мають комплексні холодильні машини з проміжними холодоносіями для різних температурних режимів роботи головних споживачів штучного холоду: холодної води для установок кондиціонування повітря; технологічної води або різного типу низькотемпературних речовин для підприємств харчової промисловості. Це пояснюється кількома причинами: малою ємністю системи щодо робочої речовини, підвищеною експлуатаційною надійністю і можливістю економії енергетичних ресурсів з огляду на сезонні і добові коливання температури зовнішнього повітря. Завдання дослідження полягає у розробці машини, здатної повністю забезпечити умови технологічного процесу (холодопродуктивність машини дорівнює величині відведеного тепла в процесі головного виробництва), а умови енергозбереження - регулюванням продуктивностей компресора і конденсатора.

У роботі запропоновано одну з версій водоохолоджуючої холодильної машини для споживача зі зміною теплового навантаження головного технологічного процесу і змінній температурі навколишнього середовища; Вирішені завдання: розроблена схема машини, проведені теплові та конструктивні розрахунки елементів машини, проведені варіантні розрахунки основних теплообмінних апаратів при змінних параметрах роботи, обумовлених змінною температурою навколишнього середовища, проведено аналіз енергоспоживання машини

Розрахунки теплообмінних апаратів проведені для широкого інтервалу температур кипіння робочої речовини, різних швидкостей руху потоків повітря і холодоносія (води) в відповідних апаратах машини. Це дозволило провести аналіз характеристик машини при зміні теплового навантаження в технологічному процесі головного виробництва і намітити шляхи енергозбереження в процесі експлуатації шляхом регулювання роботи. Аналіз проведено графоаналітичним методом відповідно до енергетичного балансу системи «компресор-випарник» шляхом графічного поєднання характеристик компресора і випарника в одній системі координат.

Показано, що при зміні теплового навантаження і збереженні робочих параметрів машини можна знижувати витрату холодоносія або кількість одночасно працюючих компресорів.

В роботі на окремому прикладі молочного заводу розрахована економія енергії, яка склала 18% річного витрачання коштів на експлуатацію холодильної машини.

Науковий керівник. В.В. Соколовська-Єфименко, к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ.

Крижановський О. В. магістрант ОНАХТ

Необхідність отримання, очищення і розділення газової суміші на окремі компоненти або їх фракції визначається в першу чергу виробничими, технологічними або екологічними потребами.

Одним з широко поширених способів отримання чистого природного газу є охолоджувально - конденсаційний метод або метод низькотемпературної конденсації. Сутність охолоджувально - конденсаційного методу полягає в тому, що під час зниження температури газу за постійним тиском знижується пружність парів насичених компонентів, внаслідок цього система стає нерівноважною. Частина речовин переходить в рідку фазу, конденсуючись на холодній поверхні у вигляді плівки або в обсязі газу у вигляді дрібнодисперсних крапель. У конденсат йдуть в першу чергу пари води, а потім компоненти, з вмістом вуглеводнів фракцій С4 - С6, при цьому в першу чергу відокремлюються вуглеводні з великим вмістом молекул вуглецю. Процеси низькотемпературної конденсації (НТК) проводять при охолодженні газової суміші в результаті відведення тепла холодоагентами, що киплять за зниженим тиском в холодильній машині.

Холодильна установка є невід'ємною частиною установки низькотемпературної конденсації, яка забезпечує необхідне зниження температури сирого газу перед подаванням його в розділові сепаратори. Найбільш широко поширеним способом отримання помірного холоду є одн- і багато каскадні парокомпресорні холодильні установки. У парокомпресорній холодильній установці в якості низькопотенційного джерела, що віддає тепло на низькому температурному рівні, є газова суміш. При цьому робочою речовиною в установці використовують низькокиплячу рідину.

В роботі досліджено каскадну холодильну машину, яка працює на трьох температурних рівнях: низькому- для розділення суміші, високому – для відведення тепла (навколишнє середовище) та середньому – для передавання тепла між каскадами. У нижньому каскаді робочою речовиною є етан, в верхньому – пропан. Обидві речовини є натуральними з теплофізичними властивостями, які задовольняють високу енергетичну ефективність термодинамічного циклу та експлуатаційну надійність машин. Для дослідження обрано суміш, яка характеризується таким об'ємним складом:

CH_4 (метан) - 92,4%, C_2H_6 (етан)- 3,4, C_3H_8 (пропан) -3,3, C_4H_{10} (бутан) -0,9.

Принципова схема каскадної установки складається з двох одноступеневих холодильних машин, що об'єднані конденсатором-випарником..

Вихідний сирій газ при початковій температурі + 12°C під тиском 1,4 МПа надходить в трубний простір випарника нижнього каскаду холодильної установки, де охолоджується до температури - 35°C за рахунок випаровування рідкого етану. Холодопродуктивність установки та інші характеристики циклу розраховано на підставі теплового балансу випарника нижнього каскаду з урахуванням

теплофізичних властивостей суміші, що розділяється, та масової її продуктивності у головному технологічному процесі виробництва природного газу.

Науковий керівник Л.І. Морозюк, д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ АБСОРБЦІЙНОГО ВОДОАМІАЧНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА З ПЕРЕВИЩЕННЯМ ТЕМПЕРАТУР «МЕТОДОМ ЦИКЛІВ».

*Псарьов С. О., аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ,
Куколев А.К., магістрант ОНАХТ*

Оцінка теплової енергії, що безкорисливо втрачається в різних галузях промисловості, насамперед в енергетиці, є дуже суттєвою. При удосконаленні енергоперетворювальних систем і підвищенні оборотності процесів виробництва й трансформації теплоти можна заощадити велику частину теплової енергії, що втрачається.

Проблема енергозбереження як самостійна задача, так і в контексті використання відновлювальних і нетрадиційних джерел енергії стала однією з найбільш важливих у багатьох країнах світу. Вона нерозривно пов'язана і з екологічною проблемою. Для спільного вирішення обох проблем особлива увага повинна звертатися на ті області, де витрати енергії великі, а можливості її економії значні. Пріоритет належить заходам і рішенням, що можуть привести до максимальної економії з мінімальними витратами.

Зелена енергія - енергетичні ресурси, які отримують з природних відновлювальних джерел: вітру, сонячного випромінювання, припливів, дощу, геотермальних надходжень, які поповнюються природним шляхом. Приблизно 18% споживання енергії в усьому світі задовольняється з відновлювальних енергетичних джерел [1]. Сонячна енергетика - вид нетрадиційної енергетики, який заснований на безпосередньому застосуванні сонячного випромінювання з метою отримання зеленої енергії у вигляді тепла або електроенергії.

Генерування енергії на основі сонячних електростанцій узгоджується з концепцією розподіленого виробництва енергії. Розподілене виробництво електроенергії має на увазі будівництво додаткових джерел електроенергії в безпосередній близькості від споживачів. Потужність таких джерел пов'язана з очікуваною потужністю споживача з урахуванням наявних обмежень (технологічних, правових, екологічних і т.і.) та може варіюватися в широких межах (від двох-трьох до сотень кіловат) [2]

Завдяки розташуванню когенераційних установок безпосередньо у споживачів, стає можливим використання не тільки вироблюваної електроенергії, а й теплової енергії на потреби опалення, гарячого водопостачання та холодостачання самого власника енергетичної установки і (або) сторонніх споживачів, як знаходяться поблизу. Це дозволяє домогтися високої ефективності використання сонячної радіації (майже 90% від потенційної енергії).

Традиційним видом термотрансформаторів, що займають проміжне місце між енергетичними і теплонасосними (холодильними) установками, тому що в більшості випадків мають одиничну продуктивність більш 1МВт (що дуже мало для енергети-

ки і багато для холодильної техніки), є тепловикористальні. Особливість тепловикористальних термотрансформаторів ТТ полягає в з'єднанні в одній машині двох циклів – прямого і зворотного, що також дає можливість переносити елементи теорії на будь-які типи, що працюють: тільки по зворотних термодинамічних циклах, тільки по прямих, по змішаних, комбінованих і гібридних циклах. ТТ самостійно й у складі енергетичних установок відносяться до інтересів малої енергетики.

Сучасні вимоги, зв'язані з екологічною чистотою робочих речовин, у термотрансформаторах, що працюють по зворотних і змішаних циклах, указують на те, що абсорбційні термотрансформатори є альтернативою компресорним. Абсорбційні термотрансформатори АТТ володіють багатьма позитивними якостями:

Увесь розвиток АТТ йшов на основі класичної термодинамічної теорії. З появою нових методів термодинамічного аналізу – прикладної термодинаміки – абсорбційні термотрансформатори знову стали об'єктом термодинамічного вивчення, причому останнім часом велику увагу фахівці приділяють спеціальним типам АТТ.

В понижувальних АТТ для здійснення термодинамічного циклу існують три джерела енергії різних температурних рівнів: високо-, середньо- та низкопотенційне. Три температурних рівні в одноступеневих АТТ взаємозалежні так, що тільки два можуть вибиратися довільно. Третій завжди є функцією будь-яких двох. Показником ефективності роботи будь-якого АТТ є величина зони дегазації $\Delta\xi = \xi_r - \xi_a$ (різниця концентрацій міцного ξ_r та слабкого- ξ_a розчинів). При різному сполученні вихідних температур (гріючого джерела (T_{cap}), середовища, що охолоджує (T_{cep}), і виробленого холоду ($T_{хол}$)) величина $\Delta\xi$ може приймати значення: $\Delta\xi > 0$, $\Delta\xi = 0$, $\Delta\xi < 0$. При нульовому і від'ємному значеннях $\Delta\xi$ цикл одноступеневого АТТ не здійснюється навіть теоретично, однак ці випадки найбільш частіше зустрічаються для сучасних температурних режимів роботи, при використанні нетрадиційних і відновлювальних джерел енергії як гріючого джерела або використанні середовища, що охолоджує, з підвищеною температурою (опалення і гаряче водопостачання). Для практичної реалізації циклів з сучасними температурними рівнями експлуатації, необхідно застосувати АТТ, що працюють по спеціальних схемах – «з розширеною зоною дегазації».

Різноманітність схемних рішень водоаміачних АТТ йде по шляху удосконалення прямого циклу термохімічного компресора, у той час, як основний процес (зворотний цикл) залишається традиційним: Синтез схемно-циклових рішень традиційно здійснюється з використанням термодинамічного аналізу «методом циклів». «Метод циклів» полягає в поетапному нарощуванні незворотностей в циклі-зразку, які обумовлені реальними умовами роботи кожного елемента в складі холодильної машини. «Метод циклів» - це покроковий метод, основні етапи якого представлені на рисунку 1.

За обмеженою кратністю циркуляції процеси в генераторі 1-2 і абсорбері 3-4 (прямий цикл) неізотермічні. Ця неізотермічність врахована циклом-зразком Лоренца. У зворотному циклі неізотермічність в процесах підведення і відведення тепла зводиться до мінімуму або взагалі відсутня. Виходячи з цього, зворотний цикл можна зобразити циклом Карно 5-6-7-8.

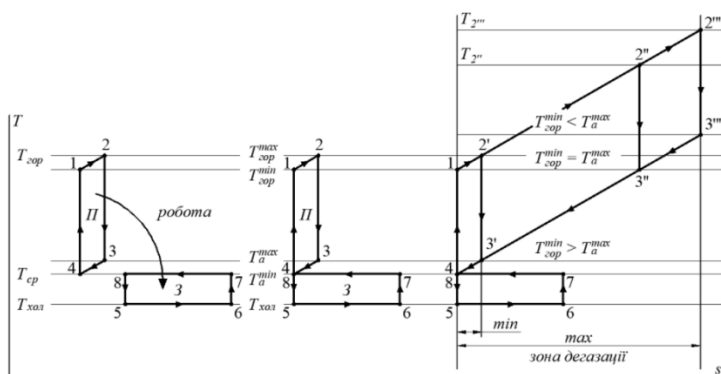


Рис.1. «Метод циклів» у аналізі розширеної зони дегазації

Як було зазначено раніше, температурний рівень двох джерел є вихідними даними для абсорбційної машини з огляду виробництва холоду мають бути зазначені температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$ і температура споживача холоду $T_{хол}$. Дві температури визначають вищу температуру в генераторі $T_{гор}$ (температуру гріючого джерела). Якщо температура гріючого джерела менша за відповідне значення, то цикл абсорбційної машини здійснити неможливо. Цикл 1-2'-3'-4 - працездатний цикл за умови мінімальної зони дегазації. При зростанні вищої температури T_2 генерації зростає вища температура абсорбції T_3 , зростає зона дегазації $\Delta\xi$. За великою зоною дегазації вища температура абсорбції T_3 може дорівнювати температурі початку кипіння в генераторі T_1 (цикл 1-2''-3''-4) або навіть вище тієї температури (цикл 1-2'''-3'''-4). В останньому випадку можна застосувати процес «перевищення температур» в прямому циклі, тобто «гарячим» кінцем абсорбера обігріти «холодний» кінець генератора.

За відносно високою температурою гріючого джерела (для водоаміачного розчину 160-200°C) та невеликій різниці тисків конденсації та кипіння в зворотному циклі можна отримати такий режим роботи АТТ. За таких температурних інтервалів АТТ спостерігається зменшення тепла, яке підводиться від зовнішнього джерела, і, як наслідок, підвищується енергетична ефективність машини. Перевищення температур можна здійснити шляхом «зворотного» подавання розчину через абсорбер і генератор. Таке схемно-циклове рішення є останнім етапом в «методі циклів». В аналіз вводяться: реальна робоча речовина, параметри робочої речовини та діаграма стану $h-\xi$ для визначення характеристик дійсного циклу.

Науковий керівник Л.І. Морозюк, д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ УСТАНОВОК РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ З НАДЛИШКОВИМ ЗВОРОТНІМ ПОТОКОМ

Колівашко О.С., магістрант ОНАХТ

До початку ХХ століття, завдяки зусиллям таких видатних вчених і інженерів як К. Лінде, Ж. Клод і П. Гейландт кріогенні методи розділення повітря були настільки вдосконалені, що зробили можливим отримання кисню та азоту в промислових масштабах. Цей технологічний прорив послужив основою для радикального підви-

щення якості та збільшення виробництва сталі, скла та азотних добрив, а також дав поштовх для розвитку ракетної техніки.

Кріогенна технологія розділення повітря настільки випередила свій час, що протягом майже всього XX століття кріогенні методи отримання кисню та азоту були поза конкуренцією. Лише наприкінці XX століття, в основному завдяки появі нових матеріалів, у кріогенного методу поділу повітря нарешті з'явилися гідні конкуренти – адсорбційний і мембранний методи отримання кисню та азоту. На даний час адсорбційний і мембранний методи розділення повітря зайняли значний сегмент ринку установок для поділу повітря, головним чином в області малої продуктивності та не високих вимог до чистоти продуктів поділу.

Для підвищення конкурентноздатності кріогенних установок розділення повітря необхідно, в першу чергу, радикально зменшити їх вартість. Саме нижча вартість обладнання для адсорбційних і мембранних установок і, як наслідок цього, малий термін їх окупності, забезпечили значне зростання кількості адсорбційних і мембранних установок, яке спостерігається в останні десятиліття.

Отже, для того, щоб зробити кріогенні установки малої продуктивності конкурентними по відношенню до адсорбційних, необхідно зменшити вартість обладнання кріогенних установок в 2-3 рази. Таке радикальне зниження вартості кріогенних установок неможливо досягти шляхом простого вдосконалення існуючого обладнання. Для досягання поставленої мети необхідно розробити нові підходи до створення кріогенних установок малої і середньої продуктивності.

Одним із прикладів такого принципово нового підходу до створення кріогенних установок малої і середньої продуктивності є установки для отримання газового азоту особливої якості, запропоновані двома провідними виробниками технічних газів. Фірма Air Liquide пропонує установки такого типу під маркою APSA (Advanced Product Supply Approach), а фірма Linde виводить на ринок подібну систему під торговою маркою CRYOSS.

Найбільш дорогими елементами кріогенних установок, що працюють за циклом Клода, є повітряний компресор середнього тиску і детандер. Причому, якщо розглядаються установки малої продуктивності, то для них потрібно буде використовувати більш дорогий і менш надійний поршневий детандер. Тому найбільш очевидним шляхом зменшення вартості кріогенних установок є відмова від цих елементів установки або заміна їх більш простими і дешевими пристроями.

Головною особливістю запропонованої установки є те, що для компенсації втрат холоду в ній використовується запасений в окремій ємності рідкий азот. Це дозволяє різко зменшити вартість установки за рахунок відмови від найдорожчих елементів кріогенних установок – компресора середнього тиску і детандера. Рекуперація холоду здійснюється в кручених трубчастих теплообмінниках, поділ повітря проводиться в колоні дворазовою ректифікації.

Повітря надходить через повітряний фільтр в компресор при температурі навколишнього середовища і стискається до $P = 0.72$ МПа. Далі повітря надходить в теплообмінник-зріджувач, в якому охолоджується зворотними потоками продукційного кисню і відкидного азоту. В цьому теплообміннику відбувається конденсація водяної пари, які перебували в повітрі.

Після теплообмінника-ожижувача повітря проходить надходить в комплексний блок очищення-осушки повітря. Блок очищення-осушки повітря являє собою установку короткоциклової адсорбції. В якості адсорбента використовується синте-

тичний цеоліт. Повітря проходить через адсорбер знизу вгору. Проходячи через адсорбер, повітря очищається від вуглекислого газу, залишків вологи та вуглеводнів. Очищення повітря від вуглеводнів необхідна, щоб уникнути вибухонебезпечних концентрацій вуглеводнів.

У нижній ректифікаційній колоні відбувається поділ повітря на кубову рідину з концентрацією -35% і азотну флегму з концентрацією $N_2 - 98\%$. Процес поділу суміші відбувається методом ректифікації.

Частина азотної флегми з верху нижньої колони відбирається і надходить на переохолоджувач. У цьому переохолоджувачі азотна флегма охолоджується до температури 82 K і через дросельний вентиль надходить у верхню колону. Для того, щоб компенсувати втрати холоду до установки додатково подається рідкий азот при $T = 77\text{ K}$ і $P = 1.3\text{ бар}$ з окремої ємності. У верхній ректифікаційній колоні відбувається остаточне розділення повітря на чистий кисень концентрацією $- 99,7\%$, який збирається в кубі верхньої колони

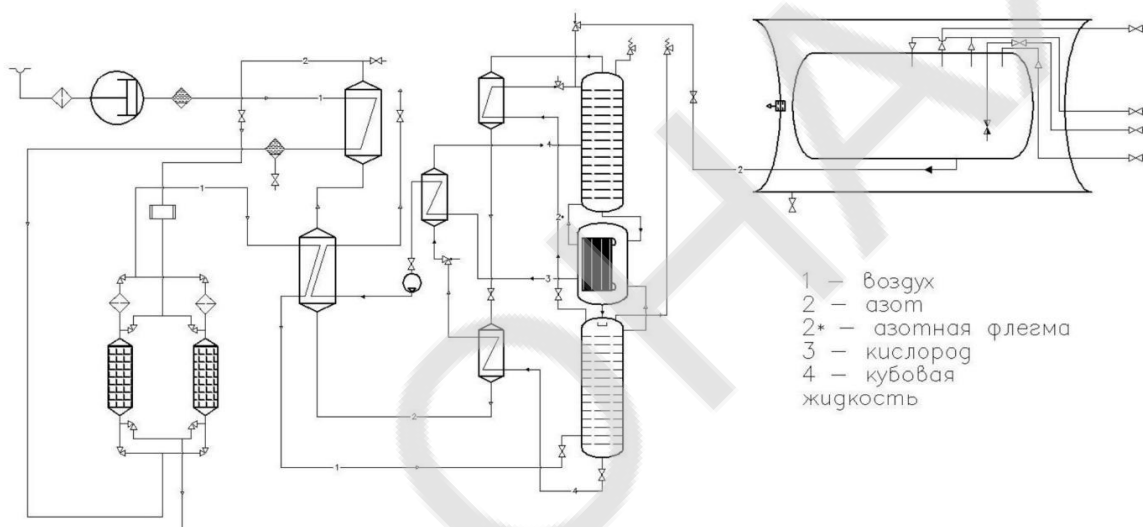


Рис. криогенна установка для виробництва кисню під тиском

Продукційний кисень відбирається з конденсатора-випарника, в рідкому вигляді, та через переохолоджувач поступає до насосу. У насосі рідкий кисень стискається до тиску порядку 16 МПа , далі кисень надходить в основний теплообмінник, в якому відбувається його нагрівання. Відкидний азот відводиться з самої верхньої частини верхньої колони. Азот проходить через охолоджувач азотної флегми і кубовою рідини, і далі надходить в міжтрубний простір основног теплообмінника. Кисень під тиском надходить на наповнювальну раму для наповнення балонів.

Список інформаційних джерел

1. Кравченко М.Б. Воздухоразделительная установка с избыточным обратным потоком // Технические газы. – 2015. – №6. – С. 65-69.
2. Кравченко М.Б. Совершенствование криогенных воздухоразделительных установок малой производительности // Технические газы – 2016. – №2. – С. 42-63.

3. Кравченко М.Б. Моделирование воздуходелительных установок в потоковом симуляторе COCU/CHEMSEP// Технические газы – 2017. №2. С. – 65-69.

Науковий керівник. Кравченко М.Б., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПРОТІЧНОГО КОНДЕНСАТОРА МЕТОДАМИ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

Рудий В. В., магістрант ОНАХТ

Теплообмінники використовують в різних типах енергоперетворювальних систем: установках хімічних виробництв, в опалювальних системах, системах кондиціонування, холодильних і кріогенних установках, в транспортних силових установках. Більшість теплообмінників класифікують, об'єднуючи їх в групи у відповідності до призначення, за типом та схемою руху теплоносіїв через теплообмінник. Проточні теплообмінні апарати складають 70% всього теплообмінного обладнання. У таких теплообмінниках вода є найбільш поширеною робочою рідиною, яка використовується в якості охолоджуючого середовища, технологічної рідини і навіть в якості розчинника. Працездатність теплообмінного апарату залежить не стільки від його типу, скільки від того, наскільки технологічний процес і його параметри відповідають умовам експлуатації.

Експлуатація пов'язана з ризиками, які суттєво впливають на основні характеристики теплообмінника. Наприклад, в теплообмінниках використовують теплоносії, склад, властивості і здатність до утворення відкладів на поверхні яких відомі недостатньо, і умови протікання теплообміну можуть змінюватися досить швидко. Таким чином, при проектуванні завжди присутній елемент невизначеності, який необхідно звести до мінімуму, якщо є будь-які шанси на успіх. Таку змогу надає прикладна термодинаміка.

На сучасному етапі розвитку техніки в процесі проектування прикладна термодинаміка, здійснюючи багатокритерійний аналіз і оптимізацію на його основі, може дати єдино вірне рішення про доцільність впровадження в експлуатацію або вибору режимів експлуатації як цілих енергоперетворювальних систем, так і окремих елементів в їх складі.

В даний час методи, засновані на другому законі термодинаміки (ексергетичний і ентропійний), широко використовуються для оцінки енергетичної ефективності циклів [1]. Такі методи дозволяють зрозуміти дисипативні явища, що впливають на реальні процеси, що відбуваються в енергоперетворювальній системі. Більшість опублікованих статей та наукових звітів присвячено аналізу циклів і обладнання, і в поточній літературі дуже мало досліджень, які розглядають проблему окремих процесів, що відбуваються в циклі [2].

Для аналізу окремих процесів, наприклад, при вивченні тільки одного з потоків теплообмінного апарату використовують «метод мінімізації виробництва ентропії» [3].

Для реалізації цього методу термодинамічну систему призводять до реальних моделей, тобто перетворюють з ідеальної в реальну. Під реальними моделями мають на увазі ті, які містять незворотності в процесі обміну теплом, масою та рух потоків.

Кожен потік в теплообміннику бере участь у виробництві ентропії - $S_{заг}$, яке умовно розділене на дві складові: S^T – термічну і S^M – механічну, що є результатом двох процесів, які відбуваються з потоком: передачі теплоти при кінцевій різниці температур, та- руху потоку з тертям.

На підставі першого і другого законів термодинаміки загальне виробництво ентропії в теплообмінному апараті є сумою приватних складових виробництва ентропії і може бути віднесено до однієї з температур потоків в теплообміннику: $T_{хол}$, $T_{гор}$ або загальної для обох потоків температури теплообмінної стінки $T_{ст}$:

$$S_{заг} = S^T + S^M$$

де S^T - величина термічної складової виробництва ентропії; S^M - величина механічної складової виробництва ентропії.

Перша складова враховує теплопередачу при кінцевій різниці температур, а друга - витрата потужності на привід нагнітача. Мінімум виробництва ентропії, який спостерігається, буде однозначно визначати температурний напор в апараті і загальну теплову продуктивність апарату. Таким чином, проектувальник може відшукати для конкретного апарату такі умови руху потоку, які забезпечать задану теплову продуктивність при мінімумі енергетичних затрат.

Теплообмінний апарат оцінюється трьома взаємопов'язаними характеристиками (q - щільністю теплового потоку, d_g - гідравлічним діаметром, Re - критерієм Рейнольдса), які визначають і забезпечують: високу теплову ефективність; малі сумарні капітальні та експлуатаційні витрати; високу експлуатаційну надійність.

У стаціонарному стані Re , d_g , q параметри теплообмінного апарату залишаються незмінними в часі, а виробництво ентропії всієї системи в цілому є мінімальним. При зміні одного з параметрів відбувається встановлення нової рівноваги з неминучим зростанням виробництва ентропії.

В роботі проведено числове моделювання характеристик дійсного конденсатора за допомогою методу та мінімізації виробництва ентропії.

Визначено раціональні режими роботи теплообмінного апарату для енергозбереження на прикладі кожухотрубного водяного конденсатора. Критеріями оцінювання обрано загальне виробництво ентропії холодним потоком (води).

Незалежними змінними тут виступають три головні характеристики конденсатора: густина теплового потоку q , швидкість руху потоку води $\omega_{вод}$ (критерій Re), розміри гідравлічного діаметра труб конденсатора d_g .

Визначення q за d_g , $Re = \text{const}$ здійснено графоаналітичним методом за принципом класичних методик розрахунків водяних кожухотрубних конденсаторів. Характеристики конденсатора $F_{вн} = 2,5 \text{ м}^2$, гідравлічний діаметр: $d_g = 16.5 \times 1.65 \text{ мм}$, чотири хода і 46 трубок у режимі $t_k = 30^\circ \text{C}$ з $V_{вод} = 0,00197 \text{ м}^3/\text{с}$. Мінімум $\bar{s}_{хол}$ спостерігається за умови рівності $\bar{s}_{хол}^T$ та $\bar{s}_{хол}^M$ складових виробництва ентропії. При цьому густина теплового потоку становить $q = 4500 \text{ Вт/м}^2$ за швидкості води в апараті $\omega \approx 1,2 \text{ м/с}$. Такі самі дані наведено у технічній літературі на підставі результатів техніко-економічного аналізу, що впродовж тривалого часу було довідковим матеріалом для проектувальників.

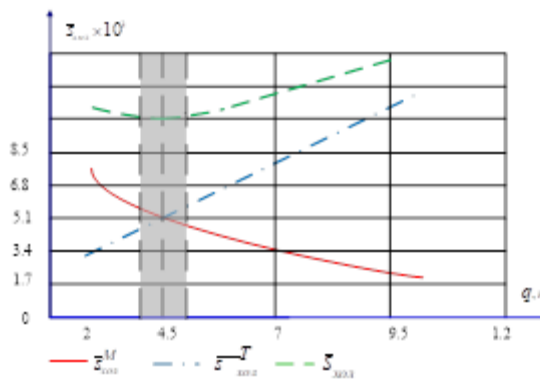


Рис 1. Визначення густини теплового потоку

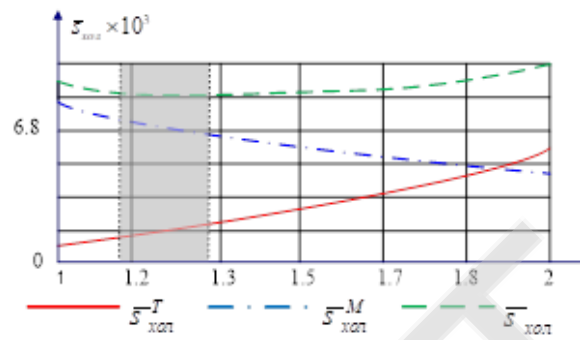


Рис 2. Визначення швидкості руху теплоносія

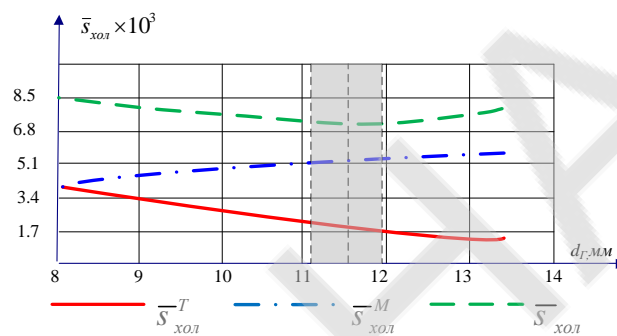


Рис 3. Визначення гідравлічного діаметра за умови зміни режиму роботи

Визначення швидкості руху води $\omega_{вод}$ проведено за $q = \text{const}$ та $d_g = \text{const}$. Ілюстрації до розрахунків та результати розрахунків $\bar{s}_{хол}$ показано на (рис.1) за умов стабільних характеристик малої енергоперетворювальної системи і змінних з використанням розрахункової схеми попередньої задачі, після чого одержано однакові результати (рис.2). Здобуті подібні результати підтверджено інформацією з відомих технічних джерел, у коментарях до яких підкреслено, що розрахунки раціональних значень $\omega_{води}$ за постійної t_k зручніші та простіші.

Визначення гідравлічного діаметра d_g за фіксованих $q^* = \text{const}$ і $Re = \text{const}$ проведено з використанням вихідних даних попередніх задач. Умови задачі можна виконати лише за одночасної зміни швидкості руху води $\omega_{води}$ і температури конденсації. Графічна інтерпретація $\bar{s}_{хол}^T$ (рис.3) має нечітко виражений мінімум і відповідає $\bar{s}_{хол}^T / \bar{s}_{хол}^M \approx 2,5 \dots 3$ для $d_g \approx 10..12 \text{ мм}$, що ідентична рекомендаціям техніко-економічного аналізу.

Інформаційні джерела:

1. . Morosuk T., Nikulshin R., Morosuk L. Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles // Thermal Science. 2006. Vol. 10, Issue
2. Comparison of the entropic exergetic and economic optima of a heat exchanger / Le Goff P., De Olivera S., Schwarzer B., Tondeur D. // Analesis of

Thermal and Energy Systems, Proceedings of International Conference Athens. Athens, 1991. P. 105–116.

3. Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons, 1982. – 264 p.

Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЇ СУДОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ТІЛА ТА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА

Запорожан Р. І., магістрант ОНАХТ, Чабан. О. магістрант ОНАХТ

За умов постійного дефіциту енергоресурсів, на перший план виходить проблема енергозбереження.

У масштабах такої великої установки, як судновий енергетичний комплекс, навіть невеликий відсоток зниження енергетичних витрат стає істотною економією в абсолютному вираженні.

Ефективність енергозбереження на судах значною мірою визначаються режимами роботи систем машинного обладнання, до складу яких входять і холодильні установки.

В залежності від призначення можна виділити три основні типи судових установок:

- виробничі, необхідні для дотримання технологічних процесів (охолодження, заморозки, зберігання свіжозловлених морепродуктів, отримання льоду, установки повторного зрідження на судах-газовозах;
- провізійні камери, в яких розміщуються запаси провізії для пасажирів і екіпажу судна;
- системи кондиціонування повітря.

Більшість судових холодильних установок - компресорні. Вимоги морського реєстру відповідно до Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден (MARPOL 73/78) на нових судах з 1 січня 2020 року заборонили використання холодоагентів HCF-типу з потенціалом глобального потепління $GWP \geq 2500$ [1].

Єдиною середньостроковою альтернативою холодоагентів (HCF)-типу, які застосовуються на судах з класом Регістру і показником GWP нижче 2500 використовується холодоагент R407F, що є сумішшю.

На судах-газовозах холодильні установки обслуговують систему реконденсації газу, де газ (вантаж) є холодоагентом цієї установки. За умовами перевезення газів можливо виробництво сумішей з газів, які перевозяться на борту судна. В цьому випадку отримані суміші також є холодоагентом установок реконденсації. Саме звідси, на судах переважна більшість холодильних установок працює на сумішах холодоагентів, які є неазеотропні. Для таких сумішей характерна наявність температурного «глайда» в ізобаричних процесах фазових переходів. Температурний «глайд» дося-

гає 5-10 град. Такі процеси призводять до фазового зсуву в теплообмінних апаратах холодильної установки.

Такі особливості процесів змінюють умови передачі тепла в теплообмінних апаратах. В першу чергу, це відноситься до систем відведення тепла конденсації. Джерелом відведення тепла конденсації в судновій холодильній установці є забортна вода.

Температура забортної води і її густина змінюється в широкому діапазоні в залежності від району плавання і солоності води.

З урахуванням особливостей забортної води системи охолодження бувають прямі і непрямі.

У прямих системах охолодження забортна вода безпосередньо використовується в якості теплоносія в теплообмінниках. Такі системи в даний час використовують на малих судах річкового флоту.

Для підвищення експлуатаційної надійності суднових механізмів, включаючи конденсатори холодильних установок, використовують непрямі системи охолодження. Тепло відводиться проміжним теплоносієм, очищеною водою (дистилятом), який циркулює в замкнутому контурі, віддаючи тепло забортній воді (рис.1).

Система відведення тепла на судні конструктивно являє собою два теплообмінника, що працюють на трьох температурних рівнях: низькій - забортна вода; середній рівень - дистилят; високий - температура конденсації холодоагенту або температура теплоносія від інших механізмів судні. Середній рівень регулюється за допомогою терморегулятора (в межах заданої нерівномірності).

В роботі аналізується система відведення тепла в холодильній установці.

Нормальний підігрів дистиляту регламентований і не перевищує 1-3 град. та визначає параметри процесу конденсації. Якщо холодоагент - однокомпонентна речовина, то тиск і температура - постійні величини. Якщо холодоагент неазеотропна суміш - то тиск конденсації постійний, а температура конденсації змінюється.

Наявність неазеотропної суміші і непрямой системи відведення тепла конденсації призводять до додаткових незворотних втрат в судновій холодильній установці, які потрібно враховувати при вирішенні завдання енергозбереження на судах.

Розглянемо комплекс: теплообмінник забортної води - конденсатор, з позицій термодинамічного аналізу.

У такій системі процеси будуть відноситися до четвертої групи реальних процесів [2] - незворотних як внутрішньо, так і зовні, тобто в процесах відсутні умови внутрішньої рівноваги робочої речовини і умови рівноваги між робочою речовиною і джерелами тепла, що знаходяться з ним у взаємодії.

Залежно від району плавання і пори року можливі два варіанти розподілення температур в системі відведення тепла. (рис. 2).

На високому рівні (в процесі конденсації холодоагенту в конденсаторі) незворотні втрати залежать від якісного складу холодоагенту і його теплофізичних властивостей. Ці втрати оцінюються ентропійно-цикловим методом [3].

На нижньому рівні (в процесі теплообміну з забортною водою) незворотні втрати визначаються температурним рівнем забортної води і її теплофізичними властивостями.

У цих умовах можливо два варіанти. Перший випадок - температура забортної води близька до температури дистиляту (рис.2а.) Для забезпечення температурного режиму в системі масова витрата забортної води збільшується, підігрів води зменшується і характер зміни температур обох потоків (дистиляту і забортної води поді-

бні). У цьому випадку ми можемо вважати процес теплопередачі оборотним, а незворотні втрати будуть пов'язані з гідравлічними втратами, при збільшенні швидкості потоку забортної води.

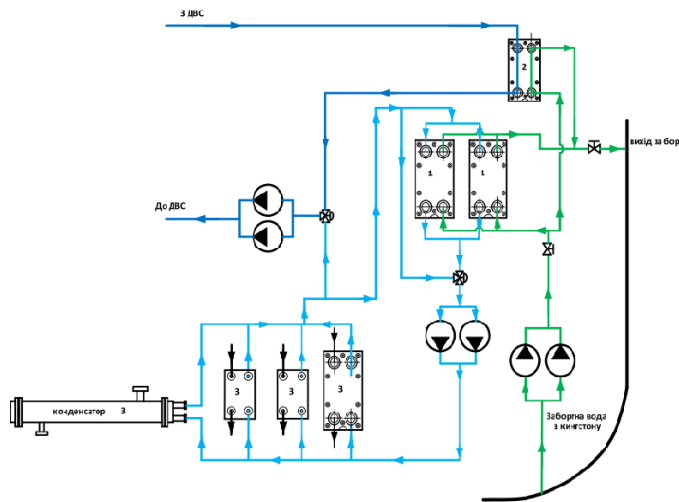


Рис.1 Принципова схема відведення тепла на судні

1-теплообмінник заборної води; 2 теплообмінник головного ДВС; 3 – теплообмінники суднових систем

Середній рівень регулюється за допомогою терморегулятора (в межах заданої нерівномірності).

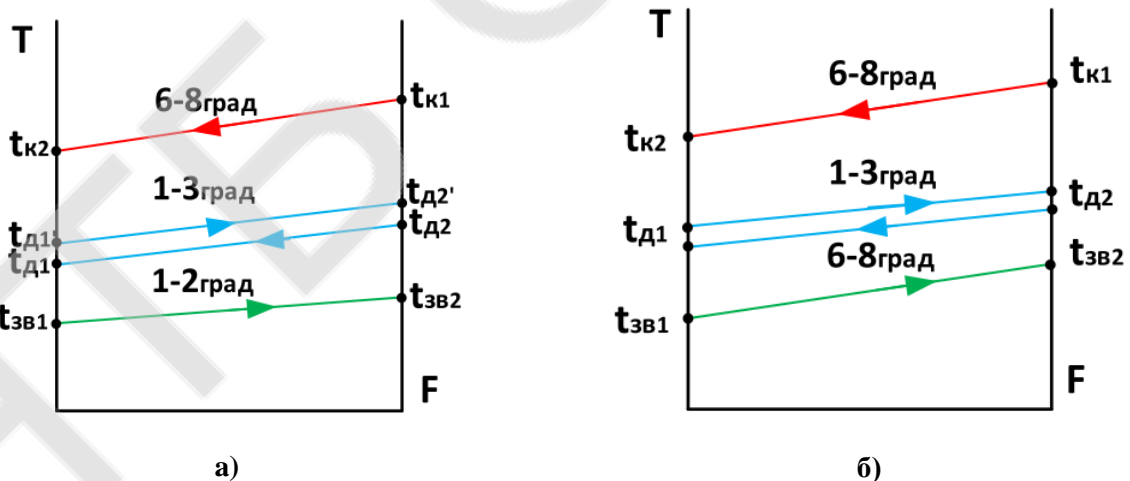


Рис.2 Змінення температур робочих середовищ в теплообмінниках відведення тепла на судні

Другий випадок - температура заборної води нижче температури дистилату (рис.2б). Для забезпечення температурного режиму в системі зменшується витрата заборної води, підігрів води збільшується. В цьому випадку незворотні втрати бу-

дуть пов'язані з теплопередаванням, які можливо оцінити методами нерівноважної термодинаміки [4].

На підставі сказаного можна констатувати, що оцінити енергетичну ефективність системи відведення тепла можливо методами термодинамічного аналізу і запропонувати шляхи вдосконалення з урахуванням теплофізичних властивостей потоків, що беруть участь в системі відведення тепла.

Інформаційні джерела:

1. ЕС. European Union (EU) legislations to control fluorinated greenhouse gases (F-gases). 2017. Available: [https:// ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en) (Accessed 5 July 2017).
2. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов/ В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с..
3. Morosuk T., Nikulshin R., Morosuk L. Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles // Thermal Science. 2006. Vol. 10, Issue 1. P. 111–124. doi: <https://doi.org/10.2298/tsci0601111m>.
4. Comparison of the entropic exergetic and economic optima of a heat exchanger / Le Goff P., De Olivera S., Schwarzer B., Tondeur D. // Analasis of Thermal and Energy Systems, Proceedings of International Conference Athens. Athens, 1991. P. 105–116

Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВИХ РІШЕНЬ УСТАНОВОК ВИРОБНИЦТВА ЗРІДЖЕНОГО ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ.

Осипчук А. А., магістрант ОНАХТ., Сухомлінов Б.В., магістрант ОНАХТ

Утилізація матеріальних та енергетичних скидів енергетичних установок та технологічних процесів промислових підприємств – методи економії ресурсів планети та забезпечення її стабільного екологічного стану. До таких скидів в першу чергу відносять діоксид вуглецю, CO₂. Разом з цим діоксид вуглецю, CO₂, у всіх своїх станах широко використовується практично у всіх галузях промисловості і агропромислового комплексу.

У світовій практиці значна увага приділяється створенню устаткування для постачання різних галузей промисловості CO₂. Для транспортування та зберігання CO₂ зріджують за допомогою спеціальних установок. Схемні і циклові рішення установок для отримання зрідженого CO₂ та його зберігання в малих резервуарах (балонах) високих тисків до 6,0-7,0 МПа мають багаторічну історію. На сучасному рівні промислового виробництва такі технології не задовольняють споживачів, тому з'явилися технології зберігання CO₂ за низькими температурами та тисками у резервуарах великої ємності.

Розвиток компресоробудування для CO₂ робочої речовини супроводжує розвиток галузі шляхом створення різних типів компресорів від малої до великої об'ємної продуктивності, високих тисків, без змашування, з регулюванням продуктивності. Наявність на ринку холодильної техніки вказаних компресорів спонукає до розробки нових схемних рішень низькотемпературних холодильних машин для

установок отримання зрідженого CO₂ та зберігання його за низькими тисками та температурами тривалий час без значних втрат.

У дослідженні наведено синтез схемно-циклових рішень низькотемпературних холодильних машин для отримання зрідженого діоксиду вуглицю, що є витягом з димових газів..

Отримання зрідженого CO₂ при спалюванні природного газу відносять до комерційних виробництв, в яких CO₂ є продуктом.

Аналізуючи наведені технології, автори звертають увагу на те, що в роботах немає акценту на схему холодильної машини. Закінчуючи виходом з установки газоподібного CO₂. Виходячи з цього, здійснено термодинамічний аналіз циклів, які потенційно можуть забезпечити отримання зрідженого CO₂ в масштабі промислового виробництва. Базовими використано схеми і цикли установок виробництва сухого льоду.

Розглянуто схемно-циклові рішення двох лвох технологій зрідження: за тиском 2,0 МПа і температурою -20°C та тиском 0,9 МПа і температурою -45°C. Розподіл температурних режимів і схемно-циклових рішень з урахуванням об'ємних, масогабаритних і енергетичних характеристик компресорів, що комплектують машини, здійснюється між багатоступеневими машинами з однією робочою речовиною і каскадних, що працюють з двома робочими речовинами. До практичної реалізації автори рекомендують: цикл високого тиску в транскритичній області в схемі триступеневої машини на CO₂ та цикл середнього тиску в схемі каскадної холодильної машини з робочими речовинами аміаком або пропаном у верхньому каскаді термодинамічних циклів

За результатами розрахунків отримано характеристики установки зрідження: холодопродуктивність процесу зрідження, мінімальну роботу зрідження, дійсну роботу зрідження, ефективність процесу зрідження. Робота на одиницю холодопродуктивності зрідження

Отримані в результаті термодинамічного аналізу характеристики машин зрідження CO₂ не є альтернативою. Кожна машина має право на існування, а замовник обере варіант після ретельного економічного аналізу прийнятого рішення. Сучасне холодильне обладнання для CO₂ здатне задовольнити реалізацію обраного техніко-економічного рішення.

Науковий керівник . Л.І. Морозюк, д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ КОМПЛЕКСНОЇ ОЧИСТКИ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ СУМІШЕЙ НА ОСНОВІ КСЕНОНУ

Медушевський Є.В., аспірант кафедри КТ ОНАХТ, Одеська національна академія харчових технологій

Ксенон і криптон отримують в процесі розділення повітря кріогенним методом [1]. Оскільки вміст цих газів в атмосфері складає всього 8,6·10⁻⁶ %...1,1·10⁻⁴ %

виробництво потребує кілька стадій і супроводжується значними енергетичними витратами. Враховуючи обмеженість сировинних ресурсів і зростаючий попит на рідкісні гази на світовому ринку, перспективним способом забезпечення виробництва може стати переробка Kr і Xe, що були у використанні і містять побічні домішки. Рециклінг рідкісних газів можливо реалізують двома методами [2]. В першому методі підключення декількох споживачів до централізованого комплексу очищення. Такий спосіб знижує капітальні витрати на створення єдиної системи очищення і її обслуговування. Але таку схему можна реалізувати в масштабах міста або невеликого регіону. Якщо об'єкти будуть знаходитись на значній відстані, споживачі будуть вимушені розширювати балонний парк, формувати непродуктивні запаси продуктів і створювати інфраструктуру для безперебійного постачання установок. У разі виникнення проблем з постачанням ксенону споживачам рекомендується другий варіант, в якому проектується створення установки очищення в безпосередній близькості від споживача рідкісних газів. Незважаючи на очевидну простоту такого рішення, його реалізація також пов'язана з підвищеними вимогами до надійності і простоти обслуговування. Апарати по очищенню газів не повинні негативно впливати на роботу електронного устаткування, що ці гази використовують.

Очищення рідкісних газів складна технологія. Класичні процеси отримання рідкісних газів не цілком придатні для переробки «нестандартних» сумішей з десятками органічних сполук. А саме такі потоки можуть поступати з підприємств електронної галузі. Друга перешкода, що не дозволяє напряму застосовувати існуючі потужності, пов'язана з гігієнічними обмеженнями. Ксенонові суміші, що були використані в анестезії [5], повинні перероблятися окремо, на спеціальному атестованому обладнанні. Ще одна причина непридатності наявних виробництв і технологій для рішення окремих задач - неузгодженість витрат і габаритів устаткування. Існуючі ксенонові установки мають продуктивність в десятки кубометрів на годину, висота колон сягає 8...10 метрів, а площа цеху – сотні квадратних метрів. Локальні системи для виділення Xe з «електронних» газів повинні мати продуктивність на порядок меншу. Для їх розміщення відводиться дуже обмежена площа (кілька квадратних метрів), а висота насадкової частини колон скорочується до 2-х метрів.

Також слід враховувати, що очистка багатокomпонентних сумішей на основі криптону і ксенону супроводжується рядом технологічних перешкод. В якості холодоагенту для криогенного забезпечення сепарації економічно доцільно використовувати рідкий азот, при кипінні в умовах атмосферного тиску. Його температура (77,4 К) на 84 К нижча ніж точка замерзання у ксенону. Щоб уникнути намерзання компонентів суміші треба застосовувати нетрадиційні методи відведення тепла з конденсатору. Для запобігання переходу у твердий стан висококиплячих компонентів, наприклад, ксенону [6] в умовах охолодження колони рідким азотом в конденсаторі використовують проміжний контур, заповнений киплячим при підвищеному тиску однорідним компонентом.

В конденсаторі-випарнику колони холодна флегма низькокиплячих компонентів (кисню, азоту чи аргону) напряму контактує з паровою сумішшю з ксеноном. Зменшення вірогідності переходу ксенону в тверду фазу може бути досягнуто шля-

хом введення допоміжних компонентів і їх утримання в певних ділянках насадкового шару. При цьому така операція повинна забезпечуватись надійною і швидкодіючою системою управління для запобігання втрат допоміжних компонентів та їх попадання в цільовий продукт, який збирається в кубі колони.

Описане вище технічне рішення забезпечує безперешкодне виділення ксенону з потоку суміші в відносно компактній ректифікаційній колоні та дозволяє повторного використовувати цінний ксенон в наукоємних галузях.

Інформаційні джерела:

1) Головки Г.А. Криогенное производство инертных газов.-2е изд., перераб. И доп.– Л.: Машиностроение, Ленингр. отд.,1983. – 266 с.

2) В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко, М.Ю.Меркулов. Рециклинг редких газов в наукоємких производствах. Материалы 77-й конференции научно-методического состава ОНАПТ, С. 286-287

3) Patent 5099834 USA, A61M 15/00. Method for anesthesia / Royce S. Fishman, Date of Patent: July 16, 1991.

4) Теплофизические свойства неона, аргона, криптона и ксенона // Под ред. В.А. Рабиновича. – М.: Изд. стандартов, 1976. – 636 с.

Науковий керівник:

Симоненко Ю.М., проф. кафедри криогенної техніки ОНАХТ

СЕКЦІЯ №3 – ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

УДК: 632-564

ТЕХНІЧНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

Янковський О.О., магістрант Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

Газотранспортна система України є найбільшою в Європі. Вона - найважливіший постачальник транзитного потоку, а також грає безальтернативну роль поставки газу до споживача всередині країни. Світова індустрія розвивається, поліпшуються комфорт життя громадян і від цього зростає споживання енергії. Отже газ - найбільш прийнятне рішення технологічного зростання.

Безсумнівно, політичний дисбаланс країн сильно впливає на прибуток ГТС України, але вона є і залишається найбільш економічно вигідною системою. Будівництво Північного і Південного потоків Російською федерацією в обхід України безсумнівно розвантажує обсяги палива, але відмовитися повністю від української ГТС постачальникам газу немає ніякого сенсу.

Транзит газу - є потужним економічним підживленням бюджету України. Він також гарантує безперебійну роботу як стратегічно важливих, так і більш дрібних заводів, фабрик і підприємств які вимагають постійного споживання палива. Також теплоенергетичний комплекс населення країни - величезний споживач цього ресурсу.

Виходячи з вищесказаного видно, що ГТС це економічно і технічно важливий об'єкт стратегічного значення держави. Але вона перебуває в застарілому стані.

Нами аналізуються і розробляються перспективні шляхи і методи удосконалення роботи газотранспортної системи України та окремих її елементів.

На сьогодні вибрано декілька найголовніших шляхів рішення проблеми модернізації ГТС України. Серед них слід виділити слідуючи.

Заміна широкої гама працюючих компресорів на сучасні відцентрові машини. Конструкція, та принцип роботи таких компресорів є досить простими в порівнянні з установками інших типів. Дана особливість дозволяє отримати відразу кілька переваг - можливість тривалого терміну використання обладнання при його інтенсивної експлуатації і високу ефективність роботи. При цьому, дане обладнання на протязі всього періоду використання вимагає мінімального технічного обслуговування.

Запропоновано підйомно-транспортний засіб для монтажних-ремонтних робіт ГПА. Використання підйомного-транспортного засобу, який дозволяє механізувати процес збирання - розбирання компресора, дасть велику економію як фінансових, так і тимчасових витрат пов'язаними з ремонтними роботами компресора. За сукупністю показників річного економічного ефекту, терміну окупності та рентабельності, впровадження цього засобу виявляється досить виправданим для безперервної роботи ГПА.

Використання підйомного-транспортного засобу дозволяє механізувати процес збирання - розбирання компресора, дає велику економію як фінансових, так і тимча-

сових витрат пов'язаними з ремонтними роботами компресора. За сукупністю показників річного економічного ефекту, терміну окупності та рентабельності, впровадження цього засобу виявляється досить виправданим для безперервної роботи ГПА.

Узагальнюючи вище викладене, визначено найбільш доцільні наступні методи технічного вдосконалення газотурбінного устаткування вітчизняних ГТС:

1. Своєчасна заміна зношених та застарілих ГТУ на новітні більш потужніші і економічні агрегати.

2. Масове введення в експлуатацію на газоперекачувальних компресорних станціях сучасних приводів ГТУ з підвищеною температурою горіння.

3. Реконструкція існуючих та побудова нових ГТУ.

4. Широка модернізація КС, що працюють та вдосконалення схем що проектуються, з використанням циклу Ренкіна.

Комплексне, раціональне запровадження перелічених організаційно-технічних заходів дозволить підняти технічний і енергетичний рівень вітчизняної ГТС до сучасного світового науково-технічного рівня, забезпечити її безпосередній розвиток, відповідаючи вимогам стратегічного прогресу цієї важливої галузі народного господарства України.

Науковий керівник д.т.н., проф. Мілованов В.І.

УДК: 632-564

ВПРОВАДЖЕННЯ ІЗОБУТАНУ В ХОЛОДИЛЬНУ ТЕХНІКУ В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТА

Рамазанов Р..., Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

Сьогодні добре відомо, що штучне охолодження пов'язане із здійсненням термодинамічних циклів холодильних машин, які ґрунтуються головним чином на фазових перетвореннях тіл, званих робочими речовинами або холодоагентами. Холодоагенти, будучи невід'ємною частиною холодильної машини, істотно впливають на її конструкцію. Так, окремі термодинамічні характеристики холодоагенту визначають конструкцію компресора і теплообмінних агрегатів. Різниця тисків визначає навантаження на робочі елементи компресора. Від властивостей холодоагента залежить вибір матеріалу для основних елементів холодильного агрегату. Разом з тим, холодоагент повинен відповідати таким вимогам, як розчинність в мастилі, нетоксичність, вибухобезпечність, низька ціна і т. п. Таким чином, від виду холодоагенту залежать багато параметрів холодильної машини.

Однак наприкінці минулого сторіччя з'явилася нова проблема, пов'язана з робочими речовинами – проблема екології. Загострилися фактори екології та безпеки експлуатації холодильної техніки, які превалюють над іншими вимогами, що пред'являються до холодоагенту.

Метою нашої роботи є аналіз перспектив застосування ізобутану в малих холодильних машинах для подальшого підвищення їх якості.

Проведено аналітичний порівняльний аналіз ізобутану з іншими холодоагентами. Він показав наступне.

Ізобутан перевершує R12 і R134a за екологічними параметрами, крім того, він має прекрасні термодинамічні характеристики. Маса холодоагенту (ізобутану), що циркулює в холодильному агрегаті, значно скорочується (приблизно на 30%). Наприклад, в холодильнику ємністю 130 л знаходиться всього 20 г ізобутану, причому 12 г розчиняються в холодильному мастилі. При цьому конструкція холодильника, якщо і вимагає змін, то незначних. Компресори на R600a працюють з тими ж мінеральними маслами, використовують ту ж типову електроізоляцію, що ущільнюють матеріали і труби того ж діаметра, що і при роботі на R12.

Через низький тиск в робочому контурі холодильні агрегати з фреоном R600a характеризуються меншим рівнем шуму. У разі витoku газоподібний холодоагент R600a стелиться по землі. Ізобутан добре розчиняється в мінеральному мастилі і має більш високий холодильний коефіцієнт, ніж R12, що зменшує енергоспоживання машини.

Ці параметри, в сукупності з низькою ціною і простотою виробництва ізобутана, роблять його серйозним кандидатом на застосування в холодильній техніці нового покоління.

Малі значення температури кінця стиснення, низькі тиски кипіння і конденсації, одна з найменших різниць тиску поєднуються в цьому холодоагенті з його високим COP і значною питомою холодопродуктивністю, роблячи малозначними слабкі сторони застосування ізобутану.

Таким чином, проведений аналіз показує, що в якості озонобезпечного і енергетично вигідного холодоагенту в компресорах і агрегатах побутових і торгових холодильників і морозильників нових градацій і типорозмірів доцільно використовувати холодоагент R600a, який забезпечує високий технічний рівень нового обладнання.

Науковий керівник д.т.н., проф. Мілованов В.І

УДК 536.7 002

ДОСЛІДЖЕННЯ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПАРОГЕНЕРУЮЧОЇ ТЕПЛО-НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Григоренко А.В., магістрант ІПЕМ ОНАХТ, . Одеська національна академія харчових технологій

Компресорні установки систем стислого повітря мають великий потенціал енергозбереження.. У процесі стиснення повітря в компресорній установці, а також при підготовці стисненого повітря, що подається до суднової системи стислого повітря, воно охолоджується в проміжних і кінцевих охолоджувачах. Теплова потужність (кількість відведеного тепла в одиницю часу) в деяких системах досягає 90% від потужності, споживаної компресорами для стиснення повітря.

Тому утилізація теплоти стиснення повітря є істотним резервом економії енергії та підвищення енергетичної ефективності суднових компресорних установок. Для підвищення температурного потенціалу теплоти до параметрів генерації водяної пари можна застосувати теплові насоси. Утилізація теплоти стиснення при цьому підвищує енергетичну ефективність компресорних систем стислого повітря. Схема утилізаційної теплонасосної установки, у якій у якості низькотемпературного джерела тепла використовується теплота охолодження стиснутого в компресорі повітря показана рис.1.

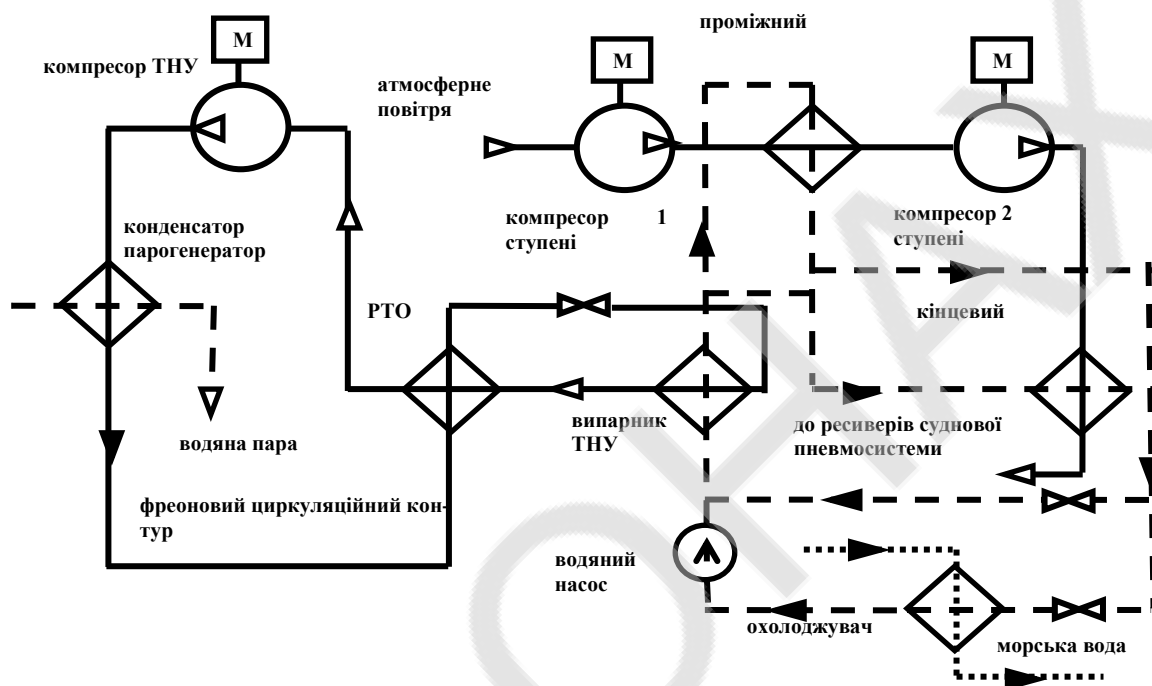


Рис. 1. Технологічна схема утилізаційного теплового насосу

Тепловий потік в вигляді нагрітої до 30 °С води використовується в утилізаційному тепловому насосі, в результаті чого його температурний потенціал підвищується до рівня достатнього для виробництва сухої насиченої пари води с тиском $P = 0,3$ МПа, який може ефективно застосовуватись в суднових системах.

Схематично циркуляційний водяний контур показано пунктиром. Прісна вода, яка нагрівається від 25 до 30 ОС в проміжному та кінцевому охолоджувачах компресору насосом подається до випарника теплового насосу, де вона охолоджується від 30 оС до 25 о С та направляється до охолоджувачів. В разі необхідності, випарник теплового насосу відключається і процес охолодження води реалізується в традиційному теплообміннику за допомогою морської води. При роботі теплового насосу цей теплообмінник вимикається із схеми.

Прісна вода подається до конденсатору теплового насосу у якою теплота конденсації холодильного агента використовується для нагрівання та випаровування води , яка при тиску $P = 0,3$ МПа перетворюється в суху насичену пару, яка направляється до суднових систем споживання.

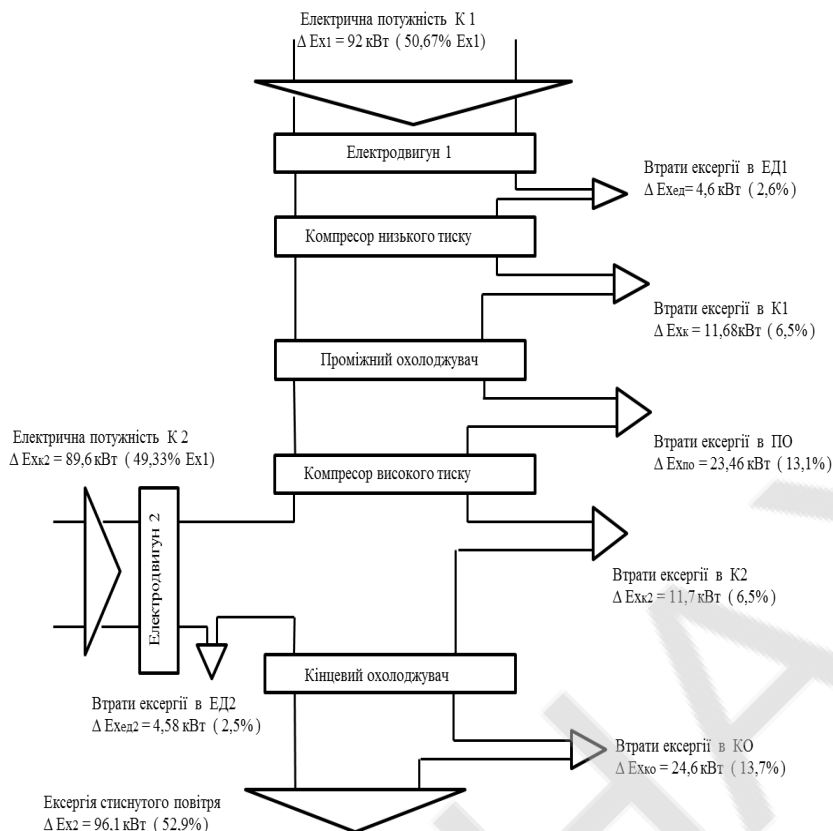


Рис.2. Діаграма потоків ексергії

Термодинамічний аналіз парогенеруючого теплового насоса виконувався на основі ексергетичного методу аналізу, що дозволяє розраховувати не тільки загальну термодинамічну ефективність установки (загальний ексергетичний ккд), а і ексергетичні ккд окремих елементів установки з визначенням їх термодинамічної ефективності та рівню впливу кожного елемента установки на загальний ексергетичний ккд. В такий спосіб визначаються елементи установки, які потребують першочергової енергетичної модернізації

Діаграма потоків ексергії (рис.2) графічно ілюструє втрати ексергії в кожному елементі установки стислого повітря: електричні двигуни, компресори першого та другого рівню стиску, проміжний та кінцевий охолоджувачі, а також відності втрати ексергії в кожному елементі при умові, що вхідна ексергія (електрична потужність двигунів) приймається за 100 відсотків. Найбільш суттєві втрати ексергії мають місце в проміжному (13,1%) та кінцевому (13,7%) теплообмінниках охолоджувачах

Література.

1. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса : Сб. Научный вестник ХДМИ – Харьков, 2009. – № 1, с. 174 - 183
2. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения в технике. М.; Энергоатомиздат, 1988.

Науковий керівник.: Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ ПРИ РЕГАЗИФІКАЦІЇ СКРАПЛЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Дімов А. І., магістрант ІХКЭ ОНАХТ.

Імпорт зрідженого природного газу (ЗПГ) є альтернативою поставок трубопровідного газу, оскільки вирішує питання енергетичної незалежності від впливу монопольної політики країн-експортерів. Природний газ переведений в рідкий стан потребує в 600 разів менших об'ємів при транспортуванні, що є рентабельним для міжконтинентального перевезення.

Щорічно в світі імпортується понад 300 млрд. м³ природного газу в рідкому стані, який регазифікується та відпускається в мережу на 99 приймальних LNG-терміналах [1,2]. Процес регазифікації (переведення природного газу з рідкого стану в газоподібний з подальшим його нагрівом до необхідної температури) потребує значних витрат енергії для прокачування, підігріву та випаровування зрідженого природного газу, що залежать від характеру споживання природного газу, його параметрів при подачі в газотранспортну систему ,

Традиційно системи регазифікації ЗПГ базуються на його випаровуванні за рахунок теплоти морської води (зовнішнього середовища) або штучного джерела теплоти (наприклад спалювання частини природного газу). Наприклад для регазифікації 1 млрд. м³ природного газу в такий спосіб необхідно спалити 2% від його об'єму тобто 29 т умовного палива, що суттєво впливає на собівартість отриманого природного газу.

Суттєво підвищити ефективність системи транспорту зрідженого природного газу можливо за рахунок утилізації ексергії холоду, так як відповідно до вимог Морського реєстру тиск зрідженого природного газу при його транспортуванні суднами метановозами знаходиться в межах атмосферного, що відповідає температурі зрідження (насичення) – 162 °С. ЗПГ має високу ексергетичну цінність (високу технічну роботоздатність) так як процес його скраплення супроводжується значними витратами енергії і тому може використовуватись як джерело ексергії.

Сучасні новітні методи регазифікації будуються на технологіях, які використовують ексергію холоду для реалізації різних технологічних процесів таких як:

- виробництво кисню, азоту, аргону, диоксида вуглецю, бутана;
- використання холоду для криозаморозки и низькотемпературної утилізації металу, автотракторних шин і т.д;
- виробництво електричної енергії , чистої води , виробництва водяної пари.

Одним іх самих ефективних способів регазифікації являється метод поєднання цього процесу з силовим теплоенергетичним циклом, схема якого показана на рис. 1.

Використовуючи при цьому зріджений природній газ, як низькотемпературне джерело теплоти, можливо реалізується прямий термодинамічний цикл з виробництвом роботи між температурою навколишнього середовища та скрапленим газом. Теплота, яка відводиться від робочого тіла циклу в випарнику зрідженого газу використовується для його регазифікації (перетворення в газ). При цьому від одної тони зрідженого газу в таких установках регазифікації можливо отримувати 150-200 кВт електричної енергії. У силовому контурі установки можуть застосовуватися різні

робочі тіла, як однокомпонентні так і на основі суміші низькотемпературних газів метану, етану, пропану і бутану.

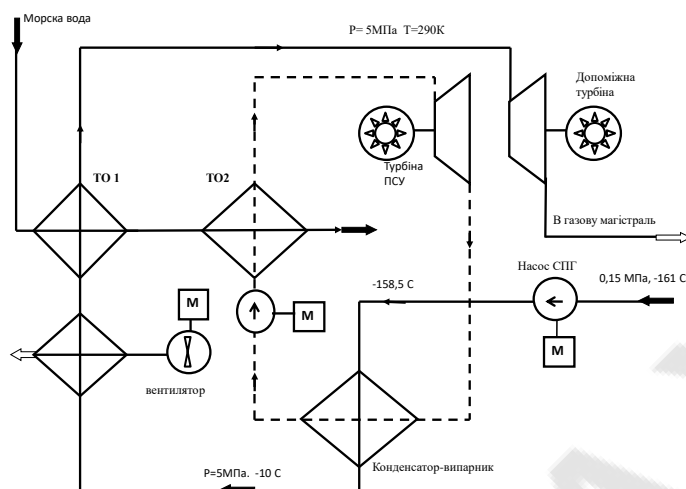


Рис. 1. Схема силової теплоенергетичної установки регазифікації природного газу.

В аналізованій системі регазифікації переохолоджений ЗПГ, який направляється до регазифікатора, спочатку підігрівається від -159°C до температури випаровування -87°C . Після випаровування його температура підвищується до -25°C з подальшим перегрівом до температури 10°C в теплообміннику пароперегрівачі

Проведені розрахунки установки регазифікації на основі силового теплоенергетичного циклу показують, що при регазифікації 50 тон ЗПГ на годину можливо отримувати електричну потужність турбіни паросилової установки 650 квт.

Літературні джерела:

- 1.Гречко А.Г., Новиков А.И. Мировой рынок сжиженного природного газа и технологии его крупно масштабного производства// Холодильная техника. — 2009. — № 9. С. 52-55; № 10. — С. 45-48.
2. СПГ. Мировой рынок. Отчет генерального комиссара по развитию фирмы Шелл,2011, GIGN.

Науковий керівник: Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

УДК 62-932.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА СУМІШАХ НАТУРАЛЬНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИН ДЛЯ ПОТРЕБ МЕДИЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

Жалоба В.Р., магістрант ІХКЕ ОНАХТ,

Нині існує велика потреба в швидкій розробці нових фармацевтичних продуктів, до того ж сушіння – досить дорогий процес. З усіх видів сушіння ліофілізаційне є

найбільш дорогим з точки зору як капітальних, так і експлуатаційних витрат. Існує ряд причин, по яких метод ліофілізаційного сушіння широко використовується в промисловості. Найбільш важлива причина, загальна для усіх галузей промисловості, полягає в тому, що у більшості випадків продукти, що піддаються ліофілізації, чутливі до нагрівання і не можуть бути висушені з використанням інших методів із за високих робочих температур. Розробка як складу, так і умов протікання процесу ліофілізаційного сушіння лікарських препаратів для перорального прийому і ін'єкційного введення зазвичай відбувалася шляхом проб і помилок. Проведення сублімаційного сушіння в традиційних умовах в результаті виливається в тривалий час процесу, підвищене енергоспоживання і значні виробничі витрати. Основне завдання оптимізації процесу ліофілізаційного сушіння при розробці складу препарату і технології його отримання полягає в тому, щоб звести до мінімуму час сушіння, зберігши показники якості продукту, які будуть відповідати конкретним вимогам.

Попри те, що сучасна промисловість отримала безперечну користь завдяки існуючим знанням про ліофілізаційне сушіння, основні поняття в деяких її областях досі не визначені. Існує необхідність в систематизації знань фізичної хімії процесів заморожування і сублімаційного сушіння, матеріалознавства і механізмів тепло- і масообмінних процесів, що відбуваються на різних стадіях сушіння [1, 2].

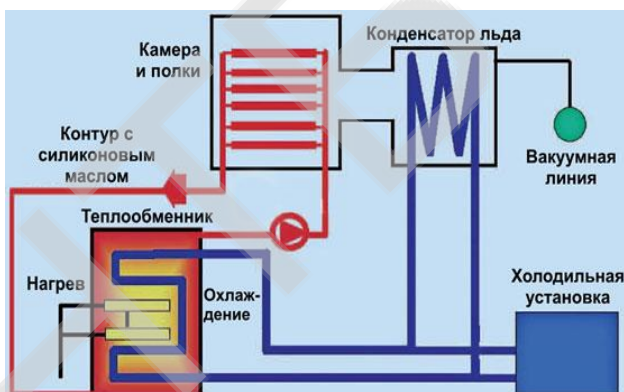
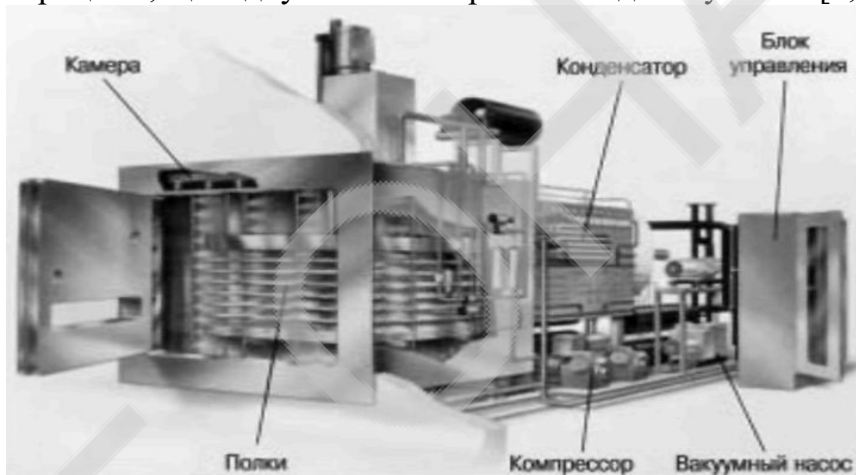


Рис. 1 – Принципова схема сублімаційної сушарки для медичних препаратів

На рис. 1 представлена принципова схема сушарки сублімації для лікарських препаратів промислового призначення. Апарат складається з сушарної камери, вакуумного насоса, конденсатора, компресора і блоку управління, а також

допоміжного устаткування. Типовий процес ліофілізації протікає таким чином: частково закупорені скляні флакони наповнюють рідким продуктом або водним розчином, після чого поміщають на охолоджені полиці ліофілізаційної сушарки. Потім температуру полиць знижують і заморожують продукт до рівномірно розподіленої, заздалегідь заданої температури. Після заморожування тиск в сушарній камері знижують до величини, меншої, ніж тиск пари льоду при підтримуваній температурі, для того, щоб почати сублімаційне сушіння.

Було проведене теоретичне дослідження двоступеневої холодильної машини для ліофілізаційного сушіння на семи сумішах чотирьох робочих речовин (метан, етан, пропан, пропілен). Деякі з результатів представлені на рис. 2.

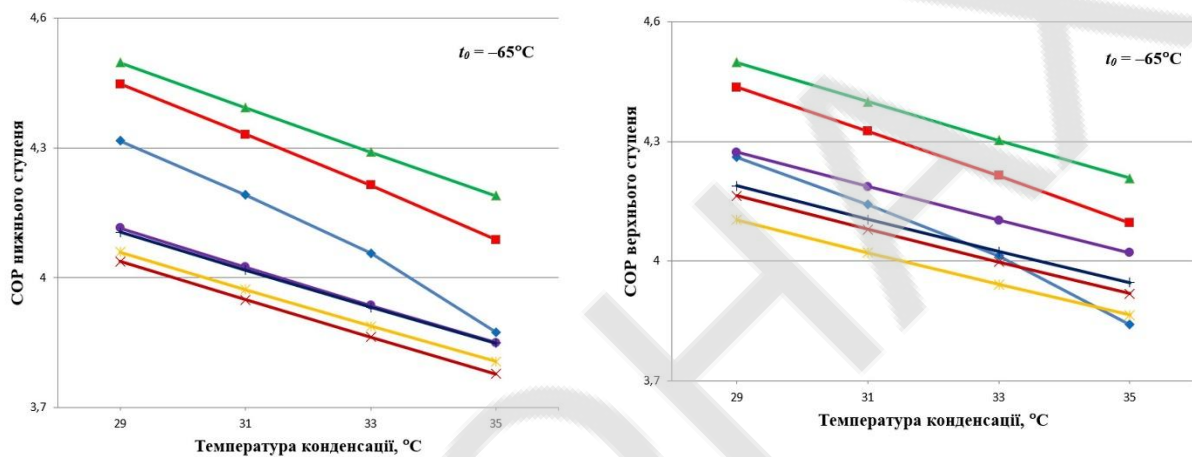


Рис. 2 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури конденсації t_k

- ◆-◆-◆-◆-◆- – пропан (0,30) – метан (0,15) – етан (0,55)
- – пропан (0,25) – метан (0,10) – етан (0,65)
- ▲-▲-▲-▲-▲- – пропан (0,25) – метан (0,05) – етан (0,7)
- x-x-x-x-x- – пропан (0,1) – етан (0,9)
- ж-ж-ж-ж-ж- – пропан (0,2) – етан (0,8)
- – пропілен (0,1) – етан (0,9)

Інформаційні джерела:

1. Смит О. Влияние низких температур на живые ткани и клетки. В кн.: Примененные замораживания и высушивания в биологии / Под ред. Р. Харриса. Москва. 1956. 432 с.
2. Никитин Е.Е., Звягин И.В. Замораживание и высушивание биологических препаратов. М.: Колос, 1979. 337 с.

Науковий керівник: Подмазко І.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів
ОНАХТ

ПАРОГАЗОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА СЛАНЦЕВОМУ ГАЗІ

Репін А.С., магістрант, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

Наведені результати дослідження роботи газотурбінної установки на сланцевому газі. Використання сланцевого газу в якості палива при роботі газотурбінної установки UGT 6000 дозволяє частково задовольняти енергетичні потреби сьогодення.

Ключові слова Газотурбінна і парогазова енергетичні установки теплових електростанцій, сланцевий газ, витрата палива, енергетична ефективність

The results of research work on gas turbine shale gas. The use of shale gas as a fuel for gas turbine operation UGT 6000 can partially meet the energy needs of today.

Key words: Gas turbine and combined-cycle power plant thermal power plants, shale gas, fuel, energy efficiency

У будь-якій країні енергетика є базовою галуззю економіки, стратегічно важливою для держави. Від її стану та розвитку залежать відповідні темпи зростання інших галузей господарства, стабільність їх роботи і енергоозброєність. Енергетика створює передумови для застосування нових технологій, забезпечує поряд з іншими факторами сучасний рівень життя населення. Перспективний напрямок розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) і парогазовими (ПГУ) енергетичними установками теплових електростанцій. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного обладнання, режим роботи і управління. ПГУ на природному газі - єдині енергетичні установки, які в конденсаційному режимі роботи здатні виробляти електроенергію з електричним ККД більше 58 %. В зв'язку з цим виникає потреба в розробці сучасних технологій та проведенні організаційно-технічних та економічних заходів. Треба зазначити, що факт вичерпання природних ресурсів, а саме природного газу та нафти, наразі має найбільший стимулювальний вплив на пошук альтернативних шляхів енергозабезпечення. [1,2]

На думку ряду експертів, Україна має значні ресурси сланцевого газу. Зокрема, вельми перспективними представляються ресурси сланцевих товщ української частини Люблінського (Львівсько-Воволинського) вугільного басейну. Передбачається, що "Єврогаз" і його український партнер створять спільне підприємство, в яке українська сторона передасть близько 2 тис. свердловин природного газу, які сьогодні не працюють з різних технічних і економічних причин, тоді як американська корпорація забезпечить нові технології для їх відновлення. За статистикою, зараз в світі майже 15% газу отримують з сланців (ця галузь розвинена в США), а на території нашої держави містяться одні з найбільших родовищ в Європі.

Четвертину сланцевого газу складає негорючий азот, а ще чверть негорючий вуглекислий газ, то теплоти виділяється, в залежності від родовища, в 2-3 рази менше ніж у традиційного природного газу.

Проведено дослідження роботи UGT 6000, яка працює на сланцевому газі.

Об'ємний склад газу:

CH₄ (17 %), C₂H₆ (3 %), C₃H₈ (4 %), C₄H₁₀ (4,9 %), C₅H₁₂ (0,3 %), C₉H₆ (5%), H₂ (35 %), O₂ (1 %), N₂ (25 %).

Нижня межа теплоти згоряння $Q_H = 23000$ кДж/кг.

Теоретична кількість повітря необхідна для згоряння 1 кг палива становитиме:

$$L_0 = [0,5CO + 0,5CH_2 + 2CH_4 + \sum(m + n/4)C_mH_n + 1,5H_2S - O_2] = 8,37 \text{ кг/кг}$$

Питома витрата робочого тіла в камері згоряння становитиме:

$$g_e = 1/(\alpha \cdot L_0) = 1/(5 \cdot 8,37) = 0,024 \text{ кг/кг.}$$

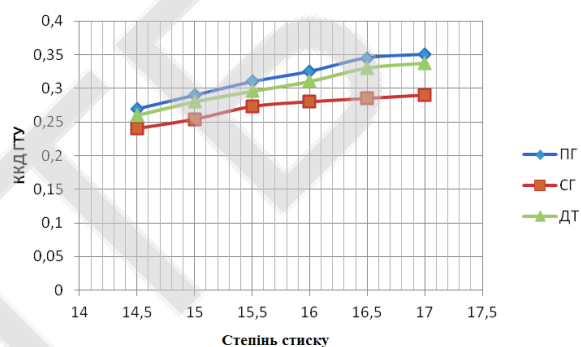
де α – коефіцієнт надлишку повітря на виході з камери згоряння.

Основні характеристики UGT 6000, що працює на сланцевому газі

Номинальна потужність, МВт	2,35
ККД, %	31,9
Степінь підвищення тиску в компресорі ГТД	16,5
Температура газу на виході з камери згоряння, °С	1215
Витрата газу на виході з ГТД, кг/с	30,2
Температура газу за ГТД, °С	410
Вміст NO _x при роботі на газі не більше, мг/нм ³	50

В ході даного дослідження були отримані результати впливу зміни різних параметрів ГТД на його експлуатаційні показники. Як відомо, на роботу ГТУ впливають різні фактори, зокрема: степінь стиску повітря в компресорі, вид палива на якому працює газова турбіна, температура навколишнього середовища, ККД окремих елементів ГТУ. Все це слід враховувати при розрахунках установки в певних кліматичних умовах, або ж при заздалегідь визначених параметрах [3].

Залежність параметрів UGT 6000 від степеня стиску і виду палива представлена нижче.



ПГ - природний газ; СГ - сланцевий газ; ДТ – дизельне пальне

Рисунок 1 – Залежність ККД від степеню стиску і виду палива

Зі зростанням степеня стиску в компресорі, ККД збільшується, тим самим підвищуючи загальні показники ефективності установки.

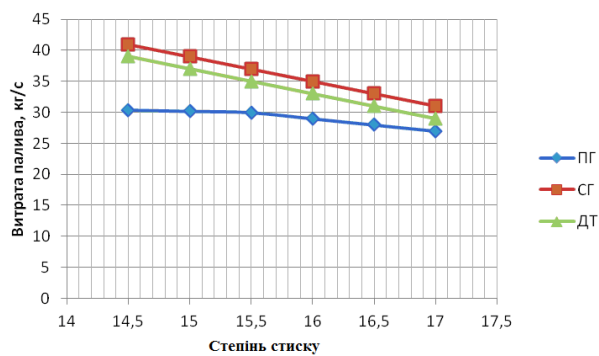


Рисунок 2 - Залежність витрати палива від степеню стиску і виду палива

Однак не слід забувати, що збільшення степеню стиску призводить до підвищення навантаження на елементи установки, в тому числі компресора, збільшує температуру газу за турбіною, все це слід враховувати. Найбільший показник ККД досягається при використанні в якості палива природного газу. Зі збільшенням степеню стиску, витрата палива зменшується, що є позитивним фактором роботи газотурбінної установки. Найменшу кількість палива ГТУ споживає, коли працює на природному газі.

Розглянутий варіант використання для UGT 6000 сланцевого газу в якості палива для вироблення електричної та теплової енергії має наступні конкурентні переваги:

1. Перехід до більш раціонального газокористування.
2. Зниження токсичності вихлопу в пропонованій схемі установки в порівнянні з спалюванням рідкого палива, за рахунок малої присутності оксидів сірки та азоту в продуктах згоряння.
3. Забезпечення стійкого горіння палива в камері згоряння.

Результати розрахунку і аналізу роботи UGT 6000 на сланцевому газі показали, що використання даного виду палива частково задовольняє енергетичні потреби сьогодення. В найближчому майбутньому будуть проведені більш ретельні дослідження процесів термохімічної газифікації з подальшим удосконаленням складових частин ГТУ.

Інформаційні джерела:

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 р. СХВАЛЕНО розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 № 1071
2. Концепція (проект) Державної науково-технічної програми "Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики" / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека // Вісник НАН України. – 2008. – № 4. – С. 3–9
3. Буданов, В. О. Нагнітачі і теплові двигуни. Газодинамічний і конструктивний розрахунок елементів проточної частини нагнітача [Електронний ресурс]: метод. вказівки до індивідуальної роботи / В. О. Буданов; Одеська нац. акад. харчових технологій. – Одеса: ОНАХТ, 2017. – 54 с

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент каф. компресорів та пневмоагрегатів

ВПЛИВ ДОДАВАННЯ НАНОЧАСТОК TiO_2 НА ПОКАЗНИКИ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

*Мілованов В.І., д.т.н., проф., Балашов Д.О., інж.
Одеська національна академія харчових технологій, м.Одеса*

Традиційні робочі тіла і теплоносії практично вичерпали теоретичні можливості подальшого зростання показників ефективності теплоенергетичних систем. Перспективні рішення, що розширюють межі використання робочих середовищ в системах перетворення енергії, в останні роки були досягнуті за рахунок появи нових класів речовин - іонних рідин і нанофлюїдів. В останні два десятиріччя в наукову лексику швидко "увірвався" ряд нових слів з префіксом "нано": наноструктура, нанотехнологія, наноматеріал, наноколоїди, тощо. Є об'єкти, які по суті не були в арсеналі дослідників ще 20 років тому і без яких сьогодні вже неможливо представити сучасний розвиток науки - це наночастки у всьому їх різноманітті.

Нанофлюїди - розчини наночастинок, розміри яких знаходяться в діапазоні від 20 до 100 Å, є об'єктами інтенсивних наукових досліджень, завдяки раніше невідомим ефектів і аномальному зростання коефіцієнта теплопровідності. Великий інтерес до вивчення поведінки нанофлюїдів пояснюється широким діапазоном додатків: від виробництва і конверсії енергії, транспорту нафти, холодильної техніки і кондиціонування повітря до електроніки, текстильної промисловості та виробництва паперу. Дуже мала кількість наночастинок, що рівномірно розподілені в базовій рідині може забезпечити вражаюче поліпшення термодинамічних характеристик базової рідини. Важливим досягненням в дослідженні теплоносіїв є застосування колоїдної суміші основної рідини хладагента або компресорного мастила і частинок розміром 1-100 нанометрів. [1] Мала кількість (близько 1%) мідних наночастинок в етиленгліколі або мастилі підвищують теплопровідність речовини на 40% і 150% відповідно. Звичайні суспензії вимагають концентрації 10% і більше для таких результатів.[2] Нанофлюїди є новим класом теплоносіїв і показують високий потенціал у застосуванні в холодильній промисловості. Використання наночастинок, розчинених в робочому тілі холодильної машини є перспективним засобом для підвищення її ефективності та зменшення вживання електроенергії. З розглянутих результатів ясно видно, що мається високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування.

Проведені в Україні та за кордоном дослідження теплофізичних властивостей колоїдних розчинів наночастинок з мастилами і холодоагентами показують високу перспективність використання подібного класу речовин в холодильній техніці. Використання нанофлюїдів дозволяє істотно підвищити тепломасообмінні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і

споживану холодильною машиною електричну потужність. Метою даної роботи є дослідження впливу домішок наночастинок на прикладі роботи компресора малої холодильної машини. В результаті дослідження планується отримати значення холодопродуктивності і провести порівняння величини для чистого холодоагента та холодоагенту з додаванням наноматеріалів. Для проведення теоретичного розрахунку був взятий компресор малої холодильної машини, працюючої на изобутані в складі калориметричного стенда. Розрахунки проводились при режимах з температурами кипіння -20 , -10 , -5 , 0 °C і температурою конденсації 40 °C. В якості домішок були взяті наночастки оксида титана в масової концентрації $2,54$ %.

Аналіз експериментальних даних показав, що присутність наночастинок у робочому тілі може призвести до підвищення холодопродуктивності на $5-7\%$, але цей ефект спостерігається лише при температурах кипіння нижче $-15 \dots -20$ °C. При високих температурах кипіння (від 0 °C і вище) спостерігається зворотний ефект зниження холодопродуктивності. З цього можна зробити висновок, що використання домішок наночастинок може підвищити характеристики компресора холодильної машини, при цьому не вимагаючи конструкційних змін. Використання нанодомішок перспективно також у побутових холодильниках, торгівельному і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів у якості домішок у робоче тіло сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

Є високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування. Це дає можливість інженерам розробити компактний і ефективне холодильне обладнання. У кількох опублікованих статтях показується, що коефіцієнт теплопередачі нанофлюїдів набагато вище, ніж у звичайних рідин і існує лише невелике падіння тиску. Крім того, доступні експериментальні дані [3] обмежені і не можуть точно спрогнозувати зміну теплопередачі. Більш того, є лише кілька поправок для точного прогнозу продуктивності. Отже, необхідні подальші дослідження по конвективному теплообміну і більше теоретичних і практичних робіт для ясного розуміння і прогнозу гідродинамічних і термічних характеристик.

Література

1. M.I. Baraton. Synthesis, Functionalization, and Surface Treatment of Nanoparticles. Am. Sci., Los-Angeles, 2002
2. Evans W., Prasher R., Fish J., Meakin P., Phelan P. Effect of aggregation and interfacial thermal resistance on thermal conductivity of nanocomposites and colloidal nanofluids, // Inter. J. of Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 51. P. 14311438.
3. X. Wang, X. Xu, S.U.S. Choi, Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture, J. Thermophys. Heat Transfer 13 (1999) 474–480.

*Науковий керівник : Науковий керівник . д.т.н., проф. Мілованов В.І.
кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ*

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ №1 –ХОЛІДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИКЛУ СТІРЛІНГА

Воловецький Н.Я., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних

установок і кондиціювання повітря ОНАХТ4

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ІММЕРСІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОДУКТУ БІНАРНИМ ЛЬДОМ НА ПТАХОФАБРИЦІ

Зінчук А. М., магістр ІХКЕ,

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ.....6

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ДЛЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ ТА ПУНКТИВ

Смоленко Д.В., аспірант, Вірчак О.О., магістр, СумДУ, м. Суми

Науковий керівник: Ванєєв С.М., к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики СумДУ....8

ДВОСТУПЕНОВА АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ДЛЯ ТРИГАНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Урсолов Е.Г., магістрант каф. КіР, Якушевський В.В., магістрант каф. КіР,9

СТУПЕНЕВА ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОГО ТЕПЛА В ХОЛОД

Урсолов Е.Г., магістрант каф. КіР, Спінян І.В., магістрант каф.

Науковий керівник: Остапенко О.В., к.т.н., доцент каф. КіР м.Миколаїв Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова.....11

ПРОГНОЗУВАННЯ НАСЛІДКІВ ТЕРИТОРІАЛЬНОГО РИЗИКУ ТИПУ "ХІМІЧНЕ ОТРУЄННЯ" ВІД АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Сливинська М.В. 1, Черноіваненко А.Г.¹, Желіба Т.О.²1Одеська національна академія харчових технологій. 2Одеський національний політехнічний університет

Науковий керівник: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ Желіба Ю.О.....13

РОЗВИТОК ТЕНДЕНЦІЙ НА СВІТОВОМУ РИНКУ ПОБУТОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Кулік О.С., студент бакалавр ОНАХТ Петушенко С.М., викладач ОТК ОНАХТ,

м.Одеса.....15

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ЛЦ АВАНГАРД

Мазин М.М. магістрант ІХКЭ ОНАПТ, Сливинская М.В., аспірантка ОНАПТ,

Козаченко І.С., Научно-инженерне об'єднання Холод, Желиба Т.А., ОНПУ
Науковий керівник Желиба Ю.О.: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....19

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ХОЛОДИНИХ СИСТЕМ З ПРОМІЖНИМ ХОЛОДОНОСІЄМ

Коваленко А.Є., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, Рімашевский Ю.С.,

Науково-інженерне об'єднання Холод, Желиба Т.О., ОНПУ

Науковий керівник: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ Желиба Ю.О.....23

МАЙБУТНЄ ЗА ПОГЛИБЛЕННЯМ ПИТАНЬ ІНТЕГРУВАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ nZEB ЧИ NZEB

Ткач Сергій, аспірант ОНАХТ, Овчинников Максим, бакалавр ОНАХТ

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ...24

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ КОМПЛЕКСНОЇ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЇ VRF СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

Соловйова П.В., магістр ІХКЭ, к.т.н. доц. Жихарева Н.В., ОНАХТ, м. Одеська національна академія харчових технологій.....27

КАНЦЕРОГЕННІ АЕРОЗОЛЬНІ СМОЛИ В ДИМОВИХ ГАЗАХ.

Афанасенко В.О., А., бакалавр ОНАХТ, Кіценко А.М. магістрант, Войтенко О.С.

Науковий керівник : Козут В.О. к.т.н., доц., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....31

АНАЛІЗ АБСОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Басов А.М.,

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП

ОНАХТ.....33

АНАЛІЗ РОБОТИ ХМ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ.

Гайдаржи В., магістр ІХКЭ ОНАХТ

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....36

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОСУШЕННЯ ТА ПРОГРЕС В ОБЛАСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РОТОРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Крушельницький Д.О., аспірант ІХКЭ ОНАХТ

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....38

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РЕЖИМУ БУДІВЕЛЬ В ДОБОВОМУ ТА РІЧНОМУ ЦИКЛУ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ КОНДИЦІОНУВАННІ ПОВІТРЯ.

Сотниченко М.С, магістрант ОНАХТ, Федянин М.О бакалавр, Харітонов М. бакалавр

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ41

ДОСЛІДЖЕННЯ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ПОЛІГРАФІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ

Кошельник Я, магістрант ОНАХТ, Коханський А.Ф

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ...43

АЛЬТЕРНАТИВА ФРЕОНУ R134A

<i>Мовчан В.В бакалавр ОТК ОНАХТ, Науковий керівник Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ.....</i>	44
R1234YF I МАСЛА	
<i>В.О.Куриленко, молодший спеціаліст ОТК ОНАХТ, Науковий керівник Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ.....</i>	47
АНАЛІЗ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЗОНАЛЬНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ	
<i>Птащук О.О , магістр ОНАХТ, Користа В.Ю магістр ОНАХТ, Науковий керівник : Козут В.О. .к.т.н.,доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	50
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРОВОГО КОНТУРУ ПРОМИСЛОВОГО КОНДИЦІОНЕРУ ПІД ВИСОКИМ ТИСКОМ	
<i>Користа В.Ю., магістр ОНАХТ , Птащук ,О.О магістр ОНАХТ, Науковий керівник : Козут В.О. .к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ... </i>	51
ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ДЛЯ СПОРТИВНИХ КОМ- ПЛЕКСІВ	
<i>Крючков А.В магістрант ІХКЕ ОНАХТ,. Кружилов О.Г, бакалавр ІХКЕ Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ... </i>	52
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА СУДНОВИХ ДВОКАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ДОВОДЖУВАЧАМИ МЕТОДОМ ТЕРМО-ЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ.	
<i>Магденко О.І. магістрант ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,бакалавр, Кружилов О.Г, бакалавр ІХКЕ ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ</i>	54
ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ГІГРОТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ ПРИ СТВОРЕННІ МІКРОКЛІМАТУ В ЕНТОМОЛОГІЧНИХ ЛАБОРА- ТОРІЯХ	
<i>Астахов М.Е., магістр ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ.....</i>	57
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В РЕАЛІЗАЦІЇ АДАПТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ ЕНТО- МОКУЛЬТУР	
<i>Борщов Д.В., магістр ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ.....</i>	58
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КАМЕРИ ЗРОШУВАННЯ В ЦЕНТРАЛЬНИХ СУДНОВИХ КОНДИЦІОНЕРАХ	
<i>Дичинський В.І., магістр магістр ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ.....</i>	60
ЗАСТОСУВАННЯ ВИМОРОЖУВАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ	

<i>Проць Б.М., аспірант, Вовченко А.І., аспірант, Василів О.Б., к.т.н., доцент, : Дорошенко В.М., д.т.н., професор, ОНАХТ.....</i>	61
ДОСЛІДЖЕННЯ ВОДО ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ МАШИН	
<i>Іжко В.С., магістр</i>	
<i>Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	64
ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕ- РАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА	
<i>Сластьон В.С. магістр</i>	
<i>Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	65
ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ АКУМУЛЮВАННЯ ХОЛОДУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ	
<i>Бабич С.В., магістр</i>	
<i>Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	66
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЛЬОДОУТВОРЕННЯ ПРИ ОТРИМАННІ ПРИ- СНОЇ ВОДИ ДЛЯ ПОТРЕБ СУДНА	
<i>Блінов І.О., магістр</i>	
<i>Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	67
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ЗДІЙСНЕННІ РЕТРОФІТУ	
<i>Граур М.В. магістр</i>	
<i>Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	70
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ СУПЕРМАРКЕТУ НА R744 В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТУ	
<i>Ставничий В., магістрант ФНТтаІМ,</i>	
<i>Наукові керівники: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г., к.т.н., ст. викл. Остапенко О.В. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	72
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛО- ДЖЕННЯ, ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ ПІДПРИ- ЄМСТВ СФЕРИ ОБСЛУГОВУВАННЯ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ	
<i>Щербенко А., магістрант ФНТтаІМ, кафедри ХУіКП</i>	
<i>Науковий керівник: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г., к.т.н., ст. викл. Остапенко О.В. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ.....</i>	73
ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В МЕДИЧНИХ УСТАНОВАХ ПРИ ЛІКУВАННІ ХВОРИХ НА COVID-19	
<i>Беркань І.В. – заступник директора з НВР ВСП ОТФК ОНАХТ, Мулик Д.Ю. – сту- дент групи 2БКВ-02 ВСП ОТК ОНАХТ, Хоцяновський С.В. – студент групи 2БКВ-02 ОТК</i>	75

ЗАСТОСУВАННЯ ПРИНЦИПУ ЛЕ ШАТЕЛЬЄ-БРАУНА ПІД ЧАС МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ В УСТАНОВКАХ АКУМУЛЮВАННЯ ХОЛОДУ

Р.В.Грищенко, асистент, С.М.Василенко, завідувач кафедри ТЕХТ, Національний університет харчових технологій, м.Київ.....78

ВЕРИФІКАЦІЯ ANSYS CFX-КОДУ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС ТАНЕННЯ ЛЬОДУ В ЗАМКНЕНІЙ ПОРОЖНИНІ

Грищенко Р.В., асистент, Форсюк А.В., професор кафедри ТЕХТ, Національний університет харчових технологій, м.Київ.....80

МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ З РЕТРОФІТУ.

Дудко А.Н.,аспірант, Ершов В.О., аспірант, Козут В.О., к.т.н., доцент, Жихарева Н.В., к.т.н., доцент., ОНАХТ Одеса.....83.

MATHEMATICAL ASPECTS OF SYSTEM AIR CONDITIONING, CREATING DECORATIVE FOUNTAINS FOR COOLING AIR

Zhykharieva N. s,t.f., ass. Prof, ONAFT,. Kogut V. s,t.f., ass. Prof., ONAFT, Krushelnyskkyi D., graduate student ONAFT, student ONAFT Dragnev M.....85

THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES

Osadchuk E.A.,assistant, Kirilov V.Kh., prof.,Titlov A.S. prof. ONAFT.....88

DESIGN OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS

Ozolin N.E., Titlov A.S., Kravchenko V.V., prof.,Titlov A.S. prof. ONAFT,.....91

РОЗРОБКА АВТОНОМНИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕННЯ НА БАЗИ ПОНОВЛЮВАНИХ І НЕПРИДАТНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Алімкешова А.Х.І, Джамашева Р.А.І, Цой О.П.І, канд. техн. наук, професор д-р техн. наук, професор Титлов А.С.²1 – Алматинський технологічний університет 2 – Одеська національна академія харчових технологій..... 95

РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Балаєвич О.О., магістр, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ.....97

РОЗРОБКА ПРИНЦИПІВ УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИМИ АПАРАТАМИ АБСОРБЦІЙНОГО ТИПУ

Березовська Л.В., аспірант, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Тітлова О.О., канд. техн. наук, доцент, ОНАХТ..... 101

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ТЕПЛОАВАНТАЖЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Білецький А.М., магістр, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ..... 102

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМАХ ПЕРВИННОГО НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДРІБНОСЕМ'ЯНИХ КУЛЬТУР

Петушенко С.М., ст. викладач, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ.....105

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Адамбаєв Д.Б., аспірант, Редунов Г.М., ст. викладач ОНАХТ.....107

РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ АПАРАТІВ НА ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛАХ ЕНЕРГІЇ

Біленко Н.О., асистент, Тітлов О.С., д.т.н., професор ОНАХТ.....109,

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Біленко Н.О., асистент, Тітлов О.С., д.т.н., професор, Дорошенко В.М., д.т.н., професор ОНАХТ.....112

РОЗРОБКА ПОБУТОВИХ КОМБІНОВАНИХ ПРИЛАДІВ З УТИЛІЗАЦІЄЮ СКИДНОГО ТЕПЛА ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Гратій Т.І., аспірант, Приймак В.Г., Козонова Ю.О., канд. техн. наук, доцент ОНАХТ114.

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Осадчук Є.О., асистент, Василів О.Б., канд. техн. наук., доцент, Адамбаєв Д.Б., аспірант, ОНАХТ, Одеса.....115

РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОМБІНОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор, Фелонюк С.А., магістр ОНАХТ.....118

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ (АХА)

Холодков А.О., канд. техн. наук, Тітлов О.С., д-р техн. наук, професор ОНАХТ.....121

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ВИКИДНОЇ ТЕПЛОТИ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Тітлов О.С., д.т.н., професор, Дорошенко В.М., д.т.н., професор, Закушняк М.Ю., магістр.....124

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ СТВОРЕННЯ РІВНОМІРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ОХОЛОДЖЕНОМУ ОБ'ЄКТІ АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ СЕЗОННОГО ТИПУ. *Ковбасюк К.С., студент IV курсу ОТФК ОНАХТ, Суббота І.В., студент IV курсу ОТФК ОНАХТ, Селіванов А.П., викладач вищої категорії ОТФК ОНАХТ.....127*

СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ТА УСТАНОВКИ

МЕТОДИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ В ОЦІНЦІ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ РОЗДІЛЕННЯ СУМІШІ ВУГЛЕВОДНІВ

Костенко Є.В. аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....132

АНАЛІЗ РОБОТИ КОМПЛЕКСНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЯК СКЛАДОВОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ З ЗМІНОЮ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПАРАМЕТРІВ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Бойко Б. О. ,магістрант ОНАХТ

Науковий керівник. В.В. Соколовська-Єфименко, к.т.н.,доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....133

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ.

Крижановський О. В. магістрант ОНАХТ

Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....135

СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ АБСОРБЦІЙНОГО ВОДОАМІАЧНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА З ПЕРЕВИЩЕННЯМ ТЕМПЕРАТУР «МЕТОДОМ ЦИКЛІВ».

Псарьов С. О., аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ,

Куколев А.К.,магістрант ОНАХТ

Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....136

ДОСЛІДЖЕННЯ УСТАНОВОК РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ З НАДЛИШКОВИМ ЗВОРТНІМ ПОТОКОМ

Колівашко О.С., магістрант ОНАХТ

Науковий керівник. Крвченко М.Б , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....138

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПРОТІЧНОГО КОНДЕНСАТОРА МЕТОДАМИ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

Рудий В. В., магістрант ОНАХТ

Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....141

АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЇ СУДОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ТІЛА ТА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА

Запорожан Р. І., магістрант ОНАХТ, Чабан. О. магістрант ОНАХТ

Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки

ОНАХТ.....144

СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВИХ РІШЕНЬ УСТАНОВОК ВИРОБНИЦТВА ЗРІДЖЕНОГО ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ.

Осипчук А. А., магістрант ОНАХТ., Сухомлінов Б.В.,магістрант ОНАХТ

Науковий керівник . Л.І. Морозюк,д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....147

ОСОБЛИВОСТІ КОМПЛЕКСНОЇ ОЧИСТКИ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ СУМІШЕЙ НА ОСНОВІ КСЕНОНУ

Медушевський Є.В., аспірант кафедри КТ ОНАХТ , Одеська національна академія харчових технологій

Науковий керівник: Симоненко Ю.М., проф. кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....148

СЕКЦІЯ №3 – ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

ТЕХНІЧНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

Янковський О.О., магістрант Одеська національна академія харчових технологій, Науковий керівник . д.т.н., проф. Мілованов В.І.....151

ВПРОВАДЖЕННЯ ІЗОБУТАНУ В ХОЛОДИЛЬНУ ТЕХНІКУ В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТА

Рамазанов Р., Одеська національна академія харчових технологій, Одеса Науковий керівник . д.т.н., проф. Мілованов В.І.....152

ДОСЛІДЖЕННЯ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПАРОГЕНЕРУЮЧОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Григоренко А.В., магістрант ІПЕМ ОНАХТ, . Одеська національна академія харчових технологій

Науковий керівник .: Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ.....153

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ ПРИ РЕГАЗИФІКАЦІЇ СКРАПЛЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Дімов А. І., магістрант ІХКЭ ОНАХТ.

Науковий керівник .: Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХ..... 156

5. ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА СУМІШАХ НАТУРАЛЬНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИН ДЛЯ ПОТРЕБ МЕДИЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

Жалоба В.Р., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник :Подмазко І.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ.....157

8. ПАРОГАЗОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА СЛАНЦЕВОМУ ГАЗІ

Репін А.С., магістрант, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

Науковий керівник : Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ.....160

9. ВПЛИВ ДОДАВАННЯ НАНОЧАСТОК TiO_2 НА ПОКАЗНИКИ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Балашов Д.О., інж, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

Науковий керівник : Науковий керівник . д.т.н., проф. Мілованов В.І. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ.....163

ИТБ ОНЛАЙН

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В. С. МАРТИНОВСЬКОГО

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**ЗА МАТЕРІАЛАМИ
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ**

МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ

«СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»

27-28 листопада 2020 року

©Одеська національна академія харчових технологій
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

ИТБ ОНАХТ