

**Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського ОНТУ**



XIII ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY**

23-25 вересня 2021 року

ЗБІРНИК ДОКЛАДІВ



Одеса - 2021

УДК 621.565; 621.

Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНТУ, 2021. –196 с.

У збірнику наведені матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» та розглянуто різні аспекти науково-технічних питань, пов'язаних з проектуванням, виготовленням та експлуатацією холодильного обладнання різного призначення, обладнання кондиціонування повітря, дослідженням робочих тіл та процесів в елементах холодильних та кріогенних систем, застосуванням нано та когенераційних технологій, використанням холоду в харчових технологіях, застосуванням і впровадженням нетрадиційних джерел енергії.

Матеріали, занесені до збірника, друкуються за авторськими оригіналами. За достовірність інформації відповідає автор публікації.

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

Заступники голови

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;

Члени наукового комітету:

Вансєв С.М.- Сумський державний університет, к.т.н., доцент;

Семенюк Ю.В. - зав. кафедрою теплофізики та прикладної екології ОНАХТ, д.т.н., професор;

Лабай В. Й. - Національний університет «Львівська політехніка», д.т.н., професор;

Лавренченко Г.К. – д.т.н., професор;

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

Морозюк Л.І. - д.т.н., 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.т.н., професор;

Симоненко Ю.М. - зав. кафедрою криогенної техніки ОНАХТ, д.т.н., професор;

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

Організаційний комітет:

Голова - проф. Хмельнюк М.Г.;

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

Члени оргкомітету - к.т.н. Зімін О.В., к.т.н. Когут В.О., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Трандафілов В.В., к.т.н. Грудка Б.Г., аспірант Дудко О.М., аспірант Крушельницький Д.О.

ЗМ ІСТ

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

	стор
1 ДУАЛЬНЕ НАВЧАННЯ ТА ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА <i>Кухаренко В.М., професор, ХНАДУ, Харків</i>	10
2 ПРАКТИКА СТУДЕНТІВ У ВІРТУАЛЬНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПАНІЯХ <i>Кухаренко В.М., професор, ХНАДУ, Харків Сословський В.Г., пров.інженер Центру електронного навчання ХНУ ім. В.Н. Каразіна в. Войченко О.П., науковий співробітник Міжнародного навчально-наукового центру інформаційних технологій та систем НАН України та МОН</i>	13
3 DEVELOPMENT OF THERMOPRESSOR SYSTEMS FOR AIR INTERCOOLING IN MULTISTAGE COMPRESSORS <i>Halina Kobalava, Teacher of Thermal Engineering Department, g.lavamay@gmail.com Dmytro Konovalov, D.Sc., Head of Thermal Engineering Department Viacheslav Shkvorchenko, Student Admiral Makarov National University of Shipbuilding Kherson Branch, Ukraine</i>	18
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ <i>Жихарева Н.В., к.т.н., доц. Одеський національний технологічний університет</i>	20

СЕКЦІЯ №1–ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

1 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВОЇ ПОМПИ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРА <i>Лабай В.Й., д.т.н., Ярослав В.Ю., ст. викл., Генсецький М.П., к.т.н., НУЛП, м. Львів,</i>	26
2 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ НА ОЦР <i>Овсянник А. В., к.т.н., доцент, ГГТУ им. П. О. Сухого, Гомель, Ключинский В. П., аспирант, ГГТУ им. П. О. Сухого, Гомель,</i>	29
3 СИСТЕМИ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛА С ТЕПЛОВИМИ ТРУБАМИ И ТЕРМОСИФОНАМИ <i>Васильев Л.Л., д.т.н., профессор, Журавлёв А.С., к.т.н., Рабецкий М.И., к.т.н., Гракович Л.П., к.т.н., Драгун Л.А., ИТМО НАН имени А.В. Лыкова Беларуси, г. Минск,</i>	32
4 АВТОНОМНА СИСТЕМА ОТРИМАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗА РАХУНОК УТИЛІЗАЦІЇ НАДЛИШКОВОГО ТЕПЛА <i>Зур'ян О.В.¹, науковий співробітник, Ніколаєвська Н.В.¹, науковий співробітник ¹Інститут відновлюваної енергетики НАН України, вул. Гната Хоткевича 20-а, м. Київ,</i>	35
5 УДОСКОНАЛЕНА АГНКС З ГАЗОГІДРАТНИМ АКУМУЛЯТОРОМ <i>В.В. Клименко, проф., д-р. техн. наук., М.В. Босий, викл., С.М. Якименко, доц, к.ф.-мат наук, ЦНТУ, м. Кропивницький</i>	39
6 МОРОЗИЛЬНИКИ ДЛЯ ХРАНЕННЯ ВАКЦИН И КЛЕТОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ДИАПАЗОНЕ ТЕМПЕРАТУР ОТ -90°С ПРИ +32°С <i>Мостицкий А.В., Баклан О.В., Литвиненко М.П., Кокул С.В., младший научный сотрудник ООО «НПО «ДНИПРО - МТО»» Киев, 03164, Украина,</i>	41
7 ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СОПЛА АКТИВНОГО ПОТОКУ РІДИННО-ПАРОВОГО СТРУМИННОГО АПАРАТУ <i>Шарапов С. О., Гусев Д. М., аспирант, СумДУ, м. Суми</i>	44

- 8 СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС ПРИРОДНОЇ ТА ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ У ВОДІ В ОБЛАСТІ ІНВЕРСІЇ ГУСТИНИ** 46
Р.В. Грищенко, канд. тех. наук, доц. каф. ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ, м. Київ
- 9 ПОТЕНЦІАЛ ОТРИМАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ** 48
Голуб О.В., аспірант кафедри ТЕХТ, Пилипенко О. Ю., доцент кафедри ТЕХТ, НУХТ, м. Київ,
- 10 ПОРІВНЯННЯ АНАЛІТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТКИ ВИМОРОЖЕНОЇ ВОЛОГИ** 51
Потапов В.О., д.т.н., Мольський О.С., аспірант, Смілик М. М., аспірант, Державний біотехнологічний університет м. Харків
- 11 OPTIMIZATION AND IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATION UNIT WITH THE USE OF SPRAYING POOLS** 54
Zhykharieva N.V. ass. phrofessor Odessa National Technological University. Kogut V.E, ass. phrofessor Odessa National Technological University. Dragnev M., engineer Israel, Ostapenko D.student
- 12 ОСОБЛИВОСТІ ОБ'ЄКТІВ ВИНАХОДІВ В ГАЛУЗІ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ** 57
Томчик О. М., к.т.н., ст. викл. кафедри ХУКП, інженер з патентної та винахідницької роботи І категорії відділу ПтаНТЗ ОНАХТ, м. Одеса, Хмельнюк М. Г., професор, зав. кафедрою ХУКП ОНАХТ, м. Одеса
- 13 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ МІКРОКЛІМАТУ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ КУЛЬТИВУВАННЯ МАТОЧНИХ ЕНТОМОКУЛЬТУР** 59
Піщанська Н.О., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ, Одеський національний технологічний університет Подмазко О.С., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ, Одеський національний технологічний університет Бельченко В.М., в.о. заст. Директора за наукової роботи Інженерно-технологічний інститут «Біотехніка» НААН
- 14 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ХМ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ** 61
Подмазко І.О. доцент кафедри КПА, ІХКЕ ОНАХТ, Подмазко О.С., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ, Одеська національна академія харчових технологій
- 15 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІНУ МІЖ КРАПЛЯМИ РОЗПОРОШЕНОЮ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ І ДИМОВИМ ГАЗОМ** 64
Бушманов.В.М. аспірант, Козут В.О. доцент, Жихарева Н.В. доцент, Одеська національна Академія Харчових Технологій м.Одеса
- 16 ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОЧИСТКИ ДИМОВИХ ГАЗІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК СУДЕН** 66
Бушманов.В.М. аспірант, Козут В.О. доцент, Жихарева Н.В. доцент, Одеська національна Академія Харчових Технологій м.Одеса
- 17 ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ РОЗЧИНІВ ХОЛОДОАГЕНТ R290/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО ТА ХОЛОДОАГЕНТ R290/ КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО/ФУЛЕРЕН C₆₀** 67
Корнієвич С.Г., Борисов В.О., Желєзний В.П. Одеський національний технологічний університет, м. Одеса,
- 18 ЕКОЛОГО-ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РОБОЧИХ ТІЛ З ДОМІШКАМИ ФУЛЕРЕНУ C₆₀ В ПАРОКОМПРЕСІЙНОМУ ХОЛОДИЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ** 70
Корнієвич С.Г.¹, Хлісва О.Я.^{1,2}, Борисов В.О.¹, Валбах Е.¹, Желєзний В.П.¹ Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, Національний університет «Одеська морська академія», м. Одеса
- 19 ТЕПЛОАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ** 74

Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технологій», 23 по 25 вересня 2021

- Калініченко І.В., к.т.н., доцент кафедри теплотехніки; Асаволук Д.В. магістр Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія, м. Херсон*
- 20 ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОБМІННИКА ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ПРИРОДНОЇ ВОДИ І ҐРУНТУ В ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ** **77**
- Безродний М.К., проф., д.т.н. КПП ім. Ігоря Сікорського, Притула Н.О., доц., к.т.н. КПП ім. Ігоря Сікорського, Фетов І.В. магістрант КПП ім. Ігоря Сікорського*
- 21 ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ.** **81**
- Терзійський С.С., маг., каф.ХУКП, Яковлева О.Ю., доц. каф.ХУКП
Трандафілов В.В., ст.викл., каф.ХУКП*
- 22 IMPROVING ENERGY EFFICIENCY OF MARINE DIESEL ENGINES BY UTILIZING THE RECIRCULATION GAS HEAT IN ABSORPTION CHILLER** **83**
- Roman Radchenko, Assistant Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Maxim Pyrysunko, Teacher of Kherson Branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine, Denys Vdovychenko, Student*
- 23 ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ ПРИМІЩЕНЬ** **86**
- Калініченко І.В., к.т.н., доцент кафедри теплотехніки; Терещенко М.С., здобувач вищої освіти Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія, м. Херсон*
- 24 ФІЛЬТРАЦІЯ ТА РОЗПОДІЛ ПОВІТРЯ В УМОВАХ COVID -19** **89**
- Жихарева Н.В., доц. кт.н. ОНТУ, Соловейова П.В., інженер, Афанесенко С.В, здобувач вищої освіти ОНТУ, Скачко І.М. здобувач вищої освіти ОНТУ*
- 25 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ТЕПЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВАННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ – СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА** **93**
- Клюєва О. О., аспірант кафедри транспортних систем і технічного сервісу, Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна,*
- 26 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛОБМІННИКА ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ ВУГЛЕВОДНІВ НА НАФТОБАЗІ** **96**
- Когут В. О., к.т.н., доц., Бутовський Є. Д.,інженер Бушманов В. М. аспірант Кіценко А.О аспірант Одеська національна академія харчових технологій*
- 27 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЗМІНИ МАСШТАБУ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ** **98**
- Луняка К.В., доктор технічних наук, професор кафедри теплотехніки Херсонської філії Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Херсон, Україна
Клюєв О.І., кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна*
- 28 ДОСЛІД АВТОМАТИЧНОГО РОЗМОРОЖУВАННЯ ВИПАРНИКА ВІТРИНИ** **101**
- Константинов І.О., аспірант, Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ОНАХТ*
- 29 ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯ В ПРИСТІННИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ВІТРИНАХ ВІДКРИТОГО ТИПУ З ВБУДОВАНИМ КОМПРЕСОРНО-КОНДЕНСАТОРНИМ ВІДСІКОМ.** **105**
- Константинов І.О., аспірант, Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ОНАХТ*
- 30 ГІДРОДИНАМІКА ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ У ТРУБКАХ ІЗ ВНУТРІШНІМ СПІРАЛЬНИМ ОРЕБРЕННЯМ** **108**

	<i>Середа В.В., доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського, Горін В.В., проф. каф. Одеська академія технічного регулювання та якості, Лю Ян, аспірант КПІ ім. Ігоря Сікорського,</i>	
31	ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ <i>Крушельницький Д.О. аспірант ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса : Жихарева Н.В., к.т.н., доцент ОНАХТ</i>	111
32	ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТОГО ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РЛГХМ <i>Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ІХКЕ ОНАХТ, Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач ІХКЕ ОНАХТ, Яковлева О.Ю., к.т.н., доцент ІХКЕ ОНАХТ</i>	112
33	ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ <i>Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ІХКЕ ОНАХТ, Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач ІХКЕ ОНАХТ, Яковлева О.Ю., к.т.н., доцент ІХКЕ ОНАХТ</i>	117
34	МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОДУКТИВНОСТІ ГЕНЕРАТОРА БІНАРНОГО ЛЬОДУ ШНЕКОВОГО ТИПУ <i>Зімін О.В., к.т.н., доцент ОНАХТ м. Одеса</i>	120
35	АКТУАЛЬНІСТЬ СТЕЛЬОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ <i>Бурдюжа С.А., Беркань І.В. – викладачі ВСП «ОТФК ОНАХТ»</i>	122
36	ГРАФІЧНІ МЕТОДИ ДЛЯ ПРОЦЕДУР ОПТИМІЗАЦІЇ ТА РЕТРОФІТУ <i>Дудко О.М., аспірант, Одеса, ОНАХТ.</i>	123
37	РЕТРОФІТ ХОЛОДОАГЕНТУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НА ДІЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ <i>Дудко О.М., аспірант ОНАХТ, Козут В.О., к.т.н., доцент ОНАХТ, Жихарева Н.В., к.т.н., доцент ОНАХТ., Єршов В.О., аспірант, ОНАХТ Одеса</i>	125
38	ПРИМЕНЕНИЕ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПРИ СЖИГАНИИ СЕРНИСТЫХ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ <i>Корниенко В.С., к.т.н., доцент кафедри теплотехники ХФ НУК Херсонський філіал Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова</i>	128
39	ANALYSIS OF THE POSSIBILITIES OF A SOLAR AIR CONDITIONING SYSTEM <i>Ovchinnikov M., higher education Odessa National Technological University, Zhykharieva N.V. ass. phrofessor Odessa National Technological University</i>	129
40	ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ І ПОКРАЩЕННЯ УМОВ ПРАЦІ ВИРОБНИЦТВА КАРБАМІДУ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ <i>Жихарева Н.В., к.т.н., доцент ОНТУ., Одеса, Філков І.О, здобувач вищої освіти ОНТУ,</i>	132
41	ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ <i>Біленко Н.О., старший викладач, Тітлов О.С., завідувач кафедрою, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса,</i>	133
42	МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ГЕЛЕОГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН <i>Осадчук Є.О., старший викладач, Тітлов О.С., завідувач кафедрою, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	135
43	РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ПЕРВИННОЇ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ОБРОБКИ ТА ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНА ДРІБНОНАСІННЄВИХ КУЛЬТУР <i>Петушенко С.М., викладач вищої категорії, Одеський технічний коледж, Тітлов О.С., завідувач кафедрою, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	136
44	РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ ТЕМПЕРАТУР ПОВІТРЯ НАВКОЛИШНЬОГО	138

	СЕРЕДОВИЩА	
	<i>Селіванов А.П., викладач вищої категорії, Одеський технічний коледж, Тітлов О.С., завідувач кафедри, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	
45	РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ СУДЕН НА БАЗІ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДО АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТИВ З ВТОРИННИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ	141
	<i>Адамаєв Д.Б., аспірант, Тітлов О.С., завідувач кафедри, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	
46	ПОШУК ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ З АЛЬТЕРНАТИВНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ	142
	<i>Березовська Л.В., аспірантка, Тітлов О.С., завідувач кафедри, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	
47	ВИКОРИСТАННЯ СКИДНОГО ТЕПЛА ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ДЛЯ РОЗШИРЕННЯ ЇХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ	145
	<i>Гратій Т.І., аспірантка, Тітлов О.С., завідувач кафедри, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса</i>	
48	ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ БУДІВЕЛЬВ УКРАЇНІ ТА СВІТІ	148
	<i>Ткач Сергій аспірант ОНАХТ</i>	
49	СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ПРИРОДНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ	151
	<i>Сазанський А.Р., аспірант Хмельнюк М.Г. дтн. проф. ІКХЕ, ОНАХТ</i>	
50	ДО ПИТАННЯ ЗНИЖЕННЯ ОПЕРАЦІЙНОГО ІНДЕКСУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НА МОРСЬКИХ СУДАХ	153
	<i>Кіценко А.Р., аспірант. ІКХЕ, ОНАХТ</i>	

СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ

1	ВИЯВЛЕННЯ ТА УСУНЕННЯ ОТРУЙНОЇ ДІЇ ПРОЦЕСУ ВАКУУМУВАННЯ НА ТЕПЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРІОПОСУДУ	155
	<i>Жунь Г.Г., д.т.н., професор, Старіков В.В., Борщ О.Є., НТУ “ХПІ”, м. Харків</i>	
2	СХЕМНЕ РІШЕННЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ АМІАКУ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ	159
	<i>Морозюк Л.І., д.т.н., професор, Симоненко Ю.М., д.т.н., професор, Костенко Є.В., аспірант, ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
3	МОДЕРНІЗАЦІЯ ЛАБОРАТОРНИХ ЗРІДЖУВАЧІВ ГЕЛІЮ	160
	<i>Бондаренко В.Л., д.т.н., професор, Симоненко Ю.М., д.т.н., професор, Чігрін А.О., інженер, ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
4	ТЕХНОЛОГІЇ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ВИРОБНИЦТВІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ	161
	<i>Бондаренко В.Л., д.т.н., професор, Симоненко Ю.М., д.т.н., професор, Медушевський Є.В., ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
5	ДО РОЗРАХУНКІВ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З ДВОМА НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛА	161
	<i>Соколовська-Єфименко В.В., к.т.н., доцент, Грудка Б.Г, к.т.н., ст.викладач, Басов А.М., викладач-стажист, аспірант, ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
6	МОДЕЛЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ПОДАВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА TAG 2513Z	162
	<i>Кравченко М.Б., д.т.н., професор, Кокул С.В., аспірант, ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
7	ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ КОМПРЕСОРА TAG 2513Z	165
	<i>Кравченко М.Б., д.т.н., професор, Кокул С.В., аспірант, ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	

8	ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ГІБРИДНИХ ТЕПЛОВИКРИСТАЛЬНИХ ТЕРМО ТРАНСФОРМАТОРІВ	170
	<i>Косой Б.В., д.т.н., професор, Псарьов С.О., аспірант, Куколев А.К., аспірант, ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
9	РОЗРАХУНКИ УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ В ЕЛЕМЕНТАХ УСТАНОВКИ ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ LPG ГАЗІВ, ЩО ПРАЦЮЄ НА СУМІШІ РОБОЧИХ РЕЧОВИН, МЕТОДОМ ЕКВІВАЛЕНТУВАННЯ	171
	<i>Морозюк Л.І., д.т.н., професор, Косой Б.В., д.т.н., професор, Соколовська-Єфименко В.В., к.т.н., доцент, ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
10	ЕНТРОПІЙНИЙ МЕТОД В АНАЛІЗІ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ПРИ НАЯВНОСТІ ТВЕРДИХ ВІДКЛАДІВ НА ТЕПЛООБМІННІ ПОВЕРХНІ	172
	<i>Мошкатюк А.В., асистент, Бородінська О.В., інженер, ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	
СЕКЦІЯ №3 – ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ ТА КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ		
1	РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИХРОВОЇ ТУРБІНИ З ПЕРИФЕРІЙНО-БІЧНИМ КАНАЛОМ	175
	<i>Ванєєв С.М., завідувач кафедри, СумДУ, м. Суми; Марцінковський В.С., директор, «ТРІЗ» ЛТД ТОВ, м. Суми; Смоленко Д.В., аспірант, СумДУ, м. Суми, d.smolenko@kttf.sumdu.edu.ua</i>	
2	ВПЛИВ БЕЗРОЗМІРНОЇ НАВЕДЕНОЇ ШВИДКОСТІ НА ЗРЯЗІ ТЯГОВОГО СОПЛА НА КОЛОВОЙ ККД СТРУМІННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ	177
	<i>Ванєєв Сергій Михайлович, к.т.н., доц., Родимченко Тетяна Сергіївна, асп. СумДУ, м. Суми</i>	
3	ВДОСКОНАЛЕННЯ ВАНТАЖНОЇ СИСТЕМИ СУДНА-ГАЗОВОЗУ ЯК ВАГОМИЙ ФАКТОР ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ СПГ МОРСЬКИМ ШЛЯХОМ	179
	<i>Мілованов В.І., д.т.н., проф., Василенко Є.В., студ., Макруха С.І., студ. Одеська національна академія харчових технологій</i>	
4	ЕКСЕРГЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СУДНОВОЇ ПОВІТРЯНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ.	181
	<i>Ярошенко В.М. к.т.н., доцент, Мілованов В.І д.т.н., професор. , Одеська національна академія харчових технологій.</i>	
5	РОБОТА МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА ХОЛОДОАГЕНТІ З ДОМІШКАМИ НАНОЧАСТОК	184
	<i>Мілованов В.І., д.т.н., проф., Балашов Д.О., інж. Одеська національна академія харчових технологій, м.Одеса,</i>	
6	ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ БЕЗСАЛЬНИКОВНОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ	186
	<i>Яковлев Ю.О., доцент кафедри КтаПА Сирбу М.І., студент СВО «Магістр» Пазина І.В., студент СВО «Бакалавр» ОНАХТ, м. Одеса,</i>	
7	ОСНОВНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ КОМПРЕСОРІВ В ПЕРІОД ПАНДЕМІЇ	189
	<i>Буданов В.О., к.т.н.,доцент, ОНАХТ м. Одеса, budanoff@ukr.net</i>	

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

УДК 378.14.015.62

ДУАЛЬНЕ НАВЧАННЯ ТА ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

Кухаренко В.М., професор, ХНАДУ, Харків, kukharenkovn@gmail.com

Дуальне навчання це форма здобуття освіти, засноване на тісній взаємодії підприємств, що володіють ресурсами, необхідними для здійснення навчання, проведення навчальної, виробничої практики, здійснення інших видів освітньої діяльності та навчальних закладів на основі соціального партнерства між виробництвом та освітою, де обидві сторони виступають рівноправними партнерами, які спільно розробляють і координують освітній процес, здійснюють контроль за його результатами [1].

Активними учасниками дуального навчання є кафедра університету, студент та підприємство. Зменшення активності хоча б одного учасника робить процес навчання не ефективним. Поєднує цих учасників процесу стандарт освітньої програми.

На жаль, поки що дуальне навчання розглядається як суто організаційний процес та найчастіше проблемою є розподіл годин перебування студента в університеті та на підприємстві. Принципи організації дуальної освіти: це нові процеси; гнучкість; акценти на професійні компетентності та навички; навчання на роботі.

Підготовка фахівців за дуальною формою навчання вимагає суттєво змінити методи розробки навчальних планів з використанням карт компетентностей, визначення потрібних навчальних дисциплін та використання сучасних методів проектування навчальних курсів (ADDIE, таксономія Блума) та організації навчального процесу (дистанційне, змішане, проблемно-орієнтоване навчання, микро-навчання, тощо). В свою чергу, це вимагає підвищення рівня педагогічної майстерності викладача. І це є головним викликом дуального навчання [2].

Компетентність - це здатність робити щось успішно або ефективно [3], це кінцевий стан процесу. Отже, компетенція (в освітньому або навчальному плані) розглядається як шлях, що веде до цього кінцевого стану компетенції. Компетентність - це щось таке, що долає мінімальний бар'єр досвіду. Ви можете бути на 100% компетентним, тобто робити це кожен раз правильно, і більше нічому вчитися. Суть компетенції в тому, що вона специфічна і вимірна. Компетенції часто визначаються в контексті вимог на робочому місці, знань і навичок, необхідних для виконання конкретної роботи або завдання.

Навички. Компетенції короткострокові і специфічні; навички довготривалі, і їх важче визначити. Справді, одним з важливих елементів навичок є здатність покращувати минулі результати або навіть вводити нововведення, тоді як компетенції зазвичай чітко визначені і обмежені за обсягом.

Довгостроковість і труднощі визначення, звичайно, ускладнює оцінку і розвиток навичок, але, тим не менше, все ж необхідно.

Навчання на основі компетенцій передбачає, що знання можуть бути систематизовані, повторені і перевірені; іншими словами, воно більш об'єктивне і використовує біхевіористський підхід. навички є більш динамічними і розвиваючими, підтримуються краще конструктивистським підходом. Тому не дивно, що підхід до розвитку інтелектуальних навичок має тенденцію бути більш відкритим, менш визначеним і більш випадковим.

Бувають обставини, при яких освіта на основі компетенцій цілком доречна, а в інших випадках розвиток навичок важливіше. Якщо ми визначимо різні етапи розвитку навичок занадто

вузько, їх краще буде описати як компетенції. Проте, навички, які можуть бути цінними в різних робочих контекстах, а також в житті в цілому, ймовірно, будуть більш цінними в довгостроковій перспективі, ніж короткострокові компетенції.

Результати навчання. Компетенції і навички як можливі результати навчання повинні бути визначені і виміряні, щоб вони стали результатом навчання.

Для аналізу компетентностей рекомендується використовувати **карту компетентностей** [4], яка:

- Визначає дерево або мережу пов'язаних компетенцій, які функціонують з точки зору цілей навчання.
- показує, як навички та компетенції або визначення компетенцій можуть бути об'єднані для формування більш всеосяжних навичок і компетенцій або розкладені на компоненти навичок або компетенцій.

Дозволяє визначати зміст навчального плану з точки зору взаємопов'язаних компетенцій, а не з точки зору фрагментованих або розрізнених знань, навичок і відносин.

Склад карти компетенцій – це: опис компетенцій, структура компетенцій, загальна інформація.

Наявність карти компетентностей дозволяє університету разом з замовником визначити вихідні компетенції випускника університету, скласти відповідні навчальні курси та провести сумісне навчання з використанням методів навчання на робочому місці. Карта компетентностей може бути представлена графічно або у вигляді таблиці.

Для поточного та вихідного оцінювання сформованих компетенцій фахівця може бути використано інструмент «**Репозитарій компетентностей**» LMS Moodle, який представляє ієрархічну структуру, і є наступним етапом роботи. На першому рівні розміщуються компетентності, на другому рівні – навчальні результати у відповідності до освітнього стандарту. Третій рівень ієрархії визначає викладач конкретної дисципліни – це показники (індикатори) діяльності, які студент опановує у курсі. У разі складної діяльності може бути введений ще один рівень, який визначає етапи діяльності.

Для студента або групи студентів можна сформувані у Moodle **навчальний план**, який після закінчення окремої дисципліни, або всього циклу навчання показує сформовані у студента компетентності

Враховуючи, що дуальне навчання – це поєднання роботи і навчання, для організації навчального процесу необхідно створювати дистанційні курси, які розміщуються у **системі дистанційного навчання** університету. Це дозволяє поєднувати різні форми навчання: очне, змішане та очне, та контролювати процес формування компетентностей з використанням інструментів Moodle. При необхідності, до інформації про компетентності окремих студентів можуть мати доступ роботодавці.

Дуальне навчання це система, до складу якої входять програмно-технічна, організаційна, нормативна, кадрова і, головне, методична підсистеми. Впровадження дуального навчання – це проєкт. Для успішної реалізації цього проєкту на випусковій кафедрі необхідно створити **методологічну групу**, яка повинна виконувати планування та контролювати хід виконання проєкту:

1. Аналіз освітнього стандарту спеціальності.
2. Розробити карту компетентностей спеціальності.
3. Провести декілька сесій з роботодавцями та створити карту компетентностей підприємства.
4. Узгодити компетентності та показники роботодавцями.
5. Створити фреймворк.

6. Створити навчальні плани для різних груп студентів з урахуванням побажань роботодавців.
7. Навчити викладачів користуватись інструментами вимірювання компетентностей та контролювати навчальний процес.
8. Організувати навчальний процес дуального навчання з використанням різних форм навчання та педагогічних інновацій. Розклад занять (університет, підприємство), види діяльності (лекція, практика, лабораторна робота, навчання на робочому місці), залучені фахівці (викладач, кваліфікований фахівець підприємства) визначаються запланованими результатами навчання у відповідності з картою компетентностей.

Для малих та середніх підприємств виконання перерахованих дій з впровадження дуального навчання в силу різних причин може бути нездійсненим [5]. У цьому випадку йому може допомагати **асоціація підприємців галузі** (наприклад, Холодильна асоціація України). Асоціація разом з університетом контролює вихідні компетентності бакалавра, бере участь та гарантує якість тестового вхідного та вихідного контролю, допомагає підприємствам визначити вихідні компетентності тієї чи іншої посади, на яку готується студент університету.

Асоціація має стати координатором впровадження дуального навчання у підприємствах галузі: пропонувати варіанти підвищення кваліфікації учасників та запрошувати фахівців для проведення занять і консультацій, координувати узагальнення карт компетентностей для зменшення дублювання

Асоціація разом з університетом та підприємством при необхідності визначають отримані компетенції випускником, їх відповідність посаді, проводять вихідне тестування. При необхідності за згодою сторін, для окремих випускників проводиться додаткове короткотермінове стажування за сумісно спроектованою програмою.

SWOT аналіз дуального навчання показує:

Сильні сторони: Якість навчання. Мотивація студента. Компетентнісний підхід. Навчання на робочому місці. Використання дистанційного та змішаного навчання. Гнучкий навчальний процес. Залучення професіоналів корпорацій до навчального процесу.

Слабкі сторони: Відсутність дистанційних курсів. Потреба навчання організаторів корпорації. Потреба навчання викладачів. Малі та середні фірми з різним рівнем професійного розвитку. Відсутність професійної асоціації.

Можливості: Поєднання академічного та корпоративного дистанційного навчання. Підсилення неформального навчання. Персоналізація навчання. Професійне зростання викладачів. Колективна бібліотека мікроуроків. Портфоліо студента. Узгодження академічних та професійних компетентностей.

Загрози: Відсутність нормативних документів. Відсутність зацікавленості корпорацій. Слабке кадрове забезпечення. Відсутність підтримки викладачами. Низька культура корпорацій. Формальна організація навчального процесу. Відсутність фінансування. Неузгоджений навчальний план. Відсутність відповідальної особи у корпорації.

Висновки

Якість навчання буде вимірюватись і контролюватись замовником через компетентності, які можна переглядати з використанням властивостей LMS Moodle. До кожної компетентності будуть визначені показники діяльності і ранжовані за складністю та узгоджені з представниками фірм. В ході навчального процесу та після його завершення замовник отримує повну інформацію про успіхи студента та перелік сформованих компетентностей, що зберігаються у LMS Moodle. Успіх проекту створення системи дуальної освіти повинен закладатись в університетах. Кафедри повинні розробити карту компетентностей з використанням отриманих показників. В карті

компетентностей необхідно використовуватись висловлювання, які зрозумілі студентам та промисловцям.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дуальна освіта. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/ua/osvita/profesijno-tehnicna-osvita/dualna-osvita>
2. Кухаренко В.М. Дистанційні курси у дуальному навчанні. Тези доповідей «Математика. Інформаційні технології. Освіта. Луцьк. 2019. С. 95-97
3. Tony Bates. What is the difference between competencies, skills and learning outcomes – and does it matter? [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.tonybates.ca/2020/10/22/what-is-the-difference-between-competencies-skills-and-learning-outcomes-and-does-it-matter/>
4. Competence map. EduTechWiki http://edutechwiki.unige.ch/en/Competence_map Accessed 31 Oct. 2020
5. Кухаренко В.М., Ролі гравців дуального навчання. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Змішане навчання - інновація 21 сторіччя". Харків, 29-30 листопада 2018 р. - с.144-150
- 6.

УДК 378.14

ПРАКТИКА СТУДЕНТІВ У ВІРТУАЛЬНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПАНІЯХ

Кухаренко В.М., професор, ХНАДУ, Харків, kukharekovn@gmail.com

Сословський В.Г., доцент, к.т.н., ХНУ ім. В.Н. Каразіна v.soslovskiy@karazin.ua 2

Войченко О.П., науковий співробітник Міжнародного навчально-наукового центру інформаційних технологій та систем НАН України та МОН України voichenko@nas.gov.ua

Багато студентів денної форми навчання українських ВНЗ і коледжів вже з першого курсу прагнуть розпочати роботу, і не обов'язково за фахом. Ближче до випуску частка працюючих студентів в групах досягає 90 і більше відсотків. Відсутність працюючих студентів на лекціях, практичних заняттях та лабораторних роботах стало звичним. Так звана «відпрацювання пропусків», особливо лабораторних робіт, відбувається зі значними потураннями, а «відпрацювання» пропусків тренінгів просто неможлива. В умовах пандемії COVID-19 навчання студентів перемістилося в онлайн. До проведення лабораторних робіт і тренінгів в онлайн багато навчальних закладів виявилися не готовими.

У представлений доповіді автори діляться досвідом роботи та результатами експерименту проведення онлайн-тренінгу щодо активізації економічних знань і управління власною компанією на конкурентному ринку.

Ефективність використання у навчальному процесі віртуальних лабораторій і тренінгів відмічається в публікаціях [1-3, 5-6].

Онлайн тренінги можна організувати за допомогою віртуальних лабораторій, розміщених або на власному сервері університету, або на сервері інших університетів, або спеціалізованих мережевих ресурсів.

Для підготовки фахівців будуть корисними віртуальні лабораторні роботи, що проводяться з використанням фізичних приладів або з використанням симуляцій (моделей). Серед них найбільший інтерес викликають віртуальна лабораторія, описана в роботі [1], а також віртуальні лабораторії, доступ до яких можна отримати на сайтах Labster (<https://www.labster.com>),

LabXchange (<https://www.labxchange.org>), PraxiLabs (<https://praxilabs.com>), MERLOT (<https://www.merlot.org>), ACD / Labs (<https://www.acdlabs.com>), Open Educational Resources (OER, <https://library.csi.cuny.edu/oer/virtuallabs-simulations>), NASA Learning Technologies Project (https://www.nasa.gov/offices/education/centers/kennedy/technology/Virtual_Lab.html). Застосування в початковому процесі розміщених на перелічених сайтах віртуальних лабораторій зекономить гроші університетів на придбання фізичного обладнання для реальних лабораторій, витратних матеріалів та експлуатаційних витрат, за умов забезпечення доступу усіх студентів академічної групи до сучасного обладнання та інструментів, представлених у віртуальних лабораторіях, та отримання практичних навичок, необхідних як для роботи за фахом, так і для проведення наукових експериментів.

Унікальні знання і досвід, прагнення до кращого життя сприяє тому, що людина починає замислюватися над тим щоб відкрити власну компанію. У період з березня по травень 2020 року (період карантину з причини COVID-19) викладачі Харкова та Одеси провели Турнір з управління віртуальними компаніями серед студентів-«холодильщиків». Ця можливість з'явилася завдяки тому, що Міжнародна компанія Simformer Inc на період карантину надала студентам безкоштовний доступ до онлайн бізнес-тренінгів на платформі Simformer Business Simulation (SBS, <https://simformer.com>) в рамках програми підтримки ВНЗ «Simformer: NO to Corona!». Вибір щодо використання платформи SBS був зваженим, оскільки вона є навчальним «дзеркалом» більш потужної платформи Virtonomica, яка надходить до найкращих бізнес-симуляторів світу; наприклад, за рейтингом на 01.01.2021 вона посіла третє місце, на першому - MIT Sloan Management Simulation Games, на другому - Capitalism II. Platform (див. <https://faq-courses.com/games-and-business-simulations-for-training>). Інтерфейс платформи SBS має 10 мов.

Громадська організація УФДМЛ направила до Simformer Inc заяву на участь у програмі «Simformer: NO to Corona!», отримала 30 ліцензії та розподілила їх між навчальними закладами, які надходять до Громадської Спілки «Холодильна асоціація України» (ГС ХАУ), та ННІ «Каразинський банківський інститут» ХНУ імені В.Н. Каразіна. Одночасна участь майбутніх інженерів та фінансистів і менеджерів в програмі «Simformer: NO to Corona!» дозволила порівняти результати управління віртуальними компаніями, що отримані студентами інженерних спеціальностей без поглибленої підготовки в напрямках менеджменту і фінансів, з результатами, які отримані студентами, які навчаються за цими напрямками.

Володар ліцензії (команда студентів, 2-5 осіб) на платформі SBS створює віртуальну компанію, перетворює отриманий стартовий капітал (\$10 млн) в активи, а далі намагається керувати ними так, щоб досягти найкращих цільових показників, передбачених обраною стратегією розвитку компанії. Платформа SBS дозволяє створювати компанії в різних містах 35 країн світу, використовувати для ведення бізнесу понад 220 індустрій, серед них видобувна галузь, переробна, виробничі та сервісні підприємства, торгівля, дослідні лабораторії та ще багато чого іншого.

Платформа SBS орієнтована на навчання управлінню власним бізнесом, формує підприємницькі навички. Саме тому ліцензія передбачала, що кожна команда отримує ключі від офісу компанії (логін та пароль). Офіс також існував в онлайн – це особистий кабінет в LMS Simformer, яка побудована з використанням модулів LMS Moodle. В офісі компаній були розміщені необхідні навчальні текстові та відео матеріали, інтерактивна вправа з управління торговельним бізнесом, а також гіперпосилання – вихід на платформу SBS для безпосередньої роботи з управління діяльністю компанії.

Кожна ліцензія дозволяла студентам брати безкоштовну участь у онлайн тренінгу «Шлях до успіху».

Доречи, у рамках програми «Simformer: NO to Corona!» не було передбачено надання університетам викладацьких ліцензій, але і не була заборонена участь викладачів. За звичайних умов, якщо ВНЗ купує ліцензії для групи студентів, Simformer створює особисті кабінети не тільки студентам, а і викладачу, якій організує роботу студентів на платформі SBS. В цьому кабінеті, крім навчальних матеріалів та можливості створити свою віртуальну компанію, викладач може щоденно бачити основні показники усіх підлеглих студентських віртуальних компаній, їх рейтинги за фінансовими показниками і компетенціями. Це надає викладачеві можливість управляти процесом навчання студентів. Але програма «Simformer: NO to Corona!» створення викладацьких кабінетів не передбачувала, тому на навчальній платформі ГО УФДМЛ був розроблений відкритий дистанційний курс «Управління віртуальною компанією на платформі Simformer» (<https://moodle.com.ua/lms/course/view.php?id=84>), через який здійснювалось управління турніром. В цьому курсі були розміщені навчальні матеріали, проводилися вебінари з обговоренням результатів аналізу усіх команд та завдань на черговий тиждень з порадами до їх виконання, тощо. Наприкінці турніру були розміщені дипломи переможців та сертифікати усіх учасників.

Управління віртуальною компанією потребувало від студентських команд щодня аналізувати фінансовий стан компанії, виявляти зміни на конкурентних ринках, приймати кадрові рішення, укладати договори з постачальниками, визначати і реалізовувати нові маркетингові та інвестиційні стратегії, створювати структурні підрозділи в різних країнах світу для збільшення масштабів бізнесу, а також багато чого іншого, що відбувається в житті реальних компаній. Вночі на платформі SBS відбувалися перерахунки. Таким чином, зранку вже можна було знову проводити аналіз і приймати управлінські рішення. Один календарний день в тренінгах Simformer дорівнює віртуальному тижню, тобто за 52 дні компанія «переживає» віртуальний календарний рік, тому студентам було потрібно враховувати сезонні зміни на ринках різних країн світу. Однак не всі компанії відреагували на сезонні зміни.

Якщо менеджери (студенти) віртуальної компанії приймали зважені управлінські рішення, рівень компетенцій менеджерів та фінансові показники компанії зростали, її рейтинг серед десятків тисяч користувачів платформи наближався до рейтингів «власників» кращих компаній. І навпаки, невміння керувати компанією, аналізувати її виробничі та фінансові показники, враховувати зміни на ринках, на яких компанія веде бізнес, вели її до банкрутства.

У рамках програми «Simformer: NO to Corona!» учасниками тренінгу «Шлях до успіху» були студенти з Болгарії, Іспанії, В'єтнаму, Гонконгу, Південної Америки, Східної Європи. Ними було створено 119 віртуальних компаній. Серед них 15 компаній, створених учасниками турніру «холодильщиків», у тому числі 14 студентських та 1 викладацька. Студентські компанії охоплювали понад 30 студентів від КНУХТ, НТУ «ХП», ОНУХТ, ХНУХТ, ХфОНУХТ. До віртуальної компанії викладачів увійшли В. Кухаренко та В. Сословський (м. Харків), М. Хмельнюк та О. Яковлєва (м. Одеса). З 15 команд, які стартували 25 березня, за станом на 31 травня 2020 року тільки 9 віртуальних компаній (8 студентських та викладацька) мали чистий прибуток і суттєво зростання капіталу компанії, їх учасники (19 студентів) отримали сертифікати про проходження онлайн бізнес-тренінгу. Учасники компаній, які посіли 1-3 місця у загальному рейтингу 119 компаній, що брали участь у тренінгу, додатково отримали дипломи переможців. У номінації «Чистий прибуток компанії» 1 місце посіла віртуальна компанія «Фортіщенко», утворена студентами з ОНАХТ Дмитром Фортуною та В'ячеславом Іщенко, у номінації «Зростання компетенцій» вона посіла 2 місце. Віртуальна компанія викладачів посіла 3 місце у номінації «Зростання компетенцій» та 5 місце за чистим прибутком. До ТОП-10 найкращих команд загального тренінгу за програмою програми «Simformer: Ні корони!» увійшли 5 команд-учасниць нашого турніру. Враховуючи те, що інші

104 віртуальні компанії були створені студентами двох вітчизняних університетів та університетів інших країн, і навчалися фінансам і менеджменту, то отриманий результат вказує на достатній рівень готовності студентів інженерних спеціальностей до участі в управлінні реальними компаніями. Крім того, студенти виконали обов'язкові завдання організаторів турніру. Наприклад, з метою нарощування масштабів бізнесу, крім супермаркетів, учасникам турніру було потрібно створювати підприємства з виробництва обладнання для заморозки продуктів, розробляти родовища і поставляти на свої підприємства сировину, створювати науково-дослідні лабораторії, щоб навчатися розробляти технології та продавати ліцензії або патенти. Таки завдання потребували деякі знань особливостей технологій на вказаних підприємствах.

На відміну, від інших компаній-учасниць тренінгу, які займалися і розвивали переважно торгівлю через супермаркети в різних країнах, наші студенти за час турніру отримали більший досвід з управління багатопрфільною компанією на конкурентному віртуальному ринку. Наприклад, віртуальна компанія «Фортищенко» наприкінці турніру складалася з наступних підрозділів: офісів - 6 (Німеччина, Норвегія, США, Франція, Швеція); магазинів – 7; шахта – 1; заводів - 7. Саме такий масштаб бізнесу дозволив компанії стати лідером турніру і програми програмі «Simformer: NO to Corona!» в цілому за двома номінаціями.

Важливою особливістю платформи SBS є те, що вона щоденно, крім інформації про фінансовий компанії та зміни на ринках, надає користувачам інформацію про ефективність функцій управління та прогрес компетенцій менеджменту компанії.

Аналіз такої інформації спонукав компанії до рішучих, зважених дій у ринковому середовищі. Проте деякі компанії не аналізували рейтинги, не приділяли уваги аналізу рейтингів. Тому у ТОП-10 загального рейтингу програми «Simformer: NO to Corona!» увійшло тільки 5 компаній - учасників турніру, ще 4 компанії завершили турнір з додатними фінансовими показниками, а 5 компаній стали збанкрутілі задовго до завершення турніру. Відгуки керівників віртуальних компаній (студентів Інституту холоду, кріотехнологій і екоенергетики ім. В. Мартинівського Одеської національної академії харчових технологій):

1. В процесі гри ми навчилися застосовувати навички стратегічного планування в ході моделювання реальної діяльності підприємства. Ми розібралися в правилах гри, набули досвіду в аналізі ринку і методах використання даного аналізу в розвитку підприємства - це дозволило підвищити наш рівень, як менеджерів. На даний момент сума наших активів становить \$ 33,3 млрд. Ми є лідерами в показниках «Доходи» і «Прибуток». Головне при створенні чогось - це правильно підібрана стратегія, яка є ключем до успіху підприємства! (Компанія «nc.student252«Фортищенко» - Фортуна Дмитро - директор, завідувач питаннями логістики; Іщенко В'ячеслав - заступник директора, маркетолог; студенти).
2. Simformer дійсно є однією з кращих платформ для ознайомлення новачків з ринком, ціновою політикою, ростом і розвитком аналітичних здібностей майбутнього керівника компанії в сфері менеджменту, а також покроковим зростанням компанії на світовій арені. Було цікаво відчувати себе в ролі керівників і керувати власною віртуальною компанією на конкурентному ринку, а також взяти участь у Міжнародному тренінгу «Simformer: Ні корони!». Участь у тренінгу була пізнавальною, а набутий досвід стане в нагоді в подальшому і не як не буде зайвим! (Компанія «AUF_USPEN» - Ткач Сергій, генеральний директор, менеджмент і фінанси; Сазанський Андрій - заступник директора, маркетинг і логістика).
3. Було цікаво спробувати себе в бізнесі, і отримати певний досвід в менеджменті, маркетингу, фінансах хоч і віртуальний. Є над чим працювати. Будемо розвивати аналітичні здібності.

(Компанія «nc.student262 АкадеміяХолода» - Басов Анатолій, директор, менеджмент; Шумський Олексій - заступник директора, логістика; Соловійова Поліна - заступник директора, маркетолог).

Висновки. Проведення бізнес-тренінгів для студентів інженерних спеціальностей є важливою частиною їх підготовки для роботи в конкурентному ринковому середовищі. Для проведення бізнес тренінгів для студентів старших курсів, коли більшість з вже працює, а також в умовах карантину, доцільно використовувати онлайн-платформи. Причому, як наочно показав проведений турнір, однієї з найкращих онлайн-платформ є Simformer Business Simulation з ринковим середовищем, в якому працюють як штучний інтелект, так і більш мільйона фізичних осіб. Багатомовність інтерфейсу платформи дозволяє учасникам вдосконалити знання іноземної мови і краще зрозуміти сутність економічних термінів. Присутність на платформі SBS гравців з різних країн дозволить встановити корисні контакти за допомогою електронної пошти, яка використовується адміністрацією. Результати проведеного турніру показали, що студенти інженерних спеціальностей достойно конкурують зі студентами, які навчаються за спеціальностями економіка, менеджмент, фінанси.

Список інформаційних джерел:

1. Pellas, N.; Mystakidis, S.; Christopoulos, A. A Systematic Literature Review on the User Experience Design for Game-Based Interventions via 3D Virtual Worlds in K-12 Education. *Multimodal Technol. Interact.* 2021, 5, 28. <https://doi.org/10.3390/mti5060028>
2. Vlachopoulos, D., Makri, A. The effect of games and simulations on higher education: a systematic literature review. *Int J Educ Technol High Educ* 14, 22 (2017). - Режим доступу: <https://doi.org/10.1186/s41239-017-0062-1>
3. Yanchapanta, F & Santo, B & Teran, Hector. (2019). Training with Virtual Learning Environments for Industrial Refrigeration Systems. *Journal of Physics: Conference Series.* – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1335/1/012012>
4. Simformer Business Simulation. User Guide. – Режим доступу: https://simformer.com/media/resources/files/sbs_userguide_en.pdf або https://simformer.com/media/resources/files/sbs_userguide_ru.pdf
5. Сословський В.Г. Онлайн бізнес-симуляції: класифікація, типологія, вибір, досвід використання / VI Всеукраїнська науково-практична конференція з міжнародною участю «Дистанційне навчання – старт із сьогодення в майбутнє». 9–10 квітня 2020 року, м. Харків. ХНУ імені В.Н. Каразіна. Доповіді учасників. – Режим доступу: <https://dist.karazin.ua/articles>.
6. Yiming Ma. Design of serious games for teaching industrial engineering methodologies : A design process based on V-model and an application in innovation engineering. *Mechanical engineering [physics.class-ph]*. Université Paris-Saclay, 2021, pp.1-451. English. – Режим доступу: https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-03220854/file/2021UPAST038_MA_archivage.pdf



UDK 621.517: 62-717

DEVELOPMENT OF THERMOPRESSOR SYSTEMS FOR AIR INTERCOOLING IN MULTISTAGE COMPRESSORS

Halina Kobalava, Teacher of Thermal Engineering Department, g.lavamay@gmail.com

Dmytro Konovalov, D.Sc., Head of Thermal Engineering Department

Viacheslav Shkvorchenko, Student

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Kherson Branch, Ukraine

There are a number of technologies available to improve the efficiency of the air compression process in multistage compressors. Particular attention is paid to cycles with water or steam injection along the path of the compressor section of gas turbine engines to humidify the working fluid [1, 2] and reduce the temperature. An alternative way to inject water into the air flow between the compressors is to use a thermopressor (Fig. 1a). If the optimal geometric parameters were selected, the rational organization of thermophysical processes in the flow path of the thermopressor could be possible. The correct selection of these parameters will ensure the evaporation of the water amount (80–85%) in the thermopressor and the additional evaporation of remaining water (15–20%) in the flow path of the high-pressure compressor. In this case, the water droplets diameter entering the compressor will not exceed 20 μm [3].

The choice of such optimal geometric parameters of the thermopressor, as well as the determination of the characteristics and injection mode (flow velocity; average, maximum and minimum droplet diameters; inlet air temperature; relative water flow rate, air pressure and air flow rate) (Fig. 1b) should be carried out according to the results of an experimental study of working processes and in numerical modeling [2, 3].

To carry out numerical modeling, the finite volume method was applied, which is implemented in the ANSYS Fluent software package. The Eulerian-Lagrangian approach was used to simulate the interaction of injected water droplets and air flow. A two-parameter k - ε Realizable turbulence model from the RANS group of models was used to investigate the behavior of the air flow [4, 5]. Discrete Phase Model was used to simulate the movement of water droplets [4].

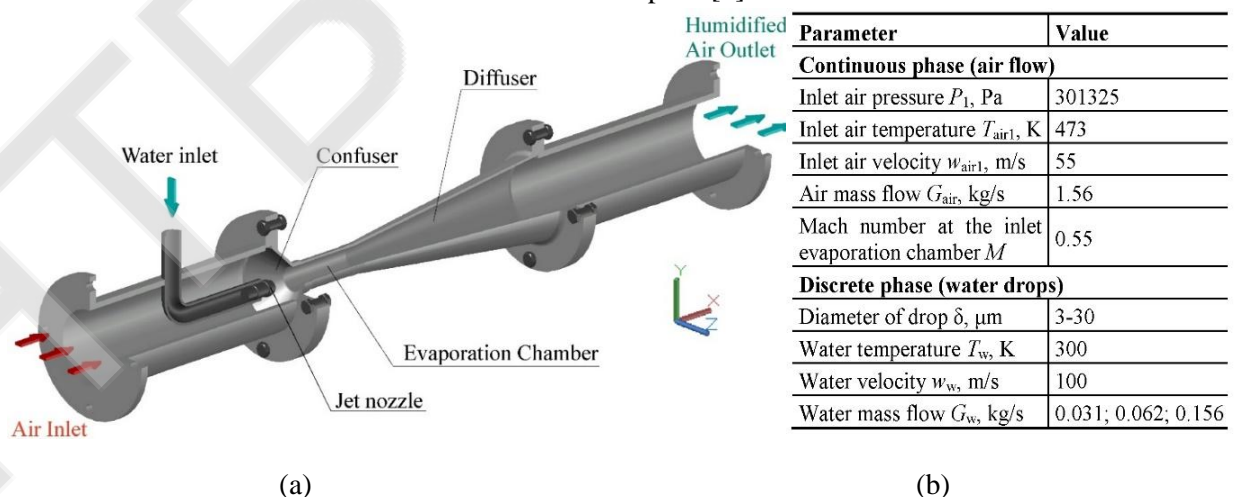


Fig. 1. 3D model of the thermopressor (a),
 and the main inlet parameters of the airflow and water injection (b)

To analyze the gas turbine cycle, the well-known calculation methods were used [2, 3]. The calculation of the gas turbine cycles was carried out for the degrees of pressure increase $\pi_c = 12\text{--}40$.

The increase in total pressure as a result of thermogasdynamic compression (Fig. 2) was $\Delta P_{tp} = 2.8\text{ kPa}$ (2.1 %) relative to the inlet pressure. It should be noted that the cyclic air cooling in the thermopressor is $\Delta T_{tp} = 135\text{ K}$ (Fig. 2), from the initial temperature $T_{tp1} = 473\text{ K}$ (200 °C) to the outlet temperature $T_{tp2} = 340\text{ K}$ (67 °C).

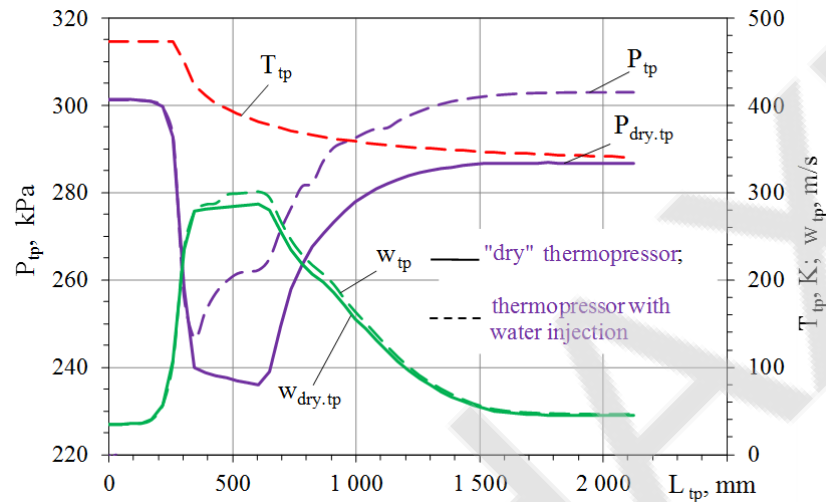


Fig. 2. Dependences of the flow main characteristics: total pressure P_{tp} , flow velocity w_{tp} , flow temperature T_{tp} on the length of the thermopressor flow part L_{tp}

The use of the thermopressor made it possible to reduce the air temperature between the compressor stages by $t_{2tp} = 50\text{--}70\text{ °C}$, that is, up to $50\text{--}110\text{ °C}$.

Such a decrease in temperature under thermo-gas-dynamic compression conditions made it possible to increase the pressure by $\Delta P_{tp} = 12\text{--}28\text{ kPa}$, that is, up to 4–9%. Contact air cooling by using the thermopressor allowed to reduce the compressor compression work by 2.5–3.0%.

A decrease in the compressor operation and a simultaneous increase in the amount of the working fluid in the cycle makes it possible to increase the efficiency GTP by $\Delta \eta_e = 0.01\text{--}0.02$ (1–2 %). In this case, the specific fuel consumption will decrease by $\Delta g_e = 5\text{--}10\text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$. At the same time, the gas turbine specific power is increased by $\Delta N_s = 5\text{--}30\text{ kW/(kg/s)}$, which is 3–10 % (Fig. 4). The simulation of the gas turbine operation was carried out for the range of degrees of pressure increase in compressor stages of the gas turbine $\pi_c = 12\text{--}42$, which are typical for the operation mode according to the classical cycle.

Conclusion. It has been determined that the thermopressor allows to increase the air pressure between the compressor stages by 4–9%, as a result of which the compression work in the compressor stages decreases; increase the amount of the working fluid in the cycle by $g_w = 2\text{--}4\%$, and, as a consequence, increase the specific power of the gas turbine by 3–10%.

References

1. Reale, M. J. (2004). New High Efficiency Simple Cycle Gas Turbine – GE’s LMS100. GE Energy, 15 p.
2. Kobalava H., Kononov, D., Radchenko, R., Forduy, S., & Maksymov, V. (2021). Numerical Simulation of an Aerothermopressor with Incomplete Evaporation for Intercooling of the Gas

Turbine Engine. Kobalava H. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems, Vol. 188, pp. 519-530.

3. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, M., Sviridov, V., Scurtu, I.C. (2021). Optimal Sizing of the Evaporation Chamber in the Low-Flow Aerothermopressor for a Combustion Engine. Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020, LNME, pp. 654-663.

4. Jafarmadar, S., & Jahangirami, A. (2016). Numerical Simulation of Flash Boiling Effect in a 3-Dimensional Chamber Using Computational Fluid Dynamic Techniques. International Journal of Engineering, Vol. 29(5), pp. 87-95.

5. Shi X., Jiang G., Gao J. (2019). Heat transfer comparison investigation of mist/steam two-phase flow and steam in a square smooth channel. Proc. IMechE, Part A: J Power and Energy, 233(7), pp. 877-889.

УДК 697.94:621.565

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ

Жихарева Н.В., к.т.н., ОНТУ м. Одеса, zikhareva.nata@gmail.com

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності систем кондиціювання має важливе значення, оскільки їх рішення, окрім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує енергозбереження, економію матеріалів, а також покращення умов праці людей і навколишнього середовища.

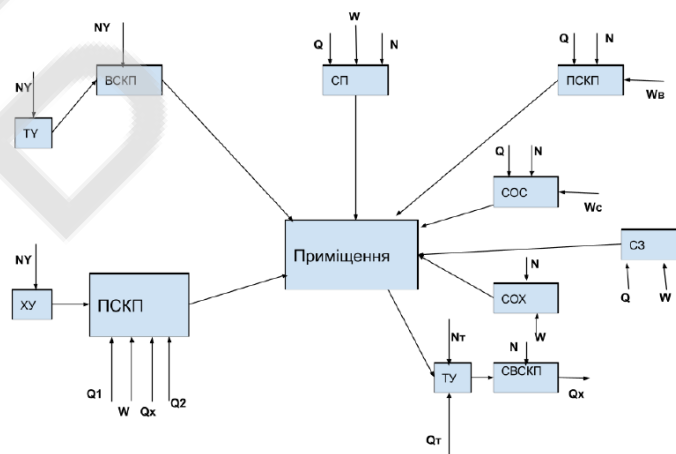


Рис. 1. Модель оптимізації комплексу СКП+ХП+П; ПСКП-припливна СКП; СВСКП- витяжна система СКП; ТУ-теплоутилізатор; СОХ - система охолодження; ХУ- холодильне постачання; СЗ- система зволоження; СОС- система осушення; СП- система підігріву; Q, - витрата тепла або холоду кВт, W- витрата води кг/с; N – витрата електроенергії кВт

Реалізація інноваційних технологій пов'язана зі створенням штучного мікроклімату приміщень, тобто забезпечення і підтримання необхідних параметрів повітряного середовища, на що щорічно витрачається понад 30% енергоресурсів, отриманих в країні. Необхідні параметри мікроклімату забезпечують інженерні системи, серед яких важлива роль належить системам кондиціонування повітря

Однією з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. З урахуванням підходу до енергоефективних систем [1,2] ми розглядаємо шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування.

Встановлено, що напрямки відповідних досліджень пов'язані з удосконаленням засобів, технологій і умов для людей, створенням наукових основ і методів розрахунку параметрів і керування ресурсом, надійністю та технічним станом кондиціонування повітря, розробкою методів підвищення ефективності експлуатації систем кондиціонування повітря та їх функціональних підсистем, устаткування й способів забезпечення їх працездатності. За результатами проведеного аналізу встановлено, що вирішення проблеми підвищення ефективності експлуатації систем кондиціонування повітря пов'язане, своєю чергою, з розв'язанням взаємозалежних проблем і, насамперед, підвищенням якості комфортного мікроклімату за умови зниження енерговитрат на кондиціонування повітря. Показано, що одним з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. Вирішено триєдину проблему – оптимізацію (мінімізацію) енергоспоживання за дотримання нормативних вимог до комфортного середовища перебування в житлових, громадських і промислових об'єктах, неухильне дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

Вирішена триєдина проблема – мінімізація енергоспоживання для дотримання нормативних вимог до комфортного середовища перебування людей в житлових, громадських і промислових об'єктах, дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

Розроблені методи та технічні рішення з підвищення ефективності функціонування системи кондиціонування повітря впроваджено з використанням контактних теплообмінників ежекторного типу для нагрівання, охолодження і підтримання відносної вологості. Вони є універсальними і можуть використовуватися для експлуатації та модернізації стаціонарних центральних систем кондиціонування повітря.

Вирішено очищення та фільтрацію повітря за допомогою контактного теплообміну у спеціальному блоці центрального кондиціонера, що дозволило збільшити енергоефективність. Розроблена термoeкономічна модель оптимізації режимів роботи холодильної установки систем комфортного кондиціонування повітря з урахуванням особливостей контактних теплообмінників ежекторного типу (рис.1), вибраних з урахуванням виведених технологічних та економічних критеріїв оптимальності, в якій температурний напір охолоджуваного або нагріваного середовища в одному теплообмінному апараті є залежною змінною з визначенням ексергетичних показників.

Для принципової схеми системи кондиціонування мікроклімату зазначені вхідні та вихідні параметри кожної підсистеми і системи в цілому. Для кожної підсистеми зазначені незалежні керуючі змінні, призначення яких поряд із вхідними змінними дозволяє визначити вихідні параметри, а також наведені витрати по підсистемі. На стадії оптимізації проектних рішень стохастичність змін зовнішніх кліматичних впливів на будинок і тепловологісних і газових режимів у приміщеннях не враховується. Розрахункові вхідні параметри (t_3 , d_3 , h_3 , χ_3 , ρ_3 , $\Delta Q_{я}$, ΔQ , ΔW і $\Delta M_{г}$) визначаються за найневигодніших співвідношень характеристик зовнішнього клімату, а саме тепловологісних і газових навантажень, та заданому кутовому

коефіцієнті процесу асиміляції тепло-, вологодлишків та газових надходжень в приміщенні ($t_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$, $h_{\text{в}}$, $\chi_{\text{в}}$ і $\rho_{\text{в}}$). Ймовірно-статистичний характер зміни зазначених параметрів враховується для оптимального проектування системи кондиціонування повітря та оптимізації режимів роботи холодильної системи.

Основними рівняннями моделі є рівняння балансу повітря, повної теплоти, вологи, газів і явної теплоти у приміщенні (формули (1)...(4)):

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial h_{\text{виг}}}{\partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot h_{\text{п1}} - G_{\text{виг1}} \cdot h_{\text{виг1}} - G_{\text{р}} \cdot h_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пi}} \cdot h_{\text{пi}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{вигj}} \cdot h_{\text{вигj}} + \Delta Q + \Delta Q' \quad ;(1)$$

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial d_{\text{виг}}}{\partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot d_{\text{п1}} - G_{\text{виг1}} \cdot d_{\text{виг1}} - G_{\text{р}} \cdot d_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пi}} \cdot d_{\text{пi}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{вигj}} \cdot d_{\text{вигj}} + \Delta W + \Delta W' \quad ;(2)$$

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial \chi_{\text{виг}}}{\rho_{\text{виг}} \partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot \frac{\chi_{\text{п1}}}{\rho_{\text{п1}}} - G_{\text{виг1}} \cdot \frac{\chi_{\text{виг1}}}{\rho_{\text{виг1}}} - G_{\text{р}} \cdot \frac{\chi_{\text{р1}}}{\rho_{\text{р1}}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пi}} \cdot \frac{\chi_{\text{пi}}}{\rho_{\text{пi}}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{вигj}} \cdot \frac{\chi_{\text{вигj}}}{\rho_{\text{вигj}}} + \Delta M_{\text{Г}} \quad ;(3)$$

$$G_{\text{пов}} \cdot c_{\text{р}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial t_{\text{виг}}}{\partial \tau} = c_{\text{р}} \cdot \left(G_{\text{п1}} \cdot t_{\text{п1}} - G_{\text{виг1}} \cdot t_{\text{виг1}} - G_{\text{р}} \cdot t_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пi}} \cdot t_{\text{пi}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{вигj}} \cdot t_{\text{вигj}} \right) + \Delta Q_{\text{я}} + \Delta Q' \quad (4)$$

де $G_{\text{п}}$, $G_{\text{виг}}$, $G_{\text{р}}$ – витрати повітря припливного, витяжного та рециркуляційного, кг/с; $h_{\text{п}}$, $h_{\text{виг}}$, $h_{\text{р}}$ – питома ентальпія повітря припливного, витяжного та рециркуляційного, кДж/кг; $d_{\text{п}}$, $d_{\text{виг}}$, $d_{\text{р}}$ – вологовміст повітря припливного, витяжного та рециркуляційного, г/кг; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{виг}}$, $t_{\text{р}}$ – температури повітря припливного, витяжного та рециркуляційного, °С; $\frac{\chi_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}$, $\frac{\chi_{\text{виг}}}{\rho_{\text{виг}}}$, $\frac{\chi_{\text{р}}}{\rho_{\text{р}}}$ –

концентрація повітря припливного, витяжного та рециркуляційного; ΔG , ΔQ , ΔW , $\Delta M_{\text{Г}}$, $\Delta Q_{\text{я}}$ – дисбаланси витрати повітря, надлишки повної теплоти, вологи, маси газу, явної теплоти.

На підставі комплексної моделі системи кондиціонування створене фізико-математичне описання задачі тепло- і масоперенесення в робочих середовищах контактних апаратів систем кондиціонування повітря ежекторного типу ТП, ТМО та ТМП – моделей. контактних апаратів систем кондиціонування повітря ТП, ТМО та ТМП – моделей.

Математична модель оптимізації системи кондиціонування та охолодження побудована на основі енергетичних показників, які можуть бути визначені в комплексі. Енергія в холодильній системі переноситься завдяки тепловій та механічній роботі.

Враховуючи, що динамічні процеси на кордонах повітряних середовищ багатопарового корпусу та спільне розв'язування рівнянь теплового балансу для стабільних та нестійких режимів, отримано диференціальні рівняння теплових балансів. Також для обчислення теплового навантаження враховувались нестационарні припливи теплоти від людей, обладнання, освітлення. Розроблено методи визначення та способи підтримання енергоефективних керованих режимів роботи комплексів «Система кондиціонування повітря + Система холодопостачання + Приміщення» по розрахунковим ексергетичним характеристикам з урахуванням періодичності теплового

навантаження за мінімальних приведених витратах та з оптимальним повітророзподіленням. (рис.2) [3]

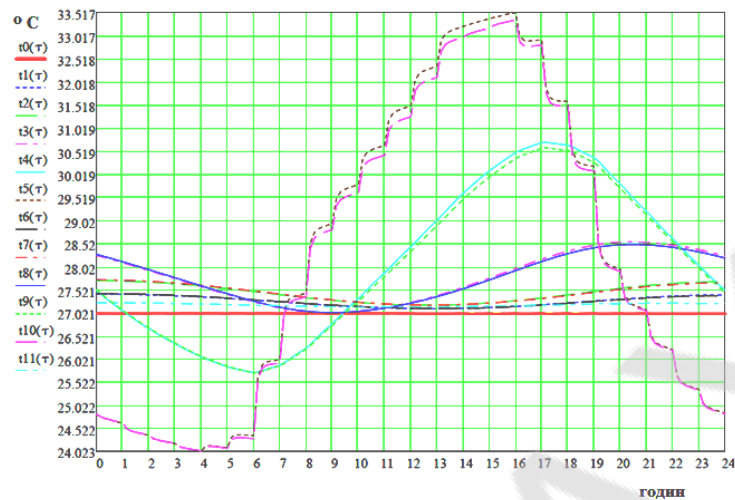


Рис. 2. Вплив температури елементів об'єкта, що беруть участь в моделюванні погодинного добового теплового балансу

Показано підвищення енергоефективності та комфорту завдяки змінній температурі холодоагенту, інверторному приводу і рекуперації теплоти.

Великих успіхів сьогодні досягла індустрія забезпечення мікроклімату в технологіях фільтрації, бактерицидної обробки і корисної іонізації повітря в багатозональних системах кондиціонування повітря.

Вибір номіналу зовнішнього блоку і режиму його завантаження з метою отримання найбільшої енергоефективності та енергозбереження в річному циклі розглянуто на прикладі FUJITSU. Підбір обладнання зроблений за програмою розрахунку розробленого методу з урахуванням цільової функції (17).

Розглянуто режим кондиціонування на прикладі двох зовнішніх блоків: AJY072LALBH та AJY090LALBH.

Важливим завданням під час проектування систем кондиціонування повітря є повітророзподілення. Наведено метод оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів.

За даним методом проведений аеродинамічний розрахунок припливної системи з вентилятором та знайдена "робоча" точка.

Розроблені схеми та технічні рішення блочних центральних кондиціонерів для роботи в гранично допустимих режимах з використанням контактних теплообмінників ежекторного типу: патент на винахід № u121838 «Спосіб нагрівання повітря», патент на винахід № u121951 «Установка для нагрівання повітря», патент на корисну модель № u140239 «Спосіб нагрівання повітря», патент на корисну модель № u140238 «Установка для нагрівання повітря», патент на корисну модель № u142493 «Спосіб конденсації парів вуглеводів», патент на корисну модель № u142494 «Установка для конденсації парів вуглеводів», патент на корисну модель № u143331 «Установка для виробництва шуги», патент на корисну модель № u143626 «Спосіб виробництва шуги», патент на корисну модель № u117401 «Ежекційний охолоджувач повітря», патент на корисну модель № u117837 «Спосіб охолодження повітря виробничих приміщень». 4. Вирішено

очищення та фільтрацію повітря за допомогою контактного теплообміну у спеціальному блоці центрального кондиціонера, що дозволило збільшити енергоефективність СКП на 27%.

Розроблена термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки системи кондиціонування повітря з урахуванням особливостей конструктивних елементів контактних теплообмінників ежекційного типу, вибраних на основі виведених технологічних та економічних критеріїв оптимальності, в якій температурний напір охолоджуваного або нагріваного середовища в одному теплообмінному апараті є залежною змінною. Результати витрати ексергії показані в табл.1

Результати розрахунків витрат ексергії Таблиця 1.

Вузол системи	Параметри повітря, теплоносіїв			E, кВт
	t, °C	G, кг/с	W, кВт	
Змішувач	$t_v = 31$	2,67	–	0,17...0,27
Повітрянагрівач 1	$T_{п1} = -18^{\circ}\text{C}$	0,0038...0,057	–	3,09...67,64
Вентилятор	–	2,67	11	0,5...3,55
Зволожувач	$t_{п1} = 12^{\circ}\text{C}$	0,0028...0,013	–	6,98...8,34
Повітроохолоджувач	$T_{w1} = 5$	0,77...7,97	–	4,89...40,91
Повітрянагрівач 2	$t_{п2} = 12^{\circ}\text{C}$	0,0028...0,027	–	2,37...29,28
Компресор	$T_{o1} = -4...3$	4,2...3,827	26	55,24...60,83
Випарник	$t_{w2} = 0$	4,7...4,82	–	5,95...36,83
Конденсатор	$T_{k1} = 30...35$	3,8...3,9	–	4,03...6,38
Насос розсолу	$t_{w1} = 1$	0,77...5,97	2	0,4...4,58
Насос заборотної води	$T_{зв} = 25$	4,4...8,1	2	0,4...5,0

Результати дослідження процесів обробки процесів повітря та математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання комфортних систем кондиціонування повітря за врахування чинників та параметрів оптимізації.

Література

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. Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
3. Zhykharieva. N., Khmelniuk M. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. // (2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637, ISBN: 9782362150241.
4. Kogut V. Bushmanov V., Zhikhareva N. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter // AIP Conference Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819> pp 0030081-030087
5. Жихарева Н.В. .Г.Хмельнюк Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень // Холодильна техніка і технологія 2016. –Том.52 №6. –С. 71 – 75.

СЕКЦІЯ №1 – ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 697.94.(075)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВОЇ ПОМПИ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРА

*Лабай В.Й., д.т.н., Ярослав В.Ю., ст. викл., Генсецький М.П., к.т.н.,
НУЛП, м. Львів, wlabay@i.ua*

В умовах зростаючого дефіциту та росту цін на паливно-енергетичні ресурси проблема енергозбереження та використання альтернативних джерел енергії для вирішення проблеми зменшення енергоспоживання для економіки України стає дуже **актуальною** [1].

Суттєве зменшення використання традиційних органічних енергоносіїв для опалення приміщень будівель можливе завдяки, наприклад, тепловим помпам (ТП) (насосам) («повітря-повітря») split-кондиціонерів, які використовують поновлювану енергію. Сьогодні стає все розповсюдженішим використання теплових pomp split-кондиціонерів в системах тепlopостачання будівель. Це пов'язано з тим, що споживаючи з електричної мережі 1 кВт енергії, ТП split-кондиціонерів можуть переносити до 5 кВт енергії для обігрівання повітря приміщення. Використання ТП забезпечує не тільки енергоощадний, але й екологічний ефект.

За даними Світового енергетичного комітету до 2020 р. 75% тепlopостачання (комунального і виробничого) у розвинених країнах здійснюватиметься тепловими помпами. У США понад 30% житлових будинків обладнані ТП.

В останні десятиріччя за кордоном та в Україні з метою заощадження енергетичних ресурсів ведуться фундаментальні дослідження у ряді галузей, виробництв і технологій із позицій ексергетичної методології [2-5].

Оскільки ексергія є єдиною мірою роботоzдатності енергії, тобто придатності енергетичних ресурсів до застосування, то це дає змогу об'єктивно оцінювати енергетичні ресурси будь-якого виду. У деяких провідних європейських країнах і в США ексергетичний аналіз запровадили як обов'язкову складову розроблюваних проєктів, а також планів модернізації виробництв.

Ексергетичний аналіз ТП дає змогу оцінити можливості кожного елемента ТП та підвищення ефективності роботи її роботи загалом.

Отже, для переконання у енергоефективності застосування теплових pomp split-кондиціонерів нами і проведені аналітичні дослідження на розробленій математичній моделі роботи теплових pomp split-кондиціонерів за ексергетичним методом, наприклад, теплових pomp split-кондиціонерів фірми „Daikin”. Аналогічні результати можна отримати для будь-якої теплової помпи split-кондиціонера, будь-якої фірми та будь-якому холодоагенті. А це свідчить про актуальність даного дослідження.

Успішне застосування ексергетичного методу аналізу для різних технічних систем, зокрема холодильних машин split-кондиціонерів, обґрунтоване у роботах Р. К. Клаузіуса, Дж. В. Гіббса, Ж. Гюї, А. Стодоли, Я. Шаргута, Р. Петели та В. М. Бродяньського для їх техніко-економічної оптимізації та наших роботах [2, 3]. Нами пристосований цей метод до аналізу теплових pomp split-кондиціонерів.

Сучасні split-кондиціонери, які застосовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного на даний час технічного вдосконалення. Як відомо, енергетична ефективність теплових pomp цих split-кондиціонерів зумовлена параметрами як

зовнішнього, так і внутрішнього їх температурних режимів роботи та видом холодильного агенту [3]. Тому для подальшого підвищення ефективності роботи теплових pomp split-кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування на різних холодильних агентах (зокрема R410A).

Для цього авторами на основі праці [3] розроблено інноваційну математичну модель ексергетичного аналізу роботи теплових pomp split-кондиціонерів пристосовану для різних холодоагентів та виробників. Ця математична модель дає можливість проводити ексергетичні дослідження теплових pomp як загалом, так і її окремих частин, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в таких системах [2-5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу загалом та втрат ексергії в окремих елементах теплової помпи split-кондиціонера з метою їх оптимізації.

Метою цієї роботи є визначення ексергетичного ККД та втрат ексергії в окремих елементах теплових pomp split-кондиціонерів фірми “Daikin” на двокомпонентному холодильному агенті R410A.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі основні завдання:

- встановити ексергетичний ККД на прикладі теплових pomp split-кондиціонерів з номінальними теплопродуктивностями 2500, 2840, 3580, 5620, 6400 Вт за стандартних температурних умов на холодильному агенті R410A;
- визначити втрати ексергії в окремих елементах теплової помпи split-кондиціонерів, наприклад, фірми “Daikin” зі стандартними теплопродуктивностями 2500, 2840, 3580, 5620, 6400 Вт на холодильному агенті R410A.

В роботі об’єктом дослідження є термодинамічні процеси в теплових помпах split-кондиціонерів для нагрівання повітря приміщення у ХПР (холодний період року), які досліджено на одноступеневій парокompресорній хладоновій теплової помпі (без ефективного охолодження компресора), що використовують для split-кондиціонерів, схема якої показана на рис. 1.

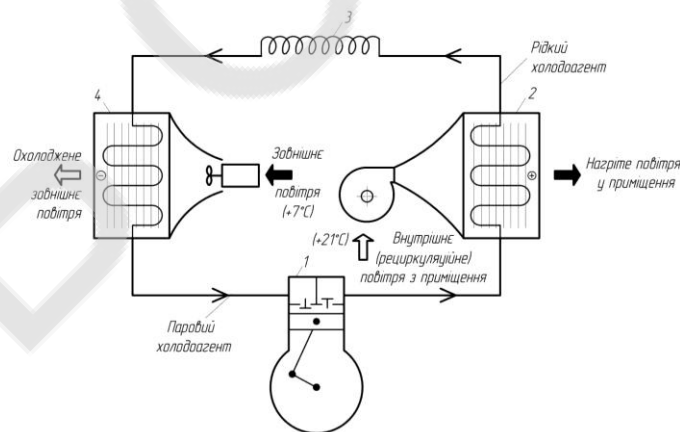


Рис. 1. Схема теплової помпи split-кондиціонера: 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – капілярна трубка; 4 – випарник

Побудову на $p-i$ – діаграмі процесу роботи теплової помпи split-кондиціонера наведено на рис. 2.

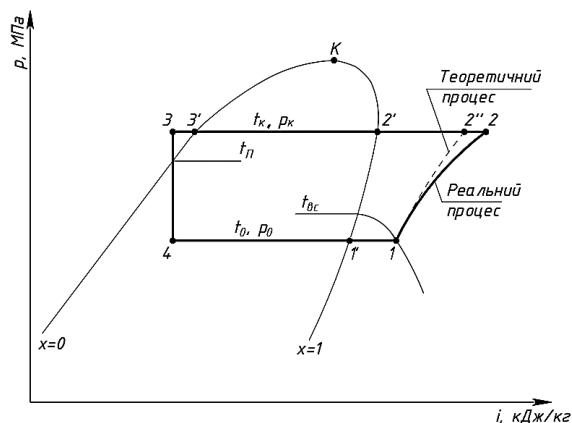


Рис. 2. Побудова процесів роботи на p,i-діаграмі для теплової помпи split-кондиціонера: 1, 2, 3, 4 – характерні точки термодинамічного циклу

Результати розрахунків зведені у таблицю 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку ексергетичного ККД та втрат ексергії в елементах теплових pomp split-кондиціонерів фірми "Daikin"

Стандартна теплопродуктивність теплової помпи $Q_T^{ст}$, Вт	Втрати ексергії в елементах теплової помпи split-кондиціонера, %				Ексергетичний ККД η_e , %
	$D_{компр}$	$D_K^{н.т}$	$D_{др}$	$D_{вип}$	
2500	25,3	19,5	9,0	5,9	40,2
2840	25,3	18,9	8,6	8,3	39,0
3580	25,3	17,8	7,9	11,5	37,4
5620	25,3	16,4	7,1	15,2	35,9
6400	25,3	16,0	6,9	16,7	35,1

Тут $D_{компр}$, $D_K^{н.т}$, $D_{др}$, $D_{вип}$ – відповідно, втрати ексергії у компресорі, конденсаторі через незворотній теплообмін, капілярній трубці та у випарнику.

Максимальне зменшення ексергетичного ККД завдяки зростанню теплопродуктивності теплових pomp split-кондиціонерів, становить:

$$\Delta = \frac{40,2 - 35,1}{40,2} \cdot 100 = 12,9 \quad \% \quad (1)$$

Було визначено, що за ексергетичним ККД теплові помпи split-кондиціонерів, що мають вищу теплопродуктивність, володіють нижчим ексергетичним ККД. На нашу думку це пов'язано з некоректним прийняттям витрат повітря на випарнику і конденсаторі, які не відповідають тепловим балансам цих апаратів та однаковому внутрішньому температурному режимові для різних теплопродуктивностей теплових pomp split-кондиціонерів.

Література

1. Энергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу: – <http://www.ukrenergo.energy.gov.ua>
2. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
4. Labay V. Mathematical Modeling of a Split-conditioner Operation for Evaluation of Exergy Efficiency of the R600A Refrigerant Application / V. Labay, O. Dovbush, V. Yaroslav, and H. Klymenko // Scientific Journal «Mathematical Modeling and Computing» (Математичне моделювання та інформаційні технології), Vol. 5, No 2. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2018. – Pp. 169–177.
5. Labay V. Yo. [Mathematical Modeling of an Air Split-Conditioner Heat Pump Operation for Investigation its Exergetic Efficiency](#) / V. Yo. Labay, V. Yu. Yaroslav, O. M. Dovbush and A. Ye. Tsizda // Scientific Journal «Mathematical Modeling and Computing» (Математичне моделювання та інформаційні технології), Vol. 7, No 1. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2020. – Pp. 169–178.



УДК 658.261:621.56

ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ НА ОЦР

*Овсянник А. В., к.т.н., доцент, ГГТУ им. П. О. Сухого, Гомель, av.ovsyannik@mail.ru
Ключинский В. П., аспирант, ГГТУ им. П. О. Сухого, Гомель, vlad240394@mail.ru*

Разработаны схемы тригенерационных установок с возможностью производства жидкой и газообразной углекислоты (рисунок 1) [1]. Совместное производство нескольких видов энергии, а также выпуск продукции позволяют снизить затраты на сооружение и эксплуатацию данного оборудования, по сравнению с отдельным их производством.

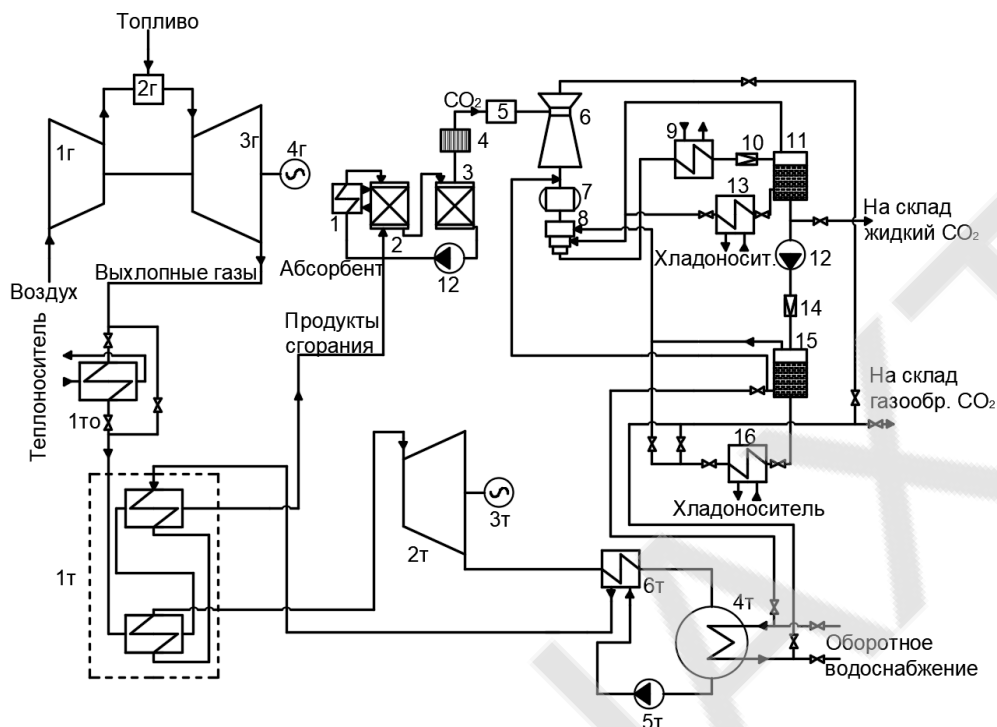


Рисунок 1 – Схема тригенераційної установки з виробництвом вуглекислоти [1]

На рисунку 1 представлена схема тригенераційної установки з виробництвом вуглекислоти, що складається з наступних елементів: 1,13,16 – теплообмінний апарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10,14 – регулирующий вентиль; 11,15 – сепаратор; 12,5т – насос; 1то – подогреватель тепловой нагрузки; 1т – котел-утилизатор; 2т – турбина на НКРТ; 3т,4г – генератор; 4т – конденсатор, 6т – регенеративный теплообменный аппарат; 1г – компрессор ГТУ; 2г – камера сгорания ГТУ; 3г – газовая турбина.

В состав предложенных тригенерационных установок входит органический цикл Ренкина (ОЦР). Исследование влияния параметров рабочего тела на эффективность ОЦР выявило существование термодинамически оптимального давления для каждого низкокипящего рабочего тела [2]. Однако, повышение параметров рабочего тела приводит не только к повышению эффективности ОЦР, но и к увеличению стоимости такого оборудования. Таким образом, предложено определить экономически оптимальное давления в ОЦР. В качестве рабочего тела рассмотрен фреон R245FA, как одно из низкокипящих рабочих тел (НКРТ), применяемое в современных ОЦР установках [3]. В качестве источника энергии тригенерационной установки рассмотрен котел-утилизатор (КУ) работающий на тепловых ВЭР. Исходные данные и расчет представлены в таблице 1. Результаты расчет представлены на рисунке 2.

Таблица 1– Расчета окупаемости ОЦР установки при различных давлениях рабочего тела

Параметр	Исследуемые варианты							Примечание
Количество теплоты поступ. в КУ (Q), ×10 ⁵ МДж	179	179	179	179	179	179	179	Исх. данные
Давление НКРТ (P), ×10 ²	20	30	40	50	59*	72	82	Исх.

*Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23 по 25 вересня 2021*

кПа								данные
Температура НКРТ (t), °С	250	250	250	250	250	250	250	Исх. данные
КПД (η), %	20,01	21,6	22,4	22,7	22,8	22,7	22,4	Программа [4]
Вырабат. эл. энергия (N), кВт	995	1073	1111	1129	1133	1126	1115	$N=Q/0,36\cdot\eta$
Стоим. установки (C _y), ×10 ⁶ руб.	6,22	6,67	6,89	6,99	7,02	7,04	7,06	[3,5]
Стоимость эл. энергии (C _{ээ}), ×10 ⁻² руб/кВт·ч	28,7	28,7	28,7	28,7	28,7	28,7	28,7	Исх. данные
Экономия (Э), ×10 ⁶ руб./год	2,0	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,2	$\Delta C= N\cdot C_{ээ}$
Эксплуатационные расходы (K _э), % от стоимости уст./год	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	[3,5]
Экспл. расходы за 10 лет (C _э), ×10 ⁵ руб	9,3	10,0	10,3	10,5	10,5	10,6	10,6	$C_{э}= K_{э}\cdot C_{y}\cdot 10$
Суммарные расходы на установку и эксплуатацию (ΣC), ×10 ⁶ руб	7,2	7,7	7,9	8,0	8,1	8,1	8,1	$\Sigma C= C_{э}+ C_{y}$
Экономия за 10 лет эксплуатации (Э _ч), ×10 ⁶ руб	12,8	13,9	14,4	14,6	14,7	14,5	14,3	$\mathcal{E}_{ч}= \mathcal{E}\cdot 10 - \Sigma C$
*– эксергетически оптимальное давление рабочего тела.								

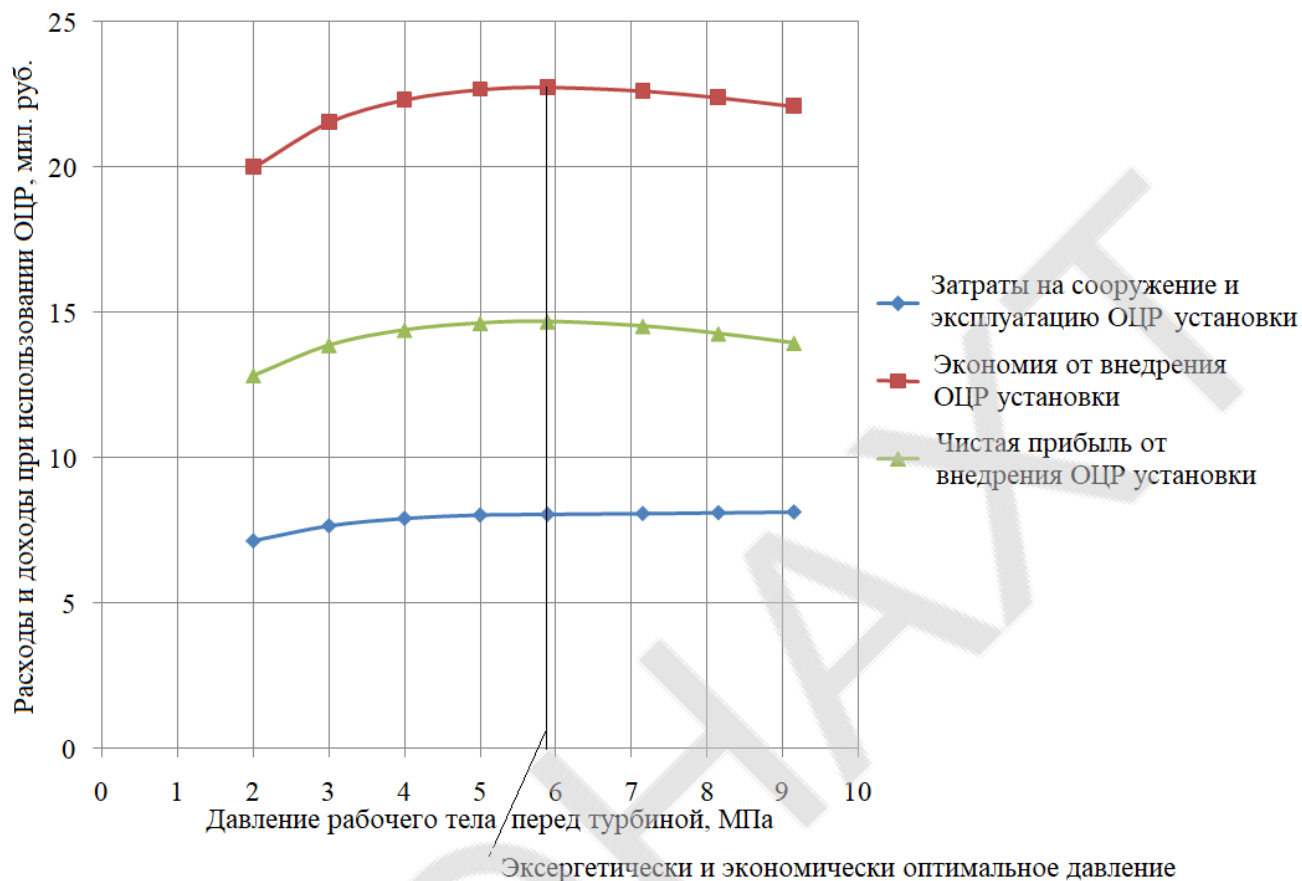


Рисунок 2 – Залежність економічних показників ОЦР установки від тиску НКРТ

Полученные результаты показывают, что термодинамически оптимальное давления является и экономически оптимальным. Таким образом, применение сверхкритических параметров рабочего тела (которые являются и термодинамически оптимальными) позволяет не только увеличить энергетическую эффективности ОЦР, но и приносят экономический эффект при ее эксплуатации.

Список информационных источников:

1. Овсянник А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах / А.В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2021. № 1 (64). С. 554–562.
2. Ovsyannik, A. V. Thermodynamic analysis and optimization of low-boiling fluid parameters in a turboexpander / A. V. Ovsyannik, V. P. Kliuchinski // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – № 042005.
3. Broek, V. Organic Rankine cycle systems: A techno-economic overview / V. Broek [et al.]. // European Metallurgical Conference. – 2013. – P. 833-844.
4. Овсянник, А.В. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А.В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2020. - № 3/4. – С. 108 – 115.
5. Самоявчев, И. С. Оценка экономических показателей проекта применения ОЦР-установок в окрасочных цехах автомобильного производства Горьковского автомобильного завода / И. С. Самоявчев // Интеллектуальная электротехника. – 2018. – № 4. – С. 35-42.

УДК 536.24:621.575:536.248

СИСТЕМЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ И ТЕРМОСИФОНФМИ

Васильев Л.Л., д.т.н., профессор, Журавлёв А.С., к.т.н., Рабецкий М.И., к.т.н.,
Гракович Л.П., к.т.н., Драгун Л.А., ИТМО НАН имени А.В. Лыкова Беларуси, г. Минск,
LVASIL@hmti.ac.by

В связи с ростом потребления энергии и ограниченностью мировых ископаемых запасов топливного сырья весьма актуальна проблема диверсификации источников энергии. Одним из перспективных направлений теплотехники является развитие технологий по использованию низкопотенциального тепла. Сорбционные холодильники и кондиционеры воздуха, другие аппараты на солнечной и иных видах энергии от альтернативных источников [1, 2] обеспечивают экономию топливных ресурсов и экологическую безопасность. Совершенствование оборудования для утилизации низкопотенциального тепла может успешно осуществляться с помощью аппаратов на базе тепловых труб (ТТ) и термосифонов (ТС) – устройств с испарительно-конденсационным циклом, превосходящих по теплопередающей способности самые высокотеплопроводные материалы [3–5]. Тепловые трубы и термосифоны совместно с теплотрансформаторами на твердых и жидких сорбентах являются эффективными теплообменными устройствами для утилизации тепла солнца, грунта, грунтовых вод, водных бассейнов. Например, солнечный холодильник на твердых сорбентах (рис. 1) с системой терморегулирования на базе пародинамических термосифонов (ПДТ), в испарителе которого поддерживается температура ниже температуры окружающей среды, не нуждается в использовании электрической энергии, поскольку в нем происходит прямое преобразование тепла. Принципиальное отличие ПДТ от других термосифонов и тепловых труб заключается в том, что конденсатор конструктивно представляет собой теплообменник «труба в трубе», движущийся пар и двухфазное течение теплоносителя пространственно разделены, конденсирующаяся жидкость проталкивается из конденсатора в испаритель давлением пара, благодаря чему и ПДТ способен передавать тепловой поток в горизонтальном направлении.

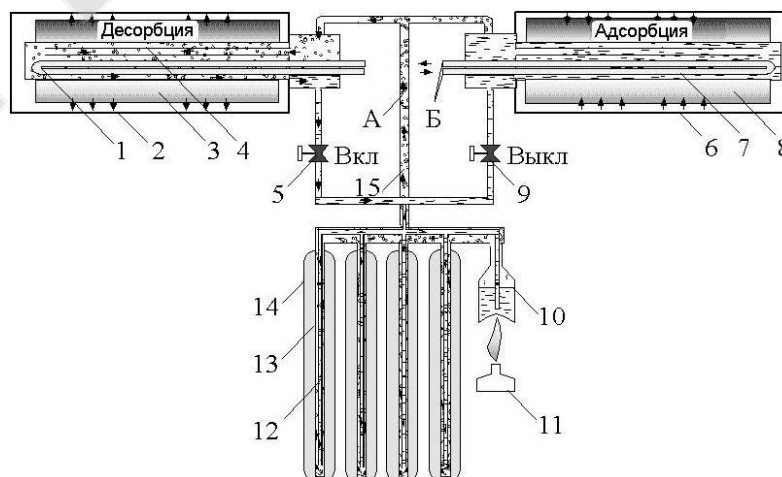


Рис. 1. Солнечный холодильник на базе ПДТ: А – двухфазная теплопередающая система (ПДТ); Б – рекуперационный контур охлаждения сорбента; 1 – теплообменник охлаждения сорбента; 2, 6 – адсорберы/десорберы; 3, 8 – сорбент; 4 – конденсатор термосифона; 5, 9 – термоэлектрические клапаны; 7 – конденсатор высокотемпературного контура; 10 – бойлер системы нагрева сорбента; 11 – газовая горелка; 12, 13 – элементы испарителя ПДТ; 14 – корпус приёмника солнечного излучения; 15 – паровой канал

Горизонтальные пародинамические термосифоны, созданные в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, благодаря оригинальной конструкции кольцевого испарителя обладают возможностью передавать тепловой поток на значительные расстояния с очень высокой однородностью распределения температуры вдоль конденсатора.

На рис. 2 представлена система терморегулирования с ПДТ, состоящая из испарителя и двух конденсаторов, которая предназначена для использования в комбинации с кондиционером воздуха на твердых сорбентах. Конденсаторы термосифона размещены вдоль оси цилиндрических адсорберов и нагревают сорбент теплом от солнечного излучения. Пародинамический термосифон обеспечивает трансформацию подводимого к испарителю постоянного теплового потока в циклически изменяющиеся тепловые потоки, которые отводятся от конденсаторов. Для эффективности термодинамического цикла большое значение имеют правильный выбор пары сорбент/сорбат, интенсивность тепло- и массообмена внутри сорбента, между сорбентом и стенкой адсорбера, удельная емкость сорбента.

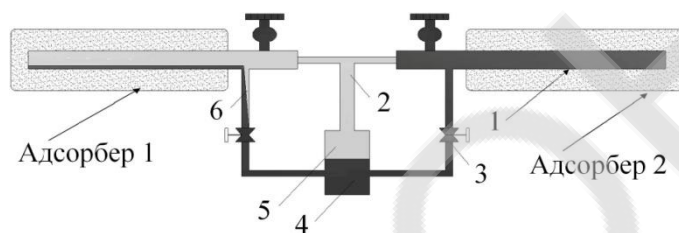


Рис. 2. Система терморегулирования кондиционера на твердых сорбентах с использованием ПДТ: 1 – конденсаторы, 2 – паровая трубка, 3 – клапаны, 4 – рабочая жидкость в испарителе, 5 – пар, 6 – жидкостная трубка

Теплообменники на базе ПДТ позволяют осуществлять интенсивный теплообмен между входящим и выходящим потоками воздуха (рис. 3а). Аппараты на базе сорбционных ТТ можно использовать в качестве нагревателя и холодильника воды, если имеется источник сбросного тепла (рис. 3б).

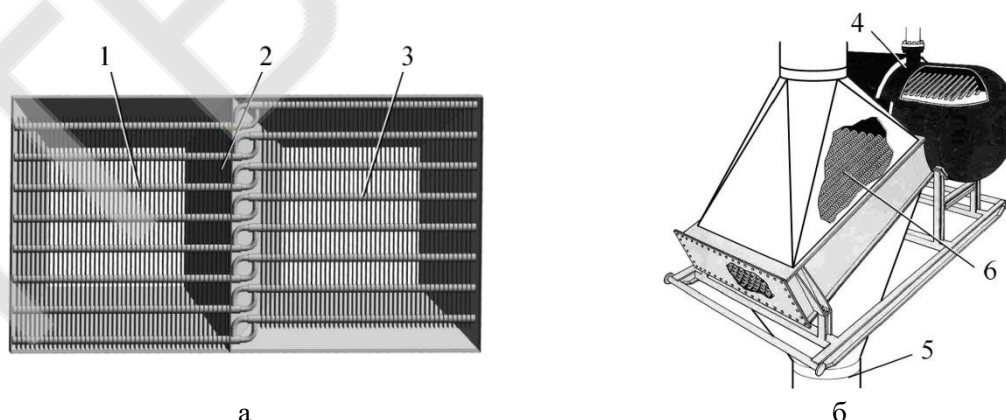


Рис. 3. Теплообменник-рекуператор на базе ПДТ (а) и система кондиционирования на ТТ – генератор горячей воды, пара и холодной воды (б): 1 – зона испарения (канал греющего воздуха), 2 – воздухонепроницаемая перегородка, 3 – зона конденсации (канал нагреваемого воздуха), 4 – горячий газ/холодный воздух, 5 – теплообменник на сорбционных тепловых трубах, 6 – горячая вода/холодная вода.

Пародинамические термосифоны могут быть оснащены объемным либо удлиненным испарителем. Устройства с протяженным испарителем целесообразно применять с рассредоточенными источниками тепла. Такие ПДТ удобно монтировать, например, для организации теплообмена в адсорберах теплового насоса или холодильника на твердых сорбентах с приводом от альтернативных источников энергии. Теплообменники на тепловых трубах и термосифонах позволяют осуществить интенсивный теплообмен между входящим и выходящим потоками воздуха, а охладитель сорбционного теплового насоса конденсирует пары воды в потоке воздуха, контролируя таким образом его влажность на выходе системы кондиционирования (рис. 4).

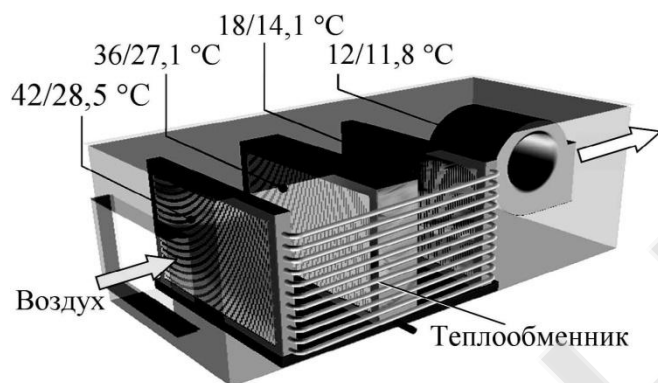


Рис. 4. Кондиционер воздуха с теплообменником-утилизатором на основе пародинамических термосифонов

Таким образом, можно заключить, что теплообменники на тепловых трубах и термосифонах позволяют эффективно утилизировать тепло возобновляемых источников энергии (солнце, грунт), а также безвозвратно теряемое в различных технологических процессах и использовать ее для поддержания комфортного микроклимата помещений (вентиляция и кондиционирование). Дополнительные возможности появляются при создании комбинированного оборудования, в котором в единую систему объединены тепловые трубы/термосифоны и аппараты для трансформации тепла (тепловые насосы, солнечные холодильники), которые позволяют экономить первичную энергию (топливо) при производстве теплоты и холода. Весьма перспективны теплотрансформаторы на твердых и жидких сорбентах. Они отличаются экологической безопасностью, универсальны по отношению к источнику энергии. Применение оригинальных тепловых труб/термосифонов и теплообменников-рекуператоров тепла на их основе позволяет создать эффективную систему терморегулирования сорберов. Внедрение в практику солнечных сорбционных холодильных систем не только снижает уровень энергозатрат, антропогенное воздействие на среду обитания, но и позволяет комплексно решать задачи тепло-/хладоснабжения и кондиционирования воздуха.

Потребителями сорбционных солнечных холодильников могут быть сельское хозяйство (молочные фермы – охлаждение молока), жилищно-коммунальный сектор (системы кондиционирования) в регионах с большим количеством солнечных дней в году.

Список информационных источников

1. Біленко Н.О., Тітлов А.С. Розробка абсорбційних холодильних агрегатів на низькопотенційних джерелах теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – 57 (1). – С. 13–25.

2. Дем'яненко Ю.І. □, Дорошенко О.В., Гоголь М.І. Система кондиціонування повітря на основі випарного охолодження і відкритого абсорбційного циклу // Холодильна техніка та технологія. – 2020. – 56 (1–2). – С. 11–18.
3. Kosoy B.V. Heat pipes, theory and practice // International Short Course on Passive Thermal Control, Antalya, Turkey, 22-24 October 2003, PTC-03.
4. L.L. Vasiliev, L.L. Vassiliev Jr., M.I. Rabetsky, L.P. Grakovich, A.S. Zhuravlyov, A.V. Shapovalov, A.V. Rodin. Long horizontal vapordynamic thermosyphons for renewable energy sources // Heat Transfer Engineering. – 2019. – 40 (3–4). – P. 258–266.
5. Vasiliev L.L., Zhuravlyov A.S. Innovative heat pipes and thermosyphons for renewable sources of energy application // Proceedings of the XVI Int. Conf., Międzyzdroje, Poland, September 2–5, 2018. – E3S Web of Conferences. – Vol. 70 (2018) – 6 p. [electronic resource]. – Free Access: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20187001018>.

УДК 504.43; 621.577.2

АВТОНОМНА СИСТЕМА ОТРИМАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗА РАХУНОК УТИЛІЗАЦІЇ НАДЛИШКОВОГО ТЕПЛА

Зур'ян О.В.¹, науковий співробітник

Ніколаєвська Н.В.¹, науковий співробітник

*¹Інститут відновлюваної енергетики НАН України, вул. Гната Хоткевича 20-а, м. Київ,
alexey_zuryan@ukr.net*

В цьому році виповнюється 200 років відкриттю термоелектричного ефекту. А саме в 1821 році Томас Зеєбек відкриває ефект появи електрики при охолодженні спаю двох різнорідних металів. У 1822 році він публікує результати своїх дослідів в статті «До питання щодо магнітної поляризації деяких металів і руд, що виникає в умовах різниці температур» та виголосив доповідь в Пруській академії наук. По суті, він відкриває термоелектричний ефект, який згодом був названий його ім'ям і приніс вченому всесвітню відомість. Майже через 13 років інший учений - Жан Шарль Пельтьє відкриває ефект, зворотний ефекту Зеєбека, який полягає в охолодженні (нагріванні) спаю металів під дією електричного струму - ефект Пельтьє [1].

В основі термоелектричної генерації лежить термоелектричний ефект, що полягає у виникненні термо-ЕРС при нагріванні контакту (спаю) двох різнорідних металів або напівпровідників (термопари). Напруга термо-ЕРС E_m прямо пропорційно коефіцієнту Зеєбека α і різниці температур ΔT між гарячою T_h і холодною T_c сторонами (спаю) термоелектричного модуля [2].

Конструкція термопари складається з різнорідних напівпровідникових термоелементів n - і p -типу, з'єднаних між собою на одному боці, інші два вільних кінця підключаються до навантаження R_n . Якщо температура місця контакту відмінна від температури вільних кінців, то по такому ланцюгу піде струм, а на навантаженні буде виділятися корисна потужність.

Перше практичне застосування напівпровідникові термоелектрогенератори типу ТГ-1 отримали на самому початку Великої Вітчизняної війни. У Радянському Союзі був створений «партизанський казанок», який отримав таку назву через форми селянського чавунця з подвійним дном, усередині якого розміщався блок напівпровідникових термопар.

У «казанок» наливали холодну воду і вішали його над багаттям, вогонь якого нагрівав його дно і разом з ним гарячі спаї термоелементів, виготовлених з антимоніду цинку і

константану. Друге дно і холодні спаї охолоджувалися холодною водою. При цьому різниця температур спаїв досягала 200-250°C, а вироблюваної таким генератором електроенергії, навіть незважаючи на порівняно низький ККД генератора, який не перевищував 1,5 ... 2,0%, було досить для забезпечення електроживленням партизанських радіостанцій. «Партизанський казанок», так само як і інший аналогічний прилад - «Партизанський чайник», розвивав електричну потужність близько 10 Вт.

У 50-ті роки в СРСР випускалися термогенератор для живлення приймачів в не електрифікованій місцевості. Гарячі спаї термогенератора нагрівалися звичайною газовою лампою, що застосовується для освітлення. Холодні спаї охолоджувалися повітряним радіатором з металевими ребрами, (рис.1).

Термоелектричне перетворення універсальне, воно допускає використання практично будь-яких джерел теплового потоку, в тому числі при малих перепадах температур, при яких застосування інших способів перетворення неможливо.

Так само, зовсім недавно практичне застосування отримали пристрої, які повинні утилізувати енергію теплових потоків при перепаді температур менше 10 К.



Рис.1. Термогенератор ТЕГК2-2 1957 р

До теперішнього часу істотним обмеженням переваг термоелектричного перетворення залишається відносно низький коефіцієнт ефективності перетворення теплового потоку в електричну енергію - від 3 до 8%. Однак, в ситуації, коли для відносно невеликих навантажень неможливо або економічно недоцільно підвести лінії електропередачі, термоелектрогенератор (ТЕГ) стає незамінним. Сфери таких застосувань вкрай різноманітні: від енергозабезпечення космічних апаратів, що знаходяться на віддалених від Сонця орбітах, для живлення обладнання газо- і нафтопроводів, морських навігаційних систем і до побутових електричних генераторних пристроїв, наприклад, в складі дров'яної печі, печі для сауни, каміна, опалювального котла, мангала або польової кухні.

Незважаючи на малий коефіцієнт корисної дії, ТЕГ доцільно застосовувати в похідних умовах, де потрібно автономно отримати електрику для зарядки мобільного телефону або живлення світлодіодної лампочки.

Для проведення дослідження, в ІВЕ НАНУ, був сконструйований термоелектричний генератор на основі шести елементів Пельтьє, (рис. 2.). Цей пристрій може конструктивно кріпитися на будь-який нагрівальний прилад (наприклад, польову кухню, мангал та інший пристрій, який під час роботи викидає в навколишнє середовище зайву теплову енергію) для отримання електричної енергії в умовах, де її отримання традиційним способом неможливо, або викликає труднощі. Конструкція яка складається з нагрівального приладу і термоелектричного генератора, створюють автономну систему отримання електричної енергії за рахунок утилізації зайвого тепла.

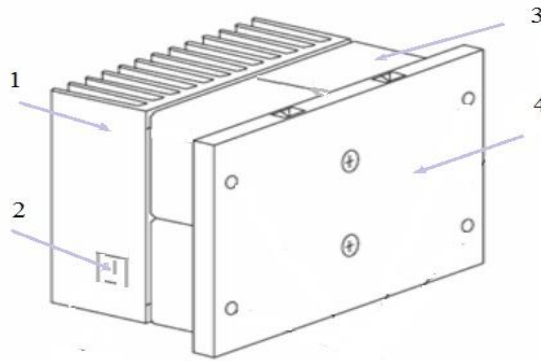


Рис. 2. Зовнішній вигляд термоелектричного генератора: 1 - охолоджуючий радіатор з вентилятором; 2 - вихід стабілізатора напруги для підключення електроприладів; 3 - термоелектричний генераторний модуль на елементах Пельтьє; 4 - металева теплорозподільна пластина

Запропонована конструкція термоелектричного генератора складається з металевої теплорозподільної пластини з боку джерела тепла, термоелектричного генераторного модуля на елементах Пельтьє і охолоджуючого радіатора з вентилятором, який відводить тепло, що проходить через модуль в навколишнє середовище і створює необхідний для роботи теплогенеруючого модуля перепад температур. Вся конструкція скріплюється разом за допомогою різьбових з'єднань. В одну збірку можуть бути встановлені кілька модулів. Енергія від декількох збірок може додаватися при відповідному підключенні. Завдяки своїй простоті конструкція має високу надійність і довговічність.

Генератор забезпечений вентилятором для примусового охолодження радіатора. При збільшенні температури на робочій поверхні, швидкість обертання вентилятора збільшується, що призводить до збільшення різниці потенціалів і захисту від перегріву. Для живлення електронних пристроїв використовується відповідний стабілізатор напруги. Схема стабілізатора напруги наведена на рис. 3

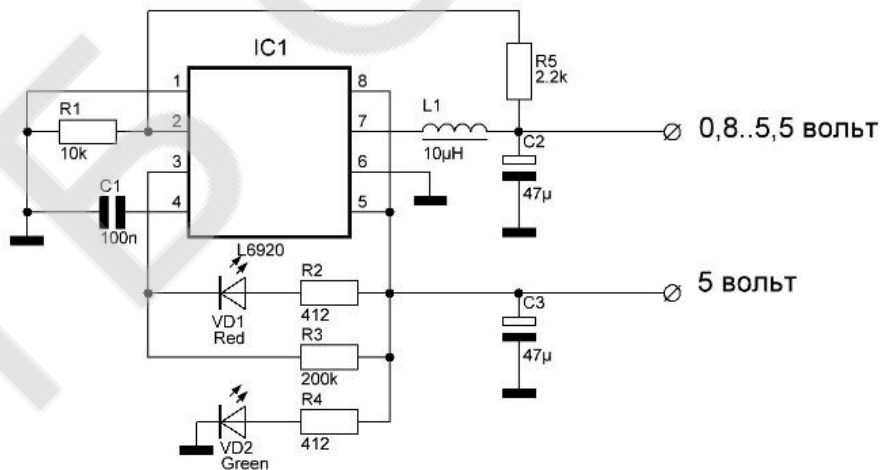


Рис. 3. Схема стабілізатора напруги термоелектричного генератора

Експлуатація термоелектричного генератора на відкритому повітрі, як правило, дає кращі результати за рахунок присутності додаткового природного обдування радіатора. [3].

Висновок:

Прогрес в області технології розробки і виробництва малопотужних електронних автономних пристроїв в значній мірі розширив можливості їх застосування.

Автономні джерела електричної енергії на основі термоелектричних генераторних модулів знайшли широке застосування в різних областях діяльності людини. Потужність, що виробляється такими генераторами, складає від одиниць міліват до одиниць кіловат і визначається в економічності вибору цього способу перетворення енергії.

Зниження потужності споживання і поява високоефективних перетворювачів напруги, початківців працювати при напрузі 30 мВ, визначили появу на ринку нового рішення для живлення малопотужних пристроїв. Це дає змогу подовжити термін служби і надійність широкого спектра автономних пристроїв, що вимагають регулярної заміни батарей живлення. Джерелом теплової енергії може бути будь-яка енергія, що отримується при спалюванні природного газу, дров, вугілля, пеллет та інш.

Список інформаційних джерел

1. Становий С. Томас Зеебек / Популярна електроніка. [Електроний ресурс]. <http://scsiexplorer.com.ua/index.php/izvesnie-ludi/zarubezhnye-umy/1921-tomas-zeebek.html>.
2. Шостаковский П. "Термоэлектрические источники альтернативного электропитания" Компоненты и Технологии, № 113, 2010, С. 131-138.
3. Рыльникова М. В. и др Оценка перспективных направлений использования термоэлектрических генераторов для выработки электроэнергии в условиях подземного рудника // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), №65, 2015, С. 73-84.



УДК621.56:622.691.6:629.114

УДОСКОНАЛЕНА АГНКС З ГАЗОГІДРАТНИМ АКУМУЛЯТОРОМ

В.В. Клименко, проф., д-р. техн. наук., М.В. Босий, викл., С.М. Якименко, доц, к.ф.-мат наук,
ЦНТУ, м. Кропивницький klymvas@ukr.net

Відомо, що автомобілі для заправки стиснутим природним газом в автомобільній газонаповнювальній компресорній станції (АГНКС) поступають суттєво нерівномірно на протязі доби: відношення максимальної кількості автомобілів в денний період до мінімальної в нічний становить ~ 7 [1]. Наразі застосування традиційної заправки автомобілів на АГНКС не дає можливості зменшити нерівномірність споживання стиснутого природного газу при заправці автомобілів в денний і нічний періоди доби, що призводить до використання обладнання завищеної продуктивності та понижує енергоефективність заправки [1].

Для вирішення цієї проблеми доцільно в АГНКС застосовувати газогідратний акумулятор (ГА), який надає можливість в нічний період накопичувати газ в газогідратному стані, а в піковий денний період їх плавити з виділенням газу при високому тиску, що дозволить підвищити кількість заправок автомобілів на проектному обладнанні АГНКС[2].

На рис. 1. наведено схемно-технологічне рішення заправки автомобілів стиснутим газом в АГНКС з ГА (АГНКС-ГА)

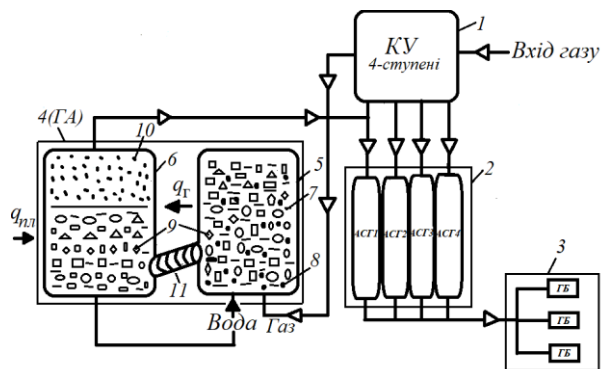


Рис. 1 – компресорна установка (КУ) – чотири ступені стискування; 2 – акумулятори стиснутого газу (АСГ1-АСГ4); 3 – газобалонна установка автомобіля (ГБУ); 4 – газогідратний акумулятор (ГА); 5 – кристалізатор утворення газогідратів; 6 – плавитель газогідратів; 7 – вода; 8 – газ; 9 – газогідрати; 10 – газ високого тиску; 11 – гвинтовий шнек (екструдер)

Рисунок 1 – Схемно-технологічне рішення заправки автомобільного транспорту стиснутим газом в АГНКС – ГА

Розглянемо роботу АГНКС - ГА при заправці газових балонів стиснутим газом на наступному прикладі. В нічний період, при меншому завантаженні АГНКС, природний газ з початковим тиском $p = 1,2$ МПа і температурою $t = 18$ °С спочатку подається в першу ступінь і компримується до тиску $p = 3,5$ МПа, охолоджується і подається в акумулятор газу АСГ-1 для заправки балонів 3 стиснутим газом або в другу ступінь, в якій газ компримується до тиску $p = 7,5$ МПа. Газ при цьому тиску охолоджується і подається в АСГ-2 для заправки балонів 3 стиснутим газом або в третю ступінь, в якій газ компримується до тиску $p = 15$ МПа. Стиснутий газ при цьому тиску охолоджується і подається в АСГ-3 для заправки балонів 3 стиснутим газом або в четверту ступінь, в якій газ компримується до тиску $p = 25$ МПа. Надлишкова частина газу, що не використовується в цей період для заправки балонів 3, надходить в кристалізатор 5, де при контакті з водою утворюються газогідрати при тиску $p = 7,5$ МПа і температурі $t = 16$ °С, а теплота гідратоутворення q_T відводиться холодильною машиною (ХМ), яку на схемі не показано.

Утворені газогідрати накопичують та зберігають в кристалізаторі 5, або в окремій ємності, яка на рис. 1 не показана. При збільшенні завантаження АГНКС в піковий період, накопичені газогідрати подають за допомогою гвинтового шнекового (екструдера) 11 до плавителя газогідратів 6, в якому здійснюється підігрівання і плавлення газогідратів при температурі $t = 22$ °С і тиску $p = 25$ МПа з виділенням газу і води шляхом підведення теплоти $q_{пл}$ від охолодження газу після ступенів компресорного стиснення. Виділена вода подається в кристалізатор 5 на повторне гідратоутворення, а отриманий газ при тиску $p = 25$ МПа направляють в акумулятор газу АСГ-4, з якого здійснюється остаточне наповнення газових балонів 3 стиснутим природним газом.

Плавити газогідрати в плавителі 6 можливо і при тиску $p = 30-35$ МПа та отримувати стиснутий газ при цьому тиску, але при плавленні газогідратів необхідно буде підтримувати більш високу температуру $t = 26-28$ °С. Такий режим роботи АГНКС-ГА дозволить без застосування додаткового компресорного обладнання заправляти пересувні автомобільні газові заправники (ПАГЗ), в яких оптимальні значення максимального тиску знаходяться в межах 32-35 МПа [1,3].

В роботі [1] коефіцієнт корисної дії заправки балонів 3 через ємність-акумулятор 2 газу $\eta_{запр}$ визначають як відношення мінімальної роботи L_{min} на стиск газу для заповнення балонів за наявності холодильника, що підтримує постійною температуру газу до затраченої роботи $L_{затр}$. Але у випадку застосування ГА при визначенні $L_{затр}$ потрібно враховувати затрати енергії в холодильній машині, яка забезпечує необхідні умови для утворення та накопичення газогідратів, що не дозволяє використовувати вираз (1) для розрахунку коефіцієнта корисної дії заправки балонів

АГНКС-ГА. Тому нами для розрахунків $\eta_{\text{запр}}^{\text{га}}$ – коефіцієнта корисної дії заправки балонів через емність-акумулятор газу із застосуванням ГА, пропонується такий вираз:

$$\eta_{\text{запр}}^{\text{га}} = e_{\text{пр.г.}}^{\text{ст}} / (l_{\text{к}}^{\text{к.ст}} + l_{\text{г}}^{\text{ст}}), \quad (2)$$

де $e_{\text{пр.г.}}^{\text{ст}}$ – питома ексергія стиснутого газу в балоні при середніх значеннях робочих

термодинамічних параметрів, кДж/кг;

$l_{\text{к}}^{\text{к.ст}} = l_{\text{к1}}^{\text{к.ст}} + l_{\text{к2}}^{\text{к.ст}}$ – питома робота на компримування газу в 1-й і 2-й ступенях компресорного стискування, кДж/кг;

$l_{\text{г}}^{\text{ст}} = l_{\text{хм}}$ – питома робота газогідратного стискування природного газу, що дорівнює питомій роботі холодильної машини $l_{\text{хм}}$, кДж/кг.

Енергоефективність заправки автомобільного транспорту стиснутим природним газом при використанні газогідратного акумулятора визначалася для умов наведеного вище прикладу роботи АГНКС-ГА за величиною коефіцієнта $\eta_{\text{запр}}^{\text{га}}$. Для порівняння при цих же умовах визначалася і

енергоефективність заправки в традиційній АГНКС за величиною коефіцієнта $\eta_{\text{запр}}$. Коефіцієнти $\eta_{\text{запр}}$ і $\eta_{\text{запр}}^{\text{га}}$ визначалися згідно методик, наведених в роботах [1, 2, 4].

Виконані розрахунки показують, що $\eta_{\text{запр}}^{\text{га}} = 0,47$, а $\eta_{\text{запр}} = 0,41$, тобто енергоефективність заправки

автомобільного транспорту в АГНКС-ГА на 6% вища, ніж в традиційній АГНКС. Отже використання ГА дозволяє не тільки підвищити ефективність використання обладнання АГНКС в умовах роботи при нерівномірній добовій заправці автомобільного транспорту, а і підвищити енергоефективність заправки автомобільного транспорту.

Список інформаційних джерел

1. Грудз В.Я., Грудз Я.В., Костів В.В., Михалків В.Б. Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС): монографія / Грудз В.Я, Грудз Я.В., Костів В.В., Михалків В.Б. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2014. 320 с.
2. Босий М.В., Клименко В.В., Магопєць С.О., Гарасьова Н.Ю., Овчаренко А.О. Підвищення ефективності автомобільної газонаповнювальної компресорної станції шляхом застосування газогідратного акумулятора. Refrigeration Engineering and Technology, 2021. №57(1). С. 45-54. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1978>
3. Гавриш В.І. Оцінка ефективності застосування автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій у сільськогосподарському виробництві // Вісник аграрної науки Причорномор'я, 2006. Вип. № 4. С. 66-71.
4. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика, М.: Издательский дом МЭИ, 2016. 496 с.

МОРОЗИЛЬНИКИ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ВАКЦИН И КЛЕТОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ДИАПАЗОНЕ ТЕМПЕРАТУР ОТ -90°C ПРИ +32°C

*Мостицкий А.В., Баклан О.В., Литвиненко М.П., Кокул С.В., младший научный сотрудник ООО
«НПО «ДНИПРО - МТО»»
Киев, 03164, Украина, office@dnipro-mto.com.ua*

1. Введение

Эта статья посвящена исследованию и разработке высокоэффективных морозильных камер небольшого объема на основе одноступенчатого дроссельного цикла Джоуля-Томпсона с использованием газовых смесей в качестве хладагента. В статье представлены критерии выбора качественного состава смесей, результаты расчета количественного состава смесей и результаты экспериментальных исследований дроссельного цикла для различных составов смесей. Гидравлические схемы морозильных камер показаны для диапазонов температур -90 ... -100°C. Рассмотрены их отличия и особенности. Выявлены и изучены ключевые факторы, влияющие на эффективность и надежность работы морозильника. Представлены способы оптимизации воздействия ключевых факторов на разработку промышленных образцов. Приведены основные технические характеристики морозильников новой разработки. Морозильные камеры экономичны, энергоэффективны, экологичны и очень надежны.

2. Определение состава смесового хладагента.

Определение количественного состава многокомпонентной смеси состояло из теоретического и практического метода.

Для теоретического определения удельной холодопроизводительности цикла на различных составах смеси использовалось программное обеспечение РЕФПРОП [4].

В качестве смесового хладагента использовались экологически безопасные компоненты, а именно углеводороды (изобутан, пропан, этан, этилен, метан) и инертные газы (аргон, ксенон и азот)

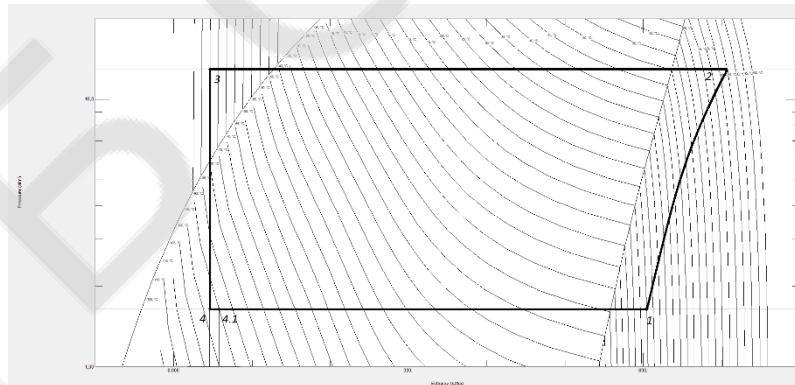


Рис. 1 lgP-h диаграмма с холодильным циклом

Где процессы:

- 1-2 сжатие в компрессоре;
 - 2-3 конденсация и переохлаждение хладагента;
 - 3-4 расширение хладагента;
 - 4-4.1 удельная холодопроизводительность;
 - 4.1-1 полезный перегрев в теплообменнике.
- 2.Расчетно – экспериментальные исследования

Морозильники с температурным режимом -90 -100С.

В программе Refprop 9.1 предварительно компонуем смесь углеводородов для морозильников -90°C -100°C.

Смесь 1. По теоретическим расчетам получили большую удельную холодопроизводительность цикла, но при этом давление нагнетания составляет около 3,0 МПа.

Увеличиваем долю «тяжелых» компонентов.

При смеси 2 по теоретическим расчетам получена достаточно высокая удельная холодопроизводительность цикла при сниженном давлении нагнетания до 2,0 МПа.

На практике при данной смеси получили высокие давления нагнетания, что может привести к высоким температурам компрессора и повышенному выбросу масла в холодильный контур, что, в свою очередь, сказывается на времени выхода на режим, недорекуперации и увеличению КРВ**.

Последующее увеличение доли «тяжелых компонентов» в смеси позволило снизить давление нагнетания менее 1,5 МПа при приемлемой удельной холодопроизводительности цикла. В итоге был выбран компромисс между не высоким давлением нагнетания и удельной холодопроизводительностью и принята за основу смесь 3.

Данная смесь оказалась оптимальной, давление нагнетания не превышает 1,4 МПа, температура компрессора 65°C. При данных давлениях снижается выброс масла в холодильный контур. Время выхода на режим снизилось до 1-1,5 часов.

КРВ** снизился до 0,3-0,5.

* Время выхода на режим - при достижении температуры -90°C-100°C на контроллере морозильника начало времени работы морозильника в режиме циклирования.

**Коэффициент рабочего времени:

$$\text{к. р. в.} = \frac{t_{\text{выкл4}} - t_{\text{вкл4}}}{t_{\text{выкл5}} - t_{\text{выкл4}}}$$

Необходимо отметить, что использование современного программного оборудования не обеспечивает достаточную точность расчет циклов на принятых составах смесей и требуется проведение экспериментальных исследований.

3. Экспериментальные исследования дроссельного цикла.

Полученные расчетным путем характеристики цикла проверялись и подтверждались на калориметрических стендах, схематическое изображение которых приведены на рисунке №2.1

Калориметрический стенд, для проверки характеристик смеси на -90-100С.

Данные испытаний смесей на калориметрическом стенде для температур -90 -100С занесены в таблицу 1.

Представленная схема морозильников на температуру от -90°C до -100°C без использования маслоотделителей-сепараторов\

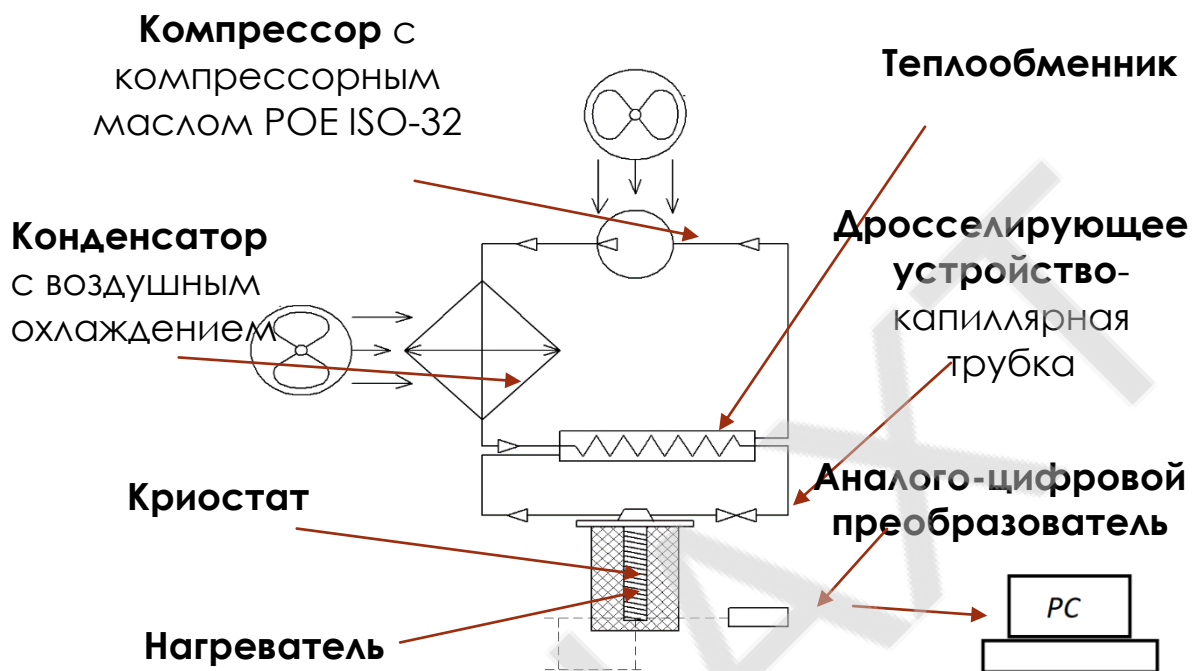


Рис. 2 Калориметрический стенд для морозильников -90-100°C

Таблица 1.

Обозначение для многокомпонентного хладагента	Давление всасывания на входе в компрессор, МПа	Давление нагнетания на выходе из компрессора, МПа	Минимальная температура испарителя во время испытания, К	Потребляемая мощность компрессора при минимальной температуре, W
Смесь 1	0,154	2,83	180	860
Смесь 2	0,158	1,62	184	660
Смесь 3	0,170	1,37	183	500

За счет отсутствия маслоотделителя-сепаратора более тяжелая фракция хладагента с маслом, не уходит обратно в компрессор, а циркулирует вместе с хладагентом по холодильной системе. Таким образом состав смеси, полученный расчетным путем, циркулирует в контуре охлаждения. Схема морозильников на температуру -90°C использует углеводородную смесь, в которой масло растворяется в хладагенте и не замазывает холодильный контур, и не замерзает.

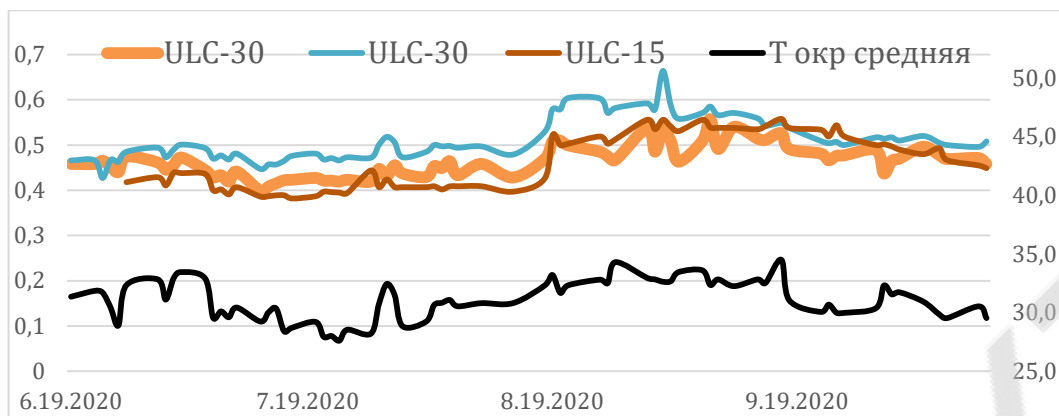
Для моделей -90 -100С в ходе исследований при температуре +32°C, была проведена работа по оптимизации длины капилляра холодильного агрегата с учетом снижения давления нагнетания и снижению температуры конца сжатия в компрессоре.

Одновременно за счет установки дополнительного вентилятора в машинном отделении позволило снизить температуру компрессора в нерабочем состоянии холодильного цикла.

В результате выполненных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ были изготовлены опытные образцы низкотемпературных морозильников с регулируемой температурой от -90°C до -100°C.

4. Результаты испытаний прототипов

Технические характеристики морозильников с температурой -90 -100С



*Рис. 3 КРВ Морозильников с рабочей температурой -90 серии ULC 15; ULC-30.
КРВ морозильников серии ULC -15, ULC-30 при температуре окружающей среды +32°C.*

5. Вывод

Проведены теоретические и практические исследования по выбору многокомпонентных смесей для эффективного использования в морозильных камерах с диапазоном рабочих температур от -90 до -150. Полученная смесь №3 обеспечивает холодопроизводительность для конкретного цикла при рабочей температуре -90 °С и температуре окружающей среды + 32 °С.

Список информационных источников:

- 1.Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е.И. Теория и расчет криогенных систем, 1978 г.
- 2.Мостицкий А., Баклан О., Литвиненко М., Методы усовершенствования портативных криогенных систем до диапазона температур 85 К., 14-я Международная конференция CRYOGENIC 2017 IIR, Дрезден, Германия, 15-19 мая 2017 г
- 3.Свентославский В.В. Азеотропия и полиазеотропия. Химия, Москва, 1968г.
- 4,Программа расчетов: Refprop 9.1 NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties

УДК 621.51

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СОПЛА АКТИВНОГО ПОТОКУ РІДИННО-ПАРОВОГО СТРУМИННОГО АПАРАТУ

Шарапов С. О., Гусев Д. М., аспірант, СумДУ, м. Суми, d.husiev@kttf.sumdu.edu.ua

У наш час у різних галузях промисловості й техніки все більш широкого використання набувають технологічні процеси із застосуванням вакууму. Так, у металургії це дугове та індукційне вакуумне плавлення, позапічне вакуумне оброблення та розливання рідкої сталі, вакуумне термічне оброблення, рафінування металів і сплавів у твердому стані, в харчовій промисловості – дезодорація рослинних олій, згущення молока методом випарювання до певного вмісту сухих речовин та ін. Застосування вакууму дає можливість значно покращити якість отриманих кінцевих продуктів за рахунок зменшення у них вмісту шкідливих домішок унаслідок запобігання взаємодії технологічних систем із повітрям і збільшення ступеня повноти протікання процесів, а також відкриває широкі перспективи розроблення нових, більш досконалих

технологічних процесів та отримання кінцевих продуктів, які неможливо здійснити в умовах атмосферного тиску.

Здебільшого вакуум одержують за рахунок енергії робочого струменя потоку. До таких апаратів належать агрегати, до складу яких входять пароструминні ежектори. Основним їх недоліком є багатоступеневий процес стиснення, що призводить до зниження рівня загальної ефективності

(ККД = 2–10%). Якщо підвищувати рівень тисків в одному ступені, то збільшуються втрати «на удар» при змішуванні надкритичного активного та докритичного пасивного потоків.

Досить перспективним, з такої точки зору, є застосування рідинно-парового ежектору, який працює за принципом струминної термокомпресії. Його основною перевагою є те, що розширення робочої рідини активного потоку відбувається від нижньої пограничної кривої, тобто є докритичним, що мінімізує втрати енергії при закипанні та значно підвищує ефективність апарату в цілому (ККД = 45–55%). Досягнення такої ефективності залежить від геометричної форми дифузornoї частини сопла активного потоку.

Нами розглянуто такі форми дифузornoї частини робочого сопла: логарифмічна форма, параболічна форма, еліптична форма та форма, та сопло зі стінками розрахованими по формулі Вітошинського.

Програмне забезпечення Ansys CFX використовується для моделювання потоку сопла. Стандартна система рівнянь Нав'є–Стокса прийнята як математична модель. Модель $k-\epsilon$ використовується для моделювання турбулентності. Це спільне рішення рівнянь Нав'є–Стокса для середніх за часом складових змінних та додаткових рівнянь для визначення складових пульсацій:

- рівняння безперервності (збереження маси);
- рівняння руху (збереження імпульсу);
- рівняння перенесення турбулентної кінетичної енергії;
- розсіювання рівняння турбулентної кінетичної енергії.

В результаті числового моделювання одержали наступні результати:

- Параболічна форма є найбільш сприятливою, оскільки завершення процесу пароутворення відбувається на оптимальній відстані від горловини сопла, а на виході утворюється потік пари з необхідним значенням тиску для кожного режиму. Значення швидкості при 380–400 м/с з оптимальною масовою часткою пари в діапазоні 0,45–0,48 кг/кг.
- Профілювання дифузора сопла підвищує ефективність поточного процесу. Це доводить збільшення коефіцієнта швидкості від значення 0,92–0,97 сопла з прямими стінками до значення 0,95–0,98 для сопла з параболічним дифузором.

УДК 621.565.2.4:4

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС ПРИРОДНОЇ ТА ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ У ВОДІ В ОБЛАСТІ ІНВЕРСІЇ ГУСТИНИ

Р.В. Грищенко, канд. тех. наук, доц. каф. ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ, м. Київ, rgryshchenko@gmail.com

О.Ю. Пилипенко, канд. тех. наук, доц. каф. ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ, м. Київ

А.В. Форсюк, канд. тех. наук, проф. каф. ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ, м. Київ

На сьогоднішній день більшість досліджень присвячених змішаній конвекції – про локальну ламінарну змішану конвекцію, з яких, в свою чергу, більшість - про супутні та протилежні потоки, що прилягають до вертикальної поверхні. Відповідно, основний метод узагальнення дослідних результатів сформований до особливостей ламінарної змішаної конвекції. Так, густина води в діапазоні температур 0°C...4°C збільшується зі збільшенням температури до її максимальної густини при 4°C на відміну від звичайної зміни густини рідин, яка зменшується з температурою. Ця своєрідна зміна густини є причиною складного механізму конвективного перенесення під час вільного та змішано-конвективного руху [1, с. 35-40].

Аналізуючи методи представлення результатів для співвідношення інтенсивності процесів перенесення під час змішаної конвекції, кореляції у формі суперпозиції $Nu_n(z) = Nu_0n(z) + Nu_\infty n(z)$ виявились надзвичайно успішними у співвідношенні швидкості перенесення [2,3].

Для осереднених значень інтенсивності теплообміну під час ламінарної змішаної конвекції на вертикальних та горизонтальних плоских поверхнях використано форму залежності $Nu_{mn} = Nu_F n \pm Nu_N n$ [4]. Відомо, що n приймає значення 2, 3 і 4 ($n = 3$ для рівномірного теплового потоку). Рекомендовано $n = 4$ для локальних ламінарних кореляцій у горизонтальній та вертикальній орієнтаціях за ізотермічної стінки, а знак (+) відповідає супутним потокам, знак (-) – протилежним.

Однак, в літературі [4] для випадку турбулентної конвекції не визначено жодного випадку, коли середній (не локальний) природний конвективний компонент мав би знак (-), та запропоновано форму підсумовування з точки зору вектор-простору (vector-space) ℓ_p -нормованої функції (ℓ_p -norm function) природного та вимушеного конвекційних компонентів $\|Nu_F, Nu_N\|_p = (\|Nu_F\|_p + \|Nu_N\|_p) / p$. Очевидно, це рівняння має сенс лише якщо вимушена та природна конвекція характеризуються однакою лінійним масштабом (характерним лінійним розміром). Якщо лінійні масштаби не співпадають, останнє рівняння набуває вигляду для вертикальних поверхонь $am = \lambda \|Nu_F / LF, Nu_V / LV\|_p$. Слід зазначити, що під час експериментального дослідження змішаної конвекції повітря на плоскій прямокутній поверхні, турбулентна змішана конвекція обмежена ℓ_4 -norm і ℓ_2 -norm конвективних компонентів залежно від орієнтації поверхні та співвідношення складових $(|\alpha_F| + 4 + |\alpha_N| + 4)^{1/4} \leq am \leq (|\alpha_F| + 2 + |\alpha_N| + 2)^{1/2}$, (для вертикальної конвекції рівняння набуває складної форми, близької до порядку ℓ_4 -norm). Водночас, при цьому рівняння перестає бути безрозмірним та, відповідно, втрачає фізичний сенс подібності.

Враховуючі невизначеність значення показника степеню n , вибір залежностей для розрахунку теплообміну в обмеженій порожнині для вільноконвективного та вимушеного режимів конвекції в умовах невизначеності режимів течії є вкрай складною методичною задачею.

Для реалізації задачі обраний метод статистичного аналізу результатів досліджень (регресійного аналізу). Розроблено ряд безрозмірних систем, після чого, з використанням методів регресійного аналізу результати експериментального дослідження апроксимують у відповідних системах. Критерієм вірогідності обирається коефіцієнт детермінації.

Всі розглянуті системи безрозмірних комплексів забезпечили високі показники вірогідності (коефіцієнт детермінації $R^2 > 98,5\%$). Це означає, що запропоновані системи більш ніж на 98,5% визначають функціональну залежність між числами подібності, що складають відповідні системи. Згідно шкали (співвідношення) Чеддока, це свідчить про надзвичайно тісний зв'язок між ними.

Однак, аналіз методик розрахунку теплообміну під час турбулентного руху рідини свідчить, що практично всі розрахунки за залежностями у вигляді степеневих функцій достовірні лише у достатньо вільному діапазоні зміни визначальних параметрів процесів.

Для розроблення загального вигляду апроксимаційного рівняння застосовано принцип Ле Шательє-Брауна. Для опису залежності коефіцієнта тепловіддачі в області переважаючої дії природної конвекції введено коефіцієнт ϕ , що враховує гальмування збурень, викликаних вимушеною конвекцією. Статистичний аналіз експериментальних результатів з використанням Квазі-Ньютонівської процедури дозволило апроксимувати дослідні дані з $R^2 > 99,35\%$ та отримати наступні значення сталих в рівнянні: $C_1 = 30,68$; $C_2 = -1,07$; $C_3 = 0,03$; $C_4 = 4,36$; $C_5 = -7,27$. Результуюча апроксимаційна залежність матиме вигляд

$$Nu = C_1 Ra^{C_2} [1 + C_3 Re^{C_4} (1 - \exp(C_5 Re))]. \quad (1)$$

На рис. 1 наведено порівняння розрахованих за (1) та експериментальних значень інтенсивності тепловіддачі.

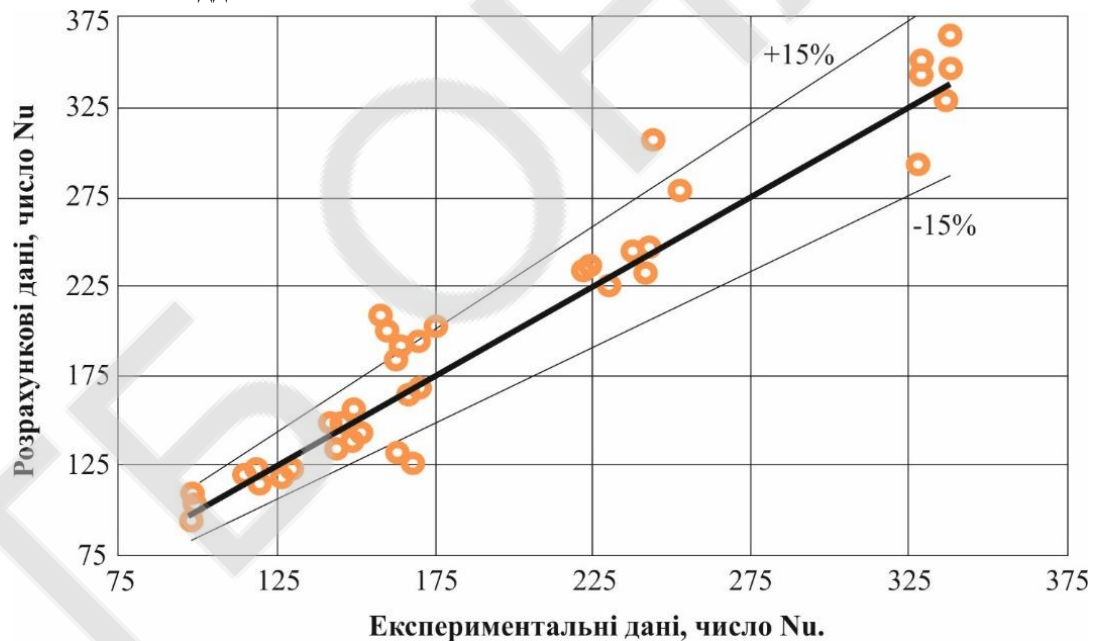


Рис. 1. Графік з стат. обробки даних

Можна зробити висновок, що отримані розрахункові залежності можливо застосовувати при розрахунках природної та змішаної конвекції в області інверсії густин води для визначення інтенсивності теплообміну під час змішаної турбулентної та перехідної конвекції у замкненій порожнині.

Список використаної літератури:

1. Р.В. Грищенко Динаміка танення льоду в елементах акумуляторів енергії, систем охолодження та кондиціонування повітря: дис. кандидата тех. наук : 15.14.06 / Грищенко Роман Володимирович. – К., 2021. – 170 с.

2. Mohamed E. Ali, Hany Al-Ansary. Experimental Investigations on Natural Convection Heat Transfer Around Horizontal Triangular Ducts. Heat Transfer Engineering. 2010. V. 31(5). P. 350–361.

3. S. W. Churchill and R. Usagi. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. AIChE Journal. 1972. 18(6). P.1121–1128.

4. Aubrey G. Jaffer. Turbulent Mixed Convection from an Isothermal Plate. <http://people.csail.mit.edu/jaffer/convect>. 16 p.

УДК: 621.578, 621.5.09

ПОТЕНЦІАЛ ОТРИМАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

*Голуб О.В., аспірант кафедри ТЕХТ, Пилипенко О. Ю., доцент кафедри ТЕХТ, НУХТ, м. Київ,
alex1@i.ua*

Сучасні побутові та комерційні холодильні установки мають достатньо високі рівні енергоефективності, при цьому маючи необоротні втрати. Наприклад, теплота конденсації – компресор витрачає роботу на стиснення, а відповідно і нагрів холодоагенту. Вентилятори конденсаторів витрачають енергію на відвід теплоти конденсації в навколишнє середовище. В побутових холодильниках конденсатори повинні мати більшу площу теплообміну, а відповідно і металоємність, щоб забезпечити відвід теплоти конденсації без примусової циркуляції повітря. З іншого боку, пари холодильного агента після випарника ще мають низьку температуру і можуть відводити теплоту від навколишнього середовища. На нашу думку, цю різницю потенціалів можливо використовувати для виробітку електроенергії за допомогою термоелектричних перетворювачів.

Задля аналізу можливості та потенціалу виробництва електроенергії термоелектричними модулями проаналізовано варіанти роботи побутової холодильної установки оснащеної теплообмінником на базі таких модулів. Принципова схема модернізованої установки зображено на рис. 1.

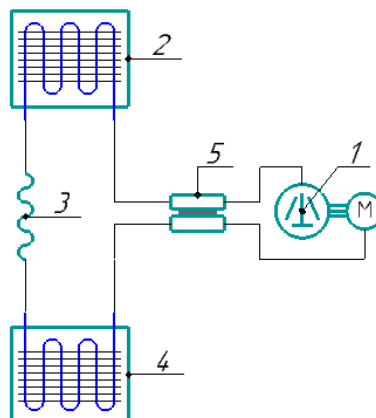


Рис. 1 – Гідравлічна схема побутового холодильника:

1 – компресор, 2 – конденсатор, 3 – капілярна трубка, 4 – випарник, 5 – теплообмінник з термоелектричним модулем.

Передбачається використання теплообмінника 5 (рис. 1) який являє собою два плоских трубопроводи виконаних з міді, в які заведені мідні патрубки холодоагенту. Між плоскими відрізками трубопроводу через термопасту розміщені термоелектричні модулі (ТЕМ). Встановивши ТЕМ між нагнітальним і всмоктувальним трубопроводами в теплообмінник (рис. 1) теоретично є можливим досягти різниці температур в межах крайніх робочих значень конкретної холодильної установки, а саме різниці між температурою кипіння та температурою кінця стиснення холодительного агента.

Для розрахунків використано робочі параметри холодильної установки згідно стандартів ASHRAE [1]. Так температура кипіння холодительного агента становила $t_0 = -23,3$ °С, температура конденсації $t_{\text{кд}} = 55$ °С. Однак, на відміну від стандарту ASHRAE прийнято корисний перегрів на рівні 3,3 К, переохолодження рідкої холодоагенту у конденсаторі 2,0 К. Перегрів що виникає при проходженні теплообмінника 5 (рис. 1) приймався в діапазоні від 0 до 30 К з кроком в 5 К. Також проведено розрахунок за додаткового перегріву 0 К, прийнято припущення про роботу теплообмінника 5 (рис. 1) у частково затопленому стані. Розрахункова холодопродуктивність випарника холодительної машини прийнята 150 Вт. Аналіз проведено для холодоагентів R134a, R507a, R290 та R600a, які були обрані через широке розповсюдження в побутовому та промисловому секторі холодительних машин.

За прийнятими параметрами для кожного холодительного агента було побудовано по 7 циклів (по одному для кожного додаткового перегріву).

За даними кожного з циклів визначено:

- індикаторні ККД циклу;
- реальні ентальпії та температури кінця стиснення холодоагенту після компресору;
- споживану компресором потужність з врахуванням механічних та електричних втрат (рис. 2);
- температуру парів холодительного агента після теплообмінника 5 (рис. 1) перед конденсатором з теплового балансу теплообмінника.

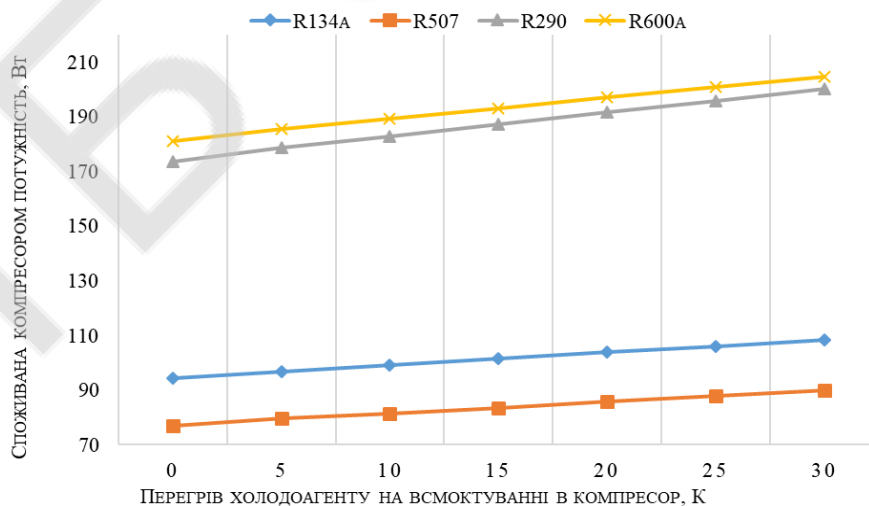


Рис. 2 – Зміна споживання електричної потужності компресором

Для розрахунку максимально можливої виробленої електричної потужності одним ТЕМ, прийнято модуль з 127 парами напівпровідників з Телуриду Вісмуту, охолоджуючого типу (ТЕС1-127-06). Максимальна температура «гарячої» сторони модуля складає 135 °С [2], що є рівним максимально допустимій температурі нагнітання будь-якої холодительної установки. Окрім того, зазначені модулі мають нижчу вартість та більше розповсюдження за генераторні ТЕМ.

Розрахунки показали, що для обраної схеми холодильної установки максимальний перепад температур на ТЕМ складає 121,63 К для R507a, 120,26 К для R134a, 116 К для R290, 111,13 К для R600a.

За даними [3] коефіцієнт Зеєбека для напівпровідника Телурид Вісмуту складає $\alpha = 460$ мВ/К.

Виходячи з розрахованих температурних напорів на теплообміннику 5 (рис. 1) та коефіцієнту Зеєбеку визначено електрорушійну силу одного ТЕМ для кожного з холодильних агентів (рис. 3). З технічних характеристик, наведених виробником ТЕМ [2], шляхом інтерполяції визначено опір при перепаді температур кожного розглянутого випадку. За розрахованими значеннями опору та електрорушійної сили, визначено максимальну генеровану потужність, за умови що опір навантаження дорівнює опору модуля (рис. 4).

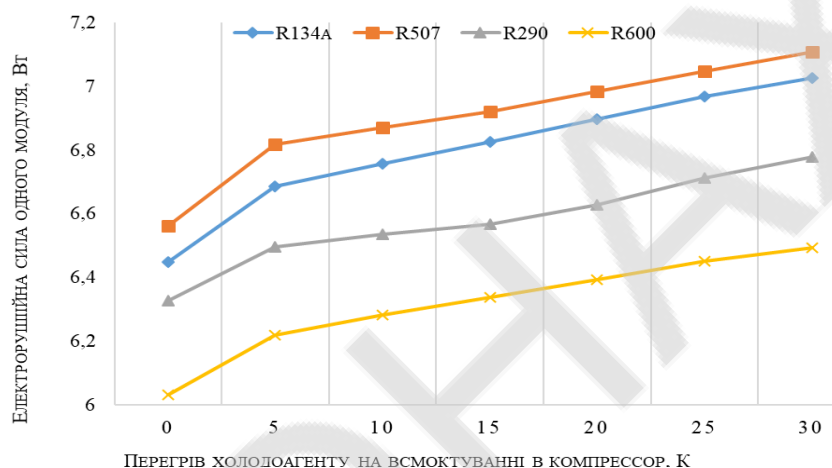


Рис. 3 – Електрорушійна сила одного ТЕМ.

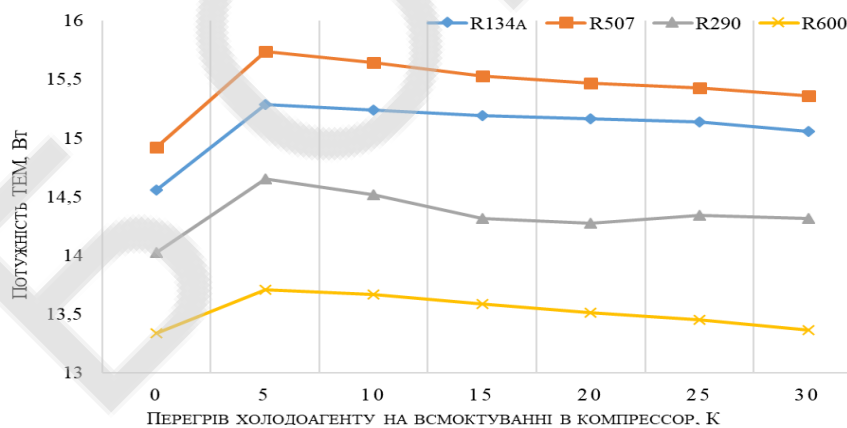


Рис. 4 – Зміна максимальної генерованої потужності одного ТЕМ

Як видно з графіку на рис. 2 найменший приріст навантаження на компресор забезпечують синтетичні холодоагенти (R134a, R507a), на відміну від природніх (R290, R600a).

При зростанні перегріву зростає й перепад температур між температурою на вході в теплообмінник з випарника та з компресора, відповідно, зростає генерована електрорушійна сила одним ТЕМ (рис. 3).

При збільшенні перегріву, зростає температура на всмоктуванні в компресор, відповідно, і температура нагнітання. Проте за властивостями ТЕМ при зростанні температури «гарячої» сторони росте й його опір, як наслідок, генерована потужність ТЕМ знижується (рис. 4).

Аналіз рис. 2 та рис. 4 показує недоцільність створення значних перегрівів на всмоктуванні до компресора за рахунок теплообмінника 5 (рис. 1), а найбільш оптимальним значенням перегріву є

5 К. Окрім того, синтетичні холодоагенти (R134a, R507a) у порівнянні з природніми (R600a, R290) мають вищий потенціал з виробітку електроенергії.

Використовуючи достатню кількість ТЕМ та з'єднуючи їх паралельно або послідовно є можливим одержувати достатню кількість енергії для компенсації додатково витраченої роботи компресором та для її генерації на потреби різноманітних споживачів що підвищують клас енергоефективності холодильної системи.

Список інформаційних джерел:

1. 2018 ASHRAE handbook – Refrigeration(SI) Режим доступу: <https://pdfcoffee.com/qdownload/2018-ashrae-handbook-refrigeration-sipdf-pdf-free.html>
2. Элемент Пельтье TEC1-12706. Характеристики, применение, условия эксплуатации. Режим доступу: <http://mypractic.ru/element-pelte-tec1-12706-xarakteristiki-primenenie-usloviya-ekspluatacii.html>
3. Термоэлектрические материалы на основе теллурида висмута Bi_2Te_3 // Научно-техническая фирма «АДВ-Инжиниринг». Режим доступу: www.adv-engineering.ru/pro/telvism-text-page.html

УДК: 641.528.6

ПОРІВНЯННЯ АНАЛІТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТКИ ВИМОРОЖЕНОЇ ВОЛОГИ

*Потанов В.О., д.т.н., Мольський О.С., аспірант, Смілик М. М., аспірант,
Державний біотехнологічний університет м. Харків, potapov@bigmir.net*

Сьогодні у зв'язку з прискореним ритмом життя населення на світовому продовольчому ринку все більше підвищується попит на заморожені харчові продукти. Незважаючи на істотні техніко-технологічні можливості холодильної обробки, при заморожуванні необоротно відбувається ряд небажаних змін, викликаних необоротними біохімічними процесами, які супроводжують фазові переходи при заморожуванні-розморожуванні. Для вдосконалення процесів холодильної обробки необхідно знати їх динаміку цих процесів. Проблема моделювання цих процесів для біологічної сировини викликана труднощами аналітичного опису цих процесів. Це обумовлено гетерогенністю харчової сировини за складом, фізично-хімічними характеристиками, функціонально-технологічними властивостями, які залежать від також від умов їх заготівлі, вирощування та попередньої підготовки.

Багаторічні дослідження процесів заморожування і розморожування харчової сировини показують необхідність уточнення методів теоретичного моделювання теплофізичних властивостей харчових продуктів, які обумовлюють характер і швидкість протікання в них процесів нагріву або охолодження. Цим дослідженням присвячений ряд класичних і нових досліджень робіт [1;2;3].

Як відомо, у всіх математичних моделях, що описують процеси з фазовим переходом при заморожуванні-розморожуванні, входить частка вимороженої вологи $\omega(t)$. У теплофізичних розрахунках процесів холодильної обробки найчастіше для розрахунку кількості вимороженої вологи використовують модель, засновану на рівнянні Рауля, яка описує процес заморожування

харчових продуктів як процес кристалізації істинного розчину з порівняно невеликою молекулярною концентрацією, що містить солі, білки та інші компоненти

$$\omega(t) = A \cdot \left(1 - \frac{t_{кр}}{t}\right), \quad (1)$$

де $\omega(t)$ - відносна частка вимороженої вологи; t поточна температура; $t_{кр}$ - кріоскопічна температура; A - коефіцієнт, що враховує частку пов'язаної (незамерзаючої) вологи.

Недоліком цього рівняння є те, що воно описує експериментальні дані щодо кількості вимороженої вологи тільки на початковому етапі заморожування, що пояснюється наближенням, закладеним в законі Рауля, який виконується для ідеальних розчинів при невеликих концентраціях розчинених речовин, тобто поблизу кріоскопічної температури. Тому для розрахунку кількості вимороженої вологи в широкому діапазоні температур використовуються емпіричне рівняння Г.Б. Чижова [2]

$$\omega(t) = \frac{B}{1 + \frac{C}{\ln(t + 1 - t_{кр})}}, \quad (2)$$

де B, C - емпіричні коефіцієнти, що залежать від виду харчового продукту.

Слід зазначити, що рівняння (1) має один коефіцієнт A , якому приписується, але теоретично не обґрунтовується, фізичний зміст. У рівняння (2) входять два повністю емпіричних коефіцієнта, які забезпечують більшу точність апроксимації експериментальних даних, однак теоретичного сенсу ці коефіцієнти не мають, тому встановити їх зв'язок з фізико-хімічними характеристиками харчового продукту неможливо.

У роботі [4] на основі класичних законів хімічної термодинаміки отримано рівняння для розрахунку частки вимороженої води в процесі заморожування харчових продуктів. Рівняння містить фізичні константи і теплофізичні характеристики води, а також коефіцієнти, що характеризують індивідуальні фізико-хімічні властивості продукту - молярна частка розчинних речовин у воді і коефіцієнт активності води

$$\omega(t) = 1 - \frac{\nu_{s0}}{\gamma_w - F(t)} \quad (3)$$

де ν_{s0} - молярна частка розчинних речовин у воді продукту; γ_w - коефіцієнт активності розчинника;

$$F(t) = e^{\frac{\mu_w \Delta h}{RT_0} \left(\frac{T_0}{T_0+t} - 1\right) + \frac{\mu_w \Delta C}{R_0} \left[\ln\left(\frac{T_0}{T_0+t}\right) + 1 - \frac{T_0}{T_0+t}\right]}. \quad (4)$$

де Δh - прихована теплота плавлення льоду; x_w - молярна частка розчинника (води, що міститься в продукті); μ_w - молярна маса води; R - універсальна газова стала, T_0 - температура плавлення чистого льоду, $T_0 = 273,15$ К; ΔC - різниця питомих теплоємностей льоду та води;

У цьому рівнянні температурна функція $F(t)$ містить фізичні константи і теплофізичні характеристики води і, таким чином, є відомою функцією абсолютної температури. Величинами, що характеризують індивідуальними фізико-хімічними властивості продукту, є молярна частка розчинних речовин у воді ν_{s0} і коефіцієнт активності розчинника γ_w .

Для перевірки адекватності запропонованої моделі нами були взяті дані по частці вимороженої вологи в яловичині опубліковані в класичних роботах L. Riedel, В.П.Латишева, отримані методами калориметрії, а також дані, отримані В.П. Онищенко і колегами отримані методом ЯМР високої роздільної здатності [5].

Регресійний аналіз цих даних проводився за трьома рівняннями: рівнянням на основі закону Рауля (1), рівнянням Чижова (2) і отриманими нами рівняннями (3,4). Коефіцієнти регресії знаходили в середовищі пакету Mathcad з використанням стандартних процедур. На рис. 1 наведені графіки експериментальних даних для частки вимороженої вологи в яловичині і апроксимація цих даних рівняннями (1), (2) і (3,4).

Як видно з наведених даних, використання закону Рауля обмежує застосовність рівняння (1) областю невеликих відхилень від криоскопічної температури (областю лінійної залежності між температурою і концентрацією розчинених речовин). Рівняння Чижова (2) дає завищені значення частки вимороженої вологи при низьких температурах. У той же час запропоноване рівняння дає відносну похибку апроксимації в 3 рази меншу, ніж відомі рівняння, що застосовуються для розрахунку частки вимороженої води. Але основна перевага запропонованого рівняння полягає в тому, що коефіцієнти, що входять до нього мають чіткий фізичний зміст, зокрема молярна частка розчинних речовин в соку яловичини становить $v_{s0} = 1,8\%$, а коефіцієнт активності води $\gamma_w = 1,008$, тобто розчин практично ідеальний.

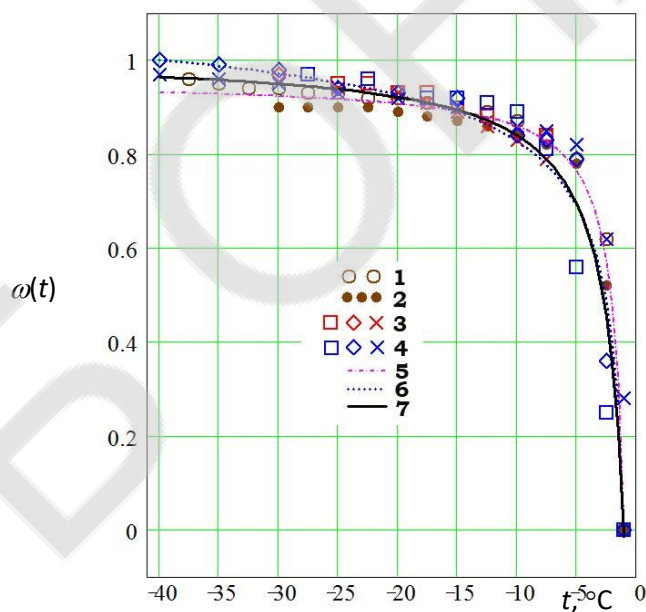


Рис.1. Порівняння рівнянь для розрахунку частки вимороженої вологи з експериментальними даними по частці вимороженої води в яловичині: 1 - дані В.П.Латишева; 2 - дані L. Riedel; 3 - дані В. П. Онищенко (заморожування); 4 - дані Онищенко (розморожування); 5 - рівняння Рауля (1); 6 - рівняння Чижова (2); 7 - запропоновані рівняння (3,4).

Запропоновані рівняння можуть бути використано для розрахунку ефективної питомої теплоємності при вирішенні крайової задачі про заморожування-розморожування, а також для аналізу впливу хімічного складу харчових продуктів на процеси холодильної обробки, зокрема для пошуку оптимальних технологічних режимів і виборі криопротекторів.

Література

1. Riedel L. Kalorimetrische Untersuchungen uber das Gefrieren von Fleisch // Kaltetechnik. 1957. Vol. 9. Jahrgang. Heft 2.
2. Чижов, Г. Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов: производственно-практическое издание / Г. Б. Чижов. – 2-е изд., перераб. - Москва : Пищевая промышленность, 1979. – 271 с.
3. Wang J, Pham QT, Cleland DJ. Freezing, thawing, and chilling of foods. In: Farid MM, editor. Mathematical modeling of food processing. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group; 2010. pp. 375–98.
4. Потапов В.А. К расчету эффективной удельной теплоемкости в процессе замораживания. // В.А. Потапов, Д.П.Семенюк, Е.С.Грицюта / Казахстан-Холод 2017: Сб. докл. межд.науч.-техн. конф. (15-16 марта 2017 г.) – Алматы: АТУ, 2017. С. 207-211.
5. Онищенко, В. П. Состояние воды в мясе говядины при его замораживании и размораживании / В. П. Онищенко, Ю. А. Желиба, В. Д. Зинченко // Вестник Международной академии холода. – 2011. – № 2. – С. 41–43.



OPTIMIZATION AND IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATION UNIT WITH THE USE OF SPRAYING POOLS

Zhykharieva N.V. ass. phrofessor Odessa National Technological University. Kogut V.E, ass. phrofessor Odessa National Technological University. Dragnev M., engineer Israel, Ostapenko D.student

In our time, increasing interest in new and modern technical means is the main condition for ensuring the maximum comfort of human life. One example of the favorable and useful effects of water on human living conditions is the use of fountains. Decorative fountains are used as elements of volumetric-spatial compositions. Thanks to them, the microclimate of the city's open spaces is maintained and favorable conditions for recreation are created. In most cases, fountains are located near monumental buildings that require cooling systems. In this case, as studies show, circulating water of existing and newly designed decorative fountains is advisable to use for cooling condensers of refrigeration units or directly for cooling air in surface air coolers of air conditioning systems as spraying pools. It is also advisable to use such a scheme in combined cooling systems for condensation units of refrigerating machines.

When designing a circulating water supply, methods are used that do not take into account many factors of air conditioning systems, which leads to additional operating costs. There are no computational models that provide optimization.

The proposed model of the thermal calculation of the pool takes into account the dynamics of the heat load from the air conditioning systems, solar radiation absorbed by the water, the operating time of the decorative and working jets, the accumulating capacity of water in the pool, and change in the parameters of the outdoor air.

Thus, it is important to determine the daily variation of the chilled water temperature, analyze the thermal regime of the fountain and select the optimal version of the jet operation by the hours of the day. The main purpose of the pool thermal calculation model is to determine the water temperature in its bowl, which can be done after analyzing the following components of the pool heat balance:

- thermal load from condensers of refrigerating machines, circulation pumps and solar radiation;
- cooling water due to heat and mass transfer (in jets and from the surface of the bowl).
- determining the effect on the formation of frost on the evaporator using a mathematical model;

In addition, it is necessary to take into account the accumulating capacity of water in the pool bowl and its effect on the daily variation of the chilled water temperature. [1, 2,3].

investigated, the thermal regime of the fountain was analyzed, and the optimum variant of work of jets by The influence of the daily course of the temperature of the cooled water was investigated, the thermal regime of the fountain was analyzed, and the optimum variant of work of jets by hours was selected.

The magnitude of the delay was the ratio of the amplitude of fluctuations in the air temperature of the fountain to the amplitude of the fluctuations in the temperature of the water in the fountain (after the transition).

The mathematical model also allows us to determine the phase delay of the temperature wave, but since this parameter is not taken into account by equation (3), the phase delay was not considered.

The thermal load on the fountain from condensers and circulation pumps from 6 to 10 hours is equal to 1046 kW, from 10 to 18 hours - 1570 kW/h. Productivity of working jets 0,075 m³/s, decorative 0,11 m³/s. Working jets operate from 6 to 18 h, decorative - from 10 to 24. The diameter of the nozzles of the working jets 6 mm, the height of the jets 8 m, the decorative jets have a diameter of 9 mm, the height of 9 m. accumulate 1600 m³. The air speed is 1.5 m/s.

We determine the density of irrigation, which when working jets is 0.17, when working decorative 0.23 and when working together 0.40 m³ / (m² × h).

The ratio of the length of the fountain bowl to the height of the jet volume of its l / h when working only working jets 40: 80 = 5, when working decorative 40: 10 = 4.

Having data on the density of irrigation and others, according to Fig. 2 we find the value of C. When working jets, it is 0.145, decorative 0.157, in their joint work 0.302. According to the results of computational experiments in the environment The ratio of the length of the fountain bowl to the height of the volume of the jet l / h when working only working jets 40: 80 = 5, when working decorative 40: 10 = 4.

Analyzing the results of the studies, we make sure that the average daily water temperature in the bowl is greatly influenced by the duration of the jets.

The fountain thermal calculation model was tested on two experienced fountains connected to air conditioning systems. The coefficient of efficiency of heat exchange of jets was checked at the pilot plant. The jets formed by cylindrical nozzles with dH = 2,3,4,5,6,8 mm were subjected to testing. The experiments conducted gave a satisfactory convergence with the stated theoretical provisions. The available data on the density of irrigation is found in the value of C. When working jets, it is 0.145, decorative 0.157, in their joint work 0.302.

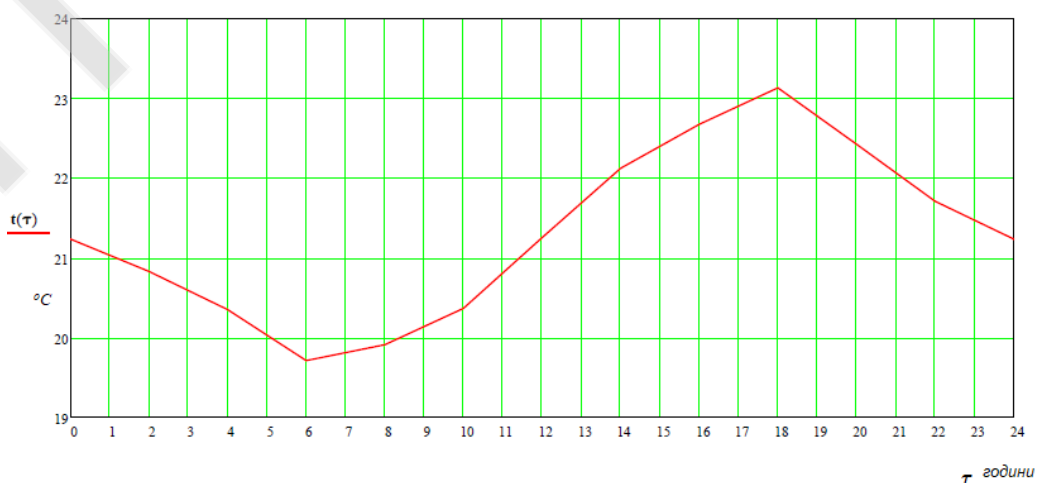


Fig 1 - Maximum and minimum dailyer temperature in the basin in July: $t(\tau)$ - air temperature °C

The minimum and maximum values of the daily outside air temperature were specified (Fig. 3)

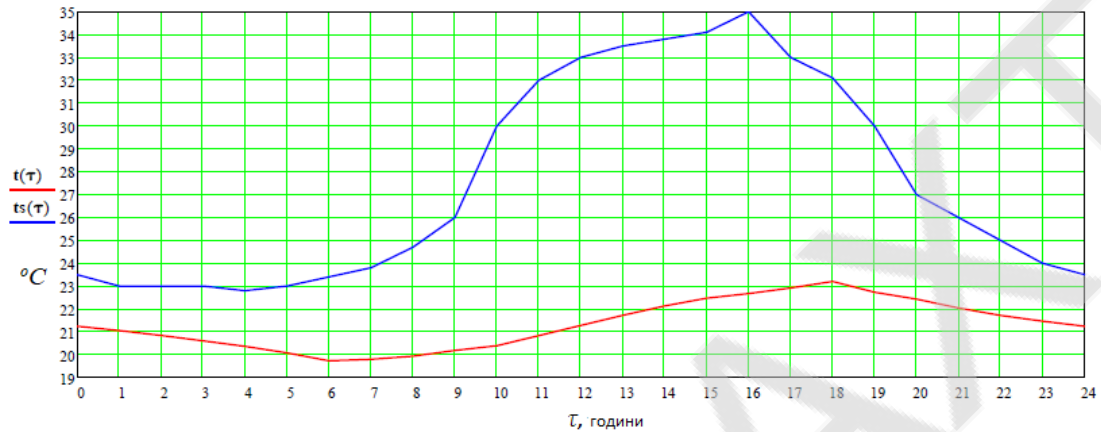


Fig 2 - Maximum and minimum dailyer temperature in the basin in July: $t(\tau)$ - air temperature °C

The fountain calculation program was tested on two experienced fountains connected to air-conditioning systems. The coefficient of efficiency of heat exchange of jets was checked at the pilot plant. The jets formed by cylindrical nozzles with $dH = 2,3,4,5,6,8$ mm were subjected to testing. The experiments conducted gave a satisfactory convergence with the stated theoretical provisions

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. Tabunshykov Y., Brodach M.: Mathematical modeling and thermal optimization of the effectiveness buildings., Avok. M.. (2002)
2. Perepeka V., Zhikharieva N.:The calculations of air conditioning and ventilation. TEC. Odessa.(2014)
3. Maneesh D. and S.P.S. Rajput: Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C, Journal of Environmental Research And Development Vol. 3, 548-568.(2008).
4. Zhykharieva N., Khmelniuk M.: Buildings Thermal Protection and Air Conditioning Equipment Over-all Cost Optimization. Refrigeration Engineering and Technology, 53(4), 17-20 (2017)
5. Zhykharieva N., Khmelniuk M.: Thermoeconomic Model of Air Conditioning System. Energy Engineering and Control Systems, 5(2), 66-74. (2019)

ОСОБЛИВОСТІ ОБ'ЄКТІВ ВИНАХОДІВ В ГАЛУЗІ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ

*Томчик О. М., к.т.н., ст. викл. кафедри ХУКП, інженер з патентної та винахідницької роботи I
категорії відділу ПтаНТЗ ОНАХТ, м. Одеса, fierysplash@ukr.net
Хмельнюк М. Г., професор, зав. кафедрою ХУКП ОНАХТ, м. Одеса*

Сьогодні штучний холод рівня застосовують майже в усіх областях людської діяльності: у харчовій промисловості – для зберігання швидкопсувних продуктів, у хімічній промисловості – для розділення рідких і газових сумішей та отримання чистих продуктів, при виробництві багатьох синтетичних матеріалів, при виробництві аміаку та азотних добрив, для відводу теплоти хімічних реакцій, в машинобудуванні – для низькотемпературного загартування металів і холодної посадки. Штучне заморожування ґрунтів ефективно при виконанні будівельних робіт у водоносних шарах; штучне охолодження бетону – при будівництві гребель гідроелектростанцій. За допомогою штучного холоду помірного рівня здійснюють кондиціювання повітря у виробничих і побутових приміщеннях, в будь-який час року і в будь-якому кліматі можуть бути створені штучні крижані ковзанки. У ХХІ столітті роль штучного холоду помірного рівня в житті людини продовжує зростати з кожним роком.

В умовах ринкової економіки при інтенсивному розвитку холодильної промисловості має місце конкурентна боротьба за споживача, що передбачає необхідність патентної охорони власниками своїх технічних розробок, тому в даній галузі спостерігається щорічний зріст заявок на винаходи.

В період з 2016 р. по 2021 р. співробітниками Інститутом холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського було одержано 28 патентів на винаходи та близько 50 патентів на корисні моделі.

В результаті проведеного розгляду і аналізу об'єктів винаходу в даній галузі визначено особливості патентування винаходів; ознаки, що характеризують кожен об'єкт, розглянуто на конкретних прикладах, визначені специфічні особливості об'єктів винаходів, на практичних прикладах показані типові помилки заявників.

Специфікою заявок в галузі холодильної техніки і технології є те, що об'єктами більшості винаходів є пристрої (холодильні і машини та установки, окремі елементи холодильних систем, модульні охолоджуючі прилади та ін., установки та приладі різноманітного призначення, в яких технічний результат досягається за рахунок використання штучного холоду), або, стосовно холодильних технологій, способи (засоби для забезпечення підтримання параметрів технологічного регламенту при здійсненні технологічних операцій).

Поняття винаходу «пристрій» в холодильній техніці передбачає дуже великий діапазон об'єктів різного призначення, серед яких можна виділити:

- холодильні машини та теплові насоси різного типу (одно- та багатоступеневі пароконденсійні, газові, повітряні, абсорбційні, пароежекторні, термоелектричні та ін.);
- холодильні установки;
- холодильні агрегати;
- льодогенератори – холодильні установки для виробництва льоду [27];
- елементи холодильних машин і установок: компресори, теплообмінники (конденсатори, випаровувачі та ін.), осушувачі холодоагенту та ін.;

- окремі вузли елементів холодильних машин/установок: теплообмінний пакет труб, вентилятор та ін;
 - прилади для регулювання і контролю роботи холодильних установок, прилади автоматизації;
 - холодильні камери різноманітної конфігурації та призначення, в яких передбачається штучне охолодження, наприклад, модульні холодильні камери;
 - засоби, що застосовують для обробки, забезпечення функціонування та зберігання об'єкту – системи розподілу повітря (канална, безканална, та ін.), особливі типи огорожувальних конструкцій, різноманітні види тари та упаковки та ін;
 - технічні системи різного призначення, робота яких забезпечується за допомогою холодильних установок, у тому числі системи побутового та технологічного кондиціонування повітря (наприклад, система термостатування ракети-носія).
- Серед об'єктів винаходу «спосіб» у даній галузі можна визначити:
- засоби для забезпечення підтримання параметрів технологічного регламенту при здійсненні технологічних операцій (охолодження, заморожування та ін.);
 - засоби контролю роботи холодильних установок;
 - способи роботи холодильних установок;
 - способи обробки сировини або матеріалів, що включають, окрім застосування низьких температур, інші технологічні операції.

До об'єкту винаходу «речовина» відносяться робочі речовини холодильних машин (холодоагенти, холодоносії) та речовини для змащування поверхонь тертя компресорів та іншого обладнання. В технічних рішеннях, які відносяться до холодильної техніки і технології, як правило, використовують відомі речовини – робочі тіла холодильних машин – індивідуальні хімічні сполуки (холодоагенти R22, R717, багатоатомні спирти як теплоносії), або композиції (холодоагенти R404, R410), спеціальні речовини для змащування поверхонь тертя (оливи, мастила), тому кількість заявок на об'єкт винаходу «речовина» порівняно невелика.

Особливістю патентних рішень в галузі холодильної техніки є велика кількість заявок, що технічно пов'язані між собою – наприклад, пристрій та спосіб, в тому числі, і в окремих заявках.

Також особливим є те, що у патентах, що відносяться до галузі холодильної техніки і технології, не завжди зазначаються граничні значення температурних режимів, тисків тощо, а також не приводяться конкретні речовини, що використовуються. Це пов'язано з можливістю використання у способах, що включають однакові операції, або при роботі пристроїв, що мають подібну один до одного конструкцію, різних робочих речовин, теплофізичні і хімічні характеристики яких відмітні, відповідно, і граничні умови виконання також будуть відрізнятися один від одного.

Список інформаційних джерел

1. Україна. МОН України. Про затвердження Правил розгляду заявки на винахід та заявки на корисну модель [Електроний ресурс]: наказ, правила від 15.03.02 р. № 197 – Режим доступу:
<http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/z0364-02/print1112102994004535>.
2. Методичні рекомендації з окремих питань проведення експертизи заявки на винахід (корисну модель) [Текст] / Державне підприємство «Український інститут промислової власності», 2014. – 141 с. <https://ukrpatent.org/uk/articles/bases2>

УДК 628.84

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ МІКРОКЛІМАТУ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ КУЛЬТИВУВАННЯ МАТОЧНИХ ЕНТОМОКУЛЬТУР

*Піщанська Н.О., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ,
Одеський національний технологічний університет
, pishchanskay@gmail.com*

*Подмазко О.С., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ
Одеський національний технологічний університет
Бельченко В.М., в.о. заст. директора за наукової роботи
Інженерно-технологічний інститут «Біотехніка» НААН*

Енергоефективні системи мікроклімату, які дадуть змогу реалізувати важливі складові технологій культивування маточних ентомокультур, такі як температура повітря, відносна вологість, рухливість повітря, рівень освітлення та інше, повинні відповідати вимогам екологічності та мінімізації економічних та енергетичних витрат. Для цього потрібно використовувати сучасні енергоефективні технології, обладнання та апарати.

Дослідження, проведені рядом зарубіжних дослідницьких лабораторій довели вплив температури повітря, відносної вологості та швидкості руху повітря на різних етапах розвитку комах, для надання їм властивостей адаптації до визначених екологічних умов. Обґрунтовано вибір основних елементів технологій, обладнання та апаратів енергоефективних систем для забезпечення складових мікроклімату в технологіях культивування маточних культур.

Енергоефективні системи створення мікроклімату в технологіях вирощування ентомокультур складаються з трьох ключових елементів: системи мікроклімату, системи освітлення та системи повітроподачі. Одними з найголовніших складових при вирощуванні комах виступають температура та відносна вологість. На сьогоднішній день в ентомологічних лабораторіях використовуються найпростіші системи створення мікроклімату, які здатні підтримувати лише необхідну температуру, при цьому знижуючи показники відносної вологості до критичних значень.

Проаналізувавши сучасні системи створення мікроклімату оптимальними, що характеризуються мінімальними енерго- та ресурсовитратами, для термовологісної підготовки повітря визначені контактні апарати обробки повітря водою – форсунокові камери, ультразвукові, механічні дискові та плівкові контактні апарати. Досліджено запропоновані варіанти контактних апаратів за показниками економічності, енергоефективності, екологічності та впливу на якість ентомопродукції, та визначено контактний плівковий апарат як найбільш ефективний, рис. 1.

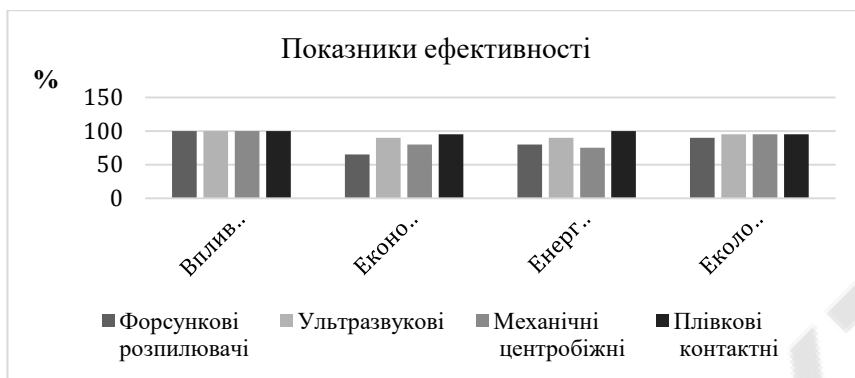


Рисунок 1 – Аналіз ефективності контактних апаратів термовологісної обробки повітря

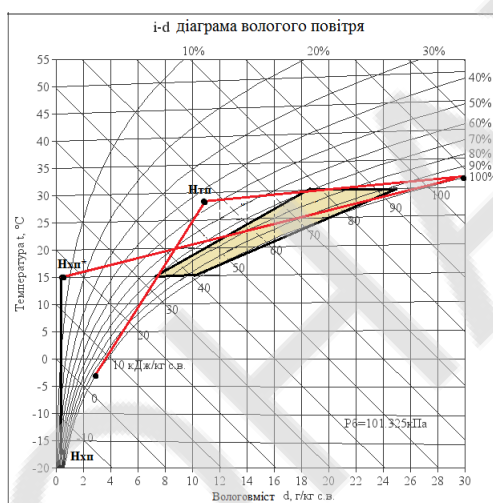


Рисунок 2 – Побудова термовологісних процесів обробки повітря в $d-h$ діаграмі

За допомогою $d-h$ діаграми досліджено область можливих процесів обробки повітря в плівковому контактному апараті для забезпечення зони необхідних значень температури та відносної вологості на прикладі вирощування трихограми, рис.2. У якості початкових параметрів зовнішнього повітря використані рекомендовані температури та ентальпії для м. Одеси, відповідно до СНіПу:

- теплий період року: $t = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h = 56\text{ кДж/кг}$; $v = 1\text{ м/с}$;
- холодний період року: $t = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h = -16\text{ кДж/кг}$; $v = 5,7\text{ м/с}$.

Визначено загальну область зміни температури та відносної вологості для вирощування всіх видів трихограми. Всі можливі комбінації параметрів із цієї області можуть бути отримані за допомогою контактних апаратів.

Розглянуто типи ламп та їх основні характеристик для забезпечення необхідного рівня та умов освітлення. Особливу увагу при обранні типу освітлення серед усіх характеристик треба приділити спектру світла, що буде відрізнятися в залежності від поставлених цілей – роботою із комахами в лабораторії або насамперед забезпеченням природоподібних умов вирощування ентомокультур. Для реалізації адаптивних технологій культивування маточних ентомокультур до складу енергоефективних систем забезпечення абіотичних факторів, зокрема освітлення, рекомендовано використовувати лампи розжарювання та світлодіодні.

Суттєве значення має етап подачі та розподілення повітря у приміщення ентомологічної лабораторії після його попередньої обробки в системі мікроклімату. Схема подачі має забезпечити рівномірний розподіл в робочій зоні, уникнути створення застійних зон. При реалізації адаптивних технологій схема подачі повітря повинна мати здатність імітувати природоподібний рух

повітряних мас. З урахування визначених вимог для реалізації повітроподачі рекомендовано використовувати насадки із форсунками та перфоровані панелі.

Визначено ключові складові технологій вирощування маточних культур. Досліджено технології, обладнання та апарати для їх забезпечення та сформовано вихідні вимоги до енергоефективних систем, що з них складаються.

Аналіз показав переваги використання для обробки повітря у технологіях культивування маточних ентомокультур плівкових контактних апаратів та ультразвукових за показниками енергоефективності майже на 20% та економічності на 15%. Для забезпечення необхідного типу та рівня освітлення рекомендовано до використання у світильниках ламп розжарювання та світлодіодних ламп. У якості розподільних елементів для подачі повітряних мас визначені насадки із форсунками та перфоровані панелі, що майже у 2 рази підвищують ефективність використання потенціалу повітря підготовленого системою мікроклімату.

Література

1. Valentyna Krutyakova, Nonna Pishchanska, Volodymyr Bulgakov, & Aleksandrs Adamovics. Investigation of the efficiency of adaptive technologies and technical means for growing entomocultures. *19th International Scientific Conference "Engineering for rural development" / Latvia University of Life Sciences and Technologies. Jelgava. 2020*, DOI: 10.22616/ERDev.2020.19.TF284.
2. Піщанська Н.О., Подмазко О.С. Подмазко І.О. Використання насадок упорядкованої структури для суднових апаратів зволоження повітря. *Науково-технічний збірник НУ ОМА «Автоматизація суднових технічних засобів»*. 2017, вип.41, С. 118 -126.
3. Пищанская Н.А., Хмельнюк М.Г. Усовершенствование поперечноточных аппаратов увлажнения воздуха на основе насадок упорядочной структуры. *Пищевая промышленность: наука и технологии*. 2014, № 3(25), С. 57-63.
4. N. Pishchanska, M.G. Khmelniuk, V.Y. Baidak. Mathematical modeling and analysis of humidification, air-conditioning systems. *European Science Review*. 2014, № 5-6, P. 128-133.

УДК 621.564

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ХМ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ

Подмазко І.О. доцент кафедри КПА, ІХКЕ ОНАХТ
Подмазко О.С., доцент кафедри ХУ і КВ, ІХКЕ ОНАХТ
Одеська національна академія харчових технологій

Загально відомо, що основне призначення будь-якої охолоджувальної системи – це підтримання температурного режиму, що визначається технологією. Будь-яке значне коливання температури в холодильному контурі може призвести до негативних наслідків. За останні роки доволі популярним є питання, пов'язане з використанням різноманітних речовин (холодильних агентів) в охолоджувальних системах, зокрема в холодильних машинах (ХМ).

Згідно Монреальської угоди, країни, які її підписали, вирішили відмовитись від холодильних агентів, які, на їх думку, шкідливо впливають на озону атмосферу Землі, та перейти на «екологічно» чисті фреони (провідна фірма DuPont de Nemours). Це, як правило, так звані

зеотропні холодильні суміші. Наприклад, представником цього класу є R404a, який складається із суміші R125/R134a/R143a, відповідно пропорції (%) 44/4/52. Цей холодильний агент, рекомендований для заміни традиційного R22. Заміна, або рефіт (від англійського слова refit – споряджати заново), відбувається наступним чином. Спочатку проходить утилізація з холодильної установки R22, далі – промивка трубопроводів і внутрішньої поверхні всіх теплообмінних апаратів з метою видалення мінерального мастила. Оскільки всі «екологічно» чисті фреони потребують синтетичного мастила, а суміш мінерального і синтетичного приводить до того, що на стороні високого тиску проходить «коксування», а на стороні низького тиску – «парафінізація» суміші мастил.

Промивка здійснюється, як правило, за допомогою «миючих» фреонів (наприклад, R11), або з три разовою заміною синтетичного мастила. При проведенні рефіту з картера компресору зливається мінеральне мастило, заливається синтетичне, здійснюється заправка системи «екологічно» чистим фреоном, холодильна установка працює протягом доби, далі зливається масло з картера компресора, заливається нове, і так – три кратне повторення. При цьому слід зауважити, що заправка і дозаправка холодильної установки допускається тільки по рідинній фазі «екологічно» чистого фреону.

Холодильні машини та установки, як правило, містять штуцерні та сальникові з'єднання, які б ці з'єднання не були ідеальними, все рівно через з них з часом проходить втрата частки холодильного агента. Згідно норм експлуатації, якщо заправка холодильним агентом системи за рік не перевищує 25% від його вмісту в самій системі, це являється нормальним явищем. З використанням традиційних фреонів (R12, R22) не з'являється ніяких проблем, тобто здійснюється дозаправка і все. Якщо використовувати «екологічно» чисті суміші, то тут з'являються проблеми: на деякому етапі експлуатації «дозаправка» не допомагає – спостерігається ріст тисків як конденсації, так і кипіння, відповідно температур конденсації і кипіння – так званий температурний глайд. При цьому температурний режим в охолоджувальному контурі забезпечити неможливо. Єдиний вихід – утилізувати залишки холодильного агента і здійснити заправку системи по новому. Враховуючи ціну синтетичного мастила, та так званих «екологічно» чистих фреонів (ціна мінімум в три рази вища), з'являється думка, для чого це потрібно?

Для прикладу візьмемо охолоджувальний контур, який працює на R22, при цьому об'єм, описаний поршнями $V_h = 18,87 \text{ м}^3/\text{г}$; холодовидатність $Q_0 = 12 \text{ кВт}$; навантаження на компресор $N = 4,24 \text{ кВт}$; навантаження на конденсатор $Q_k = 16,7 \text{ кВт}$. За основу розрахунків візьмемо $V_h = 18,87 \text{ м}^3/\text{г}$; температуру конденсації $40 \text{ }^\circ\text{C}$ і температуру кипіння $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, як незмінні параметри, та проведемо теоретичний перерахунок на різні робочі речовини. Технічні показники представлені на рис. 1 – 4.

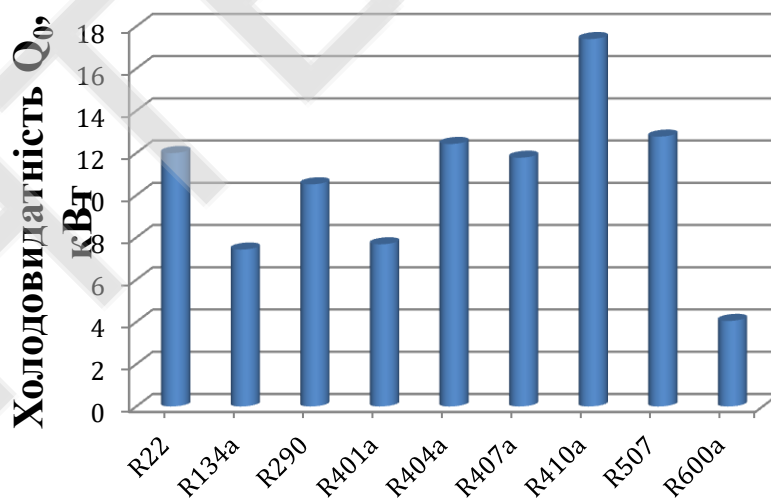


Рис. 1. Залежність холодовидатності від речовини

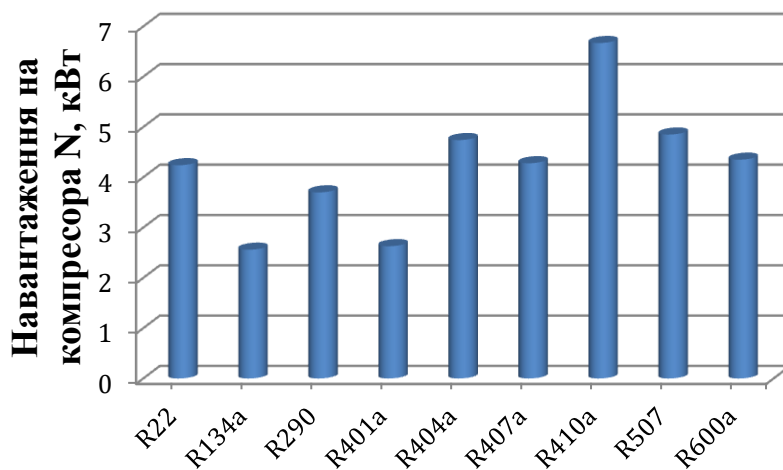


Рис. 2. Залежність навантаження на компресор від речовини

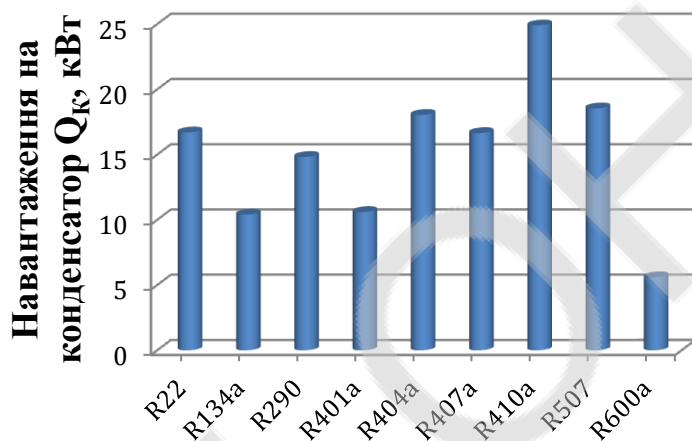


Рис. 3

Рис. 3. Залежність навантаження на конденсатор від речовини

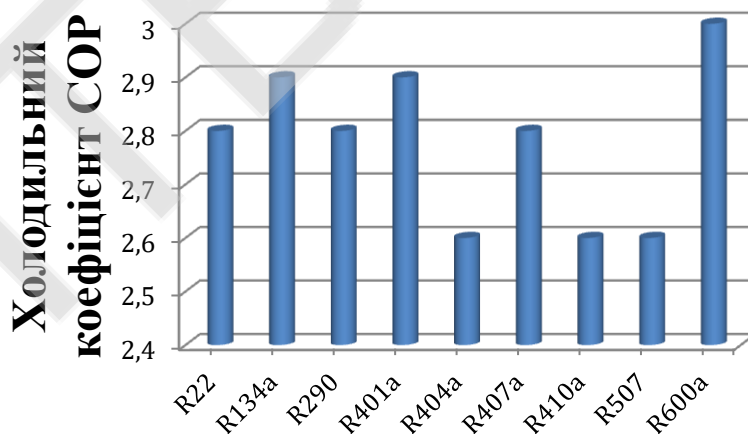


Рис. 4. Залежність холодильного коефіцієнту від речовини

Аналізуючи отриманні данні, можна зробити висновок, що використання холодильних агентів, таких, як R134a, R401a, R600a, не дозволить забезпечити роботу ХМ в потрібному режимі.

Крім того, слід зазначити, що тільки V_h являється незмінним параметром (з деякими припущеннями), а всі інші взаємно пов'язані один з одним.

Виходячи з вище приведеного, можливо зробити наступний висновок: для вивчення питання, пов'язаного з дослідженням роботи ХМ на різних робочих речовинах потрібне не тільки теоретичне, а і експериментальне дослідження.

На нашу думку в найближчому часі користувачі відмовляться від використання так званих зеотропних і азеотропних фреонів і перейдуть на натуральні, або одно компонентні речовини.

Інформаційні джерела:

1. Хмельнюк М. Г., Подмазко О. С., Подмазко І. О. Холодильні установки та сфери їх використання. видавництво Грінь, м. Херсон 2014, с. 488.

УДК 621.564

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІНУ МІЖ КРАПЛЯМИ РОЗПОРОШЕНОЮ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ І ДИМОВИМ ГАЗОМ

*Бушманов.В.М. аспірант, Козут В.О. доцент, Жихарева Н.В. доцент,
Одеська національна Академія Харчових Технологій м.Одеса*

Процес тепло- масообмінних в середовищі зважених крапель рідини і газу є великий інтерес. У цій роботі розглянемо спосіб розрахунку цього процесу, що протікає в контактному теплообміннику, ґрунтуючись на основі енергетичного балансу.

Використовуючи закон збереження енергії складений для системи в яку входить група розпоршених дрібнодисперсних крапель рідини, які випаровуються, і охолоджується газ. Використовуючи рівняння енергії в початковий і кінцевий момент часу. Вирішуємо це рівняння щодо температури газу. У рівнянні використовується різниця мас випарувалася рідини.

$$T_{inf} = \frac{m_n c T_{kn} - m_k c T_{kk} + (c_{pp} M_{Hn} + M_v c_{pv}) T_{infn} - \partial m H}{(M_{Hn} + \partial m) c_{pp} + M_v c_{pv}} \quad (1)$$

T_{inf} , T_k - температура газу поблизу краплі і на великій відстані від неї, m_n , m_k , ∂m -маса випаровується рідини на початку процесу, в кінці, і різниця між ними, c -теплоємність рідини, c_{pp} -теплоємність пара, c_{pv} - теплоємність рідини, M_{H0} - маса насиченого пара при T_{inf} , M_v - маса газу в одиниці об'єму

Маючи необхідні дані використовуючи отримане рівняння можливо отримати кінцеве значення температури. Щоб дізнатися проміжні значення розрахунок проводиться малими кроками. Результат попереднього розрахунку стають початковими даними для подальшого розрахунку. Для визначення значень мас розраховуємо зміна радіуса і отже маси. Формула для обчислення швидкості зміни температури краплі

$$d = 4\pi r^2 \frac{\lambda}{r} (T_{inf} - T_k) - (c * T_k + H) - \frac{4\pi DfrM}{R*T} (P_{drop} - \nu Ph) \quad (2)$$

λ - коефіцієнт теплопровідності газу, ν - кількість випаровується речовини в газі, Df - коефіцієнт дифузії, M -молекулярний вагу, r -радіус краплі, P_{drop} -парціальний тиск парів над краплею, P_h - парціальний тиск насичених парів, R - універсальна газова постійна, T -температура. σ - поверхневий натяг, ρ_g -щільність рідини, T_{k0} , T_k -температура краплі початкова і кінцева, H - теплоємність фазового переходу

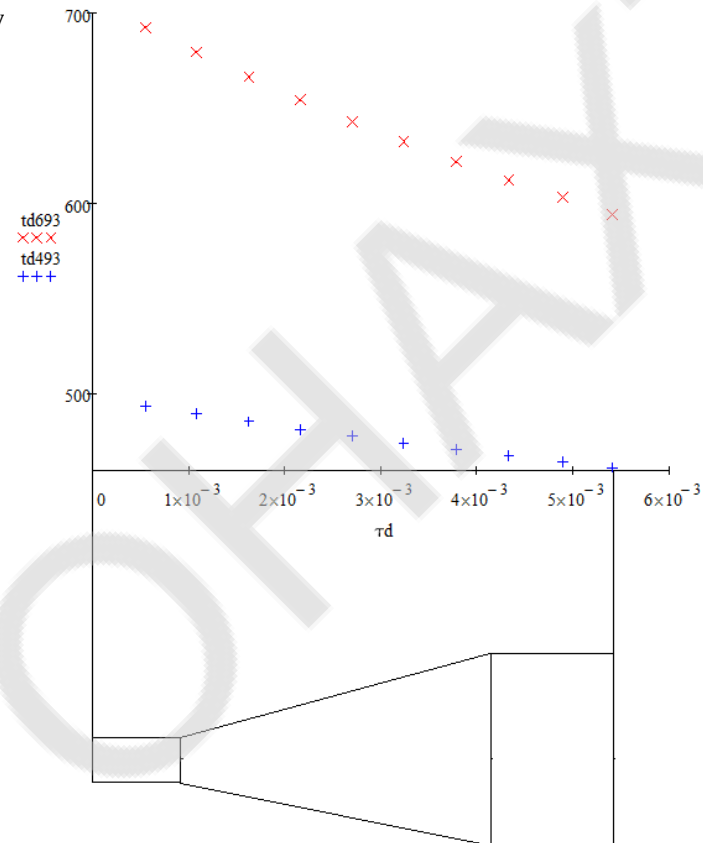


Рис1 Зміна температури газу по часу і ходу руху в теплообміннику.

Використовуючи формули наведені вище розраховуємо процес теплообміну на різних ділянках процесу. І за отриманими даними будемо графік зміни температури газу за часом процесу.

Висновки

Складаючи енергетичний баланс системи отримали рівняння за допомогою яких можливо отримати результати щодо цих процесів. Слід враховувати те що дана система розроблялася для відносно високих температур 500-800 К. Усі ще потрібні серйозні експериментальні дослідження для встановлення достовірності даних отриманих в результаті розрахунків. Так само були прийняті деякі спрощення при розрахунках. Сталість форми і розміру крапель, не відбувається зіткнень і осідання на стінках теплообмінника.



УДК 621.564

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОЧИСТКИ ДИМОВИХ ГАЗІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК СУДЕН

*Бушманов.В.М. аспірант, Когут В.О. доцент, Жихарєва Н.В. доцент,
Одеська національна Академія Харчових Технологій м.Одеса*

Вступ

Цей текст присвячений проблемі скидання викидів силових установок суден в оточуюче середовище. Конвенцією МАРПОЛ встановлені норми рівнів викиду для суден побудованих у певний час. За для зниження витрат на закупівлю палива з високим ступінем очистки та при цьому незабрудняти оточуюче середовище можливо використовувати спосіб очистки газів що буде реалізовуватись у компактному та надійному пристрої, яким може бути пристрій запропонований нами.

Основна частина

Цю задачу ми пропонуємо вирішити установкою що містить нагнітач, який сполучений з кожухотрубним теплообмінником, який виконує роль попереднього охолодження газу, сполучений з камерою змішування, що сполучена з конфузуром першого теплообмінника-ежектора (ТОЕ), та через патрубок подачі вихлопу з силової установки на судах(газів що відходять після спалювання у силовій установці)- з навколишнім середовищем. Перший ТОЕ містить послідовно сполучені конфузур, всередині якого на виході розташована перша форсунка, сполучена з ємністю для охолоджуючого агенту, та дифузур. Вихід дифузора першого ТОЕ сполучений з конфузуром другого ТОЕ. Другий ТОЕ містить послідовно сполучені конфузур, всередині якого на виході розташована друга форсунка, поєднана з ємністю для води, камеру змішування та дифузур. Вихід камери змішування другого ТОЕ сполучений з відповідним дифузуром, сполученим з віддільником рідини. На рис.1 зображено схему нашого пристрою

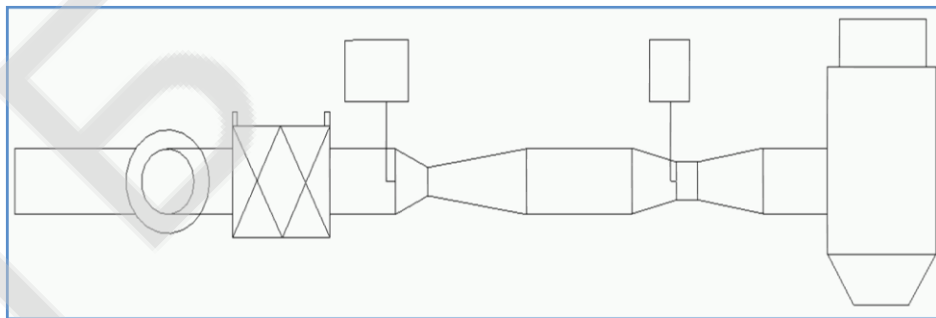


Рис.1 Схема очисника димового газу

Потік димових газів, пройшовши штатні фільтри, потрапляє в кожухотрубний Теплообмінник по контуру якого проходить паливо силової установки. Що необхідно для зниження щільності палива перед уприскуванням його в установку де змішується з повітрям нагнітається вентилятором з навколишнього середовища і направляється в перший ежектор теплообмінник, в якому для подальшого охолодження вприскується вода у вигляді дрібнодисперсних крапель. Потік охолоджується і насичується водяною парою, в деяких випадках хімічні сполуки сірки вступають в реакцію з водою. Потім потік надходить у другій ежектор теплообмінник, в який вприскується холодоагент (рідкий азот або вуглекислота). Потік миттєво

охладжується. Водяна пара спочатку конденсується, а потім замерзає, перетворюється в дрібнодисперсні кристали льоду, які є центрами кристалізації для хімічних сполук сірки.

Кожухотрубний теплообмінник який попередньо охолоджує димові гази має у якості теплоносія паливо силової установки. Оскільки паливо має ряд властивостей що змінюються зі зміною температури паливо проходить спеціальну підготовку перед поданням в установку. Знімаючи тепло з димового газу реалізується утилізація вторинних джерел тепла.

Висновки

Галузь морських перевезень в наш час дуже актуальна, та робота над очисткою викидів є важливою галуззю. Запропонований нами пристрій має можливість забезпечити високу ступінь очистки, деяку утилізацію вторинних джерел енергії, та надійну роботу. Для цього пристрою готуються патентні заявки.

УДК 532.137.2

ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ РОЗЧИНІВ ХОЛОДОАГЕНТ R290/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО ТА ХОЛОДОАГЕНТ R290/ КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО/ФУЛЕРЕН C₆₀

*Корнієвич С.Г., Борисов В.О., Железний В.П. Одеський національний технологічний університет,
м. Одеса., zheleznyy@gmail.com*

Домішки компресорного мастила і наночастинок в робочому тілі пароконпресійної холодильної машини істотно впливають на параметри ефективності компресорної системи і режими кипіння розчинів холодоагент/мастило в випарнику [1 - 3]. Інформація про в'язкості розчинів альтернативних холодоагентів з мастилами і наномастилами у літературі практично відсутня, що стримує технологічний прогрес у розвитку холодильного машинобудування. Експериментальне дослідження в'язкості розчинів холодоагент/мастило (РХМ) в області параметрів при реалізації холодильного циклу пов'язане з великими труднощами. Більшість методів експериментального дослідження в'язкості РХМ реалізують метод кульки що котиться або капілярний метод [1-4]. Обидва ці методи вимагають візуального спостереження за процесом вимірювання досліджуваного зразка через капіляр (метод капіляра) або визначення часу падіння вантажу в рідкій фазі РХМ (метод падаючого вантажу) в умовах підвищених тисків та низьких температур.

Віскозиметри що випускаються промисловістю не призначені для подібних досліджень. Тому для визначення в'язкості РХМ та наноРХМ було спроектована і створено нову експериментальну установку що реалізує метод капілярного віскозиметра. Схема установки наведена на рис. 1.

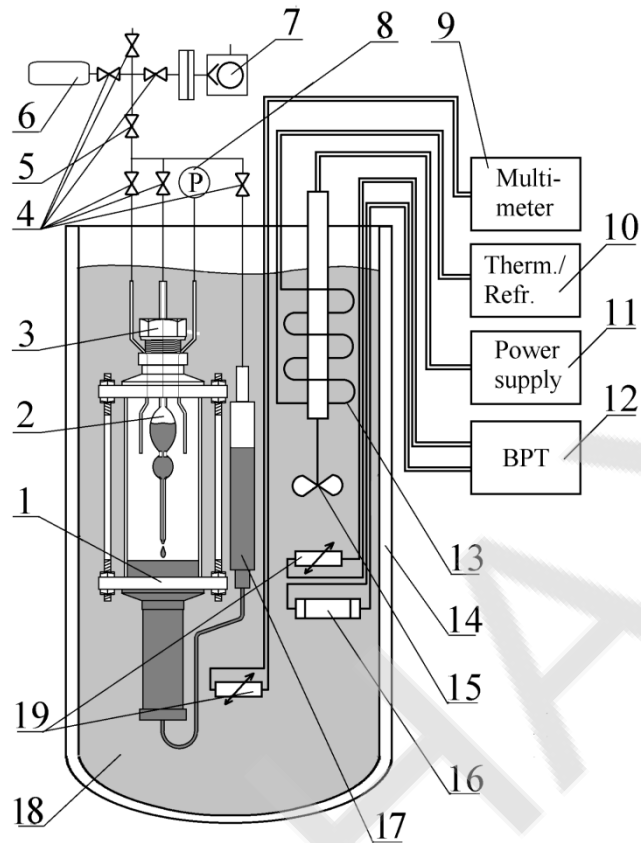


Рис. 1 - Установа з дослідження в'язкості растрових хладагент/мастило

1 - візир; 2 - вимірювальна частина ВПЖ віскозиметра; 3 - вузол ущільнення вимірювальної частини; 4- крани; 5-вентиль; 6 - заправний балон; 7 - вакуумна пастка; 8 - перетворювач тиску; 9 - мультиметр; 10 - термостат (холодильна машина); 11 - живлення мішалки; 12 - система високоточного регулювання температури (ВРТ); 13 - теплообмінник; 14 - посудина Дьюара; 15 - мішалка; 16 - нагрівач (елемент опору); 17 - розширювальна ємність; 18 - термостатуюча рідина; 19 - термометр опору

Основним елементом експериментальної установки є змінна вимірювальна частина 2 (серійно випускаються віскозиметр ВПЖ, який складається з двох розширювальних ємностей і вимірювального капіляра певного діаметра). Залежно від значення в'язкості вимірювальна частина може замінюватися. Скляна вимірювальна частина ущільнюється у візирі 1 за допомогою сальникового ущільнення 3. Віскозиметр знаходиться всередині скляного термостата 14 (посудина Дьюара) сталість температури в якому забезпечується за рахунок прокачування холодоносія з термостату/холодильної машини 10. Рівномірність температури по всьому об'єму скляного термостата 14 забезпечується за рахунок власної системи регулювання температури. Ця система складається з нагрівача 16, термометру опору 19 і автоматичної системи регулювання температури 12 (ВРТ - високоточний регулятор температури). Для вимірювання термодинамічних параметрів зразків РХМ або наноРХМ використовується платиновий термометр опору 19 та перетворювач тиску 8. Тим самим крім вимірювання в'язкості РХМ установка дозволяє вимірювати і контролювати тиск насичених парів РХМ в процесі дослідження в'язкості. Система вентилів 4 і кран 5 дозволяє маніпулювати рівнем рідкої фази РХМ у віскозиметрі.

Перед проведенням дослідження в'язкості РХМ з віскозиметра за допомогою вакуумної системи видаляється повітря. Після процедури вакуумування, попередньо підготовлений в балончику 6 зразок РХМ заправляється в віскозиметр. Після досягнення незмінних в часі параметрів експерименту (тиск і температура) за допомогою випуску частини газоподібного холодоагенту через кран 4 і вентиль 5 з вимірювальної комірки необхідно підняти рівень рідкої фази РХМ вище нижнього торця вимірювальної частини 2. Після закриття крана 5 відкриваємо мікровентиль 5 і піднімаємо рівень рідкої фази РХМ в вимірювальній ділянці 2 вище верхньої розширювальної ємності. Після закриття мікровентіля 5 необхідно відкрити кран 4 який веде до розширювальної ємності 16 щоб знизити рівень рідкої фази РХМ у візирі 1. На цьому етапі завершується підготовка віскозиметра до проведення експерименту.

Оскільки незначна частина холодоагенту була випущена з віскозиметра, його концентрація в рідкій фазі РХМ може змінитися. Ця зміна концентрації буде невеликим оскільки маса холодоагенту в заправленому зразку РХМ набагато перевищує масу випущеного холодоагенту з віскозиметра.

Після досягнення термодинамічної рівноваги в віскозиметрі (незмінні значення тиску насиченої пари і температури) необхідно відкрити кран 4 який сполучає вимірювальну частину 2 та газову фазу у візирі 1. При цьому почнеться процес витікання РХМ з вимірювальної частини 2. На завершальному етапі дослідження в'язкості проводиться вимірювання температури, тиску і часу зтікання РХМ з вимірювальної частини. Для зменшення впливу випадкових похибок доцільно проводити багаторазові вимірювання часу зтікання РХМ з вимірювальної частини.

Результати проведеного дослідження наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Експериментальні дані з динамічної в'язкості розчинів R290/ProEco та R290/ProEco/C₆₀(0,06837 %)

T, K	$w_{R290}, \%мас$	$x_{R290}, мол.\%$	$\eta, мПа\cdot c$
R290/ ProEco			
255,5	0,0994	0,5312	322
281,5	0,0462	0,3323	61,3
269,5	0,0462	0,3323	145
R290/ ProEco/C ₆₀ (0,06837 %)			
255,3	0,115	0,5719	355

Список використаної літератури

1. В. П. Железный, Ю. В. Семенюк. Теплофизические свойства растворов холодоагентов в компрессорных маслах: моногр. Одесса, Феникс. 2013. -419 с.
2. В. П. Железный Ю. В. Семенюк. Рабочие тела пароконпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр. Одесса, Феникс. 2012. 420 с.

3. Железний В. П. Перспективы применения нанотехнологий в холодильной технике: моногр. Одесса, Феникс. 2019. Ч.1. 2019. 311 с.

4. Железний, В. П. Експериментальна теплофізика. Методи дослідження теплофізичних властивостей / В. П. Железний, В. З. Геллер, Ю. В. Семенюк. – Одеса: Фенікс, 2016. 320с.

УДК 62-169, 62-97/-98

ЕКОЛОГО-ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РОБОЧИХ ТІЛ З ДОМІШКАМИ ФУЛЕРЕНУ C₆₀ В ПАРОКОМПРЕСІЙНОМУ ХОЛОДИЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ

*Корнієвич С.Г.¹, Хлієва О.Я.^{1,2}, Борисов В.О.¹, Валбах Е.¹, Железний В.П.¹
Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com
Національний університет «Одеська морська академія», м. Одеса*

У практичній діяльності часто виникає необхідність визначити перспективу застосування холодоагенту та певної марки компресорних мастил, або провести раціональний підбір обладнання для реалізації будь-якої холодильної технології. Для вирішення такої задачі зазвичай використовується так званий показник *TEWI* (Total equivalent warming impact). В [1] було запропоновано при розрахунку величини повного еквівалента теплового впливу враховувати додаткові енергетичні витрати E_i на створення обладнання, машинного залу, забезпечення заходів безпеки, а також на ремонт техніки.

$$TEWI_N = GWP_R(L_R N + m_R(1 - \alpha)) + GWP_{BA} m_{BA} + \beta N_{повн} \tau + \sum \beta E_i \quad (1)$$

де GWP_R та GWP_{BA} – потенціали глобального потепління холодоагенту і вспінюючого агента ізоляції, відповідно, кг CO₂/кг; L_R – втрати холодоагенту, кг/рік; N – час експлуатації обладнання, рік; m_R – маса холодоагенту в установці, кг; α – частина утилізованого після завершення експлуатації холодоагенту; m_{BA} – маса вспінюючого агента, $N_{повн}$ – потужність холодильної установки, кВтгод; E_i – енергоємність елементів холодильної установки, кВтгод/кг; β – емісія CO₂ при виробництві 1 кВтгод електроенергії, кг CO₂/(кВтгод); τ – час експлуатації обладнання в годинах.

Недоліком викладеної моделі *TEWI*-аналізу є відсутність урахування внутрішніх і зовнішніх ексергетичних втрат при роботі холодильної установки. Ця обставина робить неможливим виконання коректного науково обґрунтованого вибору компонентів реального робочого тіла (розчинів холодоагенту з компресорним мастилом) або встановлення доцільності використання нанотехнологій в холодильному обладнанні. Крім того, $TEWI_N$ є екстенсивною величиною оскільки вона залежить від холодопродуктивності холодильної машини і енергоємності її основних вузлів і апаратів. Отже відсутня можливість порівняння холодильного

обладнання виробленого різними фірмами.

З метою усунення перерахованих недоліків в роботі [2] були запропоновані питомі еколого-термoeкономічні індикатори, які були сформовані на підставі аналізу балансової схеми прямих та непрямих внесків у TEWIN компресорної системи (рис. 1 [2])

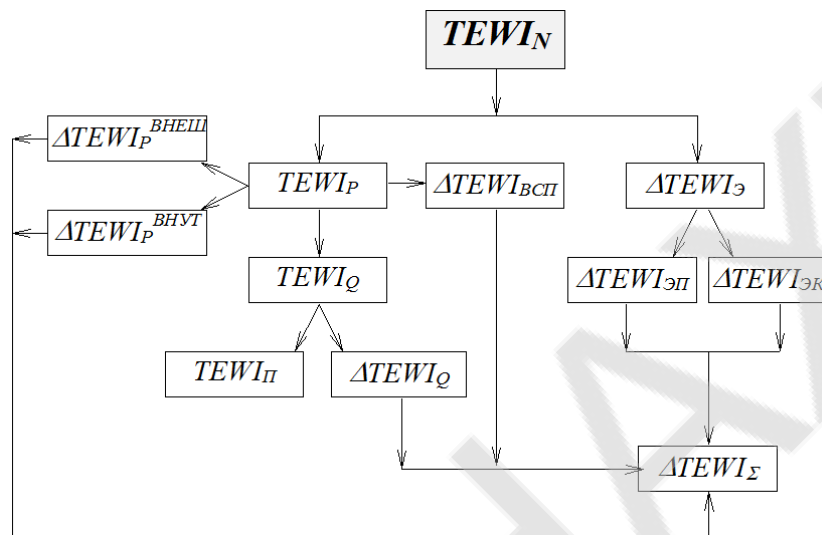


Рис. 1 - Балансова схема внесків у $TEWIN$ холодильної компресорної системи:

$TEWIN$ – Повний Еквівалент Глобального Потеплення, кг CO_2 ; $TEWIP$ – емісія CO_2 від раціонально використаної енергії на виробництво холоду, кг CO_2 ; $TEWIQ$ – емісія CO_2 від частини енергії, перетвореної в холод, кг CO_2 ; $TEWIП$ – емісія CO_2 від енергії, витраченої на охолодження продукції (від корисно витраченої частини ексергії), кг CO_2 ; ΔTEW зовн – непрямий внесок у $TEWI$ від зовнішньої незворотності процесів в холодильному обладнанні, кг CO_2 ; $\Delta TEWI$ ВНУТ – непрямий внесок у $TEWI$ від внутрішньої незворотності процесів в холодильному обладнанні, кг CO_2 ; $\Delta TEWIQ$ – емісія CO_2 від нераціонально використаної енергії, витраченої на охолодження внутрішньо-камерного обладнання, і компенсації тепловитоків в холодильну камеру, кг CO_2 ; $\Delta TEWIЭ$ – внесок у $TEWIN$ від емісії холодоагенту, вспінюючого агента теплоізоляції і витрат енергії для отримання конструкційних матеріалів та виготовлення холодильного обладнання, кг CO_2 ; $\Delta TEWIЭП$ – прямий внесок у $TEWIN$ від емісії холодоагенту і вспінюючого агента теплоізоляції, кг CO_2 ; $\Delta TEWIЭК$ – непрямий внесок у $TEWIN$ від витрат енергії на отримання конструкційних матеріалів, виготовлення обладнання, модернізацію, кг CO_2 ; $\Delta TEWI\Sigma$ – внесок у $TEWIN$ від нераціонально використаної енергії при виробництві холоду, кг CO_2 .

Складові $TEWIN$ внески можуть бути розраховані з використанням наступних формул [2]:

$$TEWI_p = \beta \cdot N_{\text{повн}} \cdot N \quad (2)$$

$$\Delta TEWI_{\text{еп}} = GWP_R L_R N + GWP_R m_R (1 - \alpha) + GWP_{BA} m_{BA} \quad (3)$$

$$\Delta TEWI_{\text{ек}} = \Sigma E_i \beta \quad (4)$$

$$\Delta TEWI_{\text{др}}^{\text{внутр}} = (D_{\text{км}} + D) \beta \tau \quad (5)$$

$$\Delta TEWI_{\text{мех}}^{\text{внутр}} = (D_0 + D_k + D_{\text{вс}} + D_{\text{пто}} + D + D_{\text{ел}}) \beta \tau \quad (6)$$

$$TEWI_Q = TEWI_p - \Delta TEWI_p^{\text{внутр}} - \Delta TEWI_p^{\text{зовн}} - \Delta TEWI_{\text{всп}} \quad (7)$$

$$TEWI_{\Pi} = TEWI_Q - \Delta TEWI_Q \quad (8)$$

$$TEWI_{\Pi} = N \cdot \Delta N \quad (9)$$

$$\Delta TEWI_Q = Q_{\text{втр}} \cdot \Delta N \quad (10)$$

На відміну від ексергетичного ККД, коефіцієнт приведеної емісії парникових газів $tewi$ - характеризує екологічну чистоту (з точки зору впливу на парниковий ефект) отримання одиниці холоду (ексергії холоду).

$$tewi = \frac{TEWI_{\Pi}}{TEWI_Q} \quad (11)$$

Для оцінки доцільності модернізації холодильного обладнання (наприклад, використання нанотехнологій), доцільно використовувати нові індикатори, які були запропоновані в монографії [2]. Розглянемо деякі із них.

Коефіцієнт прямого екологічного впливу холодильної установки або технології характеризує вплив парникових газів на стадії створення холодильного обладнання

$$\delta = \frac{TEWI_p}{TEWI_n} = 1 - \frac{\Delta TEWI_e}{TEWI_N} \quad (12)$$

Коефіцієнт непрямого екологічного впливу холодильної установки характеризує рівень внутрішніх і зовнішніх втрат ексергії при експлуатації холодильної установки

$$\gamma = \frac{TEWI_{\Pi}}{TEWI_p} = 1 - \frac{\Delta TEWI_p^{\text{внутр}} + \Delta TEWI_p^{\text{зовн}} + \Delta TEWI_Q + \Delta TEWI_{\text{всп}}}{TEWI_p} \quad (13)$$

Коефіцієнт еколого-термоекономічної досконалості дозволяє оцінити досконалість отримання штучного холоду і здійснення холодильної технології як з урахуванням ірраціонального використання енергетичних ресурсів при створенні обладнання та його експлуатації, так і прямої емісії холодоагенту і вспінюючого агентів

$$\phi = \frac{TEWI_{\Pi}}{TEWI_N} = 1 - \frac{\Delta TEWI_{\Sigma}}{TEWI_N} \quad (14)$$

Коефіцієнт екологічної доцільності модернізування обладнання в порівнянні з базовим варіантом

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{TEWI_n - TEWI_{n \text{ alt}} \left(\frac{TEWI_Q}{TEWI_Q \text{ alt}} \right)}{TEWI_N} \quad (15)$$

Коефіцієнт екологічної досконалості

$$\eta_{\text{с}} = \frac{TEWI_N \cdot TEWI_Q \text{ alt}}{TEWI_{N \text{ alt}} \cdot TEWI_Q} \quad (16)$$

Значення цих коефіцієнтів для холодильної компресорної системи при параметрах циклу $T_0 = 270$ та 260 К та при постійній температурі конденсації $T_k = 228$ К наведено на рис. 2. Коефіцієнти були отримані за параметрами холодильного циклу, побудованого для холодоагента R290 з урахуванням впливу домішок різних компресорних мастил у R290 на зміну ентальпії в вузлових точках циклу. Як компресорні мастила розглядалися: алкілбензолне RENISO SP46 (в'язкість $46 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ при 40°C), це ж мастило з вмістом $0.223 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{кг}^{-1}$ фулерену C_{60} , поліефірне ProEco® RF22S (в'язкість $22.26 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ при 40°C), це ж мастило з вмістом $6.837 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{кг}^{-1}$ C_{60} [3]. Вплив домішок розглянутих мастил на тиск насичених парів R290 було попередньо експериментально вивчено та результати цього дослідження наведено в [4].

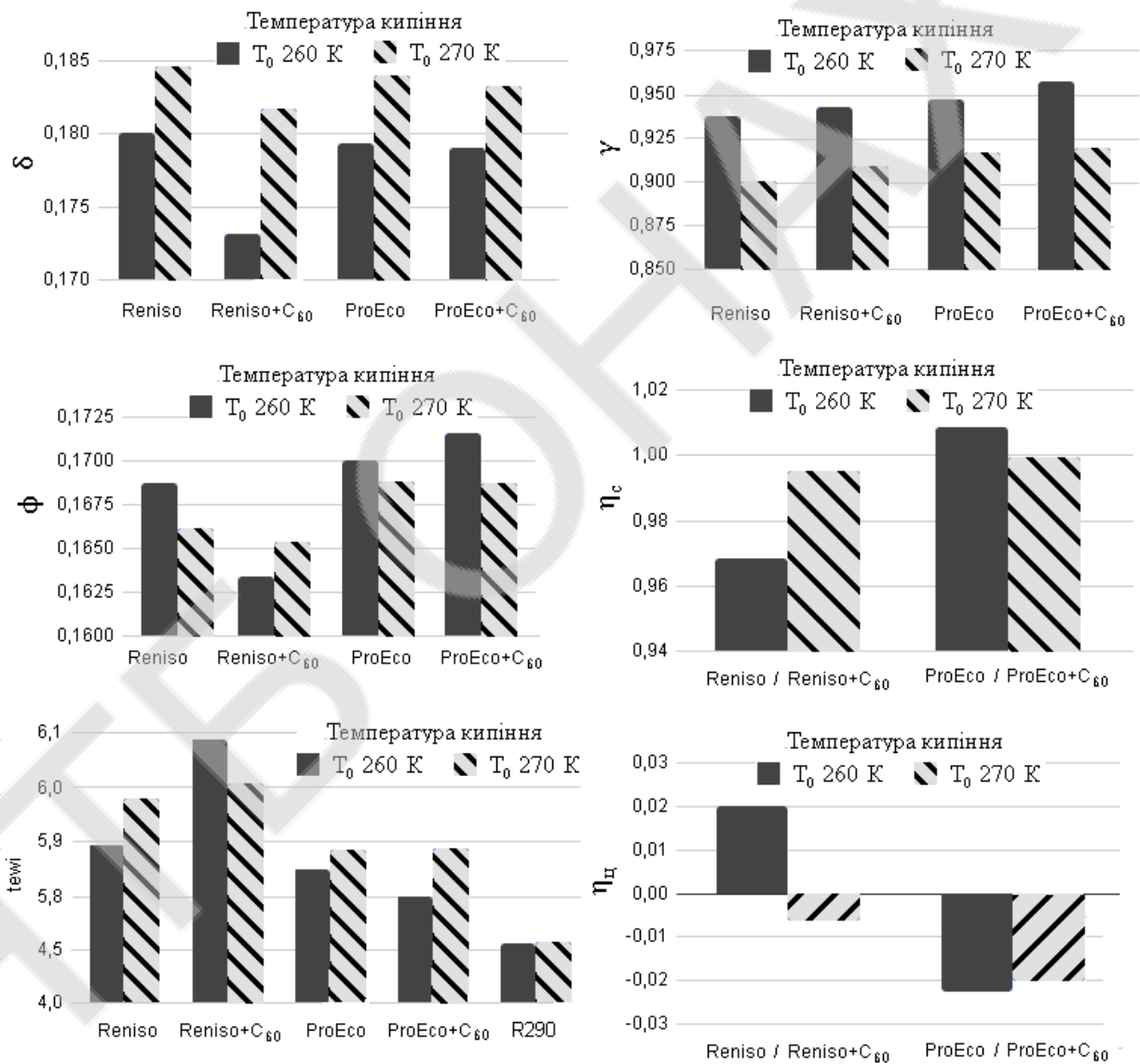


Рис. 2 – Коефіцієнти еколого-термoeкономiчної ефективностi для парокомпресiйної холодильної машини при роботi на рiзних робочих тiлах

Значення отриманих коефіцієнтів свідчать про доцільність використання нанотехнологій, а саме додавання фулерену C_{60} до компресорних мастил, та акцентують увагу на інтервалах температур в яких можна отримати оптимальний потрібний ефект. Було показано, що вибір марки компресорного мастила й його в'язкості впливає на показники ефективності холодильного обладнання не менш, ніж додавання наночастинок до розчину холодоагент/мастило. Домішки фулерену C_{60} майже завжди позитивно впливають на розглянуті в роботі показники коефіцієнтів досконалості. Тому можна рекомендувати їх використання для вибору таких інноваційних рішень у холодильній індустрії, які будуть сприяти зменшенню небезпечного впливу, спричиненого емісією парникових газів, на навколишнє середовище.

Список використаної літератури

1. Железний В. П., Быковец Н. П., Хлиева О. Я., Степанова В. П., Суходольская А. Б. Методика расчета эквивалентной эмиссии парниковых газов в промышленности // Экотехнологии и ресурсосбережение. 2004. № 6. С. 34-43.
2. Железний В. П., Семенюк Ю. В. Рабочие тела пароконденсаторных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр. Одесса, Феникс. 2012.
3. Korniiyevych S., Zhelezny V., Khliyeva O., Shymchuk M., Volgusheva N. A study of the influence of the fullerene C_{60} additives in compressor oils of various viscosities on the refrigerator performance parameters // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 5/8 (107). P. 56-62.
4. Железний В. П., Корниевич С. Г., Хлієва О. Я., Івченко Д. О. Експериментальне дослідження тиску насиченої пари пропану в сумішах з компресорними мастилами в присутності домішок фулерену C_{60} // Фізика аеродисперсних систем. 2021. № 59. С. 89-99.

УДК 621.577

ТЕПЛОАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ

*Калініченко І.В., к.т.н., доцент кафедри теплотехніки; Асаволюк Д.В. магістр
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net*

Актуальність теми. Утилізація вторинних теплових ресурсів суднового головного двигуна (ГД) традиційно є одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання паливо-енергетичних ресурсів суднової енергетичної установки (СЕУ). Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти ГД, в першу чергу суднових дизельних установок (СДУ), були успішно реалізовані на великому числі морських суден. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДУ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД ГД (ККД сучасних малооборотових суднових ГД становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" - до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки

теплоти, що відводиться в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) [http://www.mandieselturbo.com, http://www.wartsila.com]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні, так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК).

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на судах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси ГД. Це дозволило б, по-перше, утилізувати скидаючу теплоту, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи ДК на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Аналіз проведених досліджень. Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДУ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [1 - 3]. В роботі [1] представлена схема роботи ТНПУ, де розглядалися різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої ГД води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладон R114 (CF₂ClCF₂Cl) та хладон R22 (CHF₂Cl), але і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низько-потенційної теплоти СДУ. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

Тому метою дослідження є з'ясування технічної можливості та доцільності теплонасосної утилізації низькопотенційної теплоти СДУ з метою виробництва водяної пари для різних судових споживачів.

Основна частина. Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорій Нестеренко», «Дмитрій Медведєв» показав, що існує чотири різних режими навантаження на котельну установку судна типу танкер:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 °С;
- миття танків;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на судову котельну установку (утилізаційний (УК) і допоміжний котли (ДК)) залежатиме від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пар, що видно з табл.

Таблиця. Парове навантаження УК і ДК танкерів у холодну пору

Назва судна	ДУК, кг/год	Необхідна кількість пари на судні, кг/год			
		Хід	Перегрів вантажу до 60 °С	Мийка танків	Баласт
17012 т/х "Капелла"	2000	9141	14841	13028	2300
15990 т/х "Григорій Нестеренко"	5000	7160	12170	11450	5075
15965 т/х "Дмитрій Медведєв"	5000	2160	8046	13287	4050
т/х "Победа"	6500	1453	15928	19728	1200

Для задоволення всіх потреб на судні у водяній парі додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

Як судно-прототип для проведення розрахункового дослідження був вибраний танкер проекту 15966 (типу "Григорій Нестеренко") [4], водотонаажністю $D = 35970$ т, розробки ЦКБ Ізумруд (м. Херсон). На танкері встановлені ГД марки 6ДКРН 60/195-10 потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9370$ кВт, два ДК, один з яких КАВ 6,3/7 має паропродуктивність 6,3 т/годину, а інший КАВ 16/16 - 16 т/годину, та утилізаційний котел КУП 660 паропродуктивністю 5 т/годину. В даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково ДК.

Вибір параметрів роботи ТНПУ визначається, з одного боку, параметрами охолоджуючої води ДВЗ, що є джерелом низько потенціальної теплоти, а з іншого, - наявністю на судні споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів вантажу. Аналіз параметрів судових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: що використовують водяну пару низького (0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) і високого (до 0,7 МПа) тисків. Спочатку розглядалася робота ТНПУ з отриманням пара всіх трьох параметрів. Однак, з огляду на можливість термічного розкладання хладонів, які є робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема двох тисків, принцип дії якої детально описано в [5]. При цьому передбачалося, що водяна пара тиском 0,9 МПа виробляється в традиційному утилізаційному водяному котлі за рахунок теплоти ОГ ГД. В якості альтернативного ГД для танкера розглядалися сучасні малооберткові двигуни 6RTA52U-B фірми "Wartsila-NSD" з номінальною потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9600$ кВт та двигун 6S50ME-C8-ТІІ фірми "MAN B&W" з потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9960$ кВт.

Для обох дизелів використовується трьохконтурна система охолодження. В якості джерела низького потенціалу розглядалася вода, що охолоджує втулки циліндрів. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та водоопріснювальної установки приведена на рис.

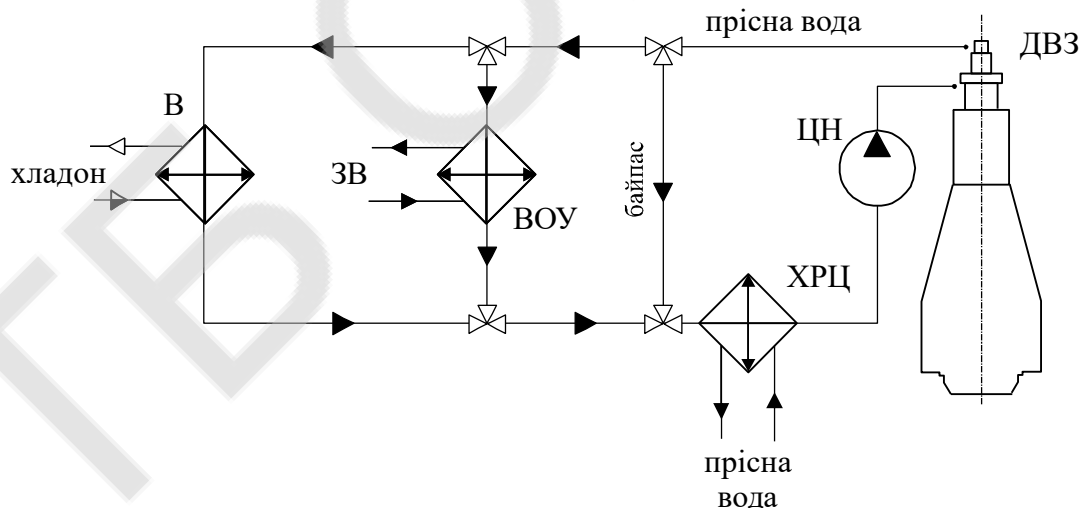


Рисунок. Схема з'єднання випарника ТНПУ до системи охолодження ДВЗ

В – випарник теплового насоса; ЗВ – забортна вода; ВОУ – водоопріснювальна установка; ХРЦ – холоди́льник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ; ЦН – циркуляційний насос

Таким чином, проведені розрахункові дослідження (див. табл. 5) показали безсумнівні енергетичні переваги від установки на судні ТНПУ.

Отримані результати вказують на перспективність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ і доцільність проведення подальших досліджень.

Висновки.

1. На сьогоднішній день на водному транспорті питання утилізації скидної теплоти СДУ залишаються вкрай актуальними. Одним з варіантів вирішення цього завдання з урахуванням змінених параметрів роботи суднових дизелів є впровадження теплонасосних парогенеруючих установок.
2. Проведені дослідження показали енергетичну ефективність і технічну здійсненність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ.
3. Остаточний вибір режимних параметрів роботи ТНПУ (у тому числі і марки хладону) повинен проводитися на основі оптимізаційних розрахунків, моделюючих конструктивні і вартісні характеристики апаратів установки.

Список літератури

1. Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. пр.* – Харків: ХАІ, 2002. – Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. – С. 17–19.
2. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Янтовский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
4. Танкер проекта 15966 "Григорий Нестеренко". Спецификация. – Херсон: ЦКБ "Изумруд", 1985. – 156 с.
5. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками/ Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов// *Зб. наук. пр. НУК.* – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79
6. .

УДК 621.577 + 697.1

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ПРИРОДНОЇ ВОДИ І ГРУНТУ В ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ

Безродний М.К., проф., д.т.н. КПІ ім. Ігоря Сікорського, Притула Н.О., доц., к.т.н. КПІ ім. Ігоря Сікорського, Фетов І.В. магістрант КПІ ім. Ігоря Сікорського
npritula@ukr.net

Необхідність сталого енергопостачання населення, зменшення рівня енергетичної залежності від імпортного палива, зниження техногенного навантаження на навколишнє середовище, зменшення соціальної напруги у сфері енергетики, загальне підвищення рівня енергетичної безпеки України потребують розв'язання проблем, пов'язаних із низькою енергетичною ефективністю економіки країни та значними витратами суспільства на енергозабезпечення. Таким чином, головним напрямком розвитку систем генерації, транспорту та розподілу теплоти з метою зменшення залежності України від імпортних енергоносіїв має стати зниження рівнів споживання природного газу за рахунок розвитку систем теплопостачання на базі електричної енергії в поєднанні з нетрадиційними і відновлюваними джерелами енергії. При цьому енергозберігаюча технологія (тепловий насос) дозволить поєднати виробництво теплоти з раціональним застосуванням енергії, що дає можливість одночасно зменшити енергетичне

навантаження на навколишнє природне середовище і кількість енергетичних відходів, які одержуються у процесі виробництва та при використанні виготовленої теплоти [1-3].

При будівництві будинків поблизу відкритих водойм з'являється можливість використання теплоти цих водойм як джерела низькопотенційної теплоти з перетворенням її в тепловому насосі. Доцільність такого використання повинна оцінюватися з врахуванням фізичних характеристик застосування теплообмінних пристроїв. Вода із водойми подається зануреним насосом в теплообмінник і скидається назад у водойму. В проміжному контурі, заповненому гліколем, теплота передається з теплообмінника до випарника теплового насоса. На рис. 1 теплота води, що попередньо підігрілася за рахунок проходження в ґрунті, відбирається за допомогою опущеної в колодязь з цією водою бухти із поліетиленової труби.

Для визначення довжини поліетиленової труби, згорнутої в бухту, що занурена у водойму, може бути використане рівняння

$$L=C\Delta t^m, \quad (1)$$

де L – довжина поліетиленового трубопроводу, віднесена до 1 кВт теплового потоку від води відкритої водойми до гліколю, що циркулює у трубі; Δt – різниця температур води у водоймі і середньої температури гліколя, що циркулює всередині поліетиленової труби, °С; C і m – коефіцієнт і показники степені, що визначені експериментальним шляхом [1,4].

Незамерзаючий теплоносій (25 % водний розчин етиленгліколю) з температурою $t_{\text{Т вх}}$ й об'ємною витратою $V_{\text{Т}}$ насосом подається у випарник ТН, де він охолоджується та на виході його температура становить $t_{\text{Т вих}}$. В роботі [5] встановлено, що існує оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН. Це проявляється внаслідок того, що затрати енергії на привід компресора ТН та на насос при зміні температури теплоносія на виході з випарника ТН змінюються в протилежних напрямках. Таким чином, підтримання оптимального ступеня охолодження теплоносія в випарнику ТН забезпечує мінімальні сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення в цілому.

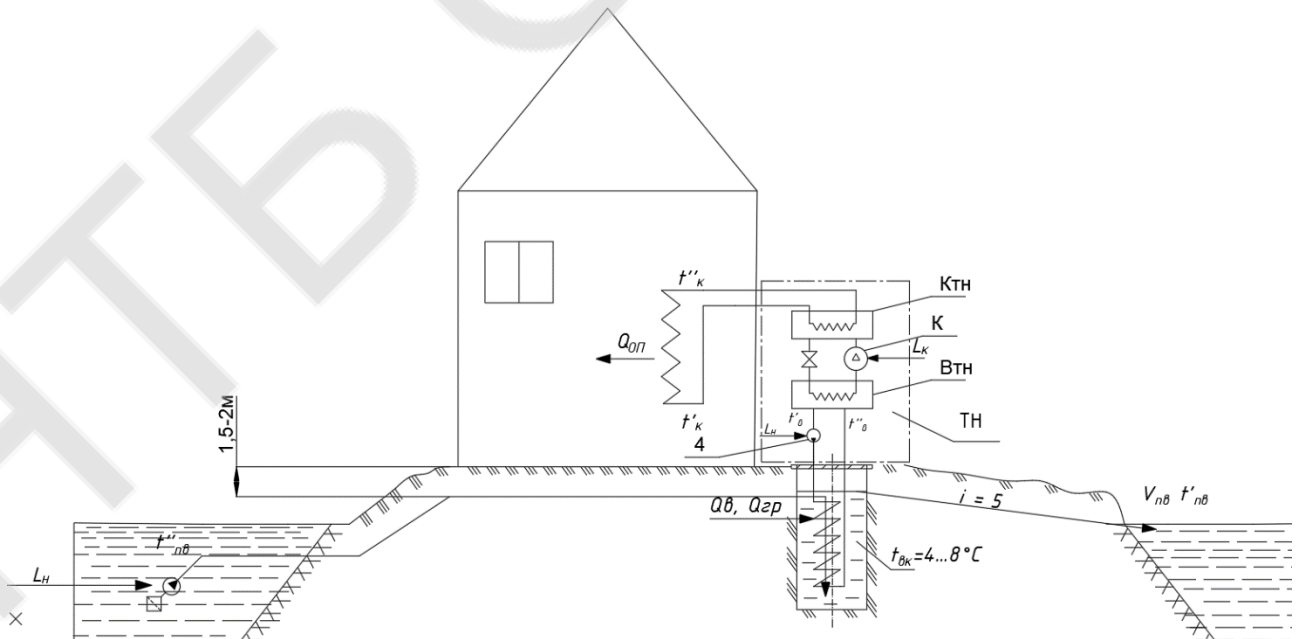


Рис. 1. Принципова теплонасосна схема низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту: ОП – опалювальне приміщення, ТН – тепловий насос, КТН – конденсатор ТН, ВТН – випарник ТН, К – компресор, Н – насос, L_k – робота приводу компресора ТН, L_n – робота приводу насоса.

На рис. 2 і 3 наведена графічна інтерпретація отриманих оптимальних характеристик бухти ґрунтового теплообмінника при різниці температур води у колодязі і середній температурі гліколя, що циркулює всередині поліетиленової труби, рівній $\Delta t=4\text{ }^{\circ}\text{C}$. З рис. 2 оптимальна довжина поліетиленової труби в бухті контуру теплообмінника може бути визначена в залежності від вибраного значення швидкості руху теплоносія та діаметра труби.

При визначених, таким чином, величинах довжини труби бухти ґрунтового теплообмінника ($L_{г.т.}^{opt}$) і прийнятому діаметрі поліетиленової труби в бухті ($d_{вн}$) рис. 3 дозволяє визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{г.т.}$ в бухті теплообмінника, після чого може бути визначено загальний перепад тиску в контурі нижнього джерела теплоти для підбору циркуляційного насоса.

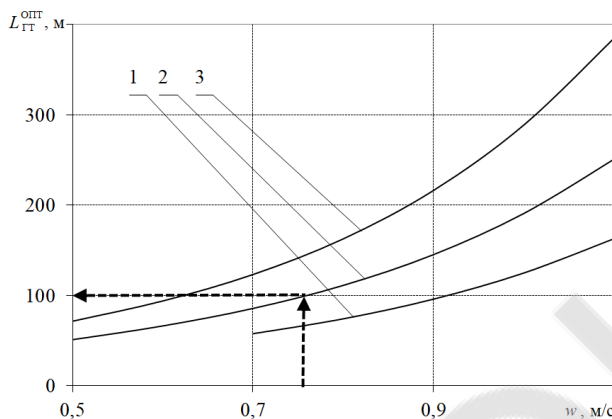


Рис. 2. Залежність довжини бухти ґрунтового теплообмінника від швидкості руху водяного розчину етиленгліколю:

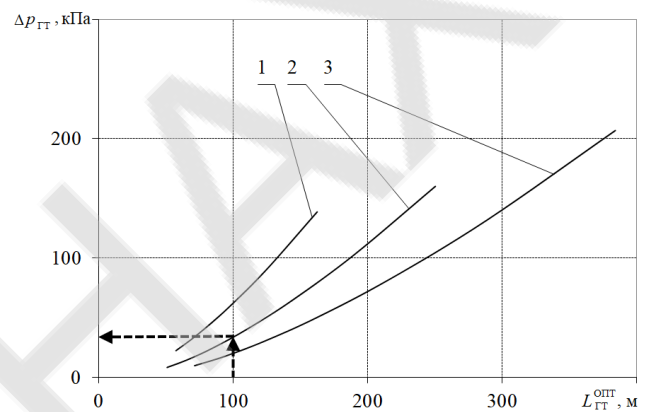


Рис. 3. Залежність втрат тиску у ґрунтовому теплообміннику від довжини труби ґрунтового теплообмінника:

при різниці температур води у колодязі і середній температурі гліколя, що циркулює всередині поліетиленової труби, рівній $\Delta t=4\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1 – $d_3=33\text{ мм}$; 2 – $d_3=42\text{ мм}$; 3 – $d_3=48\text{ мм}$

Для зручності практичного використання отриманих даних в табл. 1 наведені також загальні теплові потоки, що відводяться одним теплообмінником від нижнього джерела і які можуть бути використані при проектуванні системи теплонасосного опалення будинку з заданими втратами теплоти на опалення.

Табл. 1 Результати розрахунків оптимальних параметрів теплообмінника

Діаметр Труби $D_3, \text{ мм}$	Різниця температур, $\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	Питомий тепловий потік, Вт/м	Характеристики ґрунтового теплообмінника	Швидкість $w, \text{ м/с}$				
				$w_1=0.7$	$w_2=0.8$	$w_3=0.9$	$w_4=1$	$w_5=1,1$
33	2	26	$L_{г.т.}^{opt}, \text{ м}$	113	155	213	292	398
			$Q, \text{ кВт}$	2,938	4,03	5,538	7,592	10,348
			$\Delta p_{г.т.}, \text{ кПа}$	44	76	128	211	339

	4	43	$L_{e.m.}^{onm}, M$	58	74	96	125	163
			Q, кВт	2,494	3,182	4,128	5,375	7,009
			$\Delta p_{e.m.}, kPa$	22	36	57	90	139
	6	57	$L_{e.m.}^{onm}, M$	41	51	64	81	102
			Q, кВт	2,337	2,907	3,648	4,617	5,814
			$\Delta p_{e.m.}, kPa$	16	25	38	58	87
42	2	29	$L_{e.m.}^{onm}, M$	166	228	316	437	598
			Q, кВт	4,814	6,612	9,164	12,673	17,342
			$\Delta p_{e.m.}, kPa$	48	83	142	236	382
	4	47	$L_{e.m.}^{onm}, M$	86	111	145	191	251
			Q, кВт	4,042	5,217	6,815	8,977	11,797
			$\Delta p_{e.m.}, kPa$	25	41	65	103	160
	6	63	$L_{e.m.}^{onm}, M$	59	75	94	120	153
			Q, кВт	3,717	4,725	5,922	7,56	9,639
			$\Delta p_{e.m.}, kPa$	17	27	42	65	98

Наведені співвідношення можуть бути використані на стадії проектування теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту при визначенні оптимальної довжини труби бухти, а також перепаду тиску в контурі для підбору циркуляційного насоса, або витрати теплоносія зі сторони нижнього джерела теплоти для забезпечення оптимальних умов роботи теплонасосної системи теплопостачання.

1. Гершкович В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП “Энергоминимум”, 2009. – 60 с.
2. European Heat Pump Association (EHPA) // Access mode – <http://www.ehpa.org/>.
3. Редько А. О., Безродний М. К., Загорученко М. В., Ратушняк Г. С., Редько О. Ф., Хмельнюк М. Г. Низькопотенційна енергетика. Навчальний посібник (Під редакцією академіка НАНУ А. А. Долинського), Харків: Видавництво «Друкарня Мадрид», 2016. – 412с.
4. Безродний М.К., Пуховий І.І., Кутра Д.С. Теплові насоси та їх використання. Навчальний посібник. – Київ: НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.
5. Безродний М.К., Притула Н.О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. Монографія. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 272 с.

6.



УДК 621.311;658.5

ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ.

Терзійський С.С., маг., каф.ХУКП, sergeiterzijskij@gmail.com

Яковлева О.Ю., доц. каф.ХУКП osarja@gmail.com

Трандафілов В.В., ст.викл., каф.ХУКП, vlad.trandafilov@gmail.com

В зв'язку з ростом населення та зростаючим попитом на традиційні ПЕР а також пріоритетним питанням декорбанізації економіки з метою стримування зміни клімату виникає потреба в чистій енергії. Але це питання не стає відстань майже потребує переходу та інтеграції поновлювальних джерел енергії (чиста енергія, зелена енергія) з традиційною інфраструктурою що стосовно енергетиці. Також надання кінцевим користувачам енергії можливість в інтегрованому управлінні енергетичними ресурсами, щодо питань менеджменту мереж, навантаження, зберігання енергії та її мікрогенерації. Шлях до реалізації завдання- застосування комерційних платформ для торгівлі енергією, а саме механізмів, які можуть бути використані для можливості задовольнити підвищений попит в енергії та вимоги гравців: користувачів енергії, любителів, які купують обладнання якісного або функціонального призначення, придатного для професійного використання та комунальних мереж постачання енергії. Основні фактори які лежать в основі задоволення гравців – стабільність у покритті попиту на енергію поряд з зростанням прибутку, де саме такі програми та платформи допоможуть.

Peer-to-Peer (P2P) [1] енергетична платформа одна з можливостей отримати баланс з мінімальними ризиками, де кожний з гравців отримує бажаний прибуток та задовольняє потреби в енергії незважаючи на будь-які обставини. Але за відсутністю коштів деякі споживачі можуть бути поза мережами можливості купувати енергію. Крім того любителі, які купують обладнання якісного або функціонального призначення, придатного для професійного використання та комунальних мереж постачання енергії, несуть повну відповідальність за управлінням, зберіганням енергії та не можуть продавати отриману надлишкову енергію. Зростання вартості на керування та зберігання енергії також є бар'єр який впливає на загальний прибуток споживача енергії. Основні проблеми для вирішення масштабність та енергетична безпека. Потенціал P2P-торгівлі енергією на користь більш широкому спектру, спільноті також підкреслює її більш далекосяжні соціальні наслідки в порівнянні з іншими секторами економіки спільного використання. Звільнення від регулюючих вимог і зростаюча датафікація енергетики нададуть широкий спектр можливостей для збільшення експериментування в галузі управління енергетикою і створення цінності на рівні колег і спільнот.

В наступний час intelligent communications, смарт технології, поряд з технологіями, які надають можливість децентралізації є вирішенням цих проблем. Один з прикладів це deep and reinforcement learning (RL) [2] на невеликому наборі даних і фаза тестування на основі дерева рішень, створеного з навченого RL. Перевага цього підходу - створення автономного агента, здатного реагувати в режимі реального часу, з огляду тільки на минуле. Якщо поєднати з швидкою і надійною інфраструктурою зв'язку, такою як 5G, "Beyond 5G", технології бездротового зв'язку, які, ймовірно, будуть впроваджені після 2025 року, ймовірно, працюють вище 6 ГГц, це може надати додаткові можливості для поліпшення взаємодії споживачів, які приймають участь в управлінні та зберіганні енергії і кінцевих споживачів енергії з електричною мережею.

Децентралізована система управління енергоспоживанням може використовувати переваги різних технологій, а отримання ефективного зв'язку допоможе забезпечити оптимальне використання, утилізацію доступних ресурсів. Впровадження передової технологій, таких як blockchain та розподілений інтелект, нададуть можливість подолати технічні проблеми та зменшити кількість бар'єрів, що призведе до реалізації проривної технології. Як наприклад технологія блокчейн може допомогати в автоматизації бізнес-логіки та бізнес-процесів при використанні розумних контрактів та розподіленої мережі верифікації записів на реєстри, можливість автоматично збирати дані з лічильників електроенергії в регіоні, система на основі розподілених реєстрів може формувати прозору оцінку фактичного попиту на електроенергію та формувати прогнози рівня попиту без необхідності застосування співробітників.

Таким чином інтелектуальні системи [3] сприяють новаторським ринковим рішенням та послугам для енергетичних систем, де використовується чиста або зелена енергія. Системи в яких розподілені та гнучкі ринки, а також мережі, засновані на «чистих» та ефективних активах, використовують інформаційні технології з метою інтеграції всієї системи гравців за допомогою оптимального, прозорого та демократичного підходу. Основним показником такої системи є концепція інтелектуальної мережі, а саме електрична мережа, в якій інформація вільно передається між споживачами і постачальниками, при умовах експлуатації, які адаптуються в режимі реального часу, це надає можливість гарантувати адекватні рівні безпеки, надійності та відмовостійкості. Пропонується інтегрувати інші енергетичні інфраструктури та забезпечуючи додаткові рівні абстракції разом з інтелектом при розробці енергоефективного проекту з використанням відновлювальних джерел енергії на етапах проектування, планування та експлуатації, прийняття рішень для застосування сценарію сталого розвитку в енергетичних системах майбутнього. Системи мають бути інтегрованими системами, такі як віртуальні електростанції, енергетичні співтовариства, інтелектуальні мережі, багатотермінальні мережі постійного струму та гібридні мережі змінного або постійного струму, відмовостійкі мережі, електричний транспорт. Будівлі з нульовим споживанням енергії займають свою нішу в розділі інтегрованих інтелектуальних систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря з системами генерування енергії, включаючи ринкові додатки і правила для зеленої економіки і можливість враховувати психологічні і етичні питання нових енергетичних систем.

Література

1. Schneiders, A.; Fell, M.; Nolden, C. Peer-to-Peer Energy Trading and the Sharing Economy: Social, Markets and Regulatory Perspectives. *Preprints 2020*, 2020080266 (doi: 10.20944/preprints202008.0266.v1)
2. Energy Management for Microgrids: a Reinforcement Learning Approach. 2019. [Philippe Preux](#) at all. IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies Conference Europe (ISGT Europe)
3. **Intelligent Clean Energy Systems (ICES)**. 2021. Luxembourg Institute of Science and Technology [on-line resources] Accessed by URL: [Home | Luxembourg Institute of Science and Technology \(list.lu\)](#) at September 2021

UDK 621.57

IMPROVING ENERGY EFFICIENCY OF MARINE DIESEL ENGINES BY UTILIZING THE RECIRCULATION GAS HEAT IN ABSORPTION CHILLER

Roman Radchenko, Assistant Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Mykolaiv,
Maxim Pyrysunko, Teacher of Kherson Branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Kherson, Ukraine, maximka1786@gmail.com
Denys Vdovychenko, Student

The ships are the sources of air pollutions that account for about 60 to 80% of all pollutants. Among these substances, the most harmful to nature are emissions from the exhaust gases of internal combustion engines [1]. The main shipboard source of environmental pollution is the main and auxiliary combustion engines of the power plants. Diesel engines dominating as the main marine engines and diesel generators are preferable in terms of fuel efficiency, service life, and the ability to operate on heavy fuel oil (HFO).

The reducing of the amount of harmful substances in the exhaust gases is an effective method for the greening of ship engines. Exhaust gas recirculation (method known as EGR - Exhaust Gas Recirculation) is carried out by bypassing exhaust gases from the manifold to the receiver. The EGR technology is one of the advanced methods for reducing NOX and SOX. But this method has a negative effect. The usage of EGR increases specific fuel consumption (SFC) of the engines [2].

As a result, it is justified to use the technologies of utilization of recirculation exhaust gas heat for cooling engine intake air to improve the environmental and fuel efficiency of the marine diesel engine using EGR systems. These technologies allow to increase diesel fuel economy by cooling the combustion air with waste heat using chillers (WHUCH).

The effectiveness of the application of proposed technical solution was analyzed on the basis of EGR system typical for MAN low-speed two-stroke diesel engines in accordance with the Tier III environmental conditions. Recirculation is provided by bypassing part of the exhaust gases purified from harmful gases in the scrubber after cooling in the heat exchanger-gas cooler.

Provided schematic solution with the use of the heat-using circuit of the ACh for the two-stroke engine 6G50ME-C9.6, responsible for Tier III environmental conditions. To analyze the system parameters and characteristics of the diesel engine, the CEAS [3] software package was used. The next initial data were used for the calculation: power – $N_e = 9288$ kW; engine load – $NMCR = 90\%$; SFC – $g_e = 166.0$ g/(kWh); speed – $n_e = 96.5$ rpm; EGR system.

The calculation of the engine characteristics was carried out on the operating mode during the voyage of the ship from Odessa to Shanghai. In the Fig. 1 there are changes of the climatic conditions during the voyage (temperature of sea water t_w , ambient air temperature t_a , relative humidity φ_a and absolute humidity d_a).

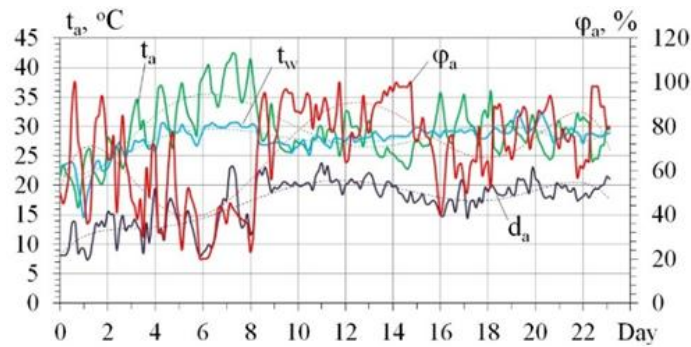


Fig. 1. The variation of climatic conditions (temperature of sea water t_w , ambient air temperature t_a , relative humidity ϕ_a and absolute humidity d_a) during the vessel trade voyage Odessa-Shanghai.

The solution with using the ACh was developed and analysed (Fig. 2). During the usage of the EGR system, some of the exhaust gases (10 - 40%) go into the scrubber recycling system (SRS). In it, they are purified by spraying water through nozzles. Then the exhaust gases are cooled in the heat exchanger - gas cooler (heater of water for refrigerant generator of ACh), condensed vapor from exhaust gases is drained through condensate trap and cooled gases are fed by the fan to the scavenge air receiver, where gases are mixed with the scavenge air coming from the turbocharger [4].

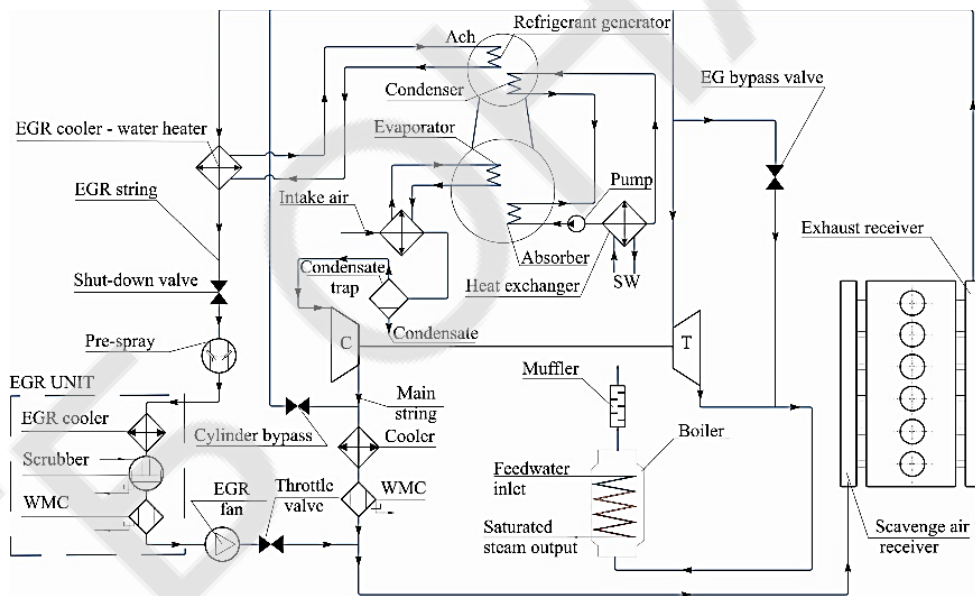


Fig. 2. Scheme of EGR-technology for the two-stroke diesel engine 6G50ME-C9.6 with ACh.

The calculation of the operating parameters of the heat-recovery contour based on the absorption chillers was carried out according to heat balances.

$$Q_0 = (c_a \xi \cdot \Delta t_a) G_a, \quad (1)$$

The refrigeration capacity is calculated as:

where $\Delta t_a = t_{amb} - t_{a2}$ – decrease in air temperature; t_a – air temperature at the inlet of engine turbocharger, °C; t_{a2} – temperature of cooled air at the air cooler outlet, °C; c_{ma} – specific heat of moist air, kJ/(kg·K); G_a – air mass flow rate, kg/s; ξ – specific heat ratio of the overall heat (latent and sensible heat) to the sensible heat removed from air during cooling.

The heat coefficient ξ is the ratio of the cooling capacity Q_0 (the amount of heat removed from the cycle air) to the amount of heat expended Q_g supplied to the ACh from the exhaust gases or charge air:

$$\xi = Q_0 / Q_g \quad (2)$$

The values of the cooling capacity $Q_{0.15}$ required to cool the air at the engine inlet were calculated based on the decrease in its temperature from the current temperature in the engine room ta_1 ($ta_1 = t_{ch} + 10 \text{ }^\circ\text{C}$) to $ta_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ by the value Δt_{15} , available cooling capacity $Q_{0rg(0.7)}$ - taking into account the transformation of the available heat of exhaust gases $Q_{h.rg}$ into cold to the ACh:

$$Q_0 = Q_{h.rg} \cdot \xi \quad (3)$$

SFC with EGR system on the route is 168-170 g/(kWh). In this case, the RC is $K_r = 13\text{-}15\%$. A total mass of the exhaust gases flow rate $G_g = 18\text{-}20 \text{ kg/s}$ and the flow of recirculating flue gases is $G_{g.r} = 2.8\text{-}2.9 \text{ kg/s}$. The mass flow rate of “fresh” air to the engine turbocharger is $G_a = 16\text{-}17 \text{ kg/s}$ without EGR system and with EGR system $G_{a.egr} = 13\text{-}14 \text{ kg/s}$. For the engine 6G50ME-C9.6 according to the calculations using the CEAS software package when cooling intake air for every $10 \text{ }^\circ\text{C}$ a reduction in specific fuel consumption is $0.109 \text{ g/(kWh}\cdot\text{K)}$ for every $1 \text{ }^\circ\text{C}$ air temperature drop.

The results of analysing the operation efficiency of recirculation gas heat-recovery ACh with coefficient of performance $\zeta = 0.6, 0.7$ show the following cooling capacity received: $Q_{0.rg(0.6)} = 595\text{-}640 \text{ kW}$ ($\zeta = 0.6$), $Q_{0.rg(0.7)} = 690\text{-}750 \text{ kW}$ ($\zeta = 0.7$).

The th_1 temperature has been selected taking into account the risk of low-temperature corrosion. This method reduces the temperature of the air that enters the engine turbocharger: $\Delta ta(0.6) = 7.4\text{-}17.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\zeta = 0.6$) and $\Delta ta(0.7) = 9.3\text{-}21.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\zeta = 0.7$). In turn, this leads to decrease in the specific fuel consumption SFC.

Decrease in the temperature of intake air due to its cooling by the chillers leads to decrease in SFC and to the total fuel economy $\sum B_f$.

This happens during the vessel route due to decrease in the temperature of intake air at the turbocharger cooled by ACh using the heat of RG at different coefficients of performance is the following (Fig. 3): $\sum B_f(0.6) = 14.7 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.6$), $\sum B_f(0.7) = 17.2 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.7$) and $\sum B_f(0.7) = 16.5 \text{ t}$ (for $\zeta = 0.70$).

This technology allows to reduce harmful emissions more than 0.2-0.3% for SO_x and NO_x , but for the system with EGR and $\zeta = 0.7$ is: $\Delta g_{\text{NO}_x(0.7)} = 26.3\text{-}39.1\%$ ($4.7\text{-}6.7 \text{ g/(kWh)}$); $\Delta g_{\text{SO}_x(0.7)} = 9.6\text{-}14.3\%$ ($1.1\text{-}1.5 \text{ g/(kWh)}$). Meanwhile, it should be emphasized that this enhances CO_2 emissions by $\Delta g_{\text{CO}_2(0.7)} = 1.5\text{-}1.7\%$ ($6.3\text{-}9.4 \text{ g/(kWh)}$).

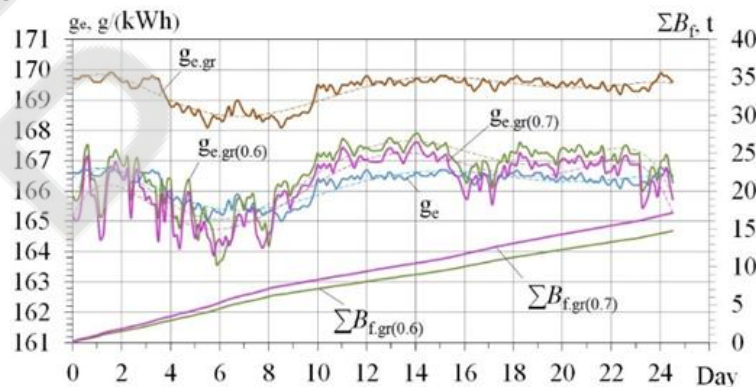


Fig. 2. Variation of SFC of engine with EGR system without using its heat for engine intake air cooling $g_{e.gr}$, with using its heat for engine intake air cooling $g_{e.gr}$ at different coefficients of performance $\zeta = 0.6$ and 0.7 in ACh and SFC g_e – due to engine intake air cooling to $t_{c2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ and $\sum B_{f.gr(0.6)}$, $\sum B_{f.gr(0.7)}$ summarized along the vessel route.

For the price [5] of heavy fuel oil IFO380 370 \$/t the savings in consumed fuel cost during the ship route Odessa-Shanghai are 5439 \$ ($\zeta = 0.60$) and 6364 \$ ($\zeta = 0.70$). A vessel on this route makes up to 12 voyages per year. Then the annual savings in fuel cost will be 65268 \$ ($\zeta = 0.6$) and 76368 \$ ($\zeta = 0.70$).

Conclusion. It has been determined that the thermopressor allows to increase the air pressure between the compressor stages by 4–9%, as a result of which the compression work in the compressor stages decreases; increase the amount of the working fluid in the cycle by $g_w = 2\text{--}4\%$, and, as a consequence, increase the specific power of the gas turbine by 3–10%.

References

6. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* 42(5), 21–27 (2019)
7. De Serio, D., de Oliveira, A., Sodr , J. R.: Application of an EGR system in a direct injection diesel engine to reduce NOx emissions. *Journal of Physics: Conference Series* 745(3) (2016)
8. MAN Diesel Turbo.: CEAS Engine Calculations, <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>, last accessed 2019/06/22
9. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A. (2020). Enhancing the Efficiency of Marine Diesel Engine by Deep Waste Heat Recovery on the Base of Its Simulation Along the Route Line. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019)*. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1113, pp. 337–350. Springer, Cham
10. Ship & Bunker.: <https://shipandbunker.com/prices#VLSFO>., last accessed 2020/04/10

УДК 621.577

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ ПРИМІЩЕНЬ

*Калініченко І.В., к.т.н., доцент кафедри теплотехніки; Терещенко М.С., здобувач вищої освіти
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net*

Актуальність проблеми

На сьогоднішній день теплогенеруючим джерелом для житлових будівель є міська ТЕЦ, яка знаходиться на відстані від 1 до 10 км, що обумовлює значні втрати теплоти при доставці теплоносія. З огляду на часті перебої в роботі ТЕЦ, а також незадовільний стан тепломереж, виникло питання про перехід від централізованого до автономного теплопостачання.

Розглядалося кілька альтернативних варіантів автономного теплопостачання для квартир: газові та електричні котли, теплові насоси і т.д, та для приватного сектору: твердопаливні та газові котли, теплові насоси.

Газові котли. Позитивним моментом у використанні газового котла для житлового будинку є його економічність і можливість регулювання температури теплоносія, що подається в порівнянні з ТЕЦ.

Недоліки даного опалення наступні:

- установка газового котла передбачає дотримання безлічі умов, що стосуються як технічного стану, так і оформлення відповідної документації. Необхідно узгодити свої дії з газопостачальною службою, для чого слід надати проект, договір з монтажною організацією, копію ліцензії цієї організації на здійснення діяльності подібного роду;
- необхідно подбати про наявність димоходу для виведення відпрацьованих речовин. Установку потрібно проводити в добре провітрюваному приміщенні, що має окремий вихід на вулицю. Це особливо важливо для котлів з пальником атмосферного типу;

- при зниженні тиску в системі газопроводу котел починає коптити, знижується коефіцієнт його корисної дії;

- при площі менше 100 м² застосування газового котла стає не тільки економічно не вигідним, а й небезпечним; необхідна установка автоматики, яка здійснює контроль за витоком газу.

Електричні котли та бойлери. На сьогоднішній день на ринку України представлена величезна кількість електричних котлів та бойлерів, що дозволяє підібрати оптимальний варіант установки для теплопостачання. Але їх основним недоліком є велика кількість споживаної електроенергії. Тарифи на електроенергію великі, і в майбутньому можливо лише їх збільшення, тому використання такої установки економічно недоцільним [1].

Недоліки твердопаливного котла. Наслідком циклічності роботи є нестабільна температура у будівлі, низький комфорт, перевитрати палива. Транспортування та зберігання великого об'єму палива, що необхідне твердопаливному котлу, бруд, пил, комахи, запах, сажа, травми, регулярне завантаження та чистка котла, прибирання приміщень - супутники твердопаливного котла. Погіршення екології від застосування твердопаливного котла призводить до хвороб. Вартість котельної "під ключ" з твердопаливним котлом орієнтовно дорівнює сучасному тепловому насосу [1, 2].

Теплові насоси. Технічна можливість і енергетична ефективність застосування теплових насосів в якості джерел теплопостачання для систем опалення вже доведена майже півтора століття тому. Однак практичне використання ці розробки в Україні отримали тільки в останні десятиліття.

За принципом дії найбільш поширеними є парокompресорні або абсорбційні схеми теплових насосів. Як джерело теплоти низького потенціалу можна використовувати ґрунтові води ($t = 8 \dots 15^\circ\text{C}$), ґрунт ($t = 5 \dots 10^\circ\text{C}$), атмосферне повітря ($t = 0 \dots 10^\circ\text{C}$), водопровідну воду ($t = 9 \dots 20^\circ\text{C}$), каналізаційні стоки ($t = 10 \dots 17^\circ\text{C}$).

Мета дослідження. З'ясувати технічну можливість та доцільність теплонасосної утилізації низько потенційної теплоти для теплопостачання житлових приміщень.

Так, в 2015 році Антонівська школа № 21 Херсонської міської ради виграла грант в розмірі 2,5 млн. євро на будівництво "зеленої школи", який надав фінський Фонд "Північна ініціатива гуманітарної підтримки і енергоефективності (НЕФКО України) - Збірні переносні будинки для соціальної інфраструктури в Україні". А Херсон став першим містом в Україні, який виграв грант на реалізацію такого проекту, а у 2016 школу відкрили [3].

На даному об'єкті був встановлений досить великий парк енергозберігаючого обладнання, у тому числі і тепловий насос компанії ВДЕ "повітря-вода", потужністю 35 кВт з компресором фірми "Emerson" (Copeland) EVI - з уприскуванням пара. Температурний режим роботи - до мінус 15°C.

У літню пору тепловий насос працює як холодильна машина з повітряним охолодженням конденсатора, а неавтономні кондиціонери забезпечують всі приміщення кондиціонованим повітрям [3].

В табл. приведені порівняння вартості опалення житлових приміщень різними способами [2].

Таблиця. Вартість опалення житлових приміщень

	жовтень		січень		березень	
	Квартира 50м ²	Приватний Будинок 100м ²	Квартира 50м ²	Приватний Будинок 100м ²	Квартира 50м ²	Приватний Будинок 100м ²
ТЕЦ	1900	3800	1900	3800	1900	3800
ЕК	1500	3200	2500	5400	1700	3500
ГК	490	1050	1120	2450	560	1400

ТПК	-	1700	-	3900	-	2100
ТН	420	900	1300	2800	480	1200

Вимоги до хладонів, що використовуються у якості робочого тіла теплового насосу

При виборі робочого тіла теплового насосу розглядалися хладони, що відповідають наступним вимогам:

- відсутність вакууму в системі для запобігання підсосу повітря і, відповідно, установки складного обладнання, що відокремлює повітря від робочого тіла. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких тиск кипіння у випарнику більше або дорівнює атмосферному тиску, нормальна температура кипіння хладону повинна бути менше або дорівнювати температурі кипіння у випарнику;
- здійсненність процесу конденсації хладону в конденсаторі, що досягається у випадку, якщо критична температура хладону більше температури його конденсації в конденсаторі;
- озонобезпечні, що забезпечується використанням таких хладонів, у яких молекули не містять атомів бром, а також атомів хлору без атомів водню.

Сьогоднішня ситуація на ринку хладонів така, що виділити продукт, який би відповідав всім пропонованим (озоноруйнівні здатність ODP; потенціал глобального потепління GWP та TEWI; токсичність; пожежо- і вибухонебезпечність; легкість в виявленні витоків; критичні параметри і термодинамічні властивості; властивості переносу; тепломасообмінні характеристики; температури замерзання і термічного розкладання; розчинність в мастилах; сумісність із застосовуваними в машинобудуванні матеріалами і водою; вартість) неможливо. Кожен з наявних хладонів хоч в чомусь, але не дотягує до ідеалу. Жорсткість екологічних вимог, укладених міжнародними договорами, може тільки погіршити ситуацію, вилучивши з ринку зарекомендованих з хорошого боку і відкривши дорогу маловивченим і небезпечним хладонам. Можливо, від цього постраждають власники обладнання, заправленого багатокомпонентними сумішами, які визнають токсичними і небезпечними. Не можна виключати і появи нових, поки невідомих холодильних агентів. Однак тривалі витрати на їх вивчення і, тим більше, впровадження у виробництво не дозволять їм наскільки або сильно впливати на існуючу розстановку сил.

В установках, де ще застосовують HFC- і HCFC-холодоагенти, всіма можливими методами знижують масу заправки, гранично мінімізують виток парникового газу. Хладагент R22 сьогодні замінюють на R404a, R407C, в останні роки на R410A. Холодоагенти R134a, R22, R123 залишаються в системах кондиціонування повітря, де особливо жорсткі вимоги до безпеки в умовах можливих надзвичайних ситуацій і терактів.

Зниження TEWI можна домогтися розробкою компресорів під конкретний холодоагент. Такий компресор в поєднанні зі змінною частотою обертання електродвигуна може заощадити, за оцінками фірм, до 30% електроенергії. Перехід з R134a на R600a в суднових холодильних установках та кондиціонерах особливо енергетично вигідний при використанні вискоєфективних, орієнтованих саме на ці холодоагенти, компресорів. Діоксид вуглецю перспективний в каскадних низькотемпературних схемах в суднових каскадних рефрижераторних холодильних установках для температур нижче мінус 33 °С. При температурах вище мінус 33 °С в системах промислового холоду поза конкуренцією залишається аміак. Відзначимо, що 95% промислових холодильників за статистикою в Європі - на аміаку. Діоксид вуглецю поза конкуренцією в якості низькотемпературного холодоносія.

Що стосується переходу на озонобезпечні замінники. Замінники можна розділити на дві категорії:

1. "Ретрофітні" - ті які можна використовувати в існуючому холодильному обладнанні без зміни самого обладнання. До таких хладонів належать суміші R401a, R401c, R409a, і багато інших, які використовуються в якості заміника хладону R12. Взагалі "ретрофітним" заміником хладону R12 зобов'язана бути тільки суміш хладонів, оскільки, за розчинність в мінеральному мастилі, з яким хладон R12 "працює" відповідає компонента суміші, у формулі якого міститься хлор, проти якого Монреальський протокол і "бореться". У нашому випадку це хладон R22. Інші ж компоненти суміші повністю озонобезпечні. Інша важлива властивість - різниця в температурі кипіння компонентів, з яких вони складаються. Через "нещільності" буде просочуватися найбільш легкокиплячий компонент, і отже склад суміші з часом буде змінюватися.

2. В другу категорію можна віднести "азеотропи" такі як R134a. Вони вимагають повної заміни мастила в системі. Це пов'язано з тим, що R134a не розчинний в мінеральному мастилі, а розчинний тільки в синтетичному. Якщо його додати в систему, з хладоном R12, то рано чи пізно, все мастило з компресора "розмажеться" по системі і компресор працюватиме в "суху". Швидше за все не довго. Якщо ж додати в таку систему синтетичного мастила, то відбудеться наступне. Синтетичне мастило з'єднуючись з мінеральним перетворюється на "шароподібні згущення", які на виконують функцію мастила і компресор буде знову працювати в "суху". При переході з хладону R12 на R134a допускається наявність не більше 3% мінерального мастила. Крім того, діаметр молекули R134a менше хладону R12, що може призвести до витікання хладону R134a з холодильної машини в будь якому місці системи. Це призведе до заміни прокладок в холодильній установці.

Список літератури

1. Закиров, Д.Г. Состояние и перспективы использования низкопотенциальной теплоты с помощью тепловых насосов // Промышленная энергетика. - №6. – 2004 г. – с. 2 – 9.
2. Порівняння вартості опалення твердопаливним котлом і тепловим насосом // NIBE. – Режим доступу <http://www.nibe.ua>.
3. Соколов В. Реконструкция зданий с радикальным повышением энергоэффективности // Тепловые насосы. – Запорожье: Информационное энергетическое агентство «ЭСКО». - №2. – июль 2017. – с. 42 - 43.

ФІЛЬТРАЦІЯ ТА РОЗПОДІЛ ПОВІТРЯ В УМОВАХ COVID -19

Жихарева Н.В., доц. кт.н. ОНТУ, Соловйова П.В., інженер, Афанесенко С.В, здобувач вищої освіти ОНТУ, Скачко І.М. здобувач вищої освіти ОНТУ

Розглянуті шляхи підвищення підтримки оптимальних параметрів повітря при використанні, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища в умовах COVID -19

У системах кондиціонування фільтри необхідні для очищення та видалення з повітря всіляких забруднень.

Від якості та функціональності фільтра багато в чому залежить його вартість. Але необов'язково вибирати найдорожчу універсальну модель. Досить визначитися з типом забруднень, усунення яких пріоритетнішою за все. Наприклад, для житлових приміщень

актуальною буде фільтрація пилу і шерсті тварин, в кімнатах з підвищеною вологістю - спор цвілі, на виробництвах - токсичних речовин і т.д.

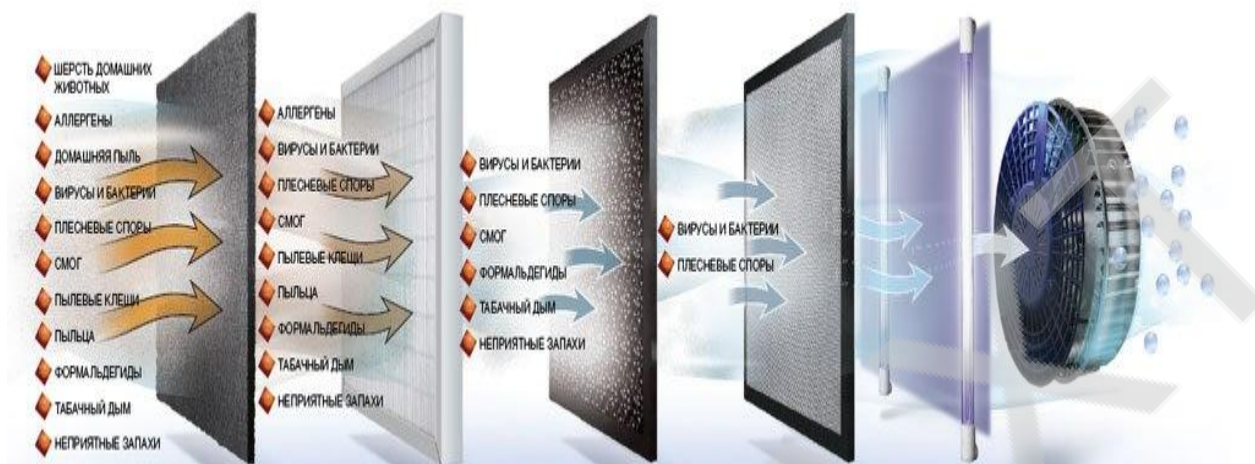


Рис.1 Різні види забруднень у повітрі

Фільтри грубої очистки

Механічне видалення забруднень з повітря за принципом дії схоже з ситом. Грубі фільтри затримують великі пилові частинки, пух і шерсть. Їх первинним завданням є захист внутрішніх деталей кондиціонера, що запобігає раптові поломки, а тільки потім - очищення повітря.

Механічні фільтри встановлюються за воздухозаборной ґратами, перешкоджаючи потраплянню в теплообмінник частинок пилу розміром більше 2 мкм. Вони затримують до 95% великих забруднень, що містяться в повітрі, що значно подовжує експлуатаційний термін обладнання. Щоб кондиціонер прослужив якомога довше, слід віддати перевагу моделі з якісним механічним фільтром. Для підтримки працездатності системи його досить періодично чистити від скупчуються забруднень. Стежити за станом фільтраційного елементу допомагає спеціальний індикатор. Він активується раз в 2-3 місяці, коли необхідно провести профілактичний догляд за фільтром. При цьому деякі моделі кондиціонерів продовжують працювати, а інші автоматично відключаються.

Також сучасні виробники кліматичної техніки випускають обладнання зі змінними грубими фільтрами. Нові встановлюються раз в 3-4 місяці, а старі можна викидати, щоб не відмивати їх від товстого шару пилу, що скупчився, вовни, ворсу і т.д.

Фільтри тонкого очищення

Тонке очищення повітря дозволяє видаляти дрібні частинки пилу до 1 мкм, а також хвороботворні бактерії, маслянисті і інші домішки. З огляду на спосіб і ступінь усунення забруднень, розрізняють кілька типів тонких фільтрів: полімерні, синтетичні, вугільні, електростатичні, ультрафіолетові, плазмові і нанофільтри. Виробники сучасної кліматичної техніки часто вдаються до установки відразу декількох типів в одному пристрої. Як правило, такі кондиціонери продаються за ціною, вищою за середню.

Фільтри для клімат-техніки виробляються на основі активованого вугілля. Їх часто називають дезодоруючими, так як вони відрізняються здатністю ефективно видаляти сторонні запахи. Дані елементи мають термін придатності, на який сильно впливають:

близькість автомобільних трас; екологічний фон регіону; розташування будівлі по відношенню до сторін світу; інші фактори.

Для ефективної роботи кліматичного обладнання зазвичай досить заміни фільтрів тонкого очищення кожні 4 місяці. Однак виробники продовжують займатися розробкою

фільтруючих елементів, які служать набагато довше. Наприклад, ультрафіолетові здатні поступово відновлювати свої основні параметри під впливом УФ-променів.

Вугільні фільтри

Унікальні абсорбуючі властивості даних виробів дозволяють повністю очищати повітря від запаху сигарет, їжі, що готується і т.д. Один вугільний фільтр «працює» від 2,5 до 4 місяців.

Фільтри з антибактеріальним покриттям

Даний тип відрізняється специфічною обробкою, яка вбиває віруси, спори грибків і різні хвороботворні бактерії. Фільтраційні елементи, покриті антибактеріальною речовиною, мають тривалий експлуатаційний термін, оскільки мають ефект самоочищення.

Фільтри цеолітів (фотокаталізатори)

Основні діючі речовини таких фільтрів - активоване вугілля і двоокис титану. Остання під каталізуючим дією сонячного випромінювання здатна розщеплювати практично будь-яку органіку. Тому для очищення фільтру цеоліту досить помістити його на деякий час в добре освітлюється сонцем місце. Завдяки даним властивостям експлуатаційний термін виробів сягає 3-5 років. Вони не схильні до негативного впливу вологого середовища, оскільки виготовлені з водовідштовхувальних волокон.

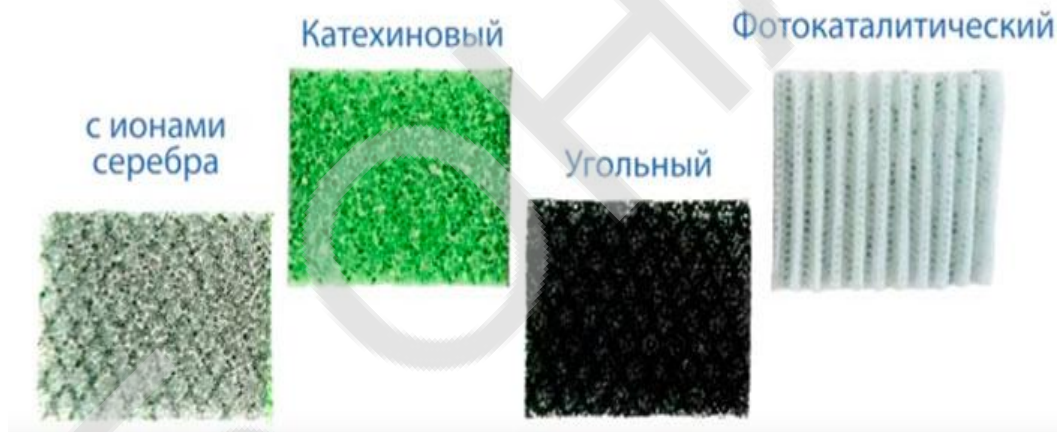


Рис.2. Види фільтрів

Катехинові фільтри

Речовина катехін є природний антисептик, у великій кількості міститься в чайному листі. Воно знезаражує повітря від вірусів і бактерій, а також усуває запахи їжі, що готується, сигаретного диму, поту та ін., Розщеплюючи їх до рівня нешкідливих з'єднань. Катехін нейтралізує хвороботворні мікроби, закриваючи собою шипи, якими вони чіпляються за здорову клітину, заражаючи її. В результаті цього вірус стає нездатним до паразитичного взаємодії з іншими організмами.

Фільтри «Васабі»

Васабі - це традиційна японська приправа, яка виготовляється з особливого сорту хрину, відомого своїми антибактерицидними властивостями. Фільтри, що мають в своєму складі невелику кількість даної речовини, ефективно знезаражують повітря, вбиваючи містяться в ньому віруси і бактерії.

Електростатичний фільтр

Дані вироби представляють собою комбінацію пластин і / або решіток, розміщених на деякій відстані один від одного. На них подається електричний струм, внаслідок чого виникає електричне

поле. Від створюваного напруги (4800-5000 Вольт) в прохідному крізь фільтр повітрі гинуть всі віруси, шкідливі бактерії, пилові кліщі і т.д. Частинки пилу і інші фізичні домішки отримують іонний заряд (+ або -), а потім «примагнічується» до разнополюсно зарядженого фільтру.

Антиоксидантний фільтр

Антиоксиданти шкідливі для організму людини, тому дані фільтруючі елементи створені для їх знешкодження за допомогою особливого каталітичного покриття. Що використовується речовина відноситься до групи флавоноїдів, які особливим чином впливають на вільні радикали, перетворюючи їх в хімічно нейтральні з'єднання.

Генератор аніонів

Фільтри з аніонами пригнічують життєдіяльність цвілевих грибків, пилових кліщів і комах, перешкоджаючи їх розмноження. Також вони збирають частинки пилу з плюсовим зарядом, «приклеюючи» їх до «негативного» пластини.

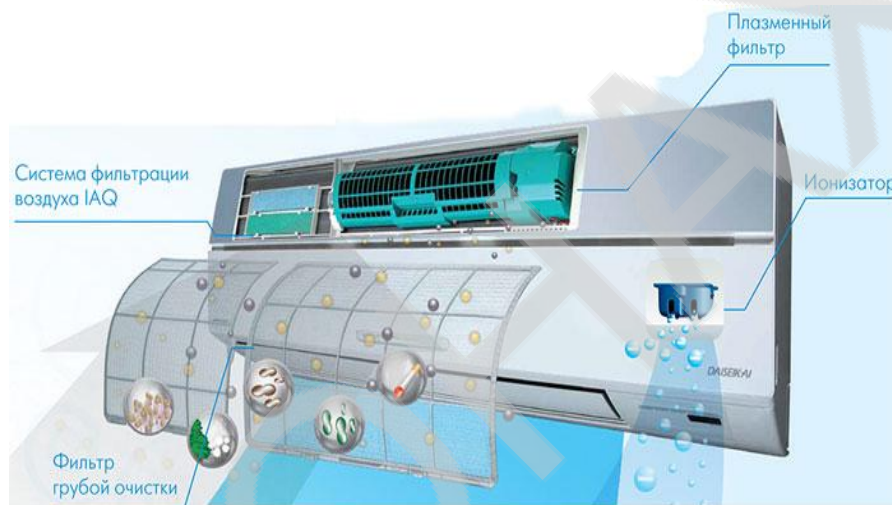


Рис.3. Приклад системи фільтрації

Особливості використання.

Найбільш універсальними є одноразові фільтри. Вони встановлюються в побутової клімат-техніці, комерційних і промислових системах кондиціонування. Матеріалом для їх виробництва служить звичайне або плісироване скловолокно. Після закінчення експлуатаційного строку такі фільтри утилізуються. Вони не підлягають чищенню і повторного застосування.

Рациональність використання одноразових фільтруючих елементів обумовлена їх невисокою вартістю. Серед їхніх недоліків слід відзначити нетривалий термін служби і малу потужність.

Найбільшою ефективністю відрізняються електростатичні фільтри. Вони працюють за допомогою статичного заряду від електрики, тому при виборі слід враховувати, що витрата електроенергії і навантаження на електромережу збільшаться. Конструкційної особливістю електричних фільтрів є наявність попереднього елемента, що фільтрує. Він затримує великі пилові частинки і інші забруднення, що містяться в повітрі. Очищення таких фільтрів потрібно кожні 6 місяців.

Нами розглянуті лише деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує ефективність та забезпечує підтримку оптимальних параметрів повітря з використанням фільтрації. Ми вирішуємо проблему – фільтрація та очищення в приміщенні при жорсткому дотриманні нормативних вимог до комфортному середовищі проживання в житлових, громадських і промислових об'єктах, неухильне дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

УДК 629.06

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ТЕПЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВАННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ – СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА

Клюєва О. О.,

*аспірант кафедри транспортних систем і технічного сервісу
Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна,
kluevaaleksandra64@gmail.com*

Проводилось дослідження роботи теплового акумулятора (ТА) для передпускового прогрівання двигуна автомобіля. Робота теплового акумулятора складається зі стадій зарядження – нагрівання ТАМ до температури, близької до температури працюючого двигуна, і розрядження – закінчення процесу кристалізації ТАМ. При цьому необхідно відмітити, що ТАМ може охолоджуватись до температури оточуючого середовища при зупиненому двигуні ще деякий час, що може бути також використано при передпусковому розігріванні двигуна.

Була запропонована конструкція теплового акумулятора, який складається із подвійного герметичного корпусу з зазором під теплову рідинну ізоляцію, в якому розміщений трубчастий електронагрівач (ТЕН) [1]. Внутрішня порожнина подвійного корпусу заповнена фазоперехідним теплоакumuлюючим матеріалом озокеритом та містить U-подібний рідинний теплообмінник заряду-розряду теплового акумулятора з оребренням. Теплоакumuлятор має патрубки для введення та виведення охолоджуючої двигун рідини, та електромагнітний клапан заряду-розряду. При проектуванні теплоакumuлятора слід взяти до уваги його взаємодію з двигуном – тобто, передачу тепла елементам двигуна з метою їхнього прогріву до температури, потрібної для пуску. Таку взаємодію можна зобразити у вигляді схеми:

1. Двигун охолоджений до температури оточуючого середовища після **простою**.

2. Двигун працює.

3. При нетривалій зупинці теплоти кристалізації достатньо для підтримання потрібної для запуску двигуна температури.

1. Температура ТАМ близька до температури оточуючого середовища.

Простій.

2. ТАМ нагрівається до розплавлення – **зарядження ТА**, – нагріваючи тосол до температури близько 50 °С, насосом перекачується в системі оболонка двигуна – ТА.

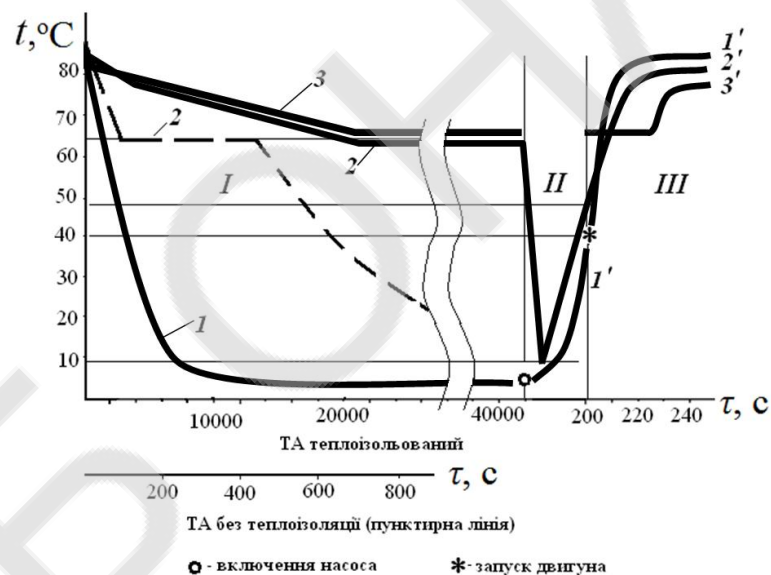
При зупинці тосол охолоджується і кристалізується, виділяючи при цьому тепло – **розрядження ТА**.

Нами були побудовані криві, що характеризують охолодження двигуна і ТАМ при стоянці автомобіля, нагрівання ТЕНом ТАМ і наступний запуск двигуна. (рис.1).

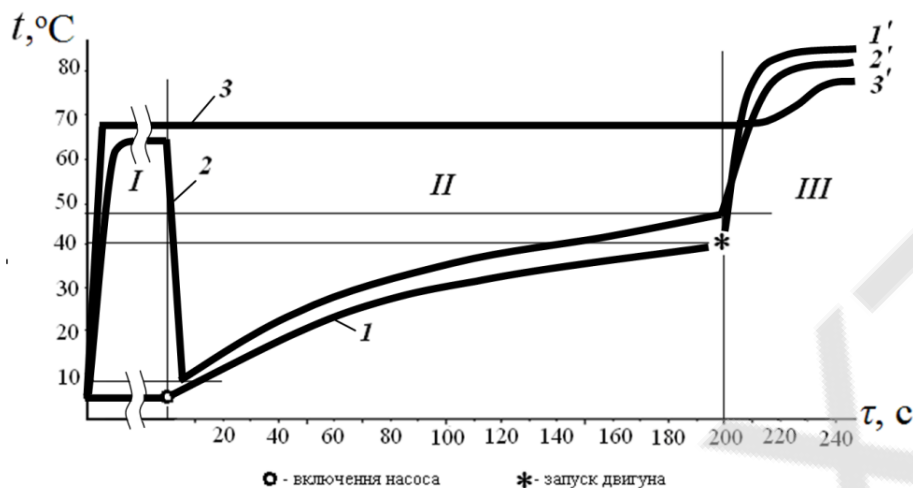
Наші дослідження [2] показали, що для швидкого запуску двигуна його слід прогріти до 40 °С, температура тосолу при цьому повинна складати близько 50 °С. При зупинці автомобіля його двигун приблизно за півтори години (близько 6000 с) (рис. 1, а, крива 1) охолоджується до

температур, при яких запуск автомобіля стає утрудненим, а за 3 год температура двигуна наближується до температури оточуючого середовища. Теплоакumuлюючий матеріал завдяки теплоті, що виділяється при його кристалізації, охолоджується значно повільніше (рис. 1, а, крива 2). Теплоізоляція ТА сприяє зменшенню швидкості охолодження ТАМ, як це видно при порівнянні суцільної і пунктирної ліній 2 (область I рис. 1, а). Тосол, що знаходиться в ТА, має температуру, близьку до температури ТАМ. При наявності теплоізоляції теплоакumuлятора ТАМ (і озокерит ТА) зберігає високу (67 °С) температуру на протязі тривалого часу (ділянка I на рис. 1, а). Так, для запропонованої конструкції теплоакumuлятора час розрядження вдалося збільшити до 14 год.

При запуску двигуна (ділянка II на рис. 1, а) включається насос, який перекачує тосол в замкненому контурі ТА–система охолодження двигуна (СОД). При цьому тосол з ТА (65 °С) перемішується з тосолом оболонки охолодження і температура суміші сягає близько 9 °С. За рахунок теплоти, що виділяється при кристалізації ТАМ, тосол нагрівається до ~50 °С, а двигун при цьому прогрівається до ~40 °С, що дає можливість здійснити швидкий запуск. Таким чином, для швидкого запуску двигуна автомобіля при низьких температурах потрібно, щоб ТАМ тривалий час знаходився у стадії кристалізації (тобто, ТА не повинен бути розрядженим), а температура тосолу, який знаходиться в СОД, при цьому складала близько 50 °С.



a



б

Рис. 1. Режими роботи системи ТА-СОД:

а – охолодження двигуна і ТАМ при стоянці автомобіля і наступний запуск двигуна;
 б – передпускове зарядження ТА і наступний запуск двигуна.

I – ділянка охолодження для а, нагрівання ТЕНу для б; II – ділянка прогріву і запуску автомобіля; III – ділянка стабільної роботи при русі автомобіля;
 1 – зміна температури двигуна; 2 – тосола; 3 – ТАМ.

При тривалій стоянці за низької температури повітря ТАМ повністю переходить у твердий стан, набуваючи температури оточуючого середовища, тому попередньо проводиться нагрівання і розплавлення теплоакумуючого матеріалу за допомогою ТЕНу (область I на рис. 1, б). Досліджено зміни температур ТАМ, тосола при його нагріванні й циркуляції в системі охолодження двигуна і самого двигуна. При температурі $67\text{ }^\circ\text{C}$ і вище, коли ТАМ переходить у розплавлений стан, вмикається насос системи охолодження, тосол починає циркулювати в загальній системі ТА-СОД, при цьому він перемішується і нагрівається від тієї частини тосола, що знаходилась в теплоаккумуляторі (ділянка II на рис. 1, б). При температурі оточуючого середовища, наприклад, $5\text{ }^\circ\text{C}$, і об'ємі тосола в ТА $0,2\text{ л}$ вона складе близько $9\text{ }^\circ\text{C}$. Подальше нагрівання тосола відбувається за рахунок теплоти кристалізації ТАМ. Приблизно за 200 с температура тосола сягає близько $50\text{ }^\circ\text{C}$, а температура двигуна – $40\text{ }^\circ\text{C}$ (область II на рис. 1, б), при цьому двигун запускається за $5\text{-}10\text{ с}$. Далі температури двигуна, тосола і ТАМ виходять на режимні значення (область III на рис. 1, б). Таким чином, на холостому ході двигун працює дуже короткий час, завдяки чому вдається уникнути таких негативних наслідків, як збільшення тривалості підігрівання двигуна за низьких температур оточуючого середовища, що спричиняє підвищення зношення деталей сполучених пар двигуна, збільшення витрати палива у період пуску і прогрівання, а також до зростання викидів шкідливих речовин в атмосферу з відпрацьованими газами [3; 4].

Таким чином, побудова режимів роботи системи тепловий акумулятор – система охолодження двигуна автомобіля дозволяє оцінити тривалість окремих стадій взаємодії теплоаккумулятора з двигуном і створити найбільш сприятливий режим роботи системи в цілому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Русанов С.А., Ключев О.І., Аппазов Е.С. Луняка К.В., Коновалов Д.В., Мацків Б. М. Тепловий акумулятор системи передпускового прогріву двигуна внутрішнього згорання. Патент на корисну модель № 137780 Україна, МПК F02N 17010; опубл.в бюл. № 21, 2019 р.
2. Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А., Ключева О.О. Дослідження роботи теплового акумулятора системи передпускового прогріву двигуна внутрішнього згорання. Ж. Теплофізика та теплоенергетика, 2020, т. 42, с.76-81.
3. Теплоэнергетические системы транспортных машин / [Куликов Ю. А., Быкадоров В. В., Котнов А. С. и др.]; под ред. Ю. А. Куликова. – Луганск: «Елтон-2», 2009. – 365 с.
4. Симоненко Р. В. Покращення паливної економічності і екологічних показників автомобілів шляхом раціонального прогріву їх двигунів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Симоненко Роман Вікторович. – Київ, 2003. – 192 с.

УДК 621.565

ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ ВУГЛЕВОДНІВ НА НАФТОБАЗІ

Козут В. О., к.т.н., доц., Бутовський Є. Д., інженер Бушманов В. М. аспірант Кіценко А.О аспірант Одеська національна академія харчових технологій

Один з важливих шляхів економіки паливно-енергетичних ресурсів є боротьба з втратами нафтопродуктів. Одним з видів втрат рідких вуглеводнів, повністю не можна усунути, є втрати від випаровування з резервуарів та інших ємностей при зберіганні і транспортуванні. Аналіз галузі комерційної реалізації вуглеводнів нафтопродуктів показав, що втрати при диханні досягають в літню пору року до 15%. Грамотна організація зливних і наливних операцій забезпечує економічний перелив продукту, а також не допускає витікання нафтопродуктів з цистерн під час зберігання. Більш того використання тільки високоякісного обладнання також дозволяє виробляти зливні / наливні операції екологічно, істотно скорочуючи шкоду, неминуче наноситься нашому довкіллю.

Викиди вуглеводнів в атмосферу при випаровуванні нафтопродуктів з резервуарів особливо великі на нафтопереробних і нафтохімічних підприємствах, а також нафтобазах і автозаправних станціях (АЗС).

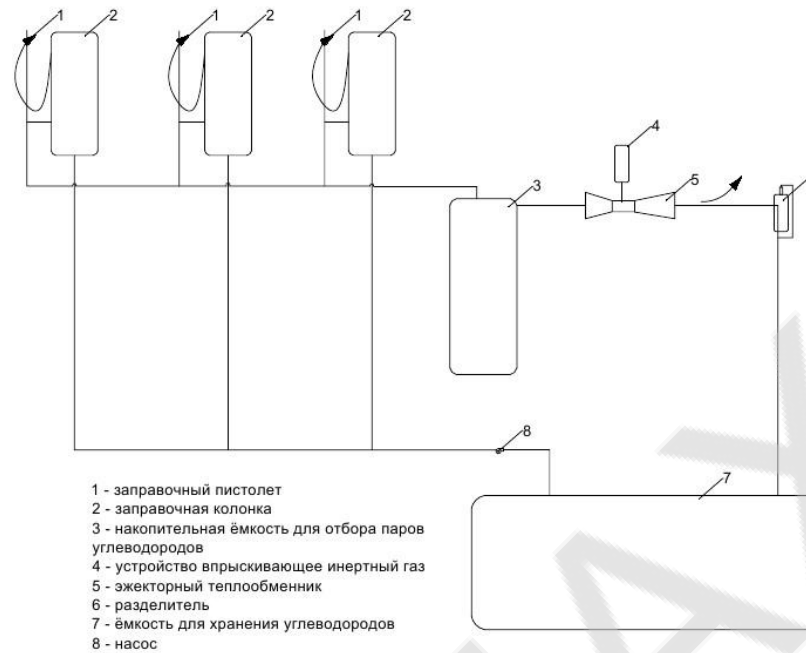


Рисунок 1. Схема установки эжекторного теплообменника на автомобильной заправной станции

Застосування установки з ежекторним теплообмінником дозволяє практично повністю знизити втрати вуглеводнів при переливу з ємності в ємність.



Рисунок 2. Принципова схема підключення ежектора теплообмінника в системі зливу з ємності

Розрахунок проводився з установки, що працює з ємностями великих розмірів (точна ємність резервуара не зазначена через часткове заповнення паливом при затоці) для нафтобази 'Червона зірка' місто Запоріжжя. Проектування установки з ежекторним теплообмінником здійснювалося за правилами і кошторисами складного теплообмінного обладнання. Застосування установки з ежекторним теплообмінником для конденсації легкокипящих вуглеводнів на нафтобазі дозволить захистити навколишнє середовище від випаровування в неї парів вуглеводнів, і значно швидше отримати економічний ефект.

Ежекторні системи для уловлювання легких фракцій вуглеводнів забезпечують високу ступінь скорочення втрат, мають малу металоємність і капіталоємністю, прості і надійні в експлуатації.

Результати підтвердили можливість охолодження потоку суміші повітря з вуглеводнями азотом і вуглекислотою в теплообміннику ежекторного типу для конденсації вуглеводнів різних марок бензинів, біоетанольного палива і дизельного палива, а потім їх поділу. Важливим фактором є зменшення випаровування складових компонентів з біоетанольного палива, що забезпечує не тільки збереження, а й якісні показники суміші.

Підводячи підсумки, можна відзначити, що економічний ефект полягав в наступному: вартість на проектування і придбання устаткування, а також його монтажу склала 53000 гривень. Річні експлуатаційні витрати склали 152 550 гривень. Таким чином, установка окупається менш ніж через рік.

Список літератури:

1. І.В. Е. Когут, Є. Д. Бутовський. Застосування ежекторних теплообмінників в різних областях промисловості Східно-Європейський журнал передових технологій Харків - 2014 року - Вип. 5, Т. 1 (71) - с. 51-58
2. Kogut, V. Application heat exchange ejector for condensation of vapors of hydrocarbons [Text] / V. Kogut, I. Butovskyi, M. Khmelniuk // IV International Scientific and Technical Conference "Kazakhstan-Refrigeration 2014". Almaty, Kazakhstan, 2014. – P. 5–8.
3. Когут В.Є., Хмельнюк М.Г. Питання безпеки при транспортуванні і зберіганні нафтопродуктів // «Вісник Національного університету кораблебудування», 2010.
4. Блінев І.Г., Герасимов В.В. Та ін. Перспективні методи скорочення втрат нафтопродуктів від випаровування в резервуарах - М., Енефтехім. - 2001.

УДК 66.067.1:621.72

**ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЗМІНИ МАСШТАБУ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ
ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ**

Луняка К.В.,

доктор технічних наук, професор кафедри теплотехніки Херсонської філії Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Херсон, Україна

lunyka213@ukr.net

Клюєв О.І.,

кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна

З метою створення сприятливих умов роботи кожухотрубчастих теплообмінних апаратів, зокрема. вирівнювання швидкості руху теплоносія по трубах апарату, були проведені дослідження впливу різних факторів (як конструктивних, так і фізичних) на рівномірність розподілу швидкостей [1, с. 222, 2, с. 121]. Більша частина експериментів була виконана для теплообмінника, кількість труб у якому складала 37. Для перенесення отриманих результатів на теплообмінники більших розмірів був використаний метод масштабування [3, 135]. Для цього використовувались рівняння типу, як наприклад, для зміни довжини

$$l_{\omega} = l_m n^{p_l} \quad (1)$$

де l_{ω} і l_m – довжини зразку і моделі відповідно;

n – коефіцієнт зміни масштабу;

p_l – показник зміни масштабу.

При збільшенні продуктивності теплообмінника у n разів маємо відношення

$$n = \frac{d_{\omega}^2 \omega_{\omega} z_{\omega}}{d_m^2 \omega_m z_m} \quad (2)$$

Зміна площі теплообміну

$$n = \frac{\alpha_{\omega} z_{\omega} l_{\omega} d_{\omega}}{\alpha_m z_m l_m d_m} \quad (3)$$

де α – коефіцієнт теплообміну;

d – діаметр труб;

z – кількість труб;

ω – швидкість руху рідини в трубі.

Критеріальне рівняння процесу теплообміну

$$Nu = A Re^a \left(\frac{l}{d} \right)^b Pr^c \quad (4)$$

Відношення критеріїв Нусельта в зразку і у моделі

(5)

$$\frac{Nu_{\omega}}{Nu_m} = \left(\frac{Re_{\omega}}{Re_m}\right)^a \left(\frac{l_{\omega}}{l_m}\right)^b \left(\frac{d_{\omega}}{d_m}\right)^{-b} \left(\frac{Pr_{\omega}}{Pr_m}\right)^c$$

При турбулентному режимі $a = 0,8$, $b = 0$.

Підставляючи у (5), скорочуючи фізичні параметри теплоносія, однакові для моделі й

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

зразку, логарифмуючи співвідношення (2), (3) і (5) і переходячи при цьому до показників зміни масштабу, отримуємо систему рівнянь:

$$p_z + 2p_d + p_u + p_z = 1$$

(6)

$$p_z + p_{\alpha} + p_l + p_d + p_z = 1$$

$$p_{\alpha} + 0,2p_d - 0,8p_u = 0$$

$$p_{\Delta p} + (s + 0,2)p_u + (1 - s)p_d - p_l = 0$$

Маємо систему з чотирьох рівнянь з шістьма невідомими. Тому для знаходження показників зміни масштабу скористуємося табличними даними, що характеризують будову теплообмінників [4. с. 25].

Наприклад, треба збільшити продуктивність теплообмінника з 90 л/хв. на 900 л/хв., тобто у 10 разів. Складаємо таблицю:

Таблиця 1

Продуктивні і габарити модельного теплообмінного апарату і зразку

Показник	Модель	Зразок
Продуктивність, л/хв.	90	900
d , мм	15×1,5	25×2
l , мм	1000	3000
z	38	111

$$n = \frac{900}{90} = 10$$

$$p_d = \frac{\lg 21 - \lg 12}{\lg 10} = 1,32 - 1,08 = 0,24$$

Аналогічно для p_l і p_z : $p_l = 0,45$; $p_z = 0,46$.

з 1 рівняння системи (6) $p_u = 0,06$;

з 2 рівняння системи (6) $p_\alpha = -0,09$

з 3 рівняння системи (6) $p_\alpha = 0$, приймаємо $p_\alpha = -0,045$

з 4 рівняння системи (6) при $s = -0,2$ [106] $p_{dp} = 0,27$.

Аналізуючи отримані значення показників зміни масштабу, можна зробити висновок, що у вибраного як зразок теплообміннику близькі до моделі швидкість руху теплоносія і коефіцієнт тепловіддачі. Оскільки основним показником роботи теплообмінника є коефіцієнт тепловіддачі, вибраний як зразок теплообмінник подібний тому, що використовувався у дослідженнях. Для перекачування рідини крізь апарат подібно витратити потужності на 27 % більше, ніж у моделі.

Аналогічні розрахунки можна виконати для теплообмінників, що мають інші габарити. Можливість перенесення отриманих нами даних підтверджується виробничими випробуваннями.

Література:

1. Ключев О.І., Луняка К.В. Дослідження руху рідини в трубах теплообмінника // Проблеми економії енергії. МНПКПЕЕ.– Львів.–2003.–С.222-227.
2. Ключев О.І., Луняка К.В. Дослідження розподілу рідини по трубах кожухотрубного теплообмінника // Вестник Херсонського державного технічного університету.–2004.– №2 (20).– С.121-123.
3. Общие основы химической технологии. Разработка и проектирование технологических процессов. Пер.с польского под ред. П.Г. Романкова, М.И. Курочкиной. – Л." Химия", 1977.– 504 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по курсовому проектированию. Под. ред. Ю.И. Дытнерского.– М. "Химия", 1983.– 272 с.

УДК 621.56/59:623.8.01/08

ДОСЛІД АВТОМАТИЧНОГО РОЗМОРОЖУВАННЯ ВИПАРНИКА ВІТРИНИ

Константинов І.О., аспірант, Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ОНАХТ

Розглядаючи торгове холодильне обладнання можна виділити ще одну додаткову опцію що застосовується в даного типу обладнанні. Авторозморожування випарника в даного типу обладнанні як і в будь якому холодильному обладнанні виконується декількома способами вибір яких залежить від конструкції холодильної системи, типу охолодження конструкції теплообмінних апаратів та ін.

Найбільш розповсюдженими видами розморожування льодяної шуби являються такі способи як:

- Циркуляцією повітря (здебільшого використовується в високотемпературному та середньотемпературному холодильному обладнанні)

Використання даного способу розморожування випарника є найпростішою в реалізації, про те має ряд недоліків. Такого типу авто. розморожування відбувається досить великий період часу та

суттєво підвищує вологість в середині камери що негативно впливає на продукцію та може викликати утворення конденсату в охолоджуваному об'ємі.

- Авто. розморожування електричними тенами (спосіб розташування залежить від конструкції та способу охолодження та температурного режиму).

Такий спосіб здебільшого використовується в низькотемпературному кліматичному класі, про те зустрічається і в низько та середньотемпературному класі. Даний спосіб авто. розморожування значно скорочує час проведення авто. розморожування та уникає негативних факторів на відміну від способу циркуляцією повітря. Про те при використанні способу авто. розморожування електронагрівальним елементом з'являються значні затрати електроенергії на його використання, ускладняється спосіб монтажу, підвищуються вимоги до конструкції, що тягне за собою підвищення собівартості холодильного обладнання.

- Розморожування шляхом подачі гарячих парів з компресора до випарника.

Даний вид розморожування поділяється на дві основні підгрупи.

- В першому випадку використовується повністю обернена холодильна система, в якій при розморожуванні конденсатор виконує роль випарника, а випарник роль конденсатора. Таке рішення потребує встановлення 3-х ходового вентеля, додаткового терморегуляційного вентеля та зворотних клапанів, тому таке рішення суттєво підвищує собівартість холодильної системи, і здебільшого знайшло своє застосування в середніх та великих холодильних системах.

- До другої підгрупи авто. розморожування гарячим паром відноситься авто. розморожування малим контуром. При такому авто. розморожуванні в холодильну систему встановлюється соленоїдний клапан що перенаправляє гарячі пари з лінії нагнітання в випарник, минуючи конденсатор та дроселюючий елемент. Таке рішення потребує встановлення лише соленоїдного клапана, про те таке рішення, через конденсацію холодильного агенту в випарнику та прямого його всмоктування компресором, може бути реалізоване в малих холодильних системах з нижньою подачею холодильного агенту до випарника та відносно невеликою заправкою. Авто. розморожування з малим контуром часто використовується в капілярних холодильних системах побутового та комерційного призначення.

Проводячи модифікацію моделі VDL158 (Кондитерська вітрина), була поставлена задача монтажу зволожувача повітря для підтримання вологісного режиму в охолоджуваному об'ємі.

При розгляді конструкції кондитерської вітрини та розборі холодильної системи було виявлено умовне розділення вітрини на холодильний модуль та охолоджуваний об'єм.

Будова вітрини забезпечує легку експлуатацію з боку продавця та широкий кут огляду товару, а асортимент декоративного оздоблення вітрини, дозволяє легко скомпонувати вітрину з будь яким інтер'єром.

Так як вітрина є легко розбірною та складається з двох основних частин, це дає змогу легкого обслуговування, сервісу чи заміни комплектуючих (рис.1).

Також розглядаючи конструкцію, можна виявити такі особливості як:

- Управління холодильною системою виконується контролером CAREL PJEZCON000K
- Випарник з динамічним підведенням тепла (динамічний рух повітря у вітрині)
- Випаровування талої води змієвиком з циркуляцією гарячих парів хол. агенту.
- Пластикові ємності з теплоізоляцією, в якій розташований випарник.

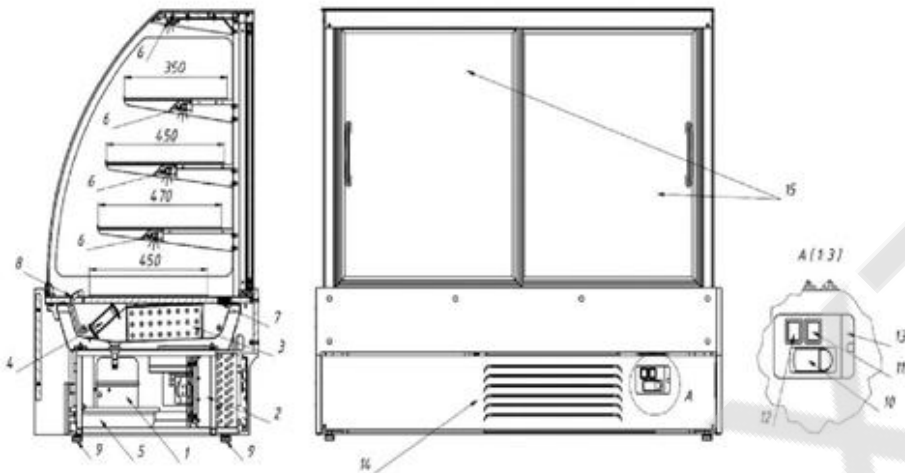


Рис. 1. Конструкція вітрини

1) Компресор; 2) Конденсатор; 3) Випарник; 4) Вентилятор обдуву випарника; 5) Ємкість збору конденсату; 6) Лампи освітлення; 7) Направляюча решітка подачі повітря в охолоджуваній об'єм; 8) Решітка забору повітря. 9) Регулююча ніжка M12; 10) Контролер; 11) Вимикач освітлення; 12) Вимикач системи; 13) Захисне скельце панелі управління; 14) Решітка конденсатора; 15) Розсувні дверцята.

Більшість принципів холодильних схем торгового холодильного обладнання мають схожі концепції і майже не відрізняються.

До особливості будови холодильної системи даного типу можна віднести конденсатор з відведенням тепла за рахунок примусового обдуву двома електродвигунами, примусову циркуляцію повітря в охолоджуваному об'ємі та додатковий теплообмінний завданням якого являється випаровуванням талої води після авто. розморожування випарника.

Проведений аналіз системи та теоретичний аналіз дозволив зробити висновок стосовно необхідності нанесення змін в авто. розморожування випарника перед встановленням системи зволоження охолоджуваного об'єму. Це зв'язано з підвищенням інтенсивності утворення льодяної шуби на випарнику, а як наслідок недостатня потужність розморожування та утворення в процесі розморожування вентиляторів, конденсату на скляних поверхнях в середині холодильного об'єму.

Зважаючи на конструкцію та будову холодильного модуля, реалізація розморожування випарника електронагрівальним елементом не може бути реалізоване.

Зважаючи на перераховані особливості прийняте рішення виконати авто. розморожування системи за рахунок подачі гарячих парів холодильного агенту до випарника. За для мінімального підвищення собівартості холодильного обладнання вирішено встановити систему малого контуру розморожування шляхом монтажу соленоїдного клапана на лінію нагнітання.

За для контролю результату на всмоктуючий трубопровід було змонтоване оглядове скло. В процесі проведення авторозморожування виявлено інтенсивну конденсацію холодильного агенту у випарнику, заповнення випарника холодильним агентом в рідкій фазі, та масове надходження рідкого холодильного агенту до компресора, що спонукає вологий хід компресора та вимивання мастила з нього.

Такий результат не задовольняв роботу холодильної системи, та суттєво зменшував резерв роботи компресора, а введення в систему повноцінного розморожування випарника гарячим паром, був відносно до даної холодильної системи ,нерівномірно дороговартісним та потребував переобладнання та проведення серії дослідів над досліджуваною моделлю.

В зв'язку з отриманими результатами на авто. відтаювання в холодильній системі з розморожуванням гарячим паром та малим колообігом при відтаюванні, було прийняте рішення створення гібридної системи відтаювання, яку можна застосувати в капілярній холодильній системі. В ході першого проведення досліду, в холодильну систему було змонтовано 3-х ходовий вентиль що давав змогу переправити лінію низького тиску та лінію високого тиску, та дати змогу гарячому пару потрапляти до випарника, а фільтр осушувач було замінено на 2-х сторонній. Про те, так як цикл був повним, гарячі пари конденсувалися у випарнику та дроселювалися, в оберненому циклі в капілярній трубці, яка мала занадто малу пропускну здатність, а тому конденсація опускалася до $T_K = -40.7^\circ\text{C}$ ($P_K = 0,25$ бар), в той час як кипіння складо $T_0 = 15,8^\circ\text{C}$ ($P_0 = 8,6$ бар.) що пояснюється низькою температурою випарника в момент початку розморожування ($T_B = -6...-12^\circ\text{C}$) та його наповненістю рідким холодильним агентом. Така робота холодильної системи не відповідала технічним характеристикам роботи компресора.

Було прийняте рішення змоделювати роботу авторозморожування що застосовується у великих та середніх холодильних системах, але використати замість ТРВ, капілярну трубку, а для забезпечення включення її в цикл лише на період проходження розморожування, було додатково замонтовано зворотній клапан. Для зменшення гідравлічного супротиву при розморожуванні, другий дроселюючий елемент склав 1/10 довжини основного.

Результатом нанесених змін стала нормалізація роботи холодильної системи при проходженні розморожування, прискорення часу розморожування, відсутність рідкої фази холодильного агента на лінії всмоктування в компресор та можливість подальшого розвитку моделі і монтажу зволожувача системи (тблиця).

Таблиця

Результати дослідження автоматичного розморожування випарника

Показники роботи холодильної системи за звичайних умов		
Параметр що вимірювався	Умовне позначення	Результат заміру
Тиск кипіння	P_0	3,11 bar
Температура кипіння	T_0	-11.2°C
Тиск конденсації	P_K	51,58 bar
Температура конденсації	T_K	36.3°C
Температура охолоджуваного об'єму	$T_{\text{КАМ}}$	$5,5^\circ\text{C}$
Вологість в охолоджуваному об'ємі	$RH_{\text{КАМ}}$	48%
Середня швидкість руху в охолоджуваному об'ємі	$\omega_{\text{КАМ}}$	0,87 м/с
Показники холодильної системи під час авто. розморожування		

*Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23 по 25 вересня 2021*

Циркуляцією повітря		Гарячим паром з малим контуром		Гарячим паром з великим контуром	
P_0	8,4 bar	P_0	11,7 bar	P_0	13,9 bar
T_0	15,2°C	T_0	25,8°C	T_0	32,1°C
P_K	8,4 bar	P_K	≈ 11,4 bar	P_K	2,5 bar
T_K	15,2°C	$T_K \approx T_{OC}$	≈ 25°C	T_K	-15,5°C
$T_{КАМ}$	12°C	$T_{КАМ}$	9°C	$T_{КАМ}$	7°C
$RH_{КАМ}$	63%	$RH_{КАМ}$	52%	$RH_{КАМ}$	51%
$\omega_{КАМ}$	0,87 м/с	$\omega_{КАМ}$	0.01...0.1 м/с	$\omega_{КАМ}$	0.01...0.1 м/с
$T_{\text{кінець відтайки}}$	15°C	$T_{\text{кінець відтайки}}$	15°C	$T_{\text{кінець відтайки}}$	15°C
$t_{\text{відтайки}}$	14 хв.	$t_{\text{відтайки}}$	8 хв.	$t_{\text{відтайки}}$	5 хв.



УДК 621.91.94.97

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯ В ПРИСТІННИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ВІТРИНАХ ВІДКРИТОГО ТИПУ З ВБУДОВАНИМ КОМПРЕСОРНО-КОНДЕНСАТОРНИМ ВІДСІКОМ.

Константинов І.О., аспірант, Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ОНАХТ

Конструктивні особливості

Існує безліч конструктивних рішень з розташування елементів холодильної системи та руху повітря в холодильній вітрині. На базі фірми ТОВ «Юка-інвест» реалізуються дані вітрини двох типів: з розміщенням випарника в нижній частині вітрини (ванні) з одноконтурним потоком холодного повітря (вітрина модельного ряду ADX, та вітрина з вертикальним розміщенням випарника на задній стінці (вітрина модельного ряду ADI)

В ході даного дослідження проведено аналіз руху повітряних потоків, та вплив на роботу при нанесенні змін до них.

При проведенні дослідів виявлено суттєвий вплив на основні показники холодильної системи при зміні кута нахилу направляючої повітряної завіси понад 3°. Даний результат свідчить про потребу високоточного виготовлення конструктивних деталей для мінімізації похибок та виготовлення вітрин в межах допуску.

Окрім впливу від повітряної завіси (що складає основну частину) робота суттєво залежить від кількості та габаритів полицок вітрин, перфорації фальш. стінки шахти холодного повітря, конструкції повітрозабірника.

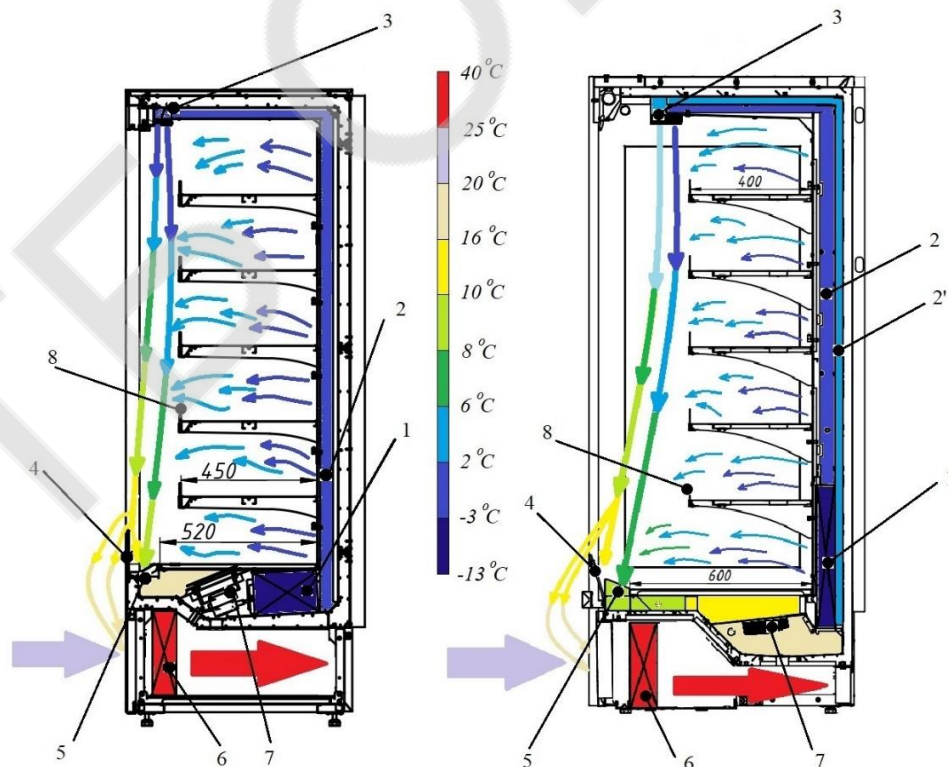


Рис.1. Принципова схема руху повітряних потоків в пристінних холодильних вітрин.

1) Випарник; 2) шахта холодного повітря; 2') шахта теплового повітря; 3) направляюча руху повітряної завіси; 4) уловлююче скло повітрозбірника; 5) повітрозабірник; 6) конденсатор; 7) вентилятор випарника. 8) обмежувач полиці.

Рух повітря в вітринах як з одним контуром, так і з двома доволі схожі. Повітря з охолоджуваного об'єму через повітрозбірник 5 вентилятором випарника 7 подається до шахт. У вітрині ADX повітря проходить через випарник 1, де охолоджується та потрапляє до шахти холодного контуру.

Відповідно у вітрині ADI, повітря поділяється на два потоки. Частина повітря потрапляє до шахти охолодженого повітря 2' де частково, через обмежуючу стінку, в зоні випарника охолоджується та в повному об'ємі направляється до направляючої руху повітряної завіси 3. Дана шахта в деякій мірі створює додатковий шар теплоізоляції від теплових навантажень що надходять через стінку вітрини.

В шахті холодного повітря 2, об'єм повітря що пройшло через випарник розділяється. Частина даного об'єму через перфоровану фальш. Стінку зі швидкістю 0.8...1 м/с. потрапляє до охолоджуваного об'єму в зону експозиції. Друга частина холодного повітря потрапляє до направляючої руху повітряної завіси.

В вітрині модельного ряду ADX, перед виходом повітря до направляючої, розташована перфорована, розділяюча токів повітря. Дана перегородка розділяє рух холодного повітря ~30/70% перед виходом до охолоджуваного об'єму, та врегульовує його швидкість 0.5...0.8 м/с., та 0.8...1.2 м/с. Таким чином на виході з направляючої повітряної завіси, у вітрині ADX утворюються два потоки з наближено однаковими температурами -2...1 °С. На виході з направляючої повітряної завіси 3 у вітрині ADI також два потоки, про те швидкість на виході охолодженого повітря складає 1...1.2 м/с з температурою 2...6 °С, а швидкість руху в зоні холодного контуру 0.6...0.9 м/с. при температурі близькій -1..2 °С.

В обох випадках направляючі руху повітряної завіси мають нахил 8...10 ° до охолоджуючого об'єму. Дана конструктивна особливість обумовлена тиском що надходить від перфорованої фальш. стінки та зони експозиції і направляє повітряну завісу за межі охолоджуваного об'єму. Таким чином повітряна завіса набуває вигнутої форми. Даний ефект компенсується кутом нахилу направляючої руху повітряної завіси за-для потраплення максимально великого об'єму охолодженого повітря до повітрозбірника та утворення ефективної рециркуляції повітря.

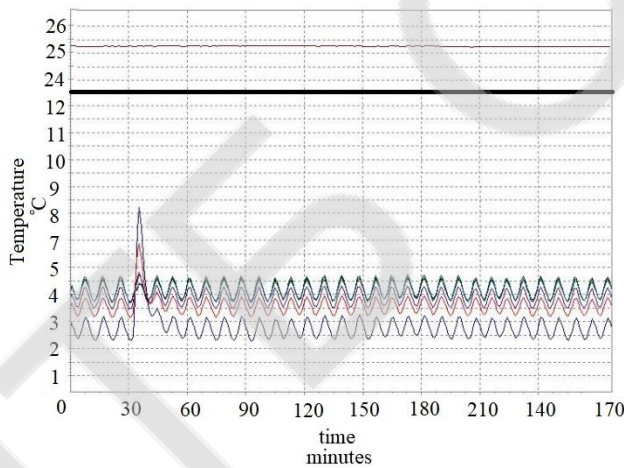
В площі експозиції кожна полиця оснащена обмежувачем. Данна деталь, окрім забезпечення безпеки товару на експозиційні площі, утворює бар'єр, та затримує холодне повітря, що сприяє полегшенню роботи та підвищенню енергоефективності.

В вітринах даного типу перед повітрозбірником додатково встановлено скло повітрозбірника. Ця конструктивна деталь виконує функцію уловлювача охолодженого повітря що надходить від повітряної завіси та площі експозиції. Однак забезпечення повного забору повітря для рециркуляції майже ніколи не виконується через вплив зовнішніх чинників (обслуговування продукції, рух повітря в оточуючому середовищі впливу потенційного покупця, то що). Згідно стандарту ISO 23953-2, рух повітря в оточуючому середовищі відповідає 0.5 м/с. охоложене повітря що «випадає» за охолоджуваний об'єм, більша його частина, змішується з повітрям оточуючого середовища та потрапляє до конденсатору даного агрегату, а як наслідок зменшуються габарити конденсатора та підвищується КПД холодильної системи.

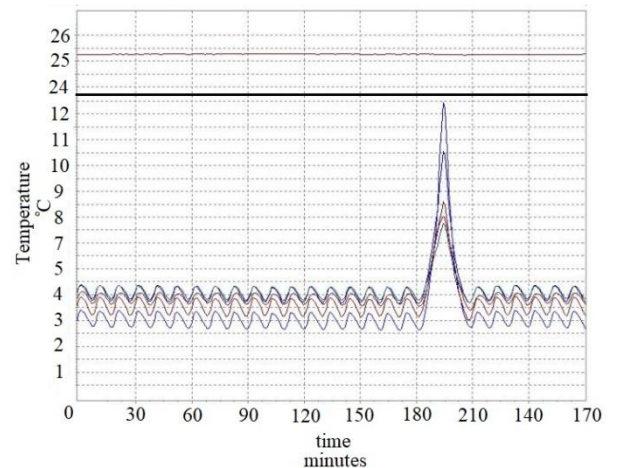


Рис.2. Дослідження руху повітря та рециркуляції в охолоджуваному об'ємі пристінних холодильних вітрин.

В результаті проведених дослідів, при зміні кута нахилу направляючої руху повітря повітряної завіси, зміні висоти скла повітрозбірника, зміні висоти обмежувачів полиць, зміні конфігурацій повітрозбірників та швидкості і розподілу повітряних потоків повітряної завіси виявлено максимально допустимі втрати повітря на рециркуляції в вітринах даного типу коливаються в межах 5-15% від загального об'єму за одиницю часу повітря в охолоджуючому середовищі. Дані результати отримані за умов експлуатації в 3-му кліматичному класі та умов визначених стандартом ISO 23953-2.



*Рис.3. Графік роботи пристінної вітрини
ADX*



*Рис.4. Графік роботи пристінної вітрини
ADI*

Таким чином врегулювання потоків повітря є основним завданням при розробці пристінних холодильних вітрин відкритого типу. Маніпуляції з розподілом та направленням руху повітря та організація рециркуляції повітря в холодному об'ємі дозволяє значно підвищити енергоефективність обладнання даного типу, та створити оптимальні умови роботи в процесі зберігання продукції за умов експлуатації.

УДК 536.423.4

ГІДРОДИНАМІКА ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ У ТРУБКАХ ІЗ ВНУТРІШНІМ СПІРАЛЬНИМ ОРЕБРЕННЯМ

Серета В.В., доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського, Горін В.В., проф. каф. Одеська академія технічного регулювання та якості, Лю Ян, аспірант КПІ ім. Ігоря Сікорського, liuyangg55@gmail.com

Горизонтальні трубки із внутрішнім спіральним оребрнням (рис. 1) широко використовуються у конденсаторах HVAC систем та повітряних теплових насосах з метою підвищення їх ефективності. Застосування внутрішнього оребрнення дає змогу передавати більший (у порівнянні із гладкою поверхнею) тепловий потік від пари холодоагенту, якій конденсується, до внутрішньої поверхні трубки. Однак, разом із цим збільшуються і втрати тиску по довжині трубки. Падіння тиску в конденсаторі впливає не тільки на потужність, яку споживає насос, але і на тепловіддачу через залежність локальної за довжиною трубки температури конденсації від тиску холодоагенту. Особливо це актуально у випадку використання оребрених трубок, в яких різниця між температурою конденсації пари та температурою внутрішньої поверхні набагато менша у порівнянні із гладкою поверхнею.

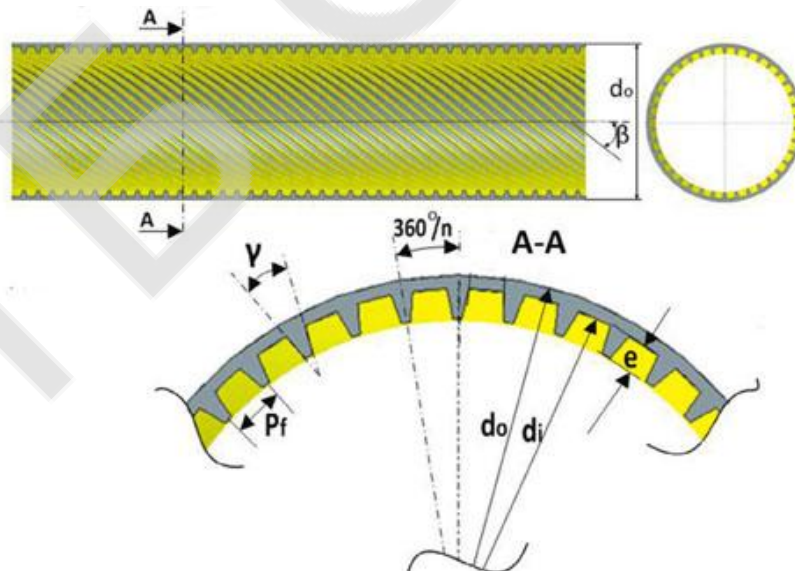


Рис. 1. Загальний вигляд трубки із внутрішнім спіральним оребрнням

У працях [1-5] та в багатьох інших дослідженнях, науковці запропонували різноманітні методи розрахунку втрат тиску на тертя під час конденсації у спіральньо-оребрених трубках. Аналіз цих робіт показав, що на сьогодні немає чіткої визначеності у загальних рекомендаціях щодо використання

запропонованих різними авторами розрахункових залежностей. Особливо це актуально для нових «есо-friendly» холодоагентів, які мають низький потенціал глобального потепління.

В даній роботі проведено всебічне порівняння найбільш поширених методів розрахунку втрат тиску на тертя, які наведено у працях [1-5] із експериментальними даними, наявними у відкритому доступі. Розрахункові значення втрат тиску на тертя порівнюються із експериментальними даними по конденсації дев'яти холодоагентів (R32, R134a, R407c, R410a, R152a, R513a, R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z)) із масовою швидкістю від 50 до 1000 кг/(м²с). Гідродинаміка досліджувалася у трубках із наступними геометричними розмірами: внутрішній діаметр $d_i = 2,18 - 8,94$ мм; висота ребр $e = 0,1 - 0,255$ мм; крок ребр $p_f = 0,188 - 0,661$ мм, кут нахилу ребра $\gamma = 14 - 43^\circ$, кут нахилу спіралі $\beta = 7 - 20^\circ$, кількість ребер $n = 25 - 65$ (див. рис. 1).

Проведене порівняння показує, що втрати тиску на тертя у випадку конденсації фреону R410a нижчі, ніж у інших холодоагентів. Втрати тиску на тертя для фреону R32 приблизно в 1,3 рази вищі, ніж у фреону R410a. Втрати тиску збільшуються із зменшенням діаметра трубки за однакових масових швидкостей. У трубці із спіральним оребренням втрати тиску приблизно в 2,5 рази більші ніж у гладкій трубці такого самого діаметру у разі конденсації фреонів R134a і R1234yf. Втрати тиску зменшуються зі збільшенням температури конденсації холодоагенту. В цілому можна зазначити, що втрати тиску на тертя у трубці із спіральним оребренням приблизно в 1,6 рази більші ніж у гладкій трубці для кожного холодоагенту і різної масової швидкості. Загальні результати показані на рис. 2-4.

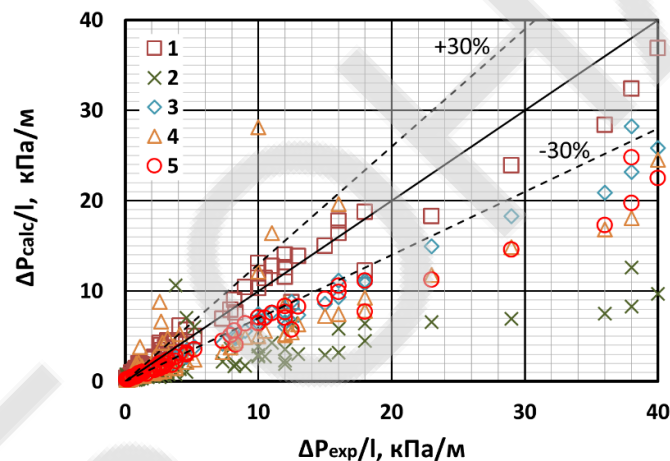


Рис. 2. Порівняння експериментальних даних по втратам тиску Hirose at al. [1] під час конденсації фреонів R410a, R32 та R152a із розрахунковими залежностями:
1 – Hirose at al. [1]; 2 – Bashar at al. [2]; 3 – Diani at al. [3]; 4 - Sun at al. [4]; 5 – Koyama [5].

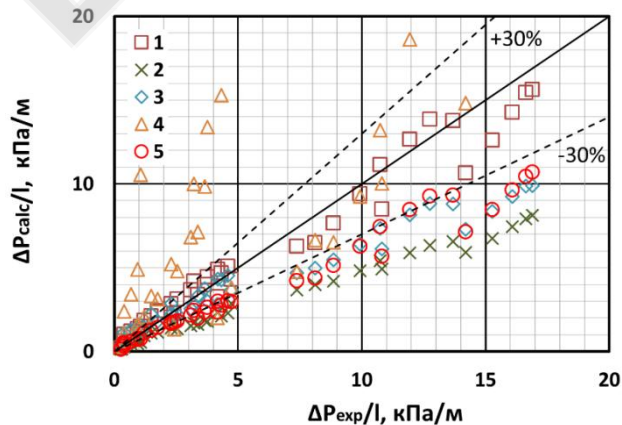


Рис. 3. Порівняння експериментальних даних по втратам тиску Bashar at al. [2] під час конденсації фреонів R1234yf та R134a із розрахунковими залежностями:
1 – Hirose at al. [1]; 2 – Bashar at al. [2]; 3 – Diani at al. [3]; 4 - Sun at al. [4]; 5 – Koyama [5].

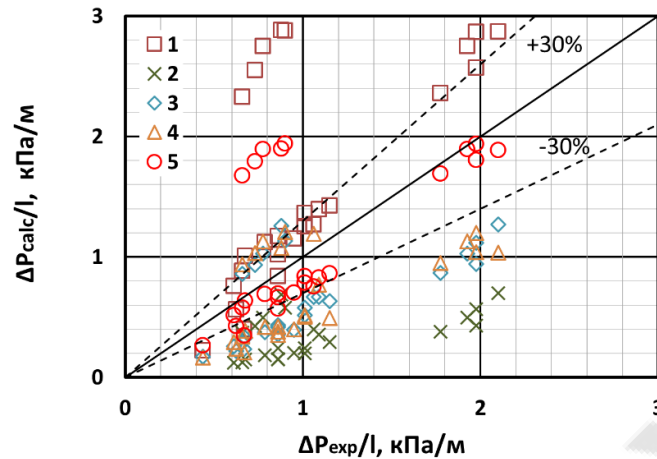


Рис. 4. Порівняння експериментальних даних по втратах тиску Коуама [5] під час конденсації вуглекислого газу із розрахунковими залежностями:

1 – Hirose et al. [1]; 2 – Bashar et al. [2]; 3 – Diani et al. [3]; 4 – Sun et al. [4]; 5 – Koyama [5].

Результати порівняння показують, що найкращу точність розрахунку (окрім випадку конденсації вуглекислого газу) забезпечує формула Hirose et al. [1], а найгіршу – метод Bashar et al. [2]. У разі конденсації вуглекислого газу жодна із залежностей не забезпечує достатньої точності розрахунку (похибка становить більше $\pm 30\%$). Таким чином, метод розрахунку втрат тиску на тертя запропонований Hirose et al. [1] забезпечує найкраще узагальнення дослідних даних і його можна рекомендувати до використання у проектних розрахунках.

Подальшим напрямком роботи є встановлення причин розходження більшої частини кореляцій з експериментальними даними та визначення впливу на втрати тиску геометричних параметрів оребрення та властивостей холодоагенту.

Перелік посилань:

1. Hirose et al. Development of the general correlation for condensation heat transfer and pressure drop inside horizontal 4 mm small-diameter smooth and microfin tubes. International journal of refrigeration 34 (2018) 238-248.
2. Bashar et al. Development of a correlation for pressure drop of two-phase flow inside horizontal small diameter smooth and microfin tubes. International journal of refrigeration 119 (2020) 80-91.
3. Diani et al. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube. International journal of refrigeration 47 (2014) 105-119.
4. Sun et al. A new general correlation for frictional pressure drop during condensation inside horizontal micro-fin tubes microfin tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 112 (2017) 587–596.
5. Koyama. An experimental study on condensation of CO₂ in a horizontal micro-fin tube. International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2008). Paper 906.

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Крушельницький Д.О. аспірант ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса : Жихарева Н.В., к.т.н., доцент ОНАХТ

Енергоефективність обладнання залежить від виду обладнання, робочої рідини, а також умов праці, таких як кліматичні умови. Однак у всьому світі існують рішення з природними холодоагентами для багатьох застосувань з подібною енергоефективністю, ніж у більшості звичайних пристроїв

Температура - це величина і ключова змінна у фізиці, хімії та біології.

Він характеризує стани речовини у рідкій, твердій та газоподібній фазах, а тому має важливе значення для застосування у матеріалах.

Це життєво важливо для всіх живих істот, і кожна жива істота (бактерії, рослини, тварини) має діапазон температур, в межах якого вона може жити.

Температура визначає, чи можуть патогени розвиватися, виживати чи ні. Таким чином, харчові продукти та продукти здоров'я часто охолоджують або заморожують.

Холодильник є скрізь, у:

- Криогеніка (нафтохімічна переробка, металургія, космічна промисловість, ядерний синтез ...)
- Ліки та виробы здоров'я (кріохірургія, анестезія, сканери, вакцини ...)
- Кондиціонер (будівлі, дата -центри...)
- Харчова промисловість та холодний ланцюг
- Енергетичний сектор (включаючи теплові насоси, СПГ, водень ...)
- Охорона навколишнього середовища (включаючи захоплення та зберігання вуглецю), громадські роботи, дозвілля...

Ми розглянули питання енергетики та навколишнього середовища та - зростаючі виклики для майбутнього. Холодильне обладнання, включаючи кондиціонери, становить 15% світового споживання електроенергії. І ця цифра збільшиться (Нідерланди: вже 18% ...). Проблеми охолодження явно пов'язані з проблемами електроенергії, а саме:

- Глобальне потепління через викиди CO₂ (виробництво електроенергії залежно від викопного палива): нам потрібно враховувати TEWI (загальний еквівалентний вплив потепління) та LCCP (показники життєвого циклу клімату) холодильного обладнання

- Ціна на електроенергію зростає (нові джерела енергії мають більші витрати)

- Не вистачає енергетичної інфраструктури, особливо в країнах, що розвиваються

Необхідно розробити загальні системні рішення (центральне охолодження, тригенерація...), і нам потрібно переглянути коефіцієнти продуктивності систем. Наприклад, теплові насоси розглядаються як відновлювана енергія в Європейському Союзі за умови, що вони мають достатній коефіцієнт ефективності через споживання електроенергії. Існують і будуть нові правила щодо енергетики та будівель у Європі, США чи Японії з новими обмеженнями щодо енергії, а отже, і новими обмеженнями для холодильних систем.

Можливо використовувати нові джерела енергії, наприклад, сонячну. Навіть якщо коефіцієнт продуктивності сонячного обладнання все ще відносно низький і якщо інвестиційні витрати можуть бути високими, деякі системи вже існують, і триває багато експериментів та дослідницьких програм.

Охолодження також може стимулювати нові джерела енергії, такі як зріджені гази (зріджений національний газ, зріджений водень ...).

У будь-якому випадку зміна системи через проблеми з холодоагентом має враховувати потенційне скорочення споживання енергії: обидві проблеми пов'язані між собою.

Розглянутий вплив холодоагентів на навколишнє середовище.

Системи стиснення пари залишатимуться переважаючими в короткостроковій та середньостроковій перспективі, і тому в майбутньому нам буде потрібно більше холодоагентів.

Через їх вплив на озоновий шар стратосфери, хлорфторуглеводні (фреони) та гідрохлорфторуглеводні (фреони) були включені до Монреальського протоколу, і кожна країна (незалежно від того, розроблена вона чи розвивається) повинна була побудувати плани поступової відмови. Тому, сподіваємось, незабаром це питання залишиться позаду нас, окрім банківського питання (холодоагенти в існуючому обладнанні будуть знищені в майбутньому). Однак основним питанням планів поступового припинення є тип холодильного обладнання, яке використовується для заміни старого обладнання.

Існують альтернативні холодоагенти:

- Гідрофторуглеводні (ГФУ), включаючи фторфторолефіни (ГФО), не впливають на озоновий шар, але вони впливають на глобальне потепління (вони включені до Ріо-де-Жанейро та Кіотського протоколу)
- Природні холодоагенти (аміак, CO₂, вуглеводні, вода, повітря) мають дуже низький вплив на глобальне потепління.
- Суміші, комбінації (каскади, вторинні рідини) розроблені для задоволення різних вимог.

Висновки

Зменшити вплив холодильного обладнання на навколишнє середовище можливо:

1. інші технології: поглинання, адсорбція, сонячне охолодження, магнітне охолодження, термоелектричне охолодження, криогеніка (азот, CO₂), але вони все ще потребують технологічних удосконалень (з точки зору вартості, енергоефективності, потужності). Таким чином, наразі вони є лише нішевими технологіями.
2. Зменшення заряду холодоагенту. Мета та сама: зменшити заряд холодоагенту без зміни потужності холодильного обладнання, а його ефективність зменшить швидкість витоку. Наразі можна використовувати та розвивати кілька технологій: вторинні холодоагенти, мікроканальні технології ... Це також питання зменшення викидів парникових газів та питань безпеки.
3. Вибір холодоагенту з низьким рівнем викиду парникових газів. Існує кілька визначень холодоагенту з "низьким GWP". Люди зазвичай вважають холодоагенти рідинами з низьким рівнем викидів, коли їх PVP нижче 20: природні холодоагенти (аміак, CO₂, вуглеводні, вода, повітря) або деякі ГФУ, які називаються ГФО (гідрофторолефіни). Однак компанії також вибирають "помірні" холодоагенти для ТЕЦ (наприклад, R32), оскільки їх вплив буде набагато меншим у разі витоку, ніж деякі холодоагенти з вищим газом. (1/2 до 1/7 ...). Більшість холодоагентів з низьким GWP мають недоліки безпеки: займистість, токсичність. Деякі з них вимагають зовсім іншого обладнання, ніж таке, що використовується з ГХФУ або ГФУ, через проблеми корозії або тиску. Усі вони потребують адаптації обладнання. Енергоефективність обладнання залежить від виду обладнання, робочої рідини, а також умов праці, таких як кліматичні умови. Однак у всьому світі існують рішення з природними холодоагентами для багатьох застосувань з подібною енергоефективністю, ніж у більшості звичайних пристроїв.

Використана література:

1. <https://servicechannel.com/blog/3-technologies-sustainable-refrigeration/>
2. DT Group. Desiccant Dehumidifier.
3. FAO World Agriculture: Towards 2015/2030 – Summarizing Report

УДК 621.59

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТОГО ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РЛГХМ

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ІХКЕ ОНАХТ
Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач ІХКЕ ОНАХТ
Яковлева О.Ю., к.т.н., доцент ІХКЕ ОНАХТ

В основі конструкції пластинчасто-ребристих апаратів лежить ідея про застосування двостороннього високоефективного оребрення з боку прямого і зворотного потоків. Внаслідок цього апарати мають прямокутні оребрені канали. Основні елементи, що визначають конструкцію цих апаратів: розділові пластини; ребра, розташовані між пластинами мають хороший тепловий контакт з останніми; бічні проставки. Ці апарати конструктивно виконуються протиточними, перехресноточними і прямоточними. За масово-габаритними і експлуатаційними показниками ці апарати відносять до ефективних компактних теплообмінників. Компактність поверхні в них $1000\text{--}3000\text{ м}^2/\text{м}^3$. Є поверхні, компактність яких досягає $6000\text{ м}^2/\text{м}^3$.

Мала маса апарату дозволяє зменшити пускові періоди холодильних установок, а висока теплопровідність – підвищити ефективність апарату. Корозійно-стійку сталь застосовують, коли від апарата потрібна підвищена міцність або, коли в цілях досягнення дуже високої компактності поверхні (до $6000\text{ м}^2/\text{м}^3$) ребра виконують з дуже тонкого листа ($t_p = 0,05\text{ мм}$).

Вибір пластинчасто-ребристих теплообмінників в якості теплообмінних апаратів для роторно-лопатеві газової холодильної машини (РЛГХМ) проводився з урахуванням перерахованих переваг, в залежності від конкретних умов обраного теплового процесу.

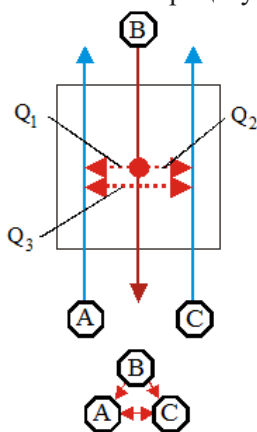


Рис. 1. Схеми організації теплообміну в теплообмінниках.

В таблиці 1 наведені фізичні параметри потоків, які обмінюються теплом у холодильнику і рефрижераторі.

Таблиця 1

Фізичні параметри потоків

Холодильник						
Потоки	p_{cp} , МПа	T_{cp} , К	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	ν , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$\mu \cdot 10^6$, Па · с	λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Гелій	1,5	396	5,204	0,794	21,94	0,184
Вода	0,15	295	4,174	0,00106	774,765	0,66
Рефрижератор						
Гелій	2,85	133	5,204	0,956	11,76	0,1
Азот	2	177,5	1,043	0,25	11,43	0,018

Знайдемо вирази Фаннінгового коефіцієнта тертя f та коефіцієнта модуля Колбурна j , які є функціями числа Рейнольдса та параметрів геометрії основних ребер.

Модуль Колбурна:

$$j = St \cdot Pr^{2/3}, \quad (1.1)$$

$$f = 0.029 \cdot Re^{-0.09} \left(\frac{s}{b}\right)^{0.034} \left(\frac{t_f}{b}\right)^{-0.169} \quad (1.2)$$

Число Стантона:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (1.3)$$

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K} \quad (1.4)$$

Число Нуссельта:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{K} \quad (1.5)$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$h = j \cdot G \cdot c_p \cdot Pr^{2/3} \quad (1.6)$$

Падіння тиску:

$$\Delta P = \frac{2fLG^2}{\rho D_h} \quad (1.7)$$

Довжина L теплообмінника визначалась за формулою:

$$L = \frac{Q}{UA \cdot LMTD} \quad (1.8)$$

Ефективність ребра η_f

$$\eta_f = \frac{\tanh(x)}{x} \quad (1.9)$$

$$x = h \sqrt{\frac{h \cdot B}{2tk}} \quad (1.10)$$

де, зовні h – висота ребра, під корнем h – коефіцієнт теплопередачі, зазвичай значення B приймається як 2,25 для середнього стану.

Математичне моделювання на основі перерахованих вище формул відбувалося в програмі Microsoft Excel (див. рис. 2).

Для того щоб спроектувати теплообмінник оптимальним і компактним необхідно визначити компроміс між вибором поверхонь з вищими факторами j (для мінімізації необхідної зони теплопередачі) та вибору поверхонь з нижчими показниками f/j для досягнення кращої теплопередачі для падіння тиску.

Основною метою процесу оптимізації є отримання потрібного значення падіння тиску при збереженні найменшого можливого розміру теплообмінника. Розміри ребер і кількість шарів варіюються для отримання мінімального розміру. Товщина ребер коливається від 0,2 мм до 0,8 мм для кожної щільності оребрення в діапазоні 400÷600 ребер/м, висота ребра $h = 7$ мм.

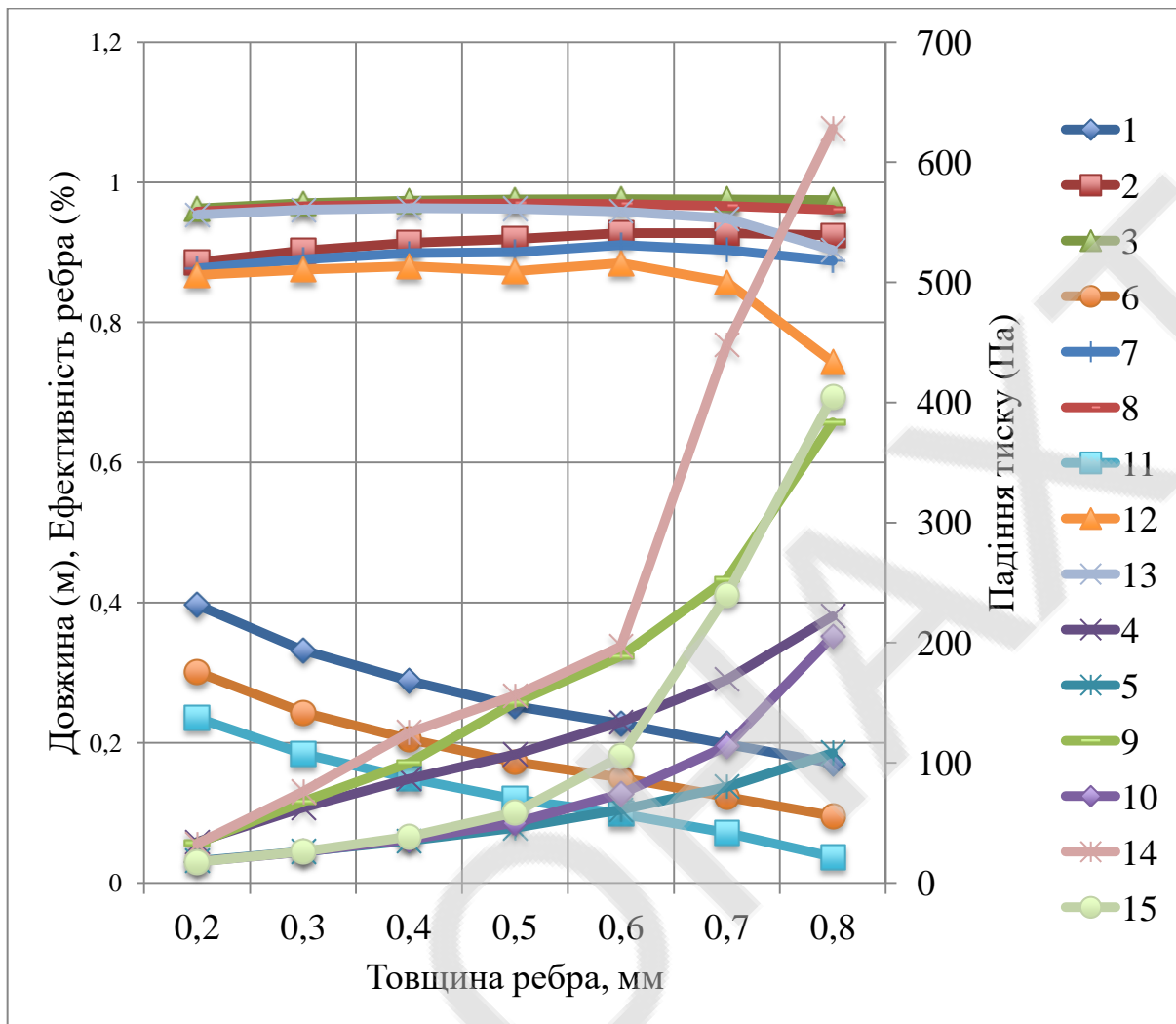


Рис. 2. Залежності параметрів теплообмінника від товщини і щільності оребрення для рефрижератора:

- 1, 6, 11 – довжина теплообмінника, відповідно при 400, 500, 600 ребер / м;
- 2, 7, 12 – ефективність ребра гарячого потоку, відповідно;
- 3, 8, 13 – ефективність ребра холодного потоку, відповідно;
- 4, 9, 14 і 5, 10, 15 – падіння тиску гарячого і холодного потоку.

З рис. 2 можна зробити ряд висновків про наступне:

1. Падіння тиску гарячих потоків 1, 2 і холодного потоку 3 зменшується зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.
2. Об'єми всіх потоків зростають зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.
3. Ефективність ребер збільшується зі збільшенням товщини ребра і збільшенням щільності оребрення для 400, 500, 600 ребер/м.
4. Мінімум температурних напорів і гідравлічних опорів досягається при значенні щільності 500 ребер/м і при товщині ребра 0,2 мм.

Запропоновано методику аналізу графічним методом пластинчасто - ребристого теплообмінника.

Модель описує ефект вторинних параметрів, таких як осьова теплопровідність через металеву матрицю теплообмінника. Вивчено вплив геометричних параметрів і коефіцієнта теплопередачі. Отримано графік залежностей довжини, ефективності ребра і падіння тиску в теплообміннику в залежності від товщини ребра і щільності оребрення (рис. 2).

УДК 621.59

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

*Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор ІХКЕ ОНАХТ
Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач ІХКЕ ОНАХТ
Яковлева О.Ю., к.т.н., доцент ІХКЕ ОНАХТ*

Використання роторно-лопатевої конструкції холодильної машини є одним з важливих напрямів процесу удосконалення ГХМ Стірлінга для одержання помірною холоду. Відношення еквівалентного робочого об'єму до об'єму машини (коефіцієнт компактності основного об'єму) РЛГХМ, у порівнянні з традиційними ГХМ Стірлінга, буде на рівні 15-20%, в той час як максимальне значення цього показника для поршневих (V – подібних з кривошипно-шатунним механізмом) становить 1-2%. Така велика перевага по питомо-масовим показникам відкриває широкі можливості застосування роторно-лопатевої газової холодильної машини для побутової та промислової холодильної техніки. Завдяки обертально-коливальному руху роторів з лопатями (на відміну від зворотно-поступального поршнів у поршневих машинах) і зменшення втрат на тертя в робочих порожнинах при роботі на зазорах РЛГХМ має значно більший ресурс в порівнянні з поршневими машинами.

Виконані розрахунки характеристик циклу РЛГХМ показали, що при врахуванні адіабатних процесів стиснення і розширення ступінь термодинамічної досконалості може знизитися до

$$\eta_S = \varepsilon_A / \varepsilon_S = 0,49 / 1,36 = 0,36 \quad (1.1)$$

де ε_A – холодильний коефіцієнт машини з адіабатними процесами. Приведені характеристики циклу РЛГХМ в табл. 1.

У табл. 1. вказані показники робочого процесу РЛГХМ, отримані в результаті математичного моделювання.

Таблиця 1. Результати математичного моделювання циклу РЛГХМ

Величина	Значення
Середньопланіметрична температура в об'ємі рефрижератора $\overline{T_E}$, К	133
Середньопланіметрична температура в об'ємі холодильника $\overline{T_C}$, К	402
Максимальний тиск p_{max} , бар	20,5
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12
Теплове навантаження на холодильник Q_C , кВт	36,5
Споживана потужність W , кВт	24,5
Холодильний коефіцієнт ε_A	0,49
Ступінь термодинамічної досконалості η_S	0,36

Розроблена роторно-лопатова газова холодильна машина, як зазначалося, має низку переваг. Основні - це висока ефективність при виробництві помірного холоду.

Проведено дослідження характеристик двохблочної РЛГХМ в широкому діапазоні її навантажувальних і швидкісних режимів. Встановлено в ході аналізу зміну коефіцієнта η_s в залежності від T_E , який дозволяє стверджувати, що ступінь термодинамічної досконалості РЛГХМ має екстремум (в даному випадку максимум) у функції $\eta_s = f(T_E)$, що підтверджує рис. 1.

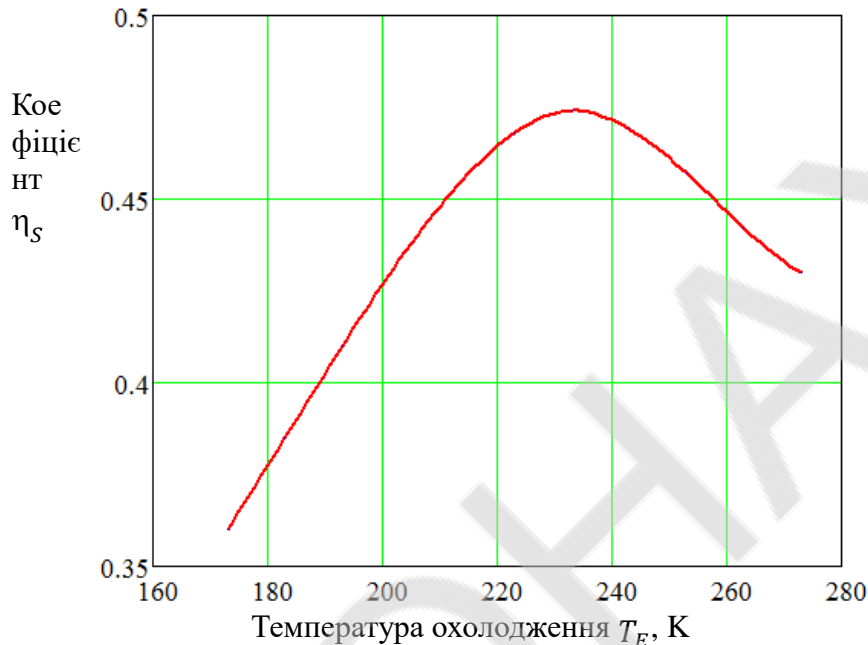


Рис. 1. Залежність коефіцієнта η_s від температури охолодження T_E .

Із рис. 1 видно, що оптимальне значення температури охолодження $T_{Eopt} \approx 233$ К, при цьому значенні η_s становило 0,476.

Відзначимо, що в області значень температури нижче 193 К ефективність РЛГХМ значно вище, ніж у ПХМ. Це ускладнення пов'язане з необхідністю переходу до двоступінчастого стиску в ПХМ, що призводить до підвищення вартості цих установок.

Було проведено чисельний математичний експеримент на режимах, що поєднують зміну частотного режиму роботи двохблочної РЛГХМ (в діапазоні частотних режимів – $200 \div 1200$ хв⁻¹). Отримана залежність холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n (рис. 2).

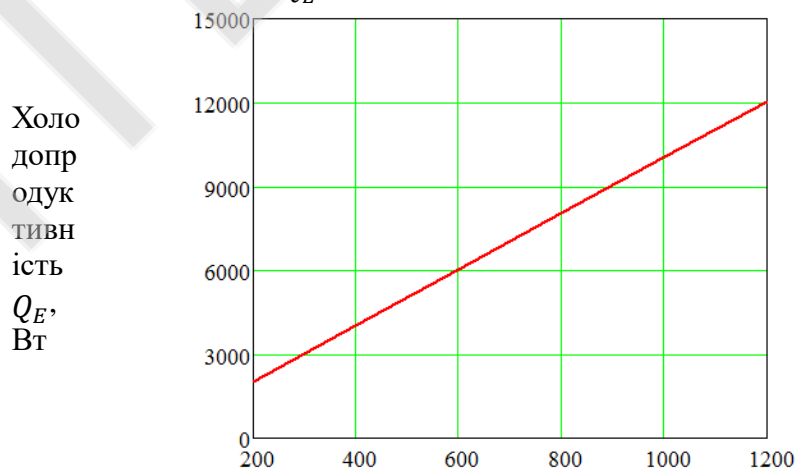


Рис. 2. Залежність холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n

Температура охолодження становила 173 К. Тиск заправки складав 0,5 МПа.

Отримано, що максимальне значення холодопродуктивності Q_E в діапазоні частотних режимів $n = 200\text{--}1200 \text{ хв}^{-1}$, досягає 12050 Вт.

Проведена оцінка впливу тиску заправки в машині P_3 на холодопродуктивність РЛГХМ. Була прийнята частота обертання валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$, геометричні параметри роторно-лопатевої групи відповідали досліджуваній машині. Температура охолодження T_E становила 173 К (рис. 3).

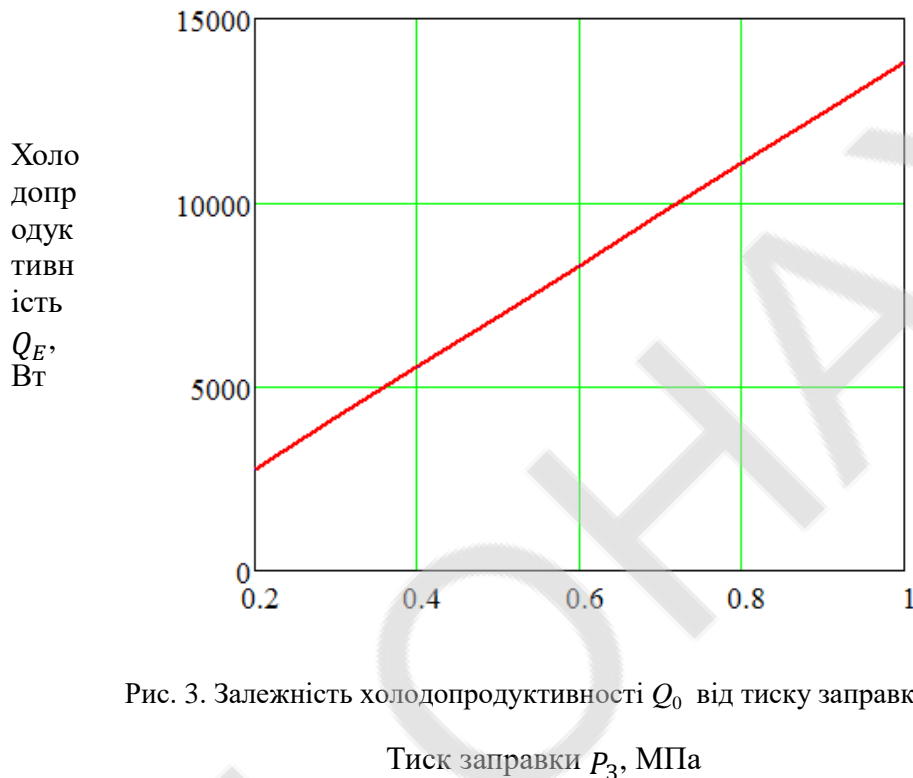


Рис. 3. Залежність холодопродуктивності Q_0 від тиску заправки P_3 .

Тиск заправки P_3 , МПа

Було отримано, що при збільшенні тиску заправки P_3 від 0,2 МПа до 1 МПа, холодопродуктивність РЛГХМ збільшується від 3 кВт до 13,5 кВт, відповідно.

Для реалізації можливостей розроблених математичних моделей були виконані розрахунки РЛГХМ з урахуванням всіх втрат від незворотності. Холодопродуктивність машини при виробництві холоду на температурному рівні 173 К склала 12 кВт. Холодильний коефіцієнт її знизився до 0,49, а ступінь термодинамічної досконалості – до 0,36. Незважаючи на це, за зазначеними характеристиками спроектована РЛГХМ має ступінь термодинамічної досконалості на 15% вище, ніж у ГХМ Стірлінга, що серійно виробляються з такою ж холодопродуктивністю в 12 кВт і температурою охолодження 173 К. РЛГХМ істотно перевершує за масою обрану для порівняння ГХМ Стірлінга SPC-1: 100кг проти 0,25 тони.

Охолодження на рівні 173 К можна організувати і на базі парокомпресійних холодильних машин. Для порівняння з РЛГХМ була обрана ПХМ, призначена конденсації газів на газозах. ПХМ представляє собою каскадну холодильну машину, яка працює на R717 або R290 в верхньому каскаді і R1150 (етилен) – в нижньому. Температура кипіння була прийнята рівною 173 К, а конденсації 300 К. Каскадна машина працювала по ідеалізованому циклу. Розрахунками показано, що розроблена РЛГХМ практично не поступається по термодинамічній ефективності каскадній ПХМ. Однак перевершує останню за габаритними показниками, а також експлуатаційним і капітальних витрат.

УДК 621.565

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОДУКТИВНОСТІ ГЕНЕРАТОРА БІНАРНОГО ЛЬОДУ ШНЕКОВОГО ТИПУ

Зімін О.В., к.т.н., доцент ОНАХТ м. Одеса, onaft.zimin@gmail.com

Особливості застосування та отримання бінарного льоду, як холодоносія, визначають основні напрямки при проведенні розрахунку апаратів. Основними цілями розрахунку генератора бінарного льоду є визначення масової продуктивності апарату по льоду, концентрації льоду і лінійних розмірів кристалів льоду в суміші, яка виходить з апарату. Розрахунок генератора може здійснюватися на стадії його проектування або при його експлуатації. При експлуатації конструктивні характеристики генератора є постійними, режими роботи можуть бути постійними або регульованими. Регулюватися можуть температура кипіння холодоагенту в теплообміннику і / або частота обертання шнека генератора. Таким чином, можливі завдання при розрахунку шнекового генератора бінарного льоду в режимі експлуатації:

1. При фіксованій частоті обертання шнека і температурі кипіння холодоагенту в теплообміннику: послідовно визначаються товщина зрізаного льоду, концентрація льоду в суміші і масова продуктивність генератора по льоду.
2. При фіксованій частоті обертання шнека і температурі кипіння холодоагенту, яку можна регулювати в теплообміннику: в залежності від необхідної продуктивності генератора і характеристик холодильної машини визначається раціональна температура кипіння холодоагенту.
3. При частоті обертання шнека, яку можна регулювати, і фіксованій температурі кипіння холодоагенту в теплообміннику: в залежності від необхідної товщини зрізаного льоду визначається необхідна частота обертання шнека, далі концентрація льоду в суміші і масова продуктивність генератора по льоду. Вибір раціональної частоти обертання шнека здійснюється за максимальним значенням продуктивності генератора.
4. При частоті обертання шнека, яку можна регулювати, і температурі кипіння холодоагенту в теплообміннику, яку можна регулювати: задаючись значенням частоти обертання шнека $n = 1$ об / сек, залежно від необхідної орієнтовною продуктивності генератора і характеристик холодильної машини визначається раціональна температура кипіння холодоагенту. Далі відповідно до п.3.

На стадії проектування генератора бінарного льоду можуть бути обрані раціональні конструктивні параметри теплообмінного апарату і шнека генератора, і, відповідно до них, визначається режим роботи шнекового генератора. Вихідні дані, за якими проводиться розрахунок - це масова продуктивність апарату по льоду, концентрація льоду і лінійні розміри кристалів льоду в суміші, яка надходить в концентратор-акумулятор.

При розрахунку генератора необхідно задаватися такими даними:

D_1 - внутрішній діаметр теплообмінної труби, м;

D - зовнішній діаметр шнека, м;

d - діаметр вала шнека, м;

L - робоча довжина теплообмінної труби, м;

s - крок витків шнека, м;

Δ - зазор між стінкою і кромкою шнека, м;

$\delta_{ст}$ - товщина стінки теплообмінної труби, м;

$\lambda_{ст}$ - теплопровідність матеріалу стінки теплообмінної труби, Вт/(м·К).

t_x - середня температура холодоносія, °С, або температура кипіння холодоагенту;

Δx - зазор між внутрішньою і зовнішньою трубами теплообмінника, по якому циркулює холодоносій (холодоагент), м;

w_x - швидкість руху холодоносія в міжтрубному просторі, м/с;

t_b - температура води, що подається на генератор, °С;

P_n - механічне напруження при зрізанні льоду, Н / м², в розрахунках можна приймати значення $P_n = 0.7 \cdot 10^6$ Н/м².

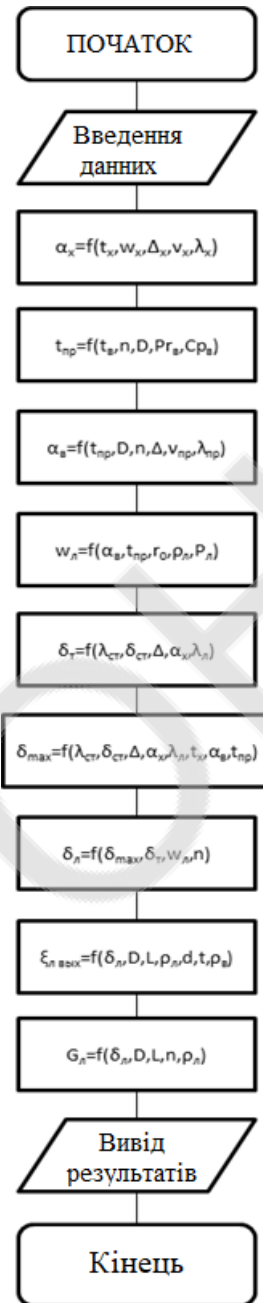


Рисунок 1 – Алгоритм розрахунку продуктивності шнекового генератора бінарного льоду

Генератор бінарного льоду в залежності від конструктивних особливостей може мати фіксовану або регульовану частоту обертання шнека. При фіксованій частоті обертання шнека продуктивність генератора, концентрація крижаних кристалів і їх розміри в суміші залежать тільки від температури води, що подається і від робочої температури холодоагенту (холодоносія), що циркулює в теплообміннику. Регулювання частоти обертання шнека дозволяє безпосередньо впливати на процес льодоутворення і отримувати бінарний лід із заданими параметрами.

УДК 621.565

АКТУАЛЬНІСТЬ СТЕЛЬОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ

Бурдюжа С.А., Беркань І.В. – викладачі ВСП «ОТФК ОНАХТ»

Необхідність підтримки комфортної температури повітря в приміщеннях ставить споживача перед вибором інженерної системи для забезпечення мікроклімату. Як правило, для цих цілей застосовують кондиціонери повітря. Однак в останні роки на зміну їм приходять системи поверхневого охолодження, де в якості теплоносія використовується вода. Найбільш поширені з них - «холодні стелі». Вони особливо ефективні і оптимальні для житлових або офісних приміщень великих площ, де джерелом тепла і холоду є тепловий насос.

Переваги використання «холодних стель» складаються в їх повній безшумності, відсутності неприємних протягів, а також в надзвичайно низьких витратах на технічне обслуговування. «Холодні стелі» можуть нести пристойне навантаження, при цьому не займають корисний простір і в силу того, що вони знижують середню променисту температуру в приміщенні, їх застосування робить можливим підвищення температури повітря понад меж, допустимих при іншій організації охолодження приміщення.

Наприклад, щоб створити комфорт, рівний тому, що відчувається при температурі 24 ° С з використанням традиційних систем, застосування «холодних стель» дозволяє використовувати повітря з температурою 25 - 26 °С по сухому термометру в приміщенні в залежності від інтенсивності теплового випромінювання, наприклад, сонячної радіації.

Охолоджуючий променистий потік над головами людей дає їм особливе відчуття свіжості. Можливість працювати при більш високих температурах повітря дозволяє використовувати воду досить високої температури (15 °С), що призводить до суттєвої економії в оплаті електроенергії.

Стельова система променистого опалення та охолодження монтується з панелей, які в процесі своєї роботи не накопичують і не переміщують пил, на відміну від систем повітряного кондиціонування. Це значно зменшує ризики виникнення у користувачів алергічних реакцій, пов'язаних з поганою якістю повітря, сухістю шкіри і очей.

Система панельного опалення / охолодження забезпечує рівномірне розподілення температури і абсолютну відсутність шуму, при мінімальній швидкості руху повітря. Все це робить мікроклімат приміщення більш комфортним і безпечним для користувача.

На перший погляд система схожа на звичайну підвісну стелю. Її головні складові елементи - готові стельові панелі, які виготовлені з оцинкованого сталевого листа, покритого спеціальним звукопоглинальним скловолокном білого кольору. Всередину панелі вмонтований змійовик з труб Уропog PE-X 10 x1,5 мм, за яким рухається вода заданої температури. Компанія Уропog випускає кілька варіантів розмірів цих панелей, що дає можливість підібрати оптимальний варіант для будь-якого об'єкта будівництва.

система має потужність:

- 103 Вт/м² в режимі опалення (при температурному напорі 15 °С)
- 74 Вт/м² в режимі охолодження (при температурному напорі 8 °С).

Головною відмінністю цієї панелі є вмонтована всередину графітова пластина, що позитивно впливає на її працездатність.

До складу системи також входять неактивні панелі, трубки в яких відсутні. Зазвичай вони використовуються на пристінних ділянках стелі і в місцях запланованих під отвори для установки світильників або вентиляційних елементів. За кольором ці панелі не відрізняються від активних, що виключає візуальний дисбаланс в кольоровій гамі стелі. С естетичної точки зору дана система практично бездоганна: вона зводить до мінімуму наявність припливно-витяжних пристроїв, завдяки чому забезпечує охайний вигляд стелі - важливого елемента в будь-якому інтер'єрі.

Такі системи можна вважати ідеальними у всіх випадках, коли є вузько локалізовані латентні навантаження, наприклад, в ресторанах.

Можливість використання холодної води для охолодження, а також гарячої води помірної температури для опалення, створює гарні передумови для застосування систем підготовки теплоносія в системах з рекуперацією тепла. У міжсезонний період може виявитися ефективною подача в панелі води від "сухої градирні", тобто застосування вільного охолодження (free cooling). Єдине, на що треба звертати увагу в цих випадках - наявність "сухої градирні" із замкнутим контуром, оскільки при використанні води з відкритою градирнею істотно підвищується ризик забруднення трубопроводів, прокладених в панелях.

Список інформаційних джерел:

1. <https://aw-therm.com.ua/potolochnoe-ohlazhdenie-kak-alternativa-kondicionirovaniyu/?telegram>
2. https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=21
3. <http://uponor.kiev.ua/cms.php?view=7>
4. <https://zehnder.ee/ru/produkcija/potolochnoje-otoplenije-i-ohlazhdenije/>
5. <https://z.hot-design.com.ua/potolochnoe-otoplenie-i-ohlazhdenie-zehnder-ru>

УДК 621.565

ГРАФІЧНІ МЕТОДИ ДЛЯ ПРОЦЕДУР ОПТИМІЗАЦІЇ ТА РЕТРОФІТУ.

Дудко О.М., аспірант, Одеса, ОНАХТ.

Енергоефективність процесів, що працюють в умовах нижче навколишнього середовища, сильно залежить від методів які використовуються для підвищення енергоефективності.

Парокомпресійні холодильні цикли, є найбільш практичними методами, які використовуються при отриманні низьких температур для промислових процесів. Хоча конструкція і робота таких промислових холодильних циклів добре відома в інженерних спільнотах, все ж важливо шукати поліпшення COP, які можуть знизити споживання енергії.

Для проектування холодильних циклів інженерні спільноти використовують графічні інструменти. Наприклад, найбільш підходящі рівні температури випаровування для циклів чистого холодоагенту (з урахуванням підходу мінімальної температури для теплопередачі) можуть бути визначені (що дає енергоефективні рішення) з використанням методу GCC (Grand Composite Curve). GCC - загальна складова крива являє собою графічне представлення надлишкового тепла, в кожному температурному інтервалі. В інтервалах, де існує чистий надлишок тепла, ми застосовуємо каскадну систему, тобто транспортуємо це тепло в інтервали з більш низькою температурою. Після того, як ми задовольнили потребу в теплі з більш низькими інтервалами температур, ми застосовуємо системи охолодження, щоб видалити залишкове тепло. В інтервалах, де існує чистий дефіцит тепла, ми спочатку використовуємо надлишкове тепло з інтервалів з більш високими температурами. Тільки після вичерпання надлишків тепла з більш високих температурних інтервалів ми застосовуємо теплові мережі.

GCC ефективний для надання концептуальних керівних принципів для підприємств економічним способом. Крім того, графічне представлення доступних джерел і поглиначів тепла може спростити процедуру визначення витрати енергії для систем з чистим холодоагентом (визначення теоретичних мінімальних характеристик охолодження і їх робочих температур). Однак це регулювання енергії має обмежене застосування у випадках, коли використовується змішаний холодоагент в результаті часткового випаровування і конденсації, які відбуваються під час фазових переходів в широкому діапазоні температур.

Існує безліч можливих модифікацій конструкції, які можуть знизити потужність на валу, і ці модифікації можна розділити на три категорії:

- Модифікації конструкції.
- Регулювання умов експлуатації.
- Модифікація складу холодоагенту.

Конструктивні зміни збільшують структурну складність холодильних циклів, зазвичай за рахунок додавання: випарного барабана для зменшення витрати пари холодоагенту, що надходить в компресор (це широко відомий як економайзер або попередній сатуратор), кілька рівнів випаровування для ефективного виконання необхідних режимів охолодження при різних температурах або комбінація двох або більше циклів холодоагенту для забезпечення охолодження при дуже низьких температурах (відомий як каскадний цикл). Дана категорія модифікації конструкції дозволяє підвищити енергоефективність холодильного циклу за рахунок додаткових капітальних вкладень.

Регулювання умов експлуатації і складу холодоагенту часто розглядається одночасно. Робочі умови, включаючи витрату холодоагенту, а також робочі температури і тиску, можна регулювати. У випадках, коли використовується чистий холодоагент, зміна складу може означати або заміну іншим чистим холодоагентом, або перехід на використання змішаного холодоагенту.

В ідеалі холодильні цикли повинні розроблятися з урахуванням всіх трьох елементів: визначення найбільш підходящої конфігурації, вибору найбільш підходящого холодоагенту (і складу холодоагенту) та визначення оптимальних робочих умов комплексним і економічним чином. Однак через складність цієї проектною проблеми непросто відстежити різні комбінації варіантів конструкції і оцінити їх потенціал. Отже, рішення цих складних проблем вимагає складної процедури оптимізації для одночасного визначення оптимальної конфігурації циклу і робочих умов.

Багаторівневі цикли чистого холодоагенту використовуються, коли потрібно більше одного рівня охолодження. Беручи до уваги необхідний режим охолодження, ΔT_{\min} (мінімальну різницю температур для теплообміну) і доступну зовнішню холодопродуктивність, проблема полягає в тому, щоб визначити найбільш підходящі робочі тіла, які будуть використовуватися в циклах, і оптимальні робочі умови (включаючи витрату і випаровування холодоагенту).

У випадках, коли профілі температури охолодження (забезпечуються охолодженням) в GCC більш-менш плоскі, цикли охолодження з використанням чистих холодоагентів, ймовірно, будуть енергоефективними. Однак в деяких випадках процес може зажадати охолодження в широкому діапазоні температур. У таких випадках різниця температур між охолоджуваними технологічними потоками і потоками холодоагенту, що випаровується, може бути значно зменшена за рахунок використання змішаних рідин, які зменшують необоротну теплопередачу в холодильних циклах.

Для нових проектів найбільш підходящу конфігурацію холодильних циклів можна визначити з GCC, який створюється на основі балансу енергії. Однак у випадках, пов'язаних з модернізацією існуючих холодильних циклів, зміни, що вносяться у конструктивну конфігурацію, повинні бути зведені до мінімуму. Таким чином, розглядається заміна одинарних чистих холодоагентів змішаними

холодоагентами в традиційних багаторівневих циклах, щоб можна було досягти поліпшеної енергоефективності.

Порівнюються профілі охолодження чистого холодоагенту і змішаного холодоагенту для того ж багаторівневого циклу. Отже, використання змішаного холодоагента в існуючих багаторівневих циклах має деякий потенціал для підвищення енергоефективності. Крім того, цей варіант може бути привабливим, коли режими охолодження і їх рівні змінюються під час роботи, наприклад, через зміни в складі сировини, змін робочого тиску і т.д. Система змішаного холодоагенту може пристосуватися до цих змін завдяки додатковим ступеням свободи в процесі роботи (тобто змішаний холодоагент). Типи варіантів модернізації, може бути декілька. Розглядаючи базовий варіант, одним з варіантів може бути внесення структурної модифікації (наприклад, попереднього сатуратора) без зміни холодоагенту. Інший варіант - ввести змішаний холодоагент в багаторівневий цикл охолодження з чистим холодоагентом без будь-яких змін конфігурації. Третій варіант - використовувати змішаний холодоагент, а не чистий холодоагент, і додати конструктивну модифікацію (наприклад, самоохолоджуючийся теплообмінник). Самоохолоджуючийся теплообмінник використовується для подальшого відведення тепла від газоподібного холодоагенту перед розширенням за рахунок випаровування рідкого холодоагенту, що є спільною рисою циклів змішаного холодоагента. Хоча додавання самоохолоджуючогося теплообмінника небажано через необхідних капітальних вкладень, переваги використання змішаного холодоагенту можуть бути збільшені за рахунок використання більш низьких температурних умов перед розширенням.

Інформаційні джерела

- 1.Improving the energy efficiency of industrial refrigeration systems\Jin-Sik Oh, Michael Binns, Sangmin Park, Jin-Kuk Kim,5 August 2016-с.3;
- 2.A User Guide to Process Integration for the Efficient Use of Energy\Linnhoff, B., Townsend, D. W., Boland, D.,IChemE UK (1982)-с.4.

УДК 621.565

РЕТРОФІТ ХОЛОДОАГЕНТУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НА ДІЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ.

*Дудко О.М.,аспірант, Єршов В.О., аспірант, Козут В.О., к.т.н., доцент,
Жихарева Н.В., к.т.н., доцент., ОНАХТ Одеса.*

Відповідно до Монреальського протоколу і поправок до нього, поетапну відмову від холодоагентів CFC завершено в 2010 році, включаючи країни, що розвиваються. За останні вісім десятиліть газів CFC з дуже високими значеннями GWP були викинуті в атмосферу, і, що ще гірше, вони мають довгий термін служби. Наприклад, найбільш часто використовуваний холодоагент R12 має GWP = 10300 і термін служби 102 року (UNEP 2014 року).

Цей та інші газів CFC всюди навколо нас, і неможливо сказати скільки в даний час утримується в атмосфері. Але дивно, що в багатьох звітах сьогодні немає інформації про те, яка частка газів CFC в загальному впливі на глобальне потепління. У 1990 році вважалося, що ця частка становила приблизно 15%, але, з огляду на їх хімічну стабільність, все ще грає важливу роль, безумовно, більш високу, ніж газів HFC. І це факт, що навіть незважаючи на те, що це заборонено, газів CFC все ще викидаються в атмосферу в деяких країнах, що розвиваються.

На даний час не існує універсальних рішень для холодоагентів, якщо взяти до уваги всі відповідні аспекти: розмір холодопродуктивності, температурний режим, тип застосування, вартість, доступне обслуговування, енергоефективність, навколишнє повітря, безпеку, правила, навколишнє середовище і т. д.

Вибір нового альтернативного холодоагенту, являє собою складну задачу, оскільки це завжди компромісне рішення 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.

За даними українських і японських учених в техносфері світової спільноти на другому по екологоемкості після вугле- і нафтопереробних підприємств знаходиться сукупний вплив сільськогосподарського виробництва та харчової промисловості. Фрукти та овочі після збору продовжують свою життєдіяльність, яка характеризується обміном речовин з навколишнім середовищем. У них протікають складні біохімічні і фізіологічні процеси. Життєдіяльність цих організмів проявляється диханням: продукція поглинає при зберіганні кисень і виділяє вуглекислий газ, водяні пари і інші продукти обміну речовин. Природно, що при диханні відбувається не тільки втрата вологи, яка визначає соковитість продукції, а й відбувається збіднення рослинної тканини поживними речовинами.

Інтенсивність дихання залежить від виду продукції. Різні сорти однієї і тієї ж продукції дещо відрізняються за показниками. Впливає на інтенсивність дихання ступінь зрілості, фізіологічний стан продукції, наявність механічних пошкоджень.

На сучасних вітчизняних і зарубіжних холодильниках в камерах зберігання застосовується повітряна система охолодження, яка має безліч різновидів. Для повітряної системи характерна наявність повітроохолоджувача і системи розподілу повітря.

Системи з регульованим потоком холодоагенту (VRF), як відомо, мають високі енергетичними характеристиками. Вони можуть підвищити енергоефективність як житлових, так і комерційних будівель. Хоча холодоагент на основі HFC R410A в системах VRF має високий GWP, він все ще не має собі рівних.

Поетапна процедура заборони HFC була розпочата Кігалійською поправкою. R32 з низьким GWP є альтернативою R410A, але він легкозаймистий, тому його не можна використовувати в системах центрального кондиціонування, таких як VRF, які потребують великої кількості заправки холодоагенту. В даний час холодоагент R32 з ПГП нижче 750 використовується в індивідуальних кондиціонерах спліт-типу відповідно до вимог ЄС. Для цих пристроїв існує обмеження на заправку газу в 3 кг. Кондиціонування повітря можливо в нових гібридних системах VRF з заправкою холодоагенту, яка не перевищує цю межу. В якості альтернативи, заправлений газом зовнішній блок можна розмістити за межами кімнати. Однак передача енергії холодоагенту воді через теплообмінник негативно позначається на ефективності системи (а саме, в будівлі циркулює вода, а не холодоагент).

Серед важливих характеристик критичний тиск і критична температура близькі у обох холодоагентів. Більш висока критична температура забезпечує підвищений ККД за рахунок більш низького значення перегріву на виході з компресора. З іншого боку, тиск пару буде низьким при високій критичній температурі, що призведе до зменшення об'ємної енергоемності. Таким чином, можуть знадобитися експериментальні дослідження, щоб повністю розібратися в цих проблемах.

GWP R466 менше, ніж R410A, через присутність CF₃I (трифторйодметана) в структурі холодоагенту. Оскільки R466A має GWP 733, він легко відповідає критеріям ЄС для кондиціонерів спліт-типу.

Також однією з проблем експлуатації холодильних машин є утворення інею на поверхні теплообмінника. Пластинчато-ребристі теплообмінники широко використовуються в якості випарників повітряного охолодження в промислових холодильних системах для кондиціонування приміщень і охолодження продуктів. Всі випарники типу холодоагент-повітря, що працюють з температурами поверхні змійовика як нижче точки замерзання води, так і температури точки роси повітря в приміщенні з кондиціонером, будуть призводити до утворення інею на поверхні випарника. Накопичення інею на випарнику має кілька наслідків.

По-перше, накопичення великої кількості інею погіршить характеристики теплопередачі випарника через забруднення зовнішньої поверхні, оскільки сам іній має низьку теплопровідність. При погіршенні теплопередачі потужність випарника знижується. Щоб відповідати зазначеній навантаженню з погіршеними характеристиками теплопередачі, температура випарника повинна знизитися, що знижує ефективність системи.

По-друге, мороз перешкоджає проходженню повітряного потоку через змійовик, що призводить до збільшення споживання енергії вентилятором і зменшення потоку повітря через випарник. Щоб протистояти цим ефектам, що накопичився іній повинен видалятися з поверхні випарника або безперервно, або періодично.

Хоча розморожування може бути здійснено за допомогою нагрівання електричним нагрівачем, теплою водою, або за допомогою рідкого осушувача, гарячий газоподібний холодоагент є найбільш широко застосовуваним методом для видалення інею з випарників в промислових холодильних системах. Під час розморожування гарячим газом подача холодного холодоагенту припиняється, тоді як частина пари гарячого холодоагенту, що виходить із компресорів, перенаправляється до випарника.

Оскільки велика частина інею на випарнику з повітряним охолодженням прилипає до ребристих поверхонь, необхідно ефективно підводити тепло до оребріння випарника, щоб розтопити іній. Під час процесу розморожування гарячим газом холодоагент конденсується під високим тиском всередині труб випарника нагріває поверхні трубок, які, в свою чергу, нагрівають ламелі випарника, що контактують з трубами. Ребро відводить теплову енергію від свого заснування (трубок), щоб нагріти налиплий іній, в кінцевому підсумку змінюючи його фазу з твердої на рідку. Після цього основна частина конденсату самопливом стікає по змійовику в дренажний піддон.

При відтаюванні гарячим газом повітроохолоджувач прогрівається рівномірно, тому вона проходить швидше в порівнянні з електричною, де нагрів відбувається тільки в місцях закладення ТЕН-ів і значна частина споживаної енергії витрачається на нагрів навколишнього повітря, а не трубок і ребер теплообмінного апарату.

Скорочення часу відтавання призводить до збільшення тривалості роботи холодильної установки в режимі охолодження і кращого збереження продукції. Крім цього, при відтайці гарячим газом знижується як вартість повітроохолоджувача, так і вартість підключення системи холодопостачання до електромереж. Також перевагою уприскування гарячого газу в випарник є видалення масла і повернення його в компресор.

Вибір типу відтаювання має прямий вплив на якість зберігання плодоовочевої продукції.

В першу чергу, заміна типу відтаювання електронагрівачами на відтайку гарячими газами, на вже працюючих установках, дозволяє скоротити енергозатрати. Редукція енергетичних втрат відбувається через збільшення ефективності відтаювання, що у свою чергу зменшує час відтаювання загалом. Відтайка гарячими газами опосередковано впливає на якість зберігання продукції, так як зменшуються тепловиділення під час роботи холодильної установки, це призводить до зменшення добових коливань температури в приміщенні камери. Тому ретрофіт холодоагенту для діючих установок, та удосконалення обладнання сьогодні має велике значення для розвитку холодильної технології.

Список джерел:

1. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Підвищення ефективності системи охолодження плодоовочесховищ. - Вісник міжнародної академії холоду 2013. – Вип 4 – с. 16 –20
2. Жихарева, Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції – «Харчова наука і технологія» – 2013. – № 4 (25) – С. 107-111.
3. «Данфос» Відтайка повітроохолоджувачів гарячим газом в комерційних і напівпромислових холодильних системах.
4. Atilla G. Deveciog˘lu, Vedat Oruç Energetic performance analysis of R466A as an alternative to R410A in VRF systems.
5. K. Harby Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental
6. unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview.

УДК 621.181. 62:620.193.519.8

ПРИМЕНЕНИЕ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПРИ СЖИГАНИИ СЕРНИСТЫХ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

*Корниенко В.С., к.т.н., доцент кафедры теплотехники ХФ НУК
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адм.
Макарова*

Уровень использования теплоты сжигания топлива может быть повышен путем глубокого охлаждения продуктов сгорания ниже температуры точки росы, т.е. за счет максимального использования не только физической теплоты газов, но и скрытой теплоты содержащихся в них паров серной кислоты и воды, конденсация которых вследствие коррозии и ограничивает температуру выхлопных газов. При сжигании водотопливных эмульсий (ВТЭ) с $W^f = 30\%$ при температурах стенки $t_{ст}$ ниже температуры точки росы паров серной кислоты H_2SO_4 на уровне $130...140\text{ }^\circ\text{C}$ наблюдается снижение интенсивности низкотемпературной сернокислотной коррозии (НТК) [1], что является практически единственной возможностью снижения температуры уходящих из УК газов и повышения экономичности СЭУ. Снижение интенсивности НТК до уровня $0,2\text{ мм/год}$ предоставляет возможность снизить $t_{ст}$ до уровня $70\text{ }^\circ\text{C}$, что позволяет применить установку конденсационных поверхностей нагрева, но вследствие наличия конденсата интенсивность загрязнения конденсационных поверхностей выше.

В настоящее время при расчетах теплообмена в УК значение коэффициента загрязнения ϵ_3 , равного отношению толщины загрязнений δ_3 и эквивалентного коэффициента теплопроводности $\lambda_{экр}$ ($\epsilon_3 = \delta_3/\lambda_{экр}$) принимается по экспериментальным данным для вспомогательных котлов по скорости газов или по рекомендованным значениям коэффициента тепловой эффективности ζ , которые не предоставляют возможность определить конкретный уровень загрязнения ϵ_3 и ζ для конденсационных низкотемпературных поверхностей нагрева (НТПН), так как не учитывается состояние конденсационных поверхностей нагрева, интенсивность загрязнения которых значительно выше. Полностью отсутствуют конкретные количественные данные значений ϵ_3 для сухих и конденсационных поверхностей УК, которые зависят прежде всего от скорости газов и $t_{ст}$. Это состояние рассматриваемой проблемы определило основные цели исследований.

При создании модели развития процесса загрязнения для определения периодичности очистки поверхностей нагрева, определяющих величину аэродинамического сопротивления и снижение интенсивности теплопередачи, приводящих к уменьшению тепловой мощности УК (его паропроизводительности), необходимо знать кинетику развития процессов коррозии и загрязнения НТПН УК. Закономерности их развития возможно получить только на основании экспериментальных исследований, которые целесообразнее проводить на экспериментальной установке, но проведение исследований коррозионных процессов длительностью около 1000 часов, при которой определяется значение ε_3 , ζ на экспериментальной установке вызывает большие трудности. Поэтому необходимы исследования кинетики коррозионного процесса для получения регрессионных уравнений, позволяющих прогнозировать развитие процессов коррозии и загрязнения на любое время воздействия потока газов.

Получены зависимости удельных показателей интенсивности НТК ΔG_k при влиянии: коэффициента избытка воздуха α (до 2,5...2,9), соответствующего сжиганию топлива в ДВС, содержания серы S^r (0,98...1,8 %) и водосодержания W^r (2...30 %). Увеличение водосодержания W^r от 2 до 30 % при температурах стенки в области «кислотного пика» ($t_{ct} = 100...110$ °C) приводит к снижению скорости НТК в 1,7...2,6 раза при содержании серы в топливе 0,98...1,8 % при $\alpha = 2,9$ (благодаря процессу пассивации поверхности металла вследствие абсорбции оксидов азота). За 100 часов допустимый уровень НТК (0,2 мм/год) обеспечивается только при сжигании ВТЭ с $W^r = 30$ %. За 1000 часов в допустимом уровне НТК находится вся конденсационная поверхность нагрева в пределах t_{ct} от 140 до 70 °C при ($W^r = 30$ %).

Получены зависимости удельных показателей интенсивности загрязнения ΔG_3 (по приросту их массы) при влиянии: коэффициента избытка воздуха α (до 2,5...2,9), содержания серы S^r (до 2 %) и водосодержания W^r (2...30 %). Увеличение водосодержания ВТЭ от 2 до 30 % при температурах стенки в области «кислотного пика» ($t_{ct} = 100...110$ °C) приводит к снижению интенсивности загрязнения в 1,7...1,6 раза при содержании серы в топливе 0,98...1,8 % при $\alpha = 2,9$.

Так как слой загрязнений имеет пористую структуру, то для нахождения их толщины δ_3 необходимо знать насыпную плотность $\rho_{нас}$. Насыпная плотность отложений зависит от пористости слоя П с учетом геометрических параметров системы и распределения твердых частиц в слое, которые оседают из потока дымовых газов на коррозионную поверхность нагрева. На основе проведенных исследований и литературных данных принято, что при сжигании сухого топлива пористость П находится на уровне 0,3, а при сжигании ВТЭ с $W^r = 30$ % пористость увеличивается до 0,48 вследствие существенного уменьшения размеров частиц, изменения их формы (появляются обломки сфер частиц вследствие микровзрывов капель ВТЭ) и влияния созданного микровзрывами капель ВТЭ звукового поля, что приводит к изменению укладки частиц в слое.

На основе принятых допущений и экспериментальных данных при $\tau = 100$ часов были найдены регрессионные зависимости $\delta_3 = f(\tau)$, а также $\delta_3 = f(t_{ct})$, что обеспечило возможность определить их значения при времени воздействия потока дымовых газов $\tau = 1000$ часов.

Учитывая сложную структуру и многокомпонентный состав загрязнений на НТПН, для определения значений коэффициентов загрязнения ε_3 конвективных НТПН необходимо нахождение эквивалентных коэффициентов теплопроводности $\lambda_{эkv}$. Получены значения $\lambda_{эkv}$ в зависимости от t_{ct} при сжигании стандартных топлив (мазута и легких топлив ДТ + ДЛ) при $W^r = 2$ % и ВТЭ на их основе с $W^r = 17$ и 30 %. Полученные зависимости показывают, что значение эквивалентного коэффициента теплопроводности загрязнений зависит от пористости, формы и размеров частиц в слое, состава и свойств среды, заполняющей пустоты между частицами (газов, паров H_2SO_4 , кислоты), при соответствующих температуре стенки.

При определении α_1 учитывалось влияние акустического поля на конвективных теплообмен, вследствие чего α_1 увеличивается в 1,4 раза и находится на уровне $156 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. На основе экспериментально-расчетных исследований получены зависимости коэффициентов загрязнения ε_3 , теплопередачи k_3 и тепловой эффективности ζ при сжигании ВТЭ для сухих и конденсационных поверхностей нагрева утилизационных котлов при температурах стенки в диапазоне $70 \dots 210 \text{ }^\circ\text{C}$ при скорости газов от 8 до 24 м/с.

Для сухих поверхностей нагрева: коэффициенты загрязнения ε_3 при $t_{\text{ст}}$ более $130 \text{ }^\circ\text{C}$ при сжигании ВТЭ на основе мазутов с $W^r = 30 \%$ при $\tau = 1000$ часов в $\sim 2,5$ раза ниже, чем при сжигании мазутов с $W^r = 2 \%$; коэффициенты теплопередачи соответственно выше в 1,6 раза; коэффициенты тепловой эффективности выше в 1,4 раза.

Для конденсационных поверхностей нагрева: коэффициенты загрязнения ε_3 при сжигании ВТЭ с $W^r = 30 \%$ значительно выше (в ~ 10 раз) по сравнению с сухими поверхностями; коэффициенты теплопередачи k_3 и тепловой эффективности ζ значительно ниже по сравнению с сухими поверхностями (в $\sim 5 \dots 6$ раз).

На основе исследований кинетики развития загрязнений предоставляется возможность оценить периодичность очистки НТПН. Определена периодичность очистки сухих поверхностей нагрева на уровне $2000 \dots 2500$ часов. Для обеспечения увеличения значения k_3 , ζ для конденсационных поверхностей до уровня сухих рекомендуется уменьшить периодичность между очистками до 8 часов. Тогда использования конденсационных поверхностей становится эффективной с точки зрения уменьшения массогабаритных показателей котлов при одновременном обеспечении большей глубины утилизации теплоты ДВС.

Источники информации:

1. Горячкин В.Ю., Корниенко В.С. Интенсивность коррозионных процессов в утилизационных котлах при сжигании водотопливных эмульсий // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2013. – № 2. – С. 101-110.
2. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы: учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1988. – 296 с.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Изд. 3-е, переработанное и дополненное. – Издательство НПО ЦКТИ СПб, 1998. – 256 с.
- 4.

УДК 621.565

ANALYSIS OF THE POSSIBILITIES OF THE SOLAR AIR CONDITIONING SYSTEM

*Ovchinnikov M., higher education Odessa National Technological University, Zhykharieva N.V. ass.
phrofessor Odessa National Technological University*

Air conditioning systems are becoming more and more widespread, so the share of energy consumption of these systems in the overall energy balance is constantly increasing. The possibility of using renewable sources in air conditioning is one of the priorities.

One of the most promising types of air conditioning systems for the use of solar energy in its work is air conditioning systems based on the open absorption cycle.

Solar air conditioners come in two main types: hybrids and chillers. The hybrid system combines photovoltaic (PV) technology with direct current (DC). It automatically switches between solar and battery power as needed. When set to hybrid mode, these systems charge their batteries when the sun is shining; otherwise, the system operates on a backup battery, charging its batteries from an alternating current (AC) source.

Solar powered absorption chillers, also known as evaporative coolers, work by heating and cooling water through evaporation and condensation. Chillers cool the air by blowing water-saturated material - solar energy is used to power the fan and motor. The solar-powered SolCool hybrid air conditioner, for example, is solar-powered, can be plugged in or can be battery-powered. Even when connected to a normal power source, it operates at a maximum power of 500W per hour, compared to about 900W for a conventional window unit (and 3500W per hour of central air conditioning). His chiller variant offers air conditioning for hours after a power outage.

The indisputable advantages of solar air conditioners include:

- 1) Increased efficiency due to high temperature and pressure combined with a large temperature difference between the condenser turns and the environment.
- 2) The possibility of using within the framework of "green" building technologies that minimize the impact on the environment.
- 3) Low power consumption, work on the energy of solar radiation, the receipt of which is not associated with harmful emissions and environmental pollution.
- 4) The possibility of using solar air conditioners to cool the air in the hot season and to warm up the house in the winter.
- 5) Chilled water from the air conditioning system can be used for household or industrial needs.

The only drawback of such systems is the lack of their well-established production on an industrial scale.

The main elements of such a system are: an absorber, an evaporative cooler of indirect type (NIO), a desorber, two regenerative heat exchangers and a solar water heating system. Initially external the air is dried in an absorber, then passes through a regenerative heat exchanger and is sent to the NIO. At the entrance to the NIO air flow is divided on two streams: the main and auxiliary. Auxiliary air the stream is used for evaporative cooling of the main stream. Drained and cooled air is supplied to the room. Regeneration of the absorbent takes place in the desorber. The heat required for the regeneration process, produced by a solar water heating system.

To determine the capabilities of the solar air conditioning system (SSCS) was simulated its operation in a wide range of initial parameters. It was set for modeling efficiency of the main devices of the scheme and their thermal balances were made.

A solution of the absorbent $H_2O-LiBrZnCl_2-CaBr_2$ was chosen as the working fluid. To obtain the set values of the temperature at the entrance to the room, the ratio of air flows (main and auxiliary) in the NIO was changed.

For the most characteristic parameters, at outdoor temperature air $30\text{ }^\circ\text{C}$ and relative humidity - 60%, moisture content at the entrance in the room - $0,008\text{ kg / kg}$ and temperature - $22\text{ }^\circ\text{C}$ the value was received Efficiency equal to 35.5% (excluding the efficiency of the solar water heating system). At the same

time the minimum temperature of the heat carrier at an entrance to a desorber (regeneration temperature) is 51 ° C.

Next, the sensitivity of the system to changes in the relative humidity of the outside air was performed, ie. dependences are received the efficiency of the system from the humidity of the outside air at a constant temperature air flow at the entrance to the room and its various moisture content. An assessment was also performed at constant moisture content and different temperatures at the entrance to the room.

The influence of the outside air temperature when recording the temperature and moisture content at the entrance to the room was studied alternately.

Also at carrying out calculations the minimum temperature on was defined entrance to the desorber.

As a result of the performed calculations the following conclusions can be made:

- it is shown that when the temperature and moisture content decrease entrance to the room, that is, when tightening the requirements for comfort parameters provided by the air conditioning system, there is also a decrease in efficiency;

- SSKV provides comfort parameters in a wide range initial parameters of ambient air. For regeneration of the absorbent at temperature and humidity of external air of 25 ÷ 35 ° C and 55 ÷ 75% polymeric solar collectors (SK) can be used (the cheapest type). The use of polymer SC will reduce the cost of the system as a whole and reduce the burden on the environment;

- temperature and humidity at the entrance to the room are interconnected quantities, to achieve a lower temperature at the entrance to the room, it is necessary to provide a lower moisture content.

- it is shown that with increasing temperature and relative humidity of the outside air there is a decrease in the efficiency of SSKV;



УДК 621.565

ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ І ПОКРАЩЕННЯ УМОВ ПРАЦІ ВИРОБНИЦТВА КАРБАМІДУ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ.

Жихарева Н.В., к.т.н., доцент ОНТУ., Одеса, Філков І.О, здобувач вищої освіти ОНТУ
filkov31@gmail.com

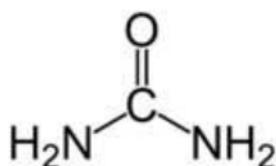
Карбамід - це мінеральне добриво, яке використовується на всіх видах ґрунтів під будь-які культури. Така форма добрив забезпечує значне збільшення врожаю сільськогосподарських культур.

Випускається він в цій якості в стійкому до злежування гранульованому вигляді. У порівнянні з іншими азотними добривами карбамід містить найбільшу кількість азоту (46,2%), що в основному і визначає економічну доцільність його використання в якості добрива для багатьох сільськогосподарських культур на будь-яких ґрунтах.

Карбамід є амід карбамінової кислоти H₂NCOOH

Хімічна формула: CO (NH₂)₂

Структурная формула:



Молекулярная масса – 60,06.

Чистий карбамід - безбарвна кристалічна речовина, без запаху. Технічний продукт має білий або злегка жовтуватий колір.

Карбамід містить не менше 46,2% азоту в амідній формі.

Залежно від призначення карбамід згідно ГОСТ 2081-2010 проводиться марки «А» і «Б»: марки «А» для промисловості;

марка «Б» для рослинництва, тваринництва та роздрібного продажу.

Технологія виробництва карбаміду виключає можливість утворення і накопичення домішок токсичних елементів, в тому числі свинцю, миш'яку, кадмію, ртуті та радіонуклідів природного та техногенного походження, тому для карбаміду регламентація їх не потрібно.

Хімічні властивості карбаміду обумовлюють широке його застосування в хімічній промисловості в синтезі карбамідо-альдегідних (в першу чергу карбамідо-формальдегідних) смол, широко використовуються в якості адгезивів, у виробництві деревно-волокністих плит (ДВП) і меблевому виробництві. Частина виробленого карбаміду використовується для виробництва меламіну. У рубці жуйних тварин живуть мікроорганізми, здатні використовувати сечовину для біосинтезу білка, тому її додають в корми як замітник білка. У медичній практиці сечовину чисту використовують як дегідратаційного засіб для попередження і зменшення набряку мозку

Сечовина відкрита Руела в 1773 р і ідентифікована Праут в 1818 р Особливе значення сечовини в історії органічної хімії додав той факт, що її синтез Велером в 1828 р з'явився першим синтезом органічної сполуки з неорганічного: Велер отримав її нагріванням цианата амонію, отриманого взаємодією цианата калію з сульфатом амонію. Всі промислові способи отримання карбаміду засновані на його освіту по реакції аміаку з діоксидом вуглецю при температурах близько 200 ° С і тиску близько 200 атм. і вище, тому в більшості випадків виробництва сечовини поєднують з аміачними виробництвами.

Потужність установок карбаміду в СРСР до кінця 1972 року перевищило 5 млн. Тонн на рік - більше 30% від світової. У 1970-х роках урядовим рішенням були закуплені комплекти обладнання агрегатів для виробництва карбаміду продуктивністю 330 і 450 тис. Тонн в рік за технологіями всіх провідних зарубіжних фірм. В даний час промисловість з виробництва карбаміду базується на схемі з повним рідинним рециклом ТЕС (Японія), ВАТ «НИИК», а також на схемах з стріппінг-процесом фірм Stamicarbon, Snamprogetti (Італія) і Tecnimont (Італія).

УДК 621.565.92

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Біленко Н.О., Тітлов О.С.

Одеська національна академія харчових технологій

E-mail: titlov1959@gmail.com

Найціннішим ресурсом на планеті найближчим часом стане вода. У теперішній час більше 40 відсотків населення світу живе в районах, що відчувають середню або гостру нестачу води. Передбачається, що до 2025 року приблизно дві третини населення світу — біля 5,5 мільярда людей — будуть жити в районах, що зіткнуться з нестачею води у таких масштабах.

Нараховується більше 1 мільярда людей, що не мають стійкого доступу до чистої води. 2,4 мільярда людей — більше однієї третини населення світу — не мають доступу до належних засобів

санітарії. Ця ситуація призводить до катастрофічних наслідків і найближчим часом може мати місце і в Україні.

Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, в грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя». Сучасні інтенсивні технології отримання харчової та технологічної води з морської характеризуються високими витратами теплової енергії при випаровуванні (дистиляції) або достатньо високими витратами електричної енергії в процесах виморожування за допомогою компресійних холодильних машин.

Одним з напрямків часткового усунення дефіциту водних ресурсів є технології вилучення води з атмосферного повітря, при цьому найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою термотрансформаторів, які гарантовано забезпечують температуру нижче точки роси.

Запропонована система отримання води з атмосферного повітря на базі ПКТ з комбінованими джерелами електричної енергії по холодопродуктивності значно перевершує абсорбційні схеми. Відмінною особливістю такої пропозиції є використання компресора, що працює на змінному струмі, що значно знижує собівартість виробу.

Пропонується для такого компресора використовувати в світлий час доби сонячні батареї з перетворювачем постійного струму в змінний струм.

Пусковий струм, при періодичному запуску електродвигуна компресора ПКТ, подається короткочасно від стаціонарного мережевого джерела електричної енергії.

У темний, вечірній і ранковий час доби ПКТ може працювати від стаціонарного мережевого джерела електричної енергії, як в режимі отримання води, так і в режимі кондиціонування повітря. Системи отримання води з атмосферного повітря на базі ПКТ найбільш ефективним при температурах атмосферного повітря 35...40 °С і відносній вологості понад 70 %

Як показав варіантний розрахунок, запропонована модифікація АВТ з адіабатним випарником розчину може працювати в складі систем отримання води з атмосферного повітря при температурах гарячого джерела від 100 °С та цілком конструктивно вписується в елементну базу типових моделей. В середньому випарник розчину становить близько 10 % від поверхні абсорбера.

Незважаючи на позитивний досвід застосування в конструкціях абсорберів і випарників аміаку АВТ радіальної капілярної насічки в подальших дослідженнях АВТ необхідно буде вивчити ступінь впливу її на процеси тепломасообміну при випаровуванні розчину в ПГС.

При моделюванні та розрахунку процесу випаровування аміаку зі слабого ВАР в ПГС була використана аналогія зворотного у напрямку процесу абсорбції пари аміаку з ПГС слабким ВАР. На сьогоднішній день автору невідомі ні теоретичні, ні експериментальні дослідження такого процесу. Запропонована універсальна схема АВТ з двома підтискаючими бустер-компресорами дозволяє істотно підвищити експлуатаційні характеристики не тільки джерела холоду, але і надійність роботи системи отримання води з атмосферного повітря в цілому.

АВТ дозволяє вирішувати завдання кондиціонування повітря у житлових та громадських приміщеннях, опалення, отримання води із атмосферного повітря та холодильного зберігання плодів, овочів та іншої сільськогосподарської продукції і сировини

Схема також дозволяє оперативно реагувати на зміни умов експлуатації в частині температур джерела теплової енергії та довкілля.

УДК 621.565

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ГЕЛЕОГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Осадчук Є.О., Тітлов О.С.

Одеська національна академія харчових технологій

E-mail: osadchuk1980@gmail.com ; titlov1959@gmail.com

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 зростати в досяжному майбутньому. Тому одним з найважливіших завдань є більше розвинення технологій, що дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна. Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою автономних генераторів штучного холоду, які гарантовано забезпечують температуру охолодження повітря нижче точки роси. Найбільш перспективним напрямком тут є розробка систем отримання води з атмосферного повітря на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів (АВТТ), що працюють від джерела низько потенційного тепла - сонячної енергії.

У розробках було теоретично і експериментально обґрунтовано способи і режими одержання води з атмосферного повітря за допомогою абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів з використанням сонячної енергії.

Відповідно до цього було вирішено поставлені завдання і отримано наступні результати. З урахуванням літературно-патентного аналізу сучасного стану розробок і досліджень визначено найбільш перспективні напрямки работ: модернізація термодинамічного циклу АВТТ для робіт при знижених, відносно аналогів, температур гріючого джерела тепла; розробка елементів конструкції АВТТ, що забезпечують високу енергетичну ефективність систем отримання води з атмосферного повітря; вивчення кліматичних особливостей регіонів з дефіцитом водних ресурсів для мінімізації енерговитрат при отриманні води з атмосферного повітря.

Доведено, що система отримання води з атмосферного повітря на базі АВТТ з бустер-компресором, може бути працездатна з джерелами тепла вище ніж 85 °С і використовувати в своїй роботі широко поширені у світі сонячні колектори з водою в якості теплоносія.

Порівняльний аналіз енергетичних витрат в АВТТ з бустер-компресором і в парокompресійних аналогах показав енергетичну перевагу АВТТ при роботі з сонячним джерелом тепла, як при експлуатації в помірному кліматі, так і тропічному у 2,4...3,3 рази.

З урахуванням знайдених можливостей роботи АВТТ з бустер-компресором на низькотемпературних джерелах теплової енергії та високої енергетичної ефективності можна рекомендувати їх для роботи в складі комфортних і технологічних систем кондиціонування повітря. Отримані результати розрахунку термодинамічних циклів АВТТ дозволяють визначити «оптимальну» температуру джерела тепла для реалізації циклу термотрансформатора з максимальною енергетичною ефективністю при експлуатації в діапазоні практичних температур експлуатації і можуть бути рекомендовані для розробників систем автоматичного управління АВТТ різного функціонального призначення.

Розроблено конструкції систем отримання води з атмосферного повітря на базі насосного і безнасосного АВТТ, в тому числі і для роботи в польових умовах в автономному режимі, які можна одночасно рекомендувати і для отримання води, і для комфортного і технологічного кондиціонування повітря.

Розроблено конструкцію повітроохолоджувача в складі систем отримання води з атмосферного повітря з регенеративним теплообмінником на базі двофазних термосифонів. Схема

дозволяє підвищити продуктивність системи отримання води за рахунок попереднього охолодження вхідного повітряного потоку в процесі теплообміну з холодним потоком.

У кліматичних зонах з дефіцитом водних ресурсів для підвищення енергетичної ефективності процесу отримання води з атмосферного повітря слід оцінювати можливість роботи з максимальною гарантованою температурою точки роси за допомогою аналізу кліматичних карт регіону. Для проведення аналізу можна рекомендувати розроблений в рамках дисертаційної роботи алгоритм побудови залежності тепловологісних відносин в процесі конденсації водяної пари від температури атмосферного повітря.

УДК 621.565.3:664.723

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ПЕРВИННОЇ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ОБРОБКИ ТА ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНА ДРІБНОНАСІННЄВИХ КУЛЬТУР

Петушенко С.М., Тітлов О.С.

Одеська національна академія харчових технологій
E-mail: sergeinp1965@gmail.com; titlov1959@gmail.com

У сучасному світі все більш затребуваними стають системи холодильної техніки, зокрема, системи безперервного холодильного ланцюга, без яких не можна в повній мірі забезпечити продовольчу безпеку. Особливий інтерес має місце до систем штучного охолодження в зерновому господарстві України, яке є однією з бюджетоутворюючих галузей країни.

Зерно - це один з найважливіших основних продуктів харчування людини, для вирощування і збору якого залучаються великі ресурси. Післязбиральна обробка і зберігання - це ключова ланка у виробництві зерна. За даними продовольчої і сільськогосподарської організації ООН (ФАО), в світі щорічно псується близько 20 % зібраних зернових [1].

Скорочення втрат зерна на всіх етапах збирання, транспортування, зберігання і переробки і забезпечення його схоронності визначається технологією післязбиральної обробки. В умовах все зростаючих обсягів зерна і високих темпів збиральних робіт проблема збереження врожаю, більше половини якого збирається у вологому стані, стає все більш гострою. Свіжозібране вологе насіннєве зерно є нестійким при зберіганні і вимагає негайної обробки.

Принципово охолодження вологої зернової маси можливо природним зовнішнім повітрям або штучно охолодженим за допомогою спеціальних установок. Але, охолоджуюча здатність засобів активного вентилявання залежить від погодних умов, тому нерідко вологе зерно не вдається охолодити до необхідної температури, внаслідок чого відбувається псування насіння від самозігрівання і пліснявіння.

Низькотемпературна консервація в місцях заготовок дозволяє вирішити проблему тривалого та якісного зберігання зернової продукції, але в даний час така техніка відсутня. Слід зазначити, що серед усіх типів зернових продуктів найбільший ефект від первинної низькотемпературної обробки може бути досягнутий для сортів дрібного зерна (ріпак, льон, просо, гірчиця). Вони, через незначний властивий лінійний розмір, найбільш схильні до пошкодження при сушінні нагріванням.

Розробка систем первинного охолодження передбачає наявність інформації щодо методів розрахунку процесів тепломасообміну в умовах низькотемпературної обробки дрібносем'яного зерна охолодженим і висушеним повітрям, яка в даний час відсутня.

Відсутня також методологія створення систем первинного низькотемпературного охолодження, яка дозволяє мінімізувати енергоспоживання холодильних машин в умовах добових і

сезонних коливань температур атмосферного повітря, в тому числі і за допомогою тепловикористовуючих аміачних абсорбційних холодильних машин з неелектричними джерелами теплової енергії

У зв'язку з вищевикладеним **актуальною** стає розробка систем первинної низькотемпературної обробки та зберігання дрібнонасіневого зерна, в якій враховуються особливості процесів тепломасообміну між зерном і охолодженим повітрям і мінімізуються енерговитрати при виробництві штучного холоду.

У розробки були розроблені, теоретично і експериментально обґрунтовані інноваційні системи охолодження для первинної низькотемпературної обробки та зберігання зерна дрібнонасіневих культур, які дозволяють зберігати високу якість зернового продукту з мінімальними витратами енергії при роботі холодильної машини и системи повітрообміну.

Відповідно до цього були вирішені поставлені завдання і отримані наступні результати, які дозволяють підвищити збереження урожаю при мінімальних енергозатратах:

Виконано аналіз сучасного стану питання розробок і досліджень систем низькотемпературної обробки та зберігання зернових продуктів.

Показана [2] перспективність створення комплексів первинної низькотемпературної обробки та зберігання зерна дрібнонасіневих культур безпосередньо в місцях його заготовок. Рекомендовано використовувати біогаз для роботи охолоджувальних комплексів і аміачні холодильні машини.

Математична модель процесів тепломасообміну в умовах низькотемпературної обробки та зберігання зернових продуктів враховує виникнення рівноважного стану по висоті оброблюваного шару зерна і припинення процесу зневоднення зерна за рахунок контролю теплового стану повітря.

Розроблена на основі математичного моделювання та результатів експериментальних досліджень інженерна методика дозволила рекомендувати розробникам базову конструкцію контейнера кубічної форми з нижнім підведенням холодного повітря.

Оцінка теплогідралічних режимів низькотемпературного охолодження дрібнонасіневого зерна в широкому діапазоні інтенсивності зовнішнього теплообміну ($\alpha = 0,8 \dots 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$)

довела, що основний термічний опір процесу приходить на теплопровідність. Це положення дозволяє рекомендувати розробникам використовувати низьконапірні бюджетні вентилятори для системи повітрообміну

З урахуванням результатів порівняльного еколого-енергетичного аналізу ПКХМ з робочими тілами R134a, R404a, R407, R410, R507, R717, а також можливості працювати в режимі повітряного охолодження теплорозсіваючих елементів, рекомендуються для роботи в якості стаціонарних холодильних установок при наявності дешевих власних або альтернативних відновлених джерел теплової енергії в сільських господарствах аміачні ПКХМ та АВХМ

Проведені експериментальні дослідження процесів конвективного теплообміну при продувці нерухомого шару ріпаку показали, що охолодження ріпаку до температури 9 °С супроводжується частковим його осушенням (1,13 %), що дозволяє за час низькотемпературної обробки і зберігання довести тепловоліг параметри зерна до рівноважних, з відповідним збільшенням терміну якісного зберігання (до 1 року).

Збільшення терміну якісного зберігання зерна до 1 року дозволяє фермерському господарству отримати економічний ефект від різниці закупівельних цін. Різниця закупівельних цін в період збору врожаю і посівної компанії, наприклад, для ріпаку в минулому році становить 240 доларів США за кожен тону

Аналітичні дослідження довели, що при збільшенні швидкості повітряного потоку в досліджуваному діапазоні параметрів в 4 рази інтенсивність процесів тепломасообміну збільшується в 2 рази і одночасно збільшує в 19,6 раз потужність циркуляційного вентилятора. Така ситуація

передбачає пошук мінімуму енергоспоживання при роботі системи повітрообміну і холодильної машини. Для пошуку мінімуму сумарного електроспоживання рекомендується метод рівності темпів зміни електричних потужностей на вентиляторі і компресорі в залежності від часу охолодження зерна.

Запропонований енергозберігаючий алгоритм роботи системи охолодження з поетапної продувкою холодним повітрям кожного ряду контейнерного поля дозволяє в максимальній мірі мінімізувати сумарні енерговитрати в системі охолодження за рахунок вкладу системи повітрообміну.

Комбінована компресійне-абсорбційна водоаміачна холодильна машина дозволяє відмовитися від використання мережевих електричних джерел протягом 7 місяців на рік. Така холодильна машина може бути виконана в транспортному автономному виконанні і вирішувати завдання кондиціонування повітря в польових умовах. Для адаптації до польових умов абсорбер АВХМ виконаний з двофазними термосифонами і з повітряним відводом тепла в навколишнє середовище.

Запропоновано дві базові конструкції систем повітряного охолодження зерна - контейнерного і підлогового типу. Обидві системи можуть вирішувати завдання первинної холодильної обробки зернової продукції і вибір будь-якої системи залежить від конкретних умов фермерського господарства: обсягу продукції, місця розташування сховища, логістики.

Розрахунок економічних показників розробки типового фермерського господарства з урахуванням сформованих на 2021 рік ринкових цін на роботи, обладнання та комплектуючі матеріали показав, що окупність проекту складе 4,9 року при будівництві з "нульового" циклу і 4,4 року - при наявності вже існуючих будівель.

Література

1. Петушенко С.Н., Титлов А.С. Разработка систем охлаждения для первичной низкотемпературной обработки и хранения зерна мелкосеменных культур. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ISSN 1729-3774. 2015. № 3/8 (75). С. 50-56. DOI: 10.15587/1729-4061.2015.44251. Scopus.
2. Станкевич Г.Н., Овсянникова Л.К., Кудашев С.Н., Петушенко С.Н. Анализ перспектив применения холода для хранения зерна. Научные работы ОНАХТ. 2009. Вып.35. Т.1. С.49-53.

УДК 621.565

РАЗРАБОТКА АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, РАБОТАЮЩИХ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Селиванов А.П., Титлов О.С.

*Одесская национальная академия пищевых технологий
E-mail; ref.selivanov@gmail.com titlov1959@gmail.com*

Проблема создания транспортных холодильных приборов небольшой производительности актуальна для современных фермерских и крестьянских хозяйств. Такие аппараты могут использоваться в составе непрерывной холодильной цепи в качестве транспортных холодильных приборов для доставки на рынки охлажденной и замороженной сельскохозяйственной продукции и в

качестве стационарных холодильных приборов, в том числе и для первичной холодильной обработки пищевых продуктов и сырья в местах заготовки.

Работа традиционных компрессионных холодильных приборов предполагает наличие электрической энергии и определенных температурных условий.

В стационарных условиях работы компрессионные холодильники используют электрическую энергию, а при работе в транспортных условиях – энергию, что производится с помощью дизель-генератора или энергию, запасенную в аккумуляторных батареях.

Для надежной работы компрессионных холодильников нужна определенная температура наружного воздуха, что исключаем загустение масла в компрессоре. Так, например, современные нормативные материалы запрещают работу компрессоров в составе холодильных агрегатов при температуре наружного воздуха ниже плюс 10 °С.

Дизель-генератор и аккумуляторные батареи увеличивают вес транспортного средства и требуют дополнительного расхода топлива.

Интересные эффективные решения задач низкотемпературного сохранения в условиях современных фермерских и крестьянских хозяйств могут быть найдены с помощью теплоиспользующих холодильных машин, которые могут работать на неэлектрических источниках энергии, в том числе и на непригодных источниках энергии.

Наибольшие перспективы с точки зрения энергопотребления среди теплоиспользующих холодильных машин имеют абсорбционные водоаммиачные холодильные машины (АВХМ) насосного и безнасосного типа.

Кроме этого, АВХМ работают на широкодоступном природном рабочем теле – водоаммиачном растворе (ВАР), а в безнасосных схемах до ВАР добавляется инертный газ – водород. Безнасосные схемы АВХМ – далее водоаммиачные абсорбционные холодильные агрегаты (АХА) владеют высокой надежностью, длительным ресурсом. Они абсолютно автономны при работе на неэлектрических источниках энергии, но по сравнению с насосными схемами, имеют большее энергопотребление из-за наличия диффузионных процессов тепло-массообмена в испарителе и абсорбере и гравитационных режимов течения жидкой фазы рабочего тела.

Обзор современного состояния разработок водоаммиачных абсорбционных холодильных агрегатов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. Обзор и анализ показывают, что в фермерских и крестьянских хозяйствах существует потребность в обеспечении источниками искусственного холода для холодильного хранения (с диапазоном температур от минус 24 °С до минус 18 °С) и для хранения плодов и овощей (от минус 8 °С до минус 12 °С).

Известные схемы холодильных машин могут обеспечить такие режимы и могут решать задачи в рамках потребности фермерских и крестьянских хозяйств, но с точки зрения работы с неэлектрическими источниками энергии наибольший интерес представляют АВХМ насосного и безнасосного типа, так как рабочее тело АХА состоит из природных компонентов и является абсолютно экологически безопасным – имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта. Также АВХМ бесшумны в работе, имеют высокую надежность и длительный ресурс, позволяют использовать в одном аппарате нескольких источников энергии – как электрических, так и альтернативных, возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической, в диапазоне напряжения сети 160...240 В и имеют меньшую, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимость.

Рассмотрена безнасосная схема АВХМ. Анализ представленных зависимостей показывает, что с ростом температуры охлаждающей среды от 10 до 32 °С увеличивается температура греющей среды, полное давление в системе. Минимальная температура конца кипения в генераторе соответствует минимальной зоне дегазации в абсорбере.

Получены аналогичные с насосной схемой результаты, показывающие влияние температуры конца кипения в генераторе на энергетическую эффективность безнасосного цикла АВХМ. Показано,

что при снижении температуры окружающей среды от 32 до 10 °С оптимум (максимум) теплового коэффициента, аналогично с насосной схемой, сдвигается в область невысоких температур греющей среды: от 90 до 50 °С в зависимости от максимальной температуры испарения в конце кипения.

С увеличением температуры окружающей среды значения удельных расходных характеристик возрастают. Причем, чем ниже максимальная температура испарения в конце кипения, тем выше значения удельных расходных характеристик (количество пара аммиака и водорода). При максимальной температуре, значение теплового коэффициента имеет максимальное значение 0,725. Причем, чем ниже температура окружающей среды, тем выше максимальное значение теплового коэффициента.

Проведено моделирование процессов тепло-массообмена в абсорбере.

Показано, что с увеличением давления от 10 до 20 бар интенсивность массоотдачи в жидкой фазе растет в среднем на 50-55%, а в газовой среде уменьшается в среднем на 35%. Коэффициент массопереноса увеличивается на 40%.

Проведено моделирование процессов тепло-массообмена в испарителе. Показано, что массообмен уменьшается в 1,8, а теплообмен – в 2,8 раза

Экспериментальным путем установлено, что с увеличением температуры окружающей среды от 10 до 32 °С суточное энергопотребление возрастает. причем в диапазоне 10...20 °С увеличение было незначительным (около 6 %), тогда как в диапазоне температур 20...32 °С рост энергопотребления составил 53 %. Во всем диапазоне температур 10...32 °С энергопотребление возросло в 1,66 раза.

Определены теплопритоки в камерах (НТО и ХК) в диапазоне температур воздуха окружающей среды 10...32 °С. Анализ результатов расчета показал, что в диапазоне эксплуатации объекта исследования, соответствующему классу SN* теплопритоки изменяются практически в 3 раза. Показана зависимость теплового коэффициента объекта исследований от значений температур воздуха. Зависимость имеет четкий оптимум в зоне температуры воздуха окружающей среды 24...25 °С.

Приведены зависимость теплового коэффициента объекта исследования от условий охлаждения теплорассеивающих элементов и температуры воздуха в помещении. Показано, что температура в НТО понизилась на 3,5 °С, в ХК – на 2,1 °С, суммарное энергопотребление во всем диапазоне от 10 до 32 °С возросло на 22...33 %.

Выполнена проверка гипотезы о влиянии давления в системе на энергетическую эффективность АХП.

Испытания показали, что АХА с базовым давлением 15 бар не работал при повышенных температурах воздуха окружающей среды, начиная с 28 °С.

Исследования абсорбционного холодильника «Киев-410» АШ-160 показали энергетическую эффективность изменения давления в АХА с изменением температуры воздуха окружающей среды. Снижение энергопотребления при работе в диапазоне температур воздуха окружающей среды классе SN* составило 10...27 %.

Показано, что применение систем вынужденного обдува теплорассеивающих элементов (конденсатора и абсорбера) снижает уровень температур в НТО и ХК, но приводит к росту суммарного энергопотребления АХП.

Результаты экспериментальных исследований режимов работы холодильников на базе АХА в транспортных условиях, в частности в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды, переданы в отдел главного конструктора промышленно-строительной группы «Антарес» (бывший «Васильковский завод холодильников») и могут быть использованы для проектирования новых моделей абсорбционных холодильников, в том числе и транспортного типа.



УДК 621.565

РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ СУДЕН НА БАЗІ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДО АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТИВ З ВТОРИННИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Адамаєв Д.Б., аспірант, Тітлов О.С., завідувач кафедри, Одеська національна академія харчових технологій, Одеса

E-mail: adambayev90@gmail.com titlov1959@gmail.com

Одной из проблем систем холодильной техники является ее перевод на экологически безопасные хладагенты. Это привлекает внимание разработчиков бытовой холодильной техники к абсорбционным холодильным приборам (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА). Рабочее тело АХА состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора с добавкой инертного газа (водорода). Поэтому применение АХП может рассматриваться как один из вариантов перевода на экологически безопасные хладагенты. В последние годы в связи с бурно развивающейся газификацией населения Европы возникла альтернатива – работа бытового АХП на природном газе. Природный газ может стать альтернативой электрической энергии в стационарных условиях эксплуатации бытовых холодильных приборов. Целью исследования было сравнение тепловых режимов работы и затрат на эксплуатацию бытового АХП на электрической энергии и природном газе. Для решения чего необходимо было определить температуры в характерных точках холодильного аппарата и в камере, а также величины энергопотребления аппаратов абсорбционного типа согласно нормативным документам, при различных величинах тепловой нагрузки на термосифоне и различных температурах окружающей среды.

Исследования проводились при повышенных температурах наружного воздуха: 28–33 °С. Диапазон тепловых нагрузок на электронагревателе термосифона АХА составил 50–130 Вт. Диапазон численных значений расхода природного газа в горелочном устройстве составил $(2,8–8,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$. В процессе проведения экспериментальных исследований бытового АХП были получены результаты, показывающие экономическую перспективность работы в стационарных условиях на природном газе.

Исследования проводились при повышенных температурах наружного воздуха: 28...33 °С. В этих условиях, согласно нормативному документу, режим работы АХП – продолжительный, т.е. с постоянным подводом тепловой нагрузки на термосифон АХА. Диапазон тепловых нагрузок на электронагревателе термосифона АХА составил 50...130 Вт. Диапазон численных значений расхода природного газа в горелочном устройстве составил $(2,8...8,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

В НТО максимальная интенсивность охлаждения имела место в диапазоне тепловых нагрузок электронагревателя 50...110 Вт, что и подтверждается результатами других работ.

В ХК интенсивность процесса охлаждения линейна во всем диапазоне тепловых нагрузок нагревателя 50...130 Вт. Увеличение верхнего значения тепловой нагрузки термосифона можно объяснить запасом теплообменной поверхности испарителя, установленным в ХК.

Наибольшие перспективы при этом имеют АХП повышенного полезного объема (200 дм³ и выше). Суточные эксплуатационные затраты в них составляют 0,078...0,084 \$ USA, что ниже случая использования электричества на 23...27 %. При встраивании в систему отопления и горячего

водоснабжения термосифона АХА появляется возможность использовать температурный потенциал отходящих продуктов сгорания и полностью исключить эксплуатационные затраты.

УДК 621.575.932:621.565.92

ПОИСК ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ЭНЕРГИИ

Березовская Л.В., Титлов А.С.

Одесская национальная академия пищевых технологий
E-mail milaberez2016@gmail.com ; titlov1959@gmail.com

Перевод систем холодильной техники на экологически безопасные хладагенты привлекает внимание разработчиков бытовой холодильной техники и к абсорбционным холодильным приборам (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), рабочее тело которого состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора (ВАР) с добавкой инертного газа (водорода). Поэтому применение АХП может рассматриваться как один из вариантов перевода на экологически безопасные хладагенты.

АХП имеют ряд таких позитивных качеств, как бесшумность, надежность и длительный ресурс работы, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации, возможность использования в одном агрегате нескольких источников энергии – как электрических, так и тепловых. АХП практически не чувствительны к изменению параметров тока в сети в диапазоне напряжения 160...240 В.

К достоинствам АХП следует отнести и меньшую по сравнению с компрессионными аналогами стоимость, что во многих случаях имеет решающее значение. АХП эффективны при использовании в качестве минихолодильников, минибаров, во встраиваемых и в транспортных моделях холодильников, когда холодопроизводительность не превышает 20 Вт и нецелесообразно использовать компрессионные холодильные машины.

Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление, что ограничивает область их применения и долю на рынке бытовой холодильной техники.

По этой причине работы, направленные на повышение энергетической эффективности АХП, являются актуальными.

На основе теоретического анализа, аналитических и экспериментальных исследований разработаны научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов, которые обладая рядом позитивных качеств (бесшумность, надежность и длительный ресурс работы, меньшая по сравнению с компрессионными аналогами стоимость, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации, возможность использования в одном агрегате нескольких источников энергии – как электрических, так и тепловых) и имея рабочее тело, состоящее из природных компонентов, могут рассматриваться как один из вариантов перехода на эко-логически безопасные хладагенты.

Установлено, что наиболее перспективными направлениями при создании энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов являются: совершенствование термодинамических циклов АХА; совершенствование режимов работы и конструкций элементов АХА; рациональное использование холода в бытовых АХП; энергосберегающее управление

режимами работы бытовых АХП; расширение функциональных возможностей бытовых холодильных приборов на базе АХА за счет утилизации «бросового» тепла цикла.

Энергетический и эксергетический анализ циклов АХА показал, что: состав инертного газа не влияет на эффективность цикла – замена водорода гелием приводит лишь к росту количества циркулирующего газа в 2 раза, что усложняет работу КЕЦ; максимальную энергетическую эффективность имеют двух-трех-четырёхкамерные АХП, работающие в диапазоне температур охлаждения – от минус 18 °С до плюс 12 °С; энергетическая эффективность АХП, оснащенных горелочными устройствами, по сравнению с аппаратами с электрическими источниками энергии, выше в 3 раза (для условий Украины); основные эксергетические потери в цикле АХА приходятся на генератор (при работе на электроэнергии – до 80 % от общих потерь, с горелочными устройствами – до 60 %).

Результаты энергетического анализа режимных параметров серийных и опытных моделей АХА позволили сформулировать ряд рекомендаций для производителей: необходимо обеспечивать максимальное переохлаждение потока жидкого аммиака и потока слабого ВАР на входе в абсорбер с максимальным приближением к температуре окружающей среды; для кардинального решения задач переохлаждения потоков в жидкого аммиака и слабого ВАР следует использовать низкотемпературный потенциал потока холодной насыщенной ПГС, причем в низкотемпературных аппаратах весь поток насыщенной ПГС следует использовать только для переохлаждения потока слабого ВАР; температура кипения в генераторе не должна превышать 175 °С (ее рост до 195 °С сопровождается снижением от 24 % до 7 %).

Моделирование и анализ режимов работы элементов АХА с использованием результатов экспериментальных исследований серийных и опытных моделей позволили сформулировать рекомендации в части обеспечения энергосберегающих режимов работы: для снижения затрат холода на предвари-тельное охлаждение (от 10 % до 15 %) необходимо предварительно охлаждать поток очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя с недорекупацией в 1...5 °С (для морозильников) и в 5...10 °С (для моделей с НТО); достаточно поддерживать температурный напор в 5 °С между потоком жидкого аммиака и минимальной температурой испарения для всех типов АХА (за исключением, работающих в составе универсальных АХП).

Результатами моделирования и анализа режимов работы элементов АХА стали оригинальные энергосберегающие конструкции: испарителя с промежуточным сливом жидкого аммиака, которая позволяет рационально распределить холод для предварительного охлаждения потоков жидкого аммиака и очищенной ПГС и обеспечить в НТО объемом 40 дм³ температуру минус 19...минус 21 °С; «сплюсненного» ЖТО, которая позволяет уменьшить длину ЖТО и повысить надежность работы АХА; АХА с эффективным отводом теп-лоты абсорбции за счет интенсификации внутреннего и внешнего теплообмена и использования низкотемпературного потенциала потока насыщенной ПГС. Установлено, что при наличии вытяжного канала на задней стенке холодильного шкафа за счет интенсификации циркуляции воздуха снижение энергопотребления составляет 10...20 %, при этом повышенная температура воздушного потока в верхней части вытяжного канала позволяет установить дополнительную ТК для термической обработки пищевых продуктов, сырья и полуфабрикатов. Применение вентиляторов для обдува теплорассеивающих элементов АХА энергетически нецелесообразно.

На основе анализа энергосберегающих режимов работы генератора АХА разработаны: оригинальный двухступенчатый способ подвода тепла, который в диапазоне температур окружающей среды 10...32 °С снижает энерго-потребление на 10..15 %; оригинальные конструкции генераторных узлов с расположением источников тепла во внутренних полостях и с теплоизоляцией в виде засыпки гранул из ВПЯМ, что позволяет снизить энергопотребление на 10 %, упростить технологию производства и повысить надежность работы АХП.

Предложены новые подходы к выбору толщины теплоизоляции охлаждаемых камер АХП,

основанные на учете стоимости камер, стоимости эксплуатации и темпов их изменения, которые учитывают специфику работы АХП (размещение теплоотдающих элементов АХА на задней стенке шкафа и наличие тепловых перетечек между камерами).

Предложен и апробирован в серийном и опытном производстве ВЗХ новый принцип конструирования АХП на базе дополнительных теплопередающих систем (ТТ, ДФТС) для тепловой связи «объект охлаждения – испаритель АХА. На его основе разработаны конструкции, которые отличаются от традиционных выносом испарителя АХА за пределы полезного объема охлаждаемых камер и установкой его в специальном теплогидроизолированном блоке. Показана целесообразность применения сжимаемого медного ВПЯМ в качестве заполнителя в зоне тепловой связи испарителя АХА и плоских теплопринимающих поверхностей. Это позволяет: увеличить полезный объем охлаждаемых камер; исключить из технологии производства экологически опасную операцию оцинковки поверхности испарителя; уменьшить энергопотребление (на 7...9 % в однокамерном холодильнике с НТО «Киев-410» АШ-160 и на 15...18 % в абсорбционном морозильнике «Стugna-101» АМЛ-180); снизить уровень температур в охлаждаемых камерах (в НТО – на 7...8 °С, на 12...14 °С – в морозильнике); время выхода на рабочий режим сократить на 25...30 % в холодильнике с НТО и на 50...55 % – в морозильнике.

С учетом результатов экспериментальных исследований реальных конструкций разработана математическая модель нестационарных температурных полей теплоизоляционных камер АХП с ТТ или ДФТС. На основе модели разработана номограмма, позволяющая проводить выбор числа ТТ и толщины стенки внутреннего корпуса в зависимости от объема камеры.

Установлено, что наличие теплоизоляционного кожуха на всей высоте подъемного участка дефлегматора, рассчитанного из условия полной очистки парового потока аммиака в жестких условиях эксплуатации, позволяет повысить холодопроизводительность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией на 15...20 %.

Показана энергетическая эффективность форсирования подводимой тепловой нагрузки в период пуска абсорбционных морозильников – снижение энергозатрат в этот период составляет от 25 до 35 %.

Показано, что способ управления однокамерным АХП с НТО с постоянным подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 20 %, по сравнению с традиционным двухпозиционным.

Установлено, что АХП могут применяться во всем диапазоне температур холодильного хранения, используемом в быту – от минус 18 °С до плюс 12 °С, т.е. стать универсальным бытовым холодильным прибором, причем реализация требуемых режимов холодильного хранения может быть достигнута посредством изменения тепловой нагрузки в генераторе АХА. Минимальное энергопотребление универсального АХП в диапазоне температур окружающей среды 10...32 °С и во всем диапазоне температур холодильного хранения достигается в режиме «110-Q_{ном}-0», где Q_{ном} – номинальная тепловая нагрузка генератора АХА, которая распределяется между основным и компенсационными нагревателями в зависимости от температуры окружающей среды и режима холодильного хранения. По сравнению с лучшими мировыми аналогами снижение энергопотребления достигает 60 %.

Установлено, что перспективным направлением энергосбережения в бытовой технике является разработка приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. В таких комбинированных приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится в окружающую среду, а передается в специальную ТК, температура воздуха в которой может достигать 70 °С.

Экспериментальные исследования бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа, созданных на базе серийной модели ВЗХ «Кристалл – 408» АШ-150 показали: введение в состав бытовых абсорбционных холодильников дополнительной ТК, связанной в тепловом отношении с

подъемным участком дефлегматора АХА, не приводит к росту энергопотребления и не ухудшает эксплуатационные характеристики камер охлаждения.

Оценка техногенного воздействия на окружающую среду бытовых холодильных приборов позволила сделать следующие выводы: новые АХП существенно превышают по экологическим характеристикам (в среднем – на 35 %) лучшие зарубежные и отечественные аналоги; в сложившихся условиях в Украине эксплуатация новых моделей на органическом топливе будет оказывать соизмеримое или меньшее, по сравнению с компрессионными аналогами, техногенное воздействие на окружающую среду.



УДК 621.575.932:621.565.92

ИСПОЛЬЗОВАНИИ БРОСОВОГО ТЕПЛА БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ДЛЯ РАСШИРЕНИЯ ИХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ

Гратий Т.И., Титлов А.С.

Одесская национальная академия пищевых технологий

E-mail: tgratij@ukr.net; titlov1959@gmail.com

Каждая семья сегодня имеет бытовой холодильник, который, как правило, работает круглосуточно. Вся энергия, использованная бытовым холодильником в конечном счете, рассеивается его конденсатором в окружающий воздух в виде низкопотенциальной теплоты. Полезное использование этой теплоты в масштабе страны может дать значительную экономию энергетических ресурсов. Поэтому разработка технологий и устройств для ее полезного использования является актуальной задачей на сегодня. Одним из возможных путей использования бросовой низкопотенциальной теплоты конденсаторов бытовых холодильников является использование ее для нагрева воды для бытовых потребностей.

Подобная разработка бала выполнена на базе серийно выпускаемого бытового холодильника [1]. Усовершенствование комбинированного бытового холодильника с двухступенчатым конденсатором первая ступень, которого охлаждается водой и должна обеспечить нагрев воды в термоизолированном автономном блоке от температуры 25 °С до температуры 42 °С при обеспечении средней температуры в камере для хранения свежих продуктов не выше 4 °С и температуры в морозильной камере холодильника не выше минус 18 °С, определенных ДСТУ EN ISO 15502:2009 «Холодильные приборы бытового назначения. Характеристики и методы испытания».

Для описания процесса нагревания воды в блоке горячей воды при работе холодильника с двухступенчатым конденсатором был использованный закон сбережения энергии. Математическая модель учитывает мощность, которая потребляется холодильным агрегатом, и суммарную мощность тепловыделений в окружающее пространство от конденсатора второй степени и блока горячей воды, а также отдача тепла в автономном блоке горячей воды при конденсации холодильного агента. Для упрощения постановки задачи предусматривалось, что температура конденсации равняется температуре воды в блоке горячей воды.

Расчеты показали, что теоретически в течение суток максимальное значение массы воды, которое возможно нагреть до температуры 42 °С, составляет 48...54 кг [2].

Перспективным, с точки зрения энергосбережения [3], направлением в современной технике

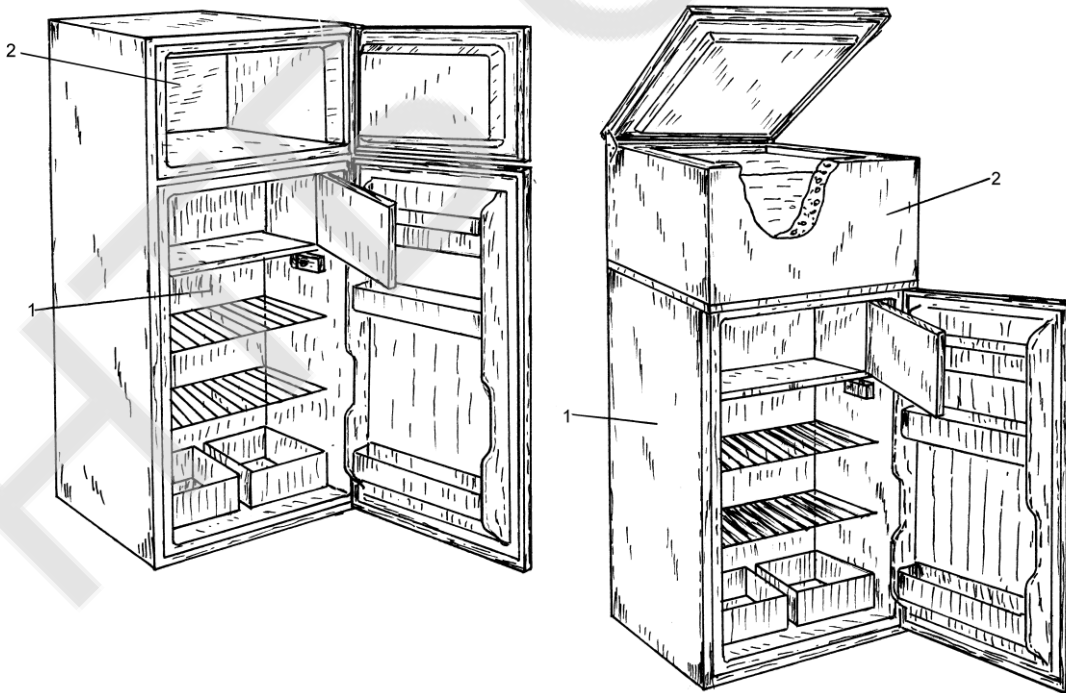
является создание конструкций комбинированных бытовых абсорбционных холодильных приборов, объединяющих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. Тепловая камера комбинированного абсорбционного холодильника в настоящее время может обеспечивать поддержание температурного уровня в пределах от 25 до 70 °С, а в будущем возможно достижение и высоких температур. Применение тепловых камер ориентировано, прежде всего, для домашнего хозяйства различных климатических зон.

Использование тепловых камер возможно для [4]: сохранения и поддержания температуры на определенном уровне (термостатирование); подогрева продукта до заданной температуры; - различных видов технологической обработки, в результате которой может быть получен новый продукт (сушка, вяление, брожение и др.).

При проведении большинства бытовых технологических процессов температура не превышает 70 °С. Для технологических режимов с уровнем температур ниже 70 °С в тепловой камере (ТК) холодильника могут быть использованы устройства позволяющие отводить нагретый воздух за пределы камеры, например, шиберы, заглушки и т.п. Из всех типов современного бытового холодильного оборудования таким температурным потенциалом обладают элементы абсорбционного холодильного агрегата (АХА) — дефлегматор и ректификатор.

Разработаны различные схемы бытовых холодильных приборов с дополнительной ТК, отличающиеся: способом передачи тепла (непосредственный контакт дефлегматора и ТК, использование промежуточных теплопередающих устройств, в том числе и с эффектом «осмоса»); расположением ТК (сверху холодильного шкафа и в нижней части); конструктивным исполнением ТК (однокамерная, двухкамерная); источником бросового тепла и, соответственно, температурным уровнем (конденсатор, дефлегматор).

Наиболее простой в конструктивном исполнении является схема с промежуточным теплопередающим устройством, которая предполагает минимум изменений в составе бытового комбинированного прибора и АХА. Разработано и исследовано два типа таких бытовых комбинированных приборов — с воздушной ТК и жидкостной ТК (рис 1).



а

б

а) с воздушной с жидкостной ТК; б) с жидкостной ТК
1- ТК; 2- холодильный прибор.

Рис.1. Бытовые комбинированные приборы – с воздушной ТК (рис.1а) и жидкостной ТК (рис. 1б).

Расчет конструктивных параметров ТК был проведен по тепловой нагрузки на подъемном участке дефлегматора 19...22 Вт.

Толщины теплоизоляции боковых стенок, дна и крышки определены в результате математического моделирования нестационарных температурных полей. При этом учитывались: ориентация поверхностей камеры и ее тепловая связь с холодильной камерой; конструктивные особенности ТК (воздушная камера выполнена в виде шкафа, а жидкостная в виде ларя); коэффициент рабочего времени КРВ серийной модели бытового однокамерного абсорбционного холодильника «Кристалл-408» АШ-150.

Опытные конструкции были изготовлены на Васильковском заводе холодильников. Во всех случаях наружные геометрические параметры ТК составляли: высота — 0,420 м; глубина — 0,540 м; ширина — 0,570 м; полезный объем — 35 дм³. Толщина теплоизоляции: боковых стенок — 0,080 м; дна — 0,075 м; крышки, задней и передней стенок — 0,10 м. В жидкостной ТК внутренний корпус был изготовлен в виде целостного короба. Материал короба — нержавеющая сталь. Толщина стенки — 0,001 м. Внутренний корпус воздушной ТК изготовлен из пищевого алюминия. Толщина стенки составляла — 0,001 м. Для обеспечения тепловой связи подъемного участка дефлегматора АХА с ТК использовался двухфазный термосифон (ДФТС) длиной 1,2 м и диаметром — 0,010.0,001 м. Материал корпуса ДФТС — нержавеющая сталь. Теплоноситель — этиловый спирт. Крепление ДФТС к дефлегматору диаметром 0,016.0,0014 м осуществлялось при помощи медной обжимающей пластины, причем для снижения термического сопротивления в зоне контакта находился сжатый высокопористый ячеистый материал на основе меди, поры которого были заполнены теплопроводной пастой КТП-8. Во всех случаях испарительный участок ДФТС крепился в нижней части подъемного участка дефлегматора и устанавливался параллельно ему.

Длина участка испарения ДФТС в исследованиях варьировалась путем изменения зоны тепловой связи с дефлегматором. Транспортная зона ДФТС закрывалась теплоизоляционным кожухом. Длина конденсационного участка ДФТС не изменялась и составляла — 0,3 м. Исследование тепловых режимов ТК осуществлялось как в стационарном (в «жестких» условиях — $t_{o,c} = 32^{\circ}\text{C}$, КРВ = 1), так и в переходных ($t_{o,c} < 32^{\circ}\text{C}$, КРВ < 1) режимах работы АХА. В результате исследований была определена оптимальная длина испарительного участка ДФТС — 0,15 м. На выходе этого участка температура дефлегматора составляет 73...76°C. Наиболее благоприятными условиями для ТК были режимы с повышенными температурами окружающей среды, когда снижаются тепловые потери, а КРВ АХА и, соответственно, период подачи тепловой нагрузки увеличивается. В связи с недостаточной величиной тепловой мощности дефлегматора для подогрева воды либо другой жидкости в ТК изучалась и работа аппарата в режиме термостатирования. В этом случае вода нагревалась до температуры 60°C специальным электронагревателем, а после его отключения тепловые потери в окружающую среду компенсировались за счет подвода тепла от дефлегматора, что позволяло поддерживать температуру в ТК в диапазоне 55...65°C. С учетом результатов экспериментальных исследований проведен вариантный расчет толщины теплоизоляции ТК. Для создания некоторого запаса расчет проведен при $t_{o,c} = 20^{\circ}\text{C}$ и КРВ = 0,55 и представлен в виде номограмм. Рассмотрено два варианта теплоизоляции — пенополиуретан и стекловолокно, при этом зафиксирована наружная ширина (0,570 м) и глубина (0,54 м), в соответствии со стандартными размерами холодильного шкафа. Выбор определенной конструкции ТК проводится с учетом располагаемой тепловой нагрузки подъемного участка дефлегматора с температурным уровнем 70 °C и выше, при этом варьируемыми параметрами являются: тип тепловой изоляции (стоимость); полезный объем ТК; высота ТК.

Литература

1. Васылив, О. Б. Моделирование тепловых режимов нагревательных камер комбинированных бытовых аппаратов абсорбционного типа / О. Б. Васылив, А. С. Титлов, А. А. Оргиян // Холодил. техника и технология. – 2003.– № 2. – С.13-18.
2. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Учебное пособие для специальности «Техника и физика низких температур»/ Астрахан.гос.тех.ун-т. – Астрахань: Издательство АГТУ, 1997. – 226 с.
3. Титлов А. С. Разработка бытовых холодильных аппаратов с дополнительной нагревательной камерой / А. С. Титлов, О. Б. Васылив, С. В. Вольневич // Современные проблемы холодильной техники и технологии (прил. к журн. «Холодил. техника и технология»). – 2002.– С.85-90.
4. Использование тепловой камеры комбинированного холодильника для обработки пищевых продуктов / В. Ф. Чайковский [и др.]; Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти. – Одесса, 1991. – 22 с. – Рус. – Деп. в УкрНИИТИ 02.07.91, № 949-Ук91.

УДК 621 564.

ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ БУДІВЕЛЬ В УКРАЇНІ ТА СВІТІ

Ткач Сергій аспірант ОНАХТ

Витрати енергії є основною проблемою в житловому секторі України. Понад 60-70% енергії витрачається на опалення, через те у світі тенденція що до зниження використаної енергії будинками. За даними житлового-комунального фонду України, понад 40% будівель побудовані ще в СРСР і не відповідають енергетичним умовам. Понад 0,45–0,67 мВт·год/(м²·рік) витрачається на охолодження та опалення. Розроблення та впровадження nZEB проектів збільшить енергоефективність України в будівельному секторі. Зараз розвивається житло-комунальний сектор, але будівництво будівель які не відповідають енергетичним умовам ще більше загострює проблему.

Проекти nZEB і ZEB будівель забезпечать будівельний сектор України забезпечить енергоефективним використанням енергії від мережі, та відновлювальних джерел енергії. Економічна складова є пріоритетною умовою що до зведення nZEB і ZEB будівель, це все ґрунтується на економічній доцільності та інвестиційній привабливості таких проектів[3].

Постійне зростання цін на енергоносії, підштовхують проєктантів до розробки проєктів nZEB і ZEB будівель[6]. Директива 2010/31/EU (Energy Performance of Buildings Directive), ця директива впливає на будівництво будинків на території Європейського Союзу з 2022 р. тільки з низькою потребою в енергії. Прийняття доктрини веде до тепло модернізації старого житла, а при зведенні нових будинків будуть дотримуватися норм 20-35 кВт · год / (м² · рік). В м. Розенхайм (Німеччина) було проведено дослідження в 2014 році, показало, вікно стандартних розмірів втрачає близько 40 Вт тепла, а в провітрюваному режимі вже 1200 Вт теплової енергії, тобто в 30 разів більше. Підраховано, що в ЄС вентиляційні теплові втрати сягають 370 ТВт·год/рік теплової енергії. А за рахунок рекуперації можна відновлювати близько 80-85% вентиляційних тепловтрат.

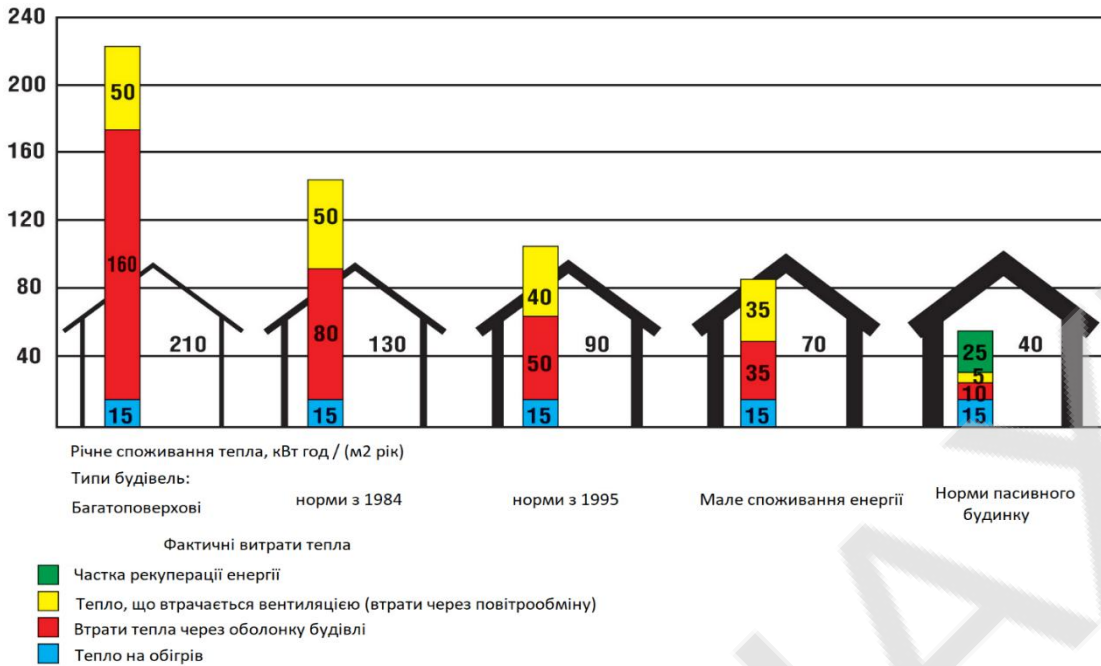


Рис.1 Розподіл втрат тепла в будівлях на прикладі Німеччини. Цифри праворуч - нормативне значення річного теплоспоживання. За даними European Ventilation Industry Association (EVIA), Брюссель.

Дуже велику роль у енергозбереженні і низьким споживанням енергії відіграють такі умови як рекуперація тепла, штучна вентиляція та висока герметичність будівлі. Також до nZEB і ZEB будівель є вимоги що до виділення вуглекислого газу нижче $4 \text{ кг CO}_2 / (\text{м}^2 \cdot \text{рік})$ [2].

Тема nZEB і ZEB будівель є дуже актуальною, тому що будівельний сектор є одним із найбільш енергоємних в Україні. [Державна служба статистики України](#) повідомляє, що у 2020 р. житлові будівлі використали близько 1/3 всього енергоспоживання, а саме – 31%, галузь охолодження енергоспоживає до 12,8%[1]. Тому вибравши курс розвитку nZEB і ZEB будівель в будівельному секторі, буде відповідати світовим тенденціям а також цілям Паризької кліматичної угоди [4]. Інтегрування теплонасосних технологій на етапі проектування в nZEB будівлі, з проведеного аналізу Carsten Wemhoener [5] надає переваги в енергетичній ефективності та вартості. Інтегровані теплонасосні системи були розроблені відповідно до національних вимог до систем HVAC, ефективність оцінювалась за допомогою моніторингу системи.

$$\eta_{\text{ex,u}} = \frac{\sum E_{x_{\text{out}}}}{\sum E_{x_{\text{in}}}}$$

Формула 1. Формула для універсальної ексергетичної ефективності.

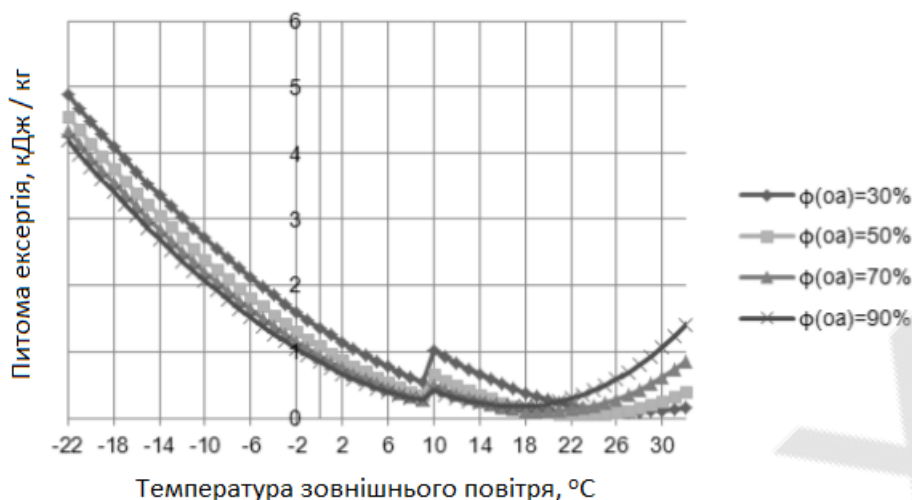


Рис.2. Питома ексергія повітря в приміщенні при різних температурах і вологості зовнішнього повітря.

Результати досліджень підтверджують, що теплові насоси - енергоефективні та ефективні за економічними показниками для застосування при проектуванні nZEB. Вирішення завдань холодильної галузі спрямованих на просування застосування холодоагентів з низьким GWP для прискорення поетапної відмови від ГФУ з високим GWP. Проведення оптимізації теплонасосної системи та її елементів для холодоагентів з низьким GWP та аналіз впливу на поточну конструкцію та оптимізовану конструкцію з холодоагентами з низьким GWP можуть запропонувати нові можливості з вирішення завдань з енергоефективності та екологічної безпеки по застосуванню сценарію сталого розвитку.

Список літератури

1. МІНІСТЕРСТВО ЕНЕРГЕТИКИ УКРАЇНИ <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/#>
2. IEA HPP, Heat pumps can cut global CO2 emissions by nearly 8%. Retrieved April 13, 2015 from www.heatpumpcentre.org. IEA Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, Order No. HPC-BR6Carsten Wemhoener, Roman Schwarz, Lukas Rominger. Heat Pump Integration and Design for nZEB. 12th IEA Heat Pump Conference 2017.
3. IPEEC Building Energy Efficiency Taskgroup. Zero Energy Building Definitions and Policy Activity – An International Review (2018)
4. UNEP, 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Retrieved March 19, 2015, from http://ozone.unep.org/Assessment_Panels/TEAP/Reports/RTOC/RTOC-Assessment-report-2010.pdf.
5. Carsten Wemhoener, Roman Schwarz, Lukas Rominger. Heat Pump Integration and Design for nZEB. 12th IEA Heat Pump Conference 2017.
6. Cost optimal and nearly zero (nZEB) energy performance calculations for residential buildings with REHVA definition for nZEB national implantation / [J. Kurnitski, A. Saari, T. Kalamees et al.] // Energy and building. - 2011. – № 43. – P. 3279-3288.
7. IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System.

СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ПРИРОДНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТАХ

Сазанський А.Р., аспірант Хмельнюк М.Г. дтн. проф. ІКХЕ, ОНАХТ

Система охолодження відіграє важливу роль у багатьох промислових процесах. Очікується, що світовий ринок промислових холодильних систем виросте з 19,3 млрд доларів США в 2019 році до 25,7 млрд доларів США до 2025 року при середньорічному темпі зростання 4,7%.

Традиційні системи (каскадні / багатоступінчасті), а також гібридні системи із сумішами НЕ-зеотропних холодоагентів широко використовуються для процесів, в яких потрібно більше одного температурного рівня. Оптимальне використання енергозберігаючих технологій в промислових процесах є ключовим питанням для раціонального використання енергетичних ресурсів в переробній промисловості.

Серед різних існуючих засобів енергозбереження холодильна установка є технологічною областю, яка забезпечує кілька ступенів свободи. Мета полягає в тому, щоб визначити оптимальні суміші холодоагенту, оптимальні рівні температури і найкращу конфігурацію циклу для задоволення вимог технологічного процесу до охолодження.

Зазвичай вуглеводні володіють прекрасними термодинамічними властивостями, що робить їх ефективними холодоагентами. Проблема в тому, що вуглеводні легко займисті, що обмежує їх більш широке застосування для деяких рішень в холодильній промисловості, в основному для рішень, що вимагають великих заправок холодоагенту.

Енергоефективність у інженерних процесах вимірюється як один із ключових факторів успіху та конкурентних переваг бізнесу. У зв'язку з цим більшість процесів, що використовуються для будь-яких виробничих цілей, вимагають, щоб холодильна система утримувала якість продукції та задовольняла потреби клієнтів. Це вирішальний фактор для підвищення енергоефективності складних енергетичних систем із використанням холодильних установок для зменшення споживання енергії.

Промислові зусилля на сьогоднішній день зосереджені на придатності альтернативних холодоагентів, включаючи програму оцінки альтернативних холодоагентів з низьким GWP, ASHRAE, просування холодоагентів з низьким GWP для секторів кондиціонування повітря в країнах з високою температурою навколишнього середовища. Необхідні належні процедури технічного обслуговування, щоб запобігти витоків холодоагенту та програми відновлення холодоагентів після закінчення терміну служби, також необхідні для мінімізації викиду холодоагентів в атмосферу.

Природні холодоагенти, такі як вуглекислий газ R744 або вуглеводень (HC), можуть сприяти усуненню проблеми. Альтернативним рішенням, здається, є використання суміші R744 та HC, яка є менш горючим або негорючим холодоагентом з низьким потенціалом глобального потепління.

Шукаючи уявлення про світові кліматичні технології холодоагентів з низьким рівнем GWP для холодильних машин на основі сумішей з R744, були проведені теоретичні дослідження простого циклу охолодження з стисненням пари, а потім експериментальна перевірка виявлених закономірностей.

Холодо-продуктивність компресора збільшується відповідно до концентрації R744. Однак у суміші зі збільшенням концентрації вуглекислого газу при постійній температурі конденсації тиск конденсації та температура кінця стиснення також зростають у компресорі. Наприклад, коли вміст вуглекислого газу в ізобутані змінюється від 5 до 20% при температурі 45 ° C, тиск збільшується більш ніж удвічі (від 0,95 до 2,05 МПа).

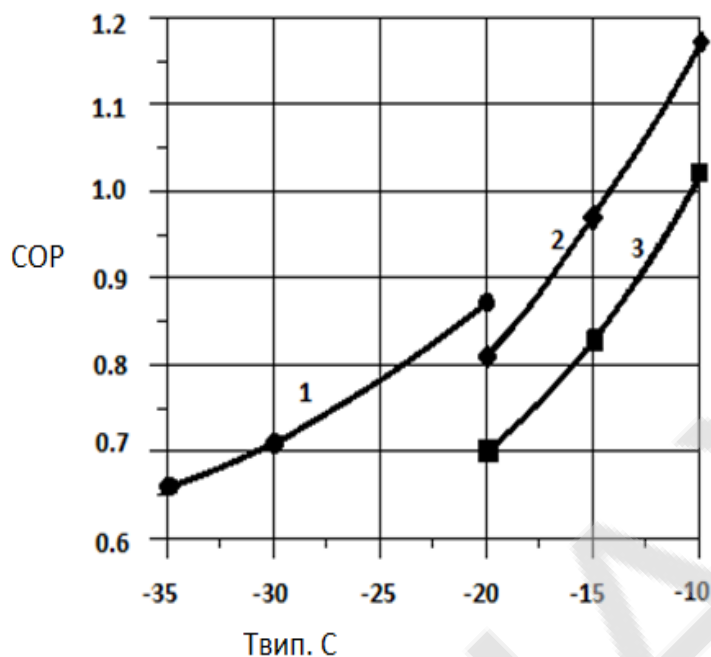


Рис. 2. COP (суміші вуглекислого газу та вуглеводнів):
1 – R744/R290 (0.1/0.9); 2 – R744/R600a (0.2/0.8); 3 – R744/R600a (0.2/0.8).

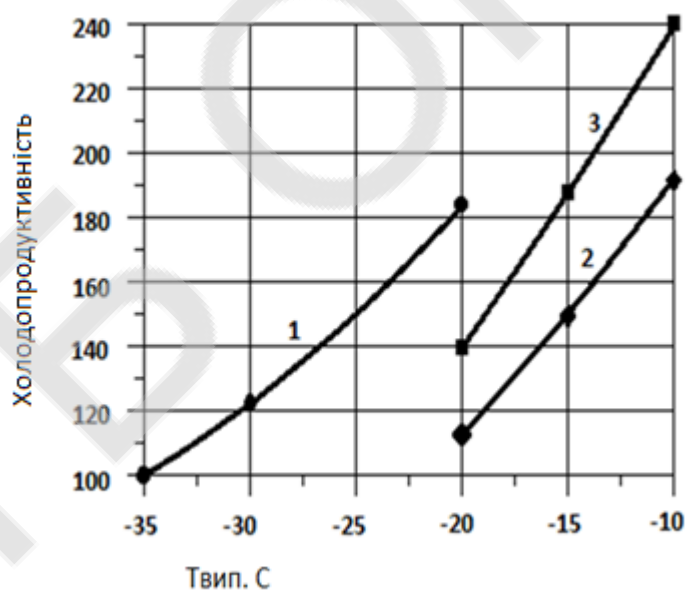


Рис.3. Холодо місткість (суміші вуглекислого газу та вуглеводнів):
1 – R744/R290 (0.1/0.9); 2- R744/R600a (0.1/0.9); 3- R744/R600a (0.2/0.8)

Розробка сумішей на основі діоксиду вуглецю та вуглеводнів для їх широкого використання є можливим рішенням для зменшення горючості вуглеводнів та підвищення безпеки систем охолодження, а також підвищення енергоефективності. Суміші на основі такої основи дозволяють виробляти холодоагенти при різних рівнях температури: як для холодильників (до -30C), так і для

морозильних камер та систем кондиціонування повітря, для виробництва та зберігання рідких та твердих речовин R744 (до - 60С). Більш того, вони не потребують розробки спеціального обладнання. Таким чином, цей варіант дозволяє зменшити ризик виникнення пожежі при використанні вуглеводнів для холодильної системи.

УДК 621.56

ДО ПИТАННЯ ЗНИЖЕННЯ ОПЕРАЦІЙНОГО ІНДЕКСУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НА МОРСЬКИХ СУДАХ

Кіценко А.М, аспірант ОНАХТ

Підвищення енергоефективності, екологічності та доступності транспорту є пріоритетним для фахівців в сфері транспорту розвинених країн. Це підтвердили результати Міжнародного транспортного саміту країн ОЕСР (International Transport Forum (ITF)), який відбувся 18-20 травня 2016 р. в Лейпцигу, Німеччина. За оцінками ITF на частку підприємств транспортної галузі в світі припадає близько 23% викидів парникових газів, але з урахуванням зростання обсягів світової торгівлі обсяги викидів парникових газів, в т.ч. і CO₂, продовжить зростати.

До 80% об'єму світової торгівлі приходилось на долю морського транспорту. Для вирішення питання енергоефективності та екологічності морського транспорту Міжнародною Морською Організацією (ІМО) була розроблена Міжнародна конвенція запобігання забрудненню з суден MARPOL, до якої в 1993 році приєдналась Україна. Додаток VI цієї Конвенції Air pollution prevention встановлює вимоги до конструктивного індексу (коефіцієнту) енергетичної ефективності (EEDI), а також наявності та виконання суднового плану управління енергоефективністю судна (SEEMP) в процесі експлуатації.

План Управління Енергоефективністю на Судні (SEEMP) - це оперативний захід, який встановлює механізм підвищення економічної та енергетичної ефективності судна. Будь-які нові впровадження на судні повинні відбуватись з урахуванням SEEMP. SEEMP також забезпечує підхід для судноплавних компаній для управління ефективністю використання суден і флоту.

Energy Efficiency Operational Indicator - Операційний Індикатор Енергоефективності (ЕЕОІ) використовується як інструмент моніторингу. ЕЕОІ дозволяє операторам вимірювати паливну ефективність судна, й оцінювати ефект від будь-яких змін в експлуатації. Вважається, що чим менший ЕЕОІ, тим енергоефективність морського судна більша.

SEEMP зобов'язує власника судна та оператора на кожному етапі планування враховувати нові технології та практики, для оптимізації експлуатаційних характеристик судна та зменшення викидів оксидів в атмосферу.

Одиниця Операційного Індикатору Енергоефективності ЕЕОІ залежить від вимірювання вантажу, що перевозиться, або виконаної роботи, наприклад, тонн CO₂ / (тонн • морських миль), тонн CO₂ / (TEU • морських миль), тонн CO₂ / (людина • морських миль

Також положення Додатку VI Конвенції MARPOL встановлюють вимогу до вмісту оксидів в димових газах суднів і вимогу до вмісту сірки в паливі не більше ніж 0,5% (раніше було 3,5%) в загальних водах, та 0,1 в спеціальних зонах в яких взагалі не можна використовувати важке паливо (навіть із системами очищення) – ЕСА зонах. Але, в цьому додатку дозволено використовувати еквівалентні засоби очищення димових газів навіть при використанні палив із вмістом сірки до 3,5% якщо викиди оксидів в димових газах будуть еквівалентними викидам палив із вмістом сірки до 0.5%.

Тому цей додаток надав можливість для використання систем очищення димових газів двигуна перед викидом у повітря.

На морських судах останнім часом переважно застосовуються установки системам очищення димових газів які мають назву скрубери. На січень 2021 року 17% суднів торговельного флоту які мають номери ІМО вже мають скрубери. Тому розробка нових методів очищення димових газів від оксидів є дуже перспективним та актуальним завданням. Взагалі усі судові скрубери системи бувають двох типів – відкритого типу та закритого типу (open loop or close loop type). Скрубери закритого типу не мають контакту (викиду) будь яких рідин чи речовин з навколишнім середовищем (окрім димових газів які очищені до норм еквівалентних LSFO) а відпрацьовані речовини повністю знищуються на судні або здаються на берег. Скрубери відкритого типу мають контакт з навколишнім середовищем – зокрема скид відпрацьованої води але підготовлений відповідно до вимог МАРПОЛу (Ph >6.5).

Саме скрубери надають змогу істотно знизити коефіцієнт перерахунку маси палива у масу CO₂ для даного палива без заміни на низькосіркове. Це можливо завдяки тому що аналіз димових газів береться після скрубера та становить дуже малий відсоток викиду оксидів, навіть із порівнянням до LSMDO (низькосіркове морське дизельне пальне).

Виходячи із аналізу Операційного Індикатору Енергоефективності EEOI можна зробити висновки, що найперспективнішим є зниження викиду CO₂ у атмосферу на кількість витраченого пального. Ось саме тут буде найдоцільнішим використанням ежектора теплообмінника у комбінації із скрубером Вентурі для очищення димових газів від різних шкідливих домішок. А використання ежекторів-теплообмінників із впорскуванням хладагентів (дозволених конвенцією) може бути використане для заміни традиційних систем охолодження високотемпературних\ низькотемпературних контурів суднових систем.

СЕКЦІЯ №2 – “КРІОГЕННА ТЕХНІКА І НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ МАШИНИ”

УДК 621.59:536.24(075)

ВИЯВЛЕННЯ ТА УСУНЕННЯ ОТРУЙНОЇ ДІЇ ПРОЦЕСУ ВАКУУМУВАННЯ НА ТЕПЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРІОПОСУДУ

*Г. Г. Жунь *, В. В. Старіков, О. Є Борщ*

** професор кафедри «Технічна кріофізика», НТУ «ХПІ», м. Харків, boe60@ukr.net*

Розробка науково–технічних основ виготовлення високоякісної теплоізоляції на азотний рівень температур має велике значення для кріобіологічних та інших кріопосудів, що застосовуються в кріомедицині, кріобіології, тваринництві, а також для устроїв, які реалізують ефект високотемпературної надпровідності (ВТНП). Дослідження механізмів виникнення ВТНП вже 25 років займаються вчені в усіх розвинених країнах і в Україні [1].

Технології для такої теплоізоляції не розроблялися, тому азотні кріобіологічні посуду, які виготовлялися за емпіричними конструкціями, не зважаючи на застосування в них самої низько теплопровідної екранно–вакуумної теплоізоляції (ЕВТІ), були низькоякісними. Причини цього для вчених були невідомі. Не існували і апробовані теоретичні співвідношення та експериментальні методики для їх визначення, тому тривалий час характеристики кріопосудів не покращувалися. Вперше дослідженнями низької якості таких кріопосудів на замовлення Харківського заводу транспортного устаткування почали займатися на кафедрі «Технічна кріофізика» НТУ «ХПІ» [2;3]. Для цього були розроблені нові підходи, необхідні розрахунково–експериментальні методики (більше 20), виготовлені експериментальні установки та використано в експериментах серійні кріопосуди, які дозволяли визначити теплопритоки по всіх елементах конструкції кріопосуду, теплопровідність теплоізоляції, виявляти особливості розподілу тиску газу $P(x/\delta)$ і температури $T(x/\delta)$ по середньоінтегральній товщині ($\delta_{ins.m}$) теплоізоляції ЕВТІ. Проведені вперше дослідження газопроникності для різних ділянок змонтованого на кріопосуді пакету теплоізоляції дозволили встановити, що розріджена структура із торців змонтованих смуг ЕВТІ уздовж поверхні горловини характеризується високою газопроникністю і представляє по суті вакуумний канал у поперечному перетині теплоізоляції [3].

Кріобіологічні посуду знаходяться в експлуатації по 10–15 років. У зв'язку з цим для виявлення погіршуючих у них факторів біли проведені на трьох кріопосудах Х–34Б (ємністю 34 л) довгострокові (трьохрічні) дослідження ефективності використовуємих у них із 100 шарів ЕВТІ. Ці кріопосуди були виготовлені із датчиками температури по середньоінтегральній товщині (x/δ) теплоізоляції та манометричними лампами для вимірювання тиску газу в ЕВТІ. Один із експериментальних кріопосудів (N_1) при виготовленні нагрівався в електропечі із відкачкою до температури $T_g = 390$ К, а інші: N_2 – до 375 К та N_3 – до 350 К. Після заповнення експериментальних кріопосудів рідким азотом і встановлення теплової рівноваги (через 3 доби) ресурси (R) їх роботи (термін зберігання (до повного випаровування) рідкого азоту при разовому заповненні кріопосуда) виявилися однаковими, рівними 152–153 доби. При цьому тиск газу (P_g) біля теплих (зовнішніх) стінок у них був також однаковим, оптимальним (P_0), рівним $(2,5–3,2) \cdot 10^{-3}$ Па, при якому теплоперенос по газовій складовій (λ_g) через теплоізоляцію практично відсутній.

Подальші дослідження дозволили встановити, що із збільшенням строку зберігання рідкого азоту в кріопосудах температура шарів їх теплоізоляцій поступово, із різною інтенсивністю, стала

зростати. Особливо на ділянках із відносною товщиною (x/δ) від 0,15 до 0,4 (при температурах від 120 К до 210 К (дивись рис. 1)).

Одночасно збільшувалася і випаровуваність рідкого азоту із кріопосудів. При цьому через 3 роки найбільше погіршення теплових характеристик та зменшення ресурсу роботи до 123 діб (на 24 %) відбулося для кріопосуду N_3 із самою низькою температурою дегазації ($T_g = 350$ К) та із найбільшим, в результаті, об'ємом невідкачених газів, що залишилися в структурі його ізоляційних матеріалів. Від цього через 10 років для кріопосуду N_3 ресурс роботи зменшився до 69 діб, що на 55 % стало меншим від початкового. Для кріопосуду N_1 із найбільшою температурою дегазації ($T_g = 390$ К) через 3 роки отримані в результаті менше зниження (на 17 %) ресурсу роботи, до 130 діб. Встановлено також, що через 10 років для його ресурсу можливе зменшення до 101 доби, що на 33 % нижче початкового.

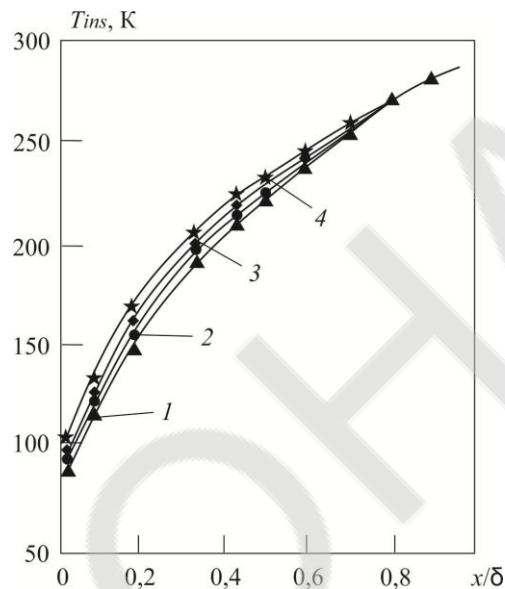


Рисунок 1. Зміна температурних профілів $T_{ins}(x/\delta)$ по середньоінтегральній товщині пакету ЕВТІ на кріопосудах через 3 роки зберігання в них рідкого азоту в залежності від температури проведеного для них процесу термовакuumної дегазації.

- 1 – початковий профіль температури для теплоізоляцій всіх експериментальних кріопосудів;
2 – температурний профіль для кріопосуду N_1 ($T_g = 390$ К); 3 – температурний профіль для кріопосуду N_2 ($T_g = 375$ К); 4 – температурний профіль для кріопосуду N_3 ($T_g = 350$ К).

Слід відзначити, що тиск газу P_g біля теплих стінок кріопосудів і через 3 роки залишився практично незмінним, рівним його початковому оптимальному значенню P_0 .

Отримані результати дозволили зробити висновок, що єдиною причиною погіршення теплових характеристик кріопосудів могли стати лише шари кріоконденсату, що утворювалися на холодних ділянках теплоізоляції із відкачуваних через них продуктів газовідділення теплоізоляційних матеріалів. Дані гази, згідно [4], складаються в основному із молекул H_2O . Їх конденсація і є причиною збільшення ступеня чорноти шарів ЕВТІ, що, в свою чергу, обумовлює зростання їх температури та променевого (λ_{rad}) через них теплопереносу, згідно рівняння [5]:

$$\lambda_{rad} = 4 \frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon} \cdot \frac{\delta_{ins.m}}{N} \cdot \sigma \cdot T_m^3, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

де ε – ступінь чорноти екрану теплоізоляції;

σ – постійна Стефана–Больцмана;

N – кількість шарів в пакеті ЕВТІ;

T_m – середня температура на ділянці теплоізоляції.

Таким чином, нами вперше експериментально встановлено, що використовуємий у теплозахисті кріопосудів вакуумний процес (за допомогою застосованих у них спеціальних вакуумних адсорбційних насосів на холодній стінці) зменшуючи тиск газу P_g в теплоізоляції і теплоперенос λ_g по ньому, одночасно також чинить отруйну дію на теплозахист, шляхом збільшення променевої складової λ_{rad} теплопереносу. При цьому погіршення теплових характеристик у кріопосудах збільшується із зростанням часу зберігання в них рідкого азоту та із застосуванням в теплоізоляції матеріалів із низькою температурою процесу термовакуумної дегазації в електropечач.

Для захисту холодних шарів ЕВТІ від отруйної дії відкачуваних через них продуктів газівідділення запропоновано змінити напрямок їх відкачки (за рахунок зменшення гідравлічного опору) у бік теплої стінки кріопосуду та вздовж неї і по відкритому вакуумному каналу біля горловини [3] до вакуумного адсорбційного насосу на його холодній стінці. Причому зменшення гідравлічного опору запропоновано досягати застосуванням у зовнішніх шарах ЕВТІ перфорованих (отворами діаметром $2 \cdot 10^{-3}$ м із ступенем перфорації $\sim 8\%$) екранних плівок ПЕТФ-ДА. Проведені дослідження на кріопосудах із 20, 25, 35 та 42 шарами ЕВТІ із перфорованими екранами представлені на рис. 2 і дозволили встановити, що оптимальним є застосування в теплоізоляції 35 шарів із перфорацією. При цьому встановлено, що в результаті застосування в теплоізоляції перфорації збільшився променевий теплоперенос λ_{rad} , що призвело до зменшення ресурсу роботи для експериментального кріопосуду N_1 на $\sim 5\%$, до 145–148 діб. Даний ресурс роботи для кріопосуду X–34Б із рідким азотом залишився вже незмінним на протязі багаторічних досліджень.

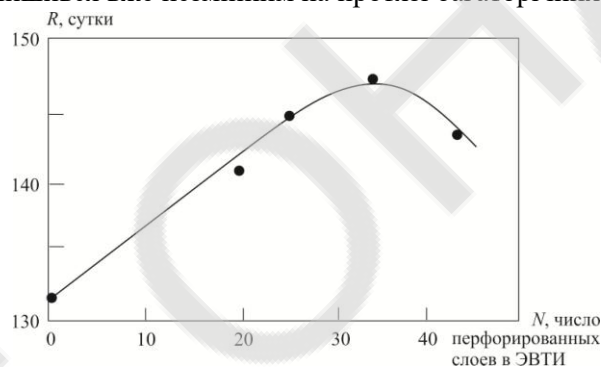


Рисунок 2. Залежність ресурсу роботи (R) кріопосуду X–34Б від кількості (N) використовуваних шарів з перфорованими екранами в теплозахисному пакеті.

Таким чином вперше досліджено, що для вакуумного процесу в теплозахисті кріопосуду можлива значна отруйна дія на його теплові характеристики в результаті вакуумування через холодні шари продуктів газівідділення. Розроблена вперше оптимізована теплозахисна конструкція із використанням 35 шарів із перфорованими екранами. Вона дозволила змінити напрямок відкачки продуктів газівідділення та досягти багаторічного захисту теплозахисного пакету на кріопосудах від погіршуючої дії процесу вакууму. Оптимізовані теплозахисні конструкції із шарів ЕВТІ стали застосовуватися на Харківському заводі транспортного устаткування в 7 типах виготовляємих серійних кріопосудах ємністю від 5 до 35 л. Застосування в Україні азотних кріопосудів із оптимізованою теплозахисною конструкцією замість низькоякісних дозволяє щорічно отримувати економічний ефект 7–8 млн гривень.

1. С. И. Бондаренко, Г. К. Лавренченко. Высокотемпературные сверхпроводники и некоторые аспекты их применения. Технические газы, № 2, 2017, с. 15–18.
2. Г. Г. Жунь. Исследование распределения давления в теплоизоляции криососуда. Авиационно–космическая техника и технология. Вып. 27, 2002, с. 94–98.
3. Г. Г. Жунь. Исследование пропускной способности экранно–вакуумных изоляций. Придніпровський науковий вісник. Сер.: Машинобудування.– 2008. № 54(121).– С. 20–28.

4. Р. С. Михальченко, В. Ф. Гетманец и др. Масс-спектрометрические исследования динамики газоотделения экранно-вакуумной теплоизоляции // Газодинамика и теплообмен в криогенных системах. Киев: Наукова думка.– 1977.– С. 95–99.
5. М. Г. Каганер, Теплообмен в низкотемпературных конструкциях. Энергия, Москва, 1979, 256с.

СХЕМНЕ РІШЕННЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ АМІАКУ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ

Проф. Морозюк Л.І., проф. Симоненко Ю.М., асп. Костенко Є.В.

Поряд з інертними газами аміак використовується у вакуумно-плазмових технологіях при створенні напівпровідників. Суміші на основі NH_3 виступають якості газу, який створює плазму при травленні тонких фрагментів з високим ступенем точності [1]. У названих технологіях висуваються жорсткі вимоги до чистоти газових компонентів, так як наявність побічних речовин може негативно позначитися на якості напівпровідникових структур. Більшість українських підприємств виробляють аміак з вмістом домішок 0,1 ... 0,4%. Для застосування в сучасних наукоємних виробництвах потрібно глибоке очищення NH_3 від H_2O , CO_2 , Cl і ряду органічних сполук, запропоновано технологічну послідовність, яка передбачає дві стадії очистки. На першому етапі методом ректифікації в колоні РК видаляються низькокиплячі домішки (рис. 1). Сирий аміак надходить в колону РК з ізотермічної ємності Ц1, в якій підтримується тиск $P_{Ц1} = 0,6 \pm 0,2$ МПа. Зміна температури фазової рівноваги в межах $T_{Ц1} = 281 \dots 283$ К забезпечується випарником В і конденсатором NH_3 , що охолоджується холодильною машиною ХМ з проміжним холодоносієм ЦК. Такий же принцип відведення тепла реалізований від верхньої частини колони. Нагрівання кубової рідини в РК здійснюють за рахунок підведення частини тепла конденсації холодоагенту в апараті КХМ1.

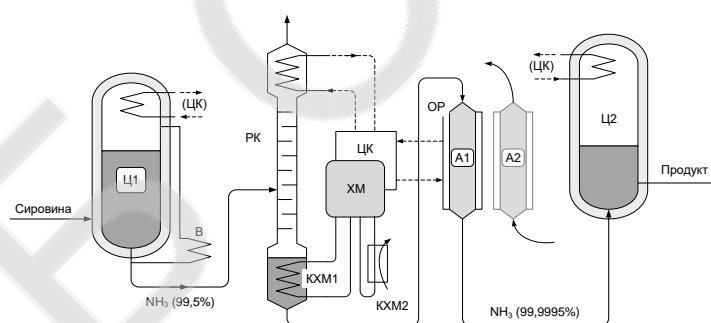


Рис. 1. Спрощена схема послідовності очищення NH_3 : Ц1 і Ц2 - ізотермічні ємності з вихідною сировиною і чистим продуктом; В - випарник Ц1; РК - колона ректифікації; А - адсорбер; ОС - охолоджуюча сорочка адсорбера; ХМ - холодильна машина; КХМ1 - конденсатор у кубі колони; КХМ2 - конденсатор з водяним охолодженням; ЦК - циркуляційний контур проміжного холодоносія.

Очищена від низькокиплячих компонентів кубова фракція РК подається в один з адсорберів, що перемикаються. За тиском на вході $P_{A1} = 0,5$ МПа в охолоджуючій сорочці ОС підтримується температура $T_{A1} > 280$ К, що виключає зрідження аміаку у шарі сорбенту. Паралельно з роботою активного адсорбера А1 відбувається процес регенерації в адсорбері А2, що супроводжується витяганням поглинених висококиплячих домішок. Очищений продукт направляють у цистерну Ц2. За рахунок відведення тепла від Ц2 між цистернами підтримується різниця тисків, необхідна для подолання гідравлічного опору апаратів. Представлену на рис. 1 схему передбачається впровадити при створенні дослідно-промислової установки продуктивністю $g=30$ кг/год. У другій черзі комплексу продуктивністю $g=120$ кг/год перед адсорберами буде включено додаткову колону для видалення

висококиплячих домішок. Таке рішення дозволить знизити навантаження на адсорбер і сприятиме економії енергоресурсів за рахунок збільшення робочого періоду А1-А2.1. Patent US 8,597,584. Gas purifying process and device / Tadahiro Ohmi, Ryuichi Yazaki, Masato Kawai at al. Date of Patent: Dec. 3,2013

МОДЕРНІЗАЦІЯ ЛАБОРАТОРНИХ ЗРІДЖУВАЧІВ ГЕЛІЮ

Проф. Бондаренко В.Л., проф. Симоненко Ю.М., інж. Чигрін А.О.

У лабораторіях і наукових центрах набули поширення гелієві зріджувачі продуктивністю до 40 літрів на годину. Значна частина таких установок створена в кінці минулого століття і базується на схемі П. Л. Капіці, в якій задіяний одноступеневий поршневий детандер. Сучасна гелієва техніка за багатьма експлуатаційними параметрами переверщує такі зріджувачі. Використання додаткових ресурсів дозволяє збільшити продуктивність лабораторних зріджувачів і поліпшити їх економічні показники.

На рис. 1 показано вихідний варіант (а) і схеми модернізованих лабораторних зріджувачів гелію. У схемах з турбодетандером робочий тиск в циклі знижено з 25 до 15 бар, а витрата робочого тіла збільшена на 12%. Для реалізації циклу з двома детандерами в схему додатково введено теплообмінник. Найбільш перспективним варіантом розглянутих установок є схема з двома турбодетандерами і з проміжним охолодженням між ними.

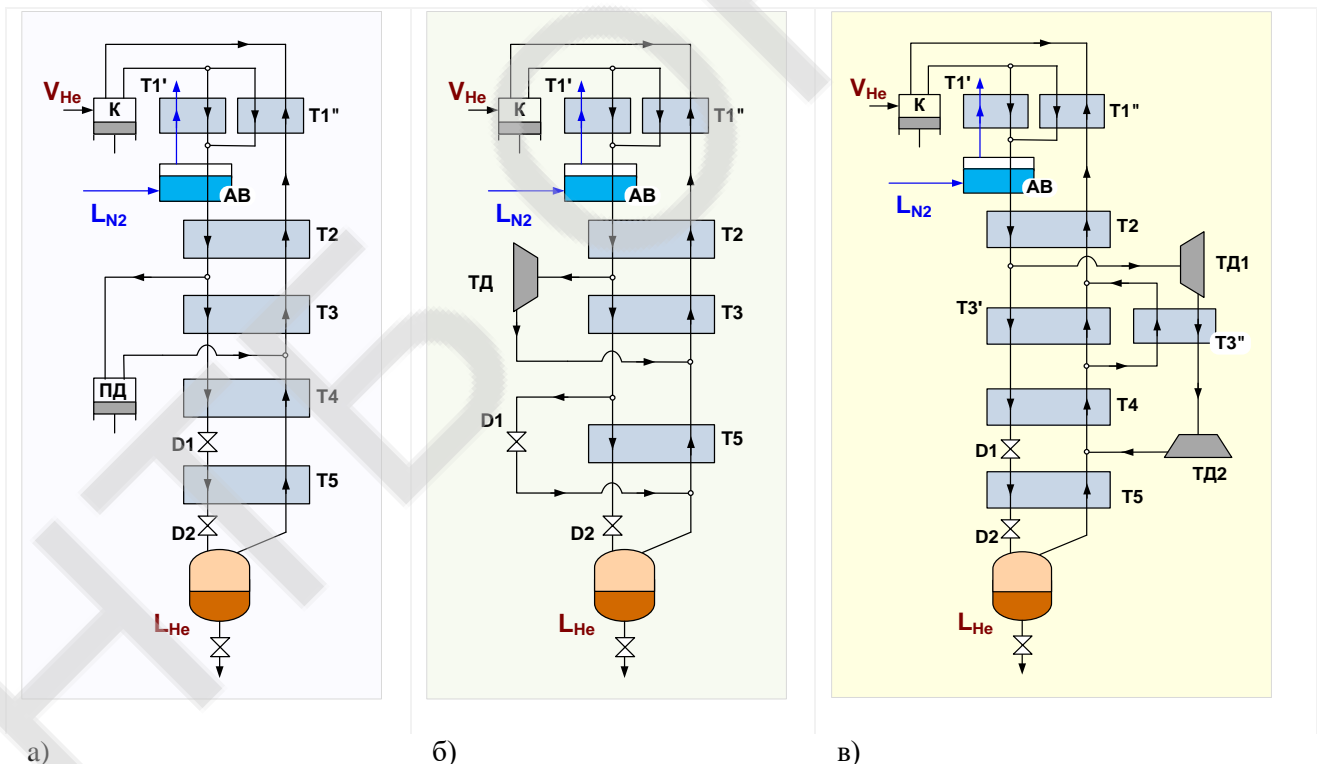


Рис. 1. Схеми аналізованих гелієвих циклів.

- а) - класична схема з подвійним дроселюванням і поршневим детандером ПД;*
 - б) - з турбодетандером ТД і «байпасом» теплообмінника дросельного ступеню;*
 - в) - з двома турбодетандерами ТД1, ТД2 і додатковим теплообмінником Т3'';*
- К - компресор, Т1 ... Т5 - рекуперативні теплообмінники, D1 ... D2 - дросель-вентилі;
АВ - азотна ванна; L_{He} - ванна рідкого гелію*

З метою скорочення капітальних витрат на придбання лабораторної техніки вивчена можливість використання зазначеної гелієвої техніки для зрідження неону. У першому випадку гелієва установка може працювати в якості рефрижератора і забезпечувати конденсацію неону в зовнішньому теплообміннику. У другому випадку в контурі гелієвого зріджувача як робоче тіло може використовуватися неон високої чистоти, який при конденсації в збірнику і виводиться в посудину Дьюара по штатній лінії.

Модернізація гелієвих установок дозволить розширити можливості лабораторної бази з метою проведення наукових досліджень в діапазоні температур 4,2 ... 30 К.

ТЕХНОЛОГІЇ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ВИРОБНИЦТВІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ

Проф. Бондаренко В.Л., проф. Симоненко Ю.М., асп. Медушевський Є.В.

В атмосферному повітрі міститься не більше 0,0024% неону і гелію. Неонгелієва суміш є побочним продуктом, що одержується з конденсатора-випарника в повітродільній установці. На виході з блоку ПРУ вловлюється суміш із вмістом $Ne + He \approx 40 \dots 60\%$. Потім слідує процес переробки, який можна розбити на кілька етапів. Основна частина яких вимагає постійної підтримки криогенних температур (28 ... 78К). Витрати енергії на витяг цільових продуктів можна висловити десятками МДж на 1м^3 . Так як останнім часом спостерігається тенденція збільшення вартості енергоресурсів - підвищення економічності виробництв Ne і He є актуальним завданням.

Технологічний ланцюжок отримання Ne і He передбачає ряд послідовних процесів:

1. Хімічне очищення НГС від водню з використанням каталізатора при температурі навколишнього середовища. В ході процесу утворюються молекули H_2O , які конденсуються і уловлюються адсорбентом.
2. Очищення суміші від азоту та інших домішок в адсорберах на азотному температурному рівні.
3. Поділ суміші в ректифікаційній колоні при $T = 30\text{ К}$, в результаті отримуємо чистий неон і гелієву віддувку ($y_{He} \approx 80\%$).
4. Переробка потоку отдувки в адсорберах на азотному температурному рівні ($T = 28 \dots 68\text{ К}$), супроводжується отриманням поверненням потоку неоновому концентрату ($y_{Ne} \approx 80\%$) і чистого гелію.

Основним етапом зниження енергетичних витрат є зниження частоти перемикання адсорберів (процеси 2 і 4). Адсорбери вимагають регенерації, при якій істотно підвищується температура. Для того щоб привести їх у робочий стан його необхідно охолодити до робочої температури. Якщо на вході в адсорбер зменшити концентрацію речовини, що поглинається, то тривалість робочого циклу збільшиться, а витрата холодоагенту на забезпечення адсорбційного очищення буде знижена.

На другому етапі істотна економія досягається шляхом використання додаткового обладнання - дефлегматора (фазовий сепаратор). При використанні дефлегматора знижується концентрація азоту в суміші за рахунок його конденсації. Ці установки краще використовувати в місцях отримання суміші. За рахунок ступеневого охолодження концентрація азоту в суміші знижується з 50% до 7%. Це дозволяє знизити транспортні витрати, скорочення парку балонів і складських витрат. Додатковий ефект досягається шляхом підвищення тиску фазової рівноваги.

Подібним чином можна зменшити навантаження на адсорбери, що використовуються в процесі 4. Також для зменшення витрат енергії використовують альтернативний метод поділу - мембранний метод. В його основі лежить мембранний модуль. Робота заснована на різній проникності окремих компонентів через матеріал мембрани. При однаковому перепаді тисків через одиницю площі мембрани гелій буде проникати в кілька разів інтенсивніше, ніж неон.

Під тиском частина суміші (в основному гелій) проходить через селективний шар в окрему порожнину, де отримують потік збагаченого гелію з концентрацією 90 ... 92% He (інше неон). Потік, який не пройшов через мембрану, зберігає свій тиск і на виході з порожнини збагачується неоном з 20 до 55% Ne.

Використання всіх цих методів призводить до скорочення витрат на виробництва неону і гелію що сприяє зменшенню собівартості і розширенню сфери їх застосування.

ДО РОЗРАХУНКІВ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З ДВОМА НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛА

доц. Соколовська-Єфименко В.В., ст. викл. Грудка Б.Г., викладач-стажист, асп. Басов А.М.

У комерційних підприємствах на реалізацію процесів штучного охолодження та опалення припадає значна частина загального енергоспоживання підприємства, у супермаркетах відсоток енергії становить 50-60% від загального споживання електроенергії.

Для моніторингу справжнього споживання електроенергії під час безперервної роботи холодильних систем сформовано і методично обґрунтовано способи розрахунку характеристик. Методи базуються на визначенні коефіцієнтів, орієнтовних показників, для порівняння характеристик різних холодильних систем у відповідних системних кордонах. Завдяки безперервному моніторингу споживання електроенергії можлива реалізація енергозбереження.

Існують різні показники для оцінки характеристик елементів холодильних та теплонасосних установок, засновані на різних стандартах або принципах. Наведемо приклади різних характеристик систем в цілому під різними впливами під час безперервної роботи, як вони використовуються в сучасній світовій інженерній практиці:

- COP (коефіцієнт перетворення) – теплового насосу;
- EER (коефіцієнт енергоефективності) – холодильний коефіцієнт;
- ESEER (європейський сезонний показник енергоефективності);
- IPLV (показник сумарного неповного навантаження);
- SPF (сезонний показник ефективності холодильного обладнання)
- SEER (сезонне співвідношення енергоефективності) – новий параметр, який дозволяє підтвердити рівень енергоефективності установки, що розрахований за рік, і врахувати неповні теплові навантаження на теплопередавальні прилади.

Теплові насоси відносяться до класу енергоперетворювальних систем, а методики енергетичного аналізу циклів базуються на принципах і законах термодинаміки. Звідси зрозуміло, що практично усі запропоновані коефіцієнти визначення енергетичної ефективності мають єдину природу.

З огляду на зазначене, повернемося до машини, яка досліджується. Машину призначено для підприємства торгівлі з широким асортиментом продуктів. Холодильна система має два постійних температурних рівні короткострокового зберігання продуктів. Щодо холодопродуктивностей, то вони різні за кількісними показниками, але постійні за часом. У такому випадку про сезонну роботу машини мова не йде. Термодинамічний аналіз когенераційної машини з двома температурними рівнями виробництва холоду з залученням «методу циклів» детально викладено в роботі [1]. Дослідження, проведені авторами, є продовженням вказаної роботи.

За наявності еталонних схемно-циклових рішень здійснено числове моделювання процесів в тепловому насосі з робочими речовинами R404A та CO₂ у єдиному робочому режимі:

- теплова потужність першого низькопотенційного джерела тепла $Q_{01} = 50$ кВт;
- теплова потужність другого низькопотенційного джерела тепла $Q_{02} = 150$ кВт;
- температура кипіння у першому випарнику $t_{01} = -35$ °С;
- температура кипіння у другому випарнику $t_{02} = -10$ °С;
- температура конденсації або мінімальна температура у газовому охолоджувачі $t_k = 50$ °С.

Результатом моделювання є розв'язання «енергетичної» та «транспортної» задач. Розрахунки проведено для шести схемно-циклових рішень. Термодинамічний аналіз дійсних циклів показує низьку енергетичну ефективність одноступеневих циклів в режимі теплового насосу з двома низькопотенційними джерелами тепла. Найвища ефективність у машини, яка працює за циклом двоступеневого стиснення з двома випарниками та детандером перед другим випарником.

Порівняльний аналіз результатів може констатувати, що габарит циклу з CO₂ втричі менший за R404A, але при цьому ефективна потужність компресорів з CO₂ удвічі перевищує потужність компресорів з R404A. Термодинамічний аналіз циклів як незалежний експерт підтвердив результати, наведені різними авторами в технічній літературі.

1. Морозюк Л. І., Соколовська-Єфименко В. В., Гайдук С. В., Бодюл О. С. Термодинамічний аналіз циклів машин когенерації комерційного призначення // Холодильна техніка та технологія. – 2020. – Т. 55.–№5-6.–С.263-272



УДК: 621.57

МОДЕЛЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ПОДАВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА TAG 2513Z

*Кравченко М.Б., доктор техн. наук, Кокул С.В., аспірант каф. криогенної техніки
ОНАХТ, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, Україна*

Для моделювання холодильних установок, що працюють на неазеотропних сумішах холодильних агентів необхідно враховувати особливості роботи компресорів об'ємної дії. Коефіцієнт подавання поршневого компресора залежить від багатьох факторів, найважливішими з яких є ступінь стиснення і тиск нагнітання компресора.

Метою даної роботи є побудова математичної моделі, у вигляді аналітичного виразу, для визначення об'ємного подавання компресора TAG 2513Z виробництва фірми Tecumseh. Побудова такої математичної моделі дозволить коректно провести оптимізацію холодильної установки, призначеної для отримання температур нижче 120 К. Для отримання таких низьких температур при одноступеневому стисненні холодильного агента в якості робочої речовини зазвичай використовуються неазеотропні суміші холодильних агентів, що включають 4-5 компонентів.

У холодильних установках, що працюють на чистих речовинах установлення температур кипіння і конденсації автоматично визначає тиску на всмоктуванні і нагнітання компресора. При роботі холодильних установок на неазеотропних сумішах холодильних агентів тиск на всмоктуванні і нагнітання компресора, поряд зі складом холодильної суміші, є додатковими параметрами оптимізації. Якщо врахувати, ту обставину, що коефіцієнт подавання компресора сильно залежить від тиску на всмоктуванні і нагнітання цього компресора, то завдання підбору складу робочої суміші, що забезпечує максимум холодопродуктивності при використанні певного компресора, стає важко вирішуваною.

Тому, для підбору оптимального складу суміші холодильних агентів, які забезпечують отримання максимуму холодопродуктивності на заданому температурному рівні при використанні компресора TAG 2513Z, треба було дати математичний опис залежності коефіцієнта подавання цього компресора

**Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23 по 25 вересня 2021**

від ступеня стиснення і тиску нагнітання. Побудова математичної моделі вироблялася з використанням даних про холодопродуктивність і споживану потужність компресора TAG 2513Z при його роботі на фреоні R404a, наданих фірмою-виробником (див. рис. 1).

TAG2513Z		Tension T : 400V 3~ 50Hz		R404A	N°127DU-T	Ind b			
The performance data are in EN 12900 conditions :				Return gas :		20°C			
				Subcooling :		0°K			
50 Hz R404A									
4 T condensation	5 T évaporation (°C)	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	
30	1 P frigorifique (W)	1428	2212	3194	4399	5848	7565	9573	
	2 P absorbée (W)	1367	1755	2125	2498	2876	3257	3643	
	3 I absorbée (A)	3.36	3.71	4.09	4.52	4.99	5.5	6.04	
40	1 P frigorifique (W)	872	1534	2358	3367	4585	6035	7740	
	2 P absorbée (W)	1213	1631	2057	2492	2937	3392	3858	
	3 I absorbée (A)	3.13	3.55	4.02	4.52	5.06	5.65	6.27	
50	1 P frigorifique (W)			912	1578	2363	3381	4565	5967
	2 P absorbée (W)			1414	1806	2363	2905	3433	3978
	3 I absorbée (A)			3.29	3.84	4.42	5.04	5.7	6.4
60	1 P frigorifique (W)				882	1504	2282	3181	4282
	2 P absorbée (W)				1628	2186	2765	3366	3950
	3 I absorbée (A)				3.56	4.21	4.91	5.65	6.43

Рис. 1 Дані заявлені фірмою-виробником

Знаючи температури конденсації і кипіння холодильного агента, можна визначити об'ємну холодопродуктивність установки і об'ємне подавання компресора при різних тисках на всмоктуванні і нагнітанні компресора. У матеріалах фірми-виробника приведена величина об'єму, що описується 3-ма поршнями компресора TAG 2513Z за один оберт його валу - 100,7 см³. За цими даними можна визначити коефіцієнт подавання компресора в кожному з 7 режимів роботи, описаних в матеріалах фірми-виробника.

На рис. 2 наведені розрахункові графіки, що показують залежність COP від температури кипіння холодильної установки, що працює на фреоні R404a при температурі конденсації 30 °С, і залежність коефіцієнта подавання компресора TAG 2513Z. З графіків видно, що COP холодильної установки має максимум при температурі кипіння -20°C. Залежність коефіцієнта подавання компресора від температури кипіння холодоагенту вийшла монотонною, тому що при зниженні температури кипіння падає тиск на всмоктуванні компресора і збільшується ступінь стиснення холодоагенту. Як відомо при збільшенні ступеня стиснення поршневого компресора різко падає коефіцієнт подавання, що враховує вплив «мертвого простору». Тому при зниженні температури кипіння зменшується коефіцієнт подавання компресора і падає холодопродуктивність установки.

На рис. 3 наведені графіки, що показують як, залежить коефіцієнт подавання компресора TAG 2513Z при різних температурах випаровування і конденсації. З наведених графіків видно, що при підвищенні температури конденсації холодоагенту коефіцієнт подавання компресора помітно падає. Вид отриманих графіків говорить про складний і нелінійний характер залежності коефіцієнта подавання компресора від температур кипіння і конденсації холодоагенту

На рис. 4 наведено графік залежності коефіцієнта подавання компресора від ступеня стиснення і тиску нагнітання компресора TAG 2513Z.

Розрахункові значення коефіцієнтів подавання і ступеня стиснення при різних температурах конденсації наведені в таблиці 1.

Як видно з наведеного графіка, залежність коефіцієнта подавання компресора від ступеня стиснення

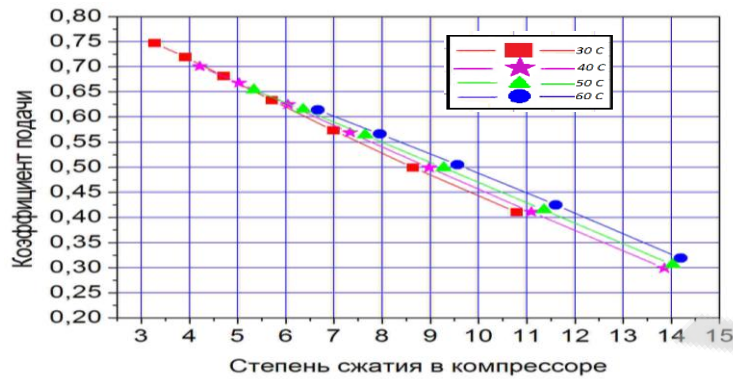


Рис. 4. Залежності коефіцієнта подавання компресора від

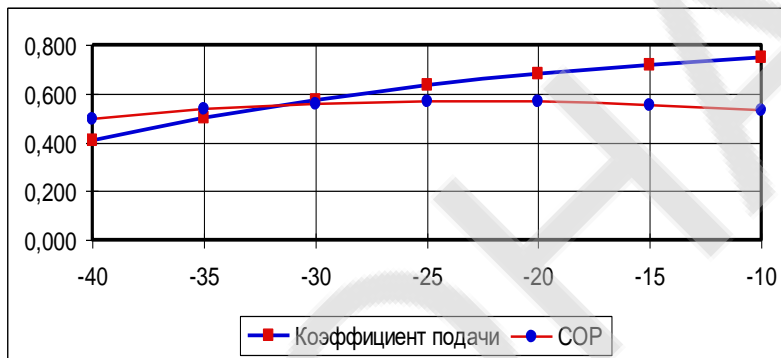


Рис. 2 Залежності COP від температури кипіння і коефіцієнта подавання

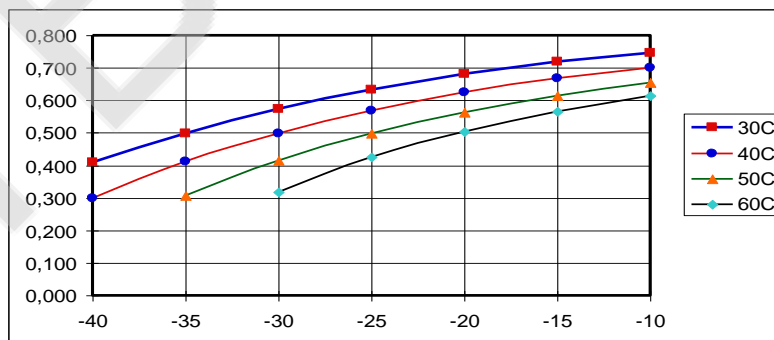


Рис. 3 Залежність коефіцієнта подавання компресора при різних температурах кипіння

вийшла практично лінійною.

Залежність коефіцієнта подавання компресора від тиску нагнітання (температури конденсації холодоагенту) вийшла порівняно слабкою. У першому наближенні, залежністю коефіцієнта подавання від тиску і температури нагнітання можна знехтувати.

Таблиця 1. Розрахункові значення коефіцієнтів подачі і ступеня стиснення при різних температурах конденсації

η (30 C)	10,799	8,645	6,994	5,714	4,712	3,918	3,283
ξ (30 C)	0,433	0,521	0,586	0,635	0,669	0,694	0,709
η (40 C)	13,855	11,091	8,973	7,331	6,045	5,027	4,213
ξ (40 C)	0,249	0,342	0,416	0,474	0,521	0,557	0,584
η (50 C)	14,031	11,352	9,275	7,647	6,359	5,329	
ξ (50 C)	0,255	0,346	0,416	0,470	0,512	0,545	
η (60 C)	14,197	11,599	9,564	7,953	6,665		
ξ (60 C)	0,266	0,354	0,421	0,472	0,512		

В результаті апроксимації експериментальних даних лінійною залежністю за методом найменших квадратів отримана наступна залежність:

$\eta = a \cdot \xi + b$
де, η - коефіцієнт подавання; ξ - ступінь стиснення.

Виходячи з цієї залежності, отримуємо наступні коефіцієнти: $a = -0,0453$; $b = 0,894$

В результаті дослідження залежності коефіцієнта подавання холодильного компресора TAG 2513Z від різних факторів була виведена практично лінійна залежність коефіцієнта подавання компресора від ступеня стиснення. Це дозволяє отримати просту аналітичну залежність для коефіцієнта подавання компресора від ступеня стиснення, придатну для проведення технічних розрахунків.

Список використаної літератури

1. Технічна характеристика компресора TAG 2513Z виробництва фірми Tecumseh: <https://www.tecumseh.com/globalassets/media/north-america/files/marketing-brochures/tecumseh-ag-compressor-information-package-14-09-01-en.pdf>

УДК:621.57

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ КОМПРЕСОРА TAG 2513Z

*Кравченко М.Б., доктор техн. наук, Кокул С.В., аспірант каф. криогенної техніки
ОНАХТ, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, Україна*

У доповіді викладено спосіб і результат оптимізації складу робочого тіла і режиму роботи холодильної машини, що працює на неазеотропній суміші холодильних агентів. Оптимізація проводилася з використанням восьмифакторного чисельного експерименту.

Схема холодильної установки, що оптимізується приведена на рис. 1. Установка складається з компресора TAG 2513Z (Compr_1), повітряного теплообмінника для зняття перегріву (Cooler_1), ракуперативного теплообмінника (Cooler_2-Heater_1), сепаратора фаз (Flesh_4), першого дросельного вентиля (Velve_1), змішувача (Mixer_1), основного теплообмінника (Cooler_3-Heater_13), основного дроселя (Velve_2) і випарника (Heater_0).

В якості цільової функції для оптимізації режиму роботи установки обраний максимум холодопродуктивності на температурному рівні в 120 К, який можна досягти при використанні компресора TAG 2513Z виробництва фірми Tecumseh. Як змінні параметри обрані наступні: концентрації азоту, метану, етану і пропану в суміші, на якій працює установка, тиск нагнітання компресора, тиск всмоктування компресора, температура холодильного агента на вході в сепаратор

фаз і температура суміші перед основним дроселем. Зміст п'ятого компонента суміші - ізобутана визначалося з матеріального балансу суміші.

Для оптимізації холодильної машини був складений трирівневий восьмифакторний план чисельного експерименту. Кінцевою метою чисельного експерименту є отримання аналітичної залежності холодопродуктивності установки від восьми експериментальних факторів. Список натуральних і кодованих рівнів факторного експерименту наведено в таблиці 1.

Шукану функцію від восьми змінних параметрів поставимо у вигляді суми функцій, кожна з яких залежить тільки від одного експериментального фактора:

$$R = \sum_9 f_i(x_i),$$

де

$$f_i(x_i) = a_i x_i^2 + b_i x_i + c_i$$

Кодовані значення змінних параметрів мають значення: -1, 0, 1.

Таблиця 1. Натуральні і кодовані рівні факторного експерименту

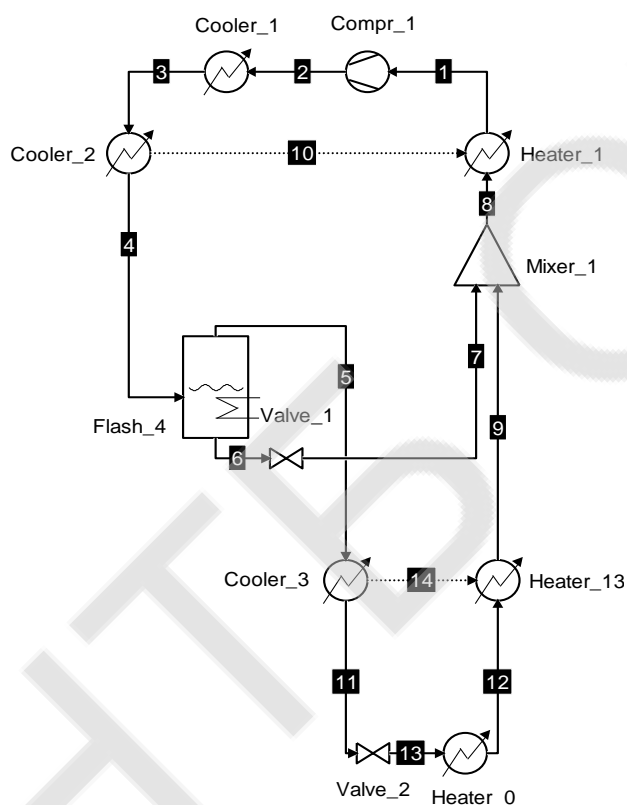


Рис. 1. Схема досліджуваної холодильної установки

№	Найменування фактора	натуральне значення	кодоване значення
1	Тиск нагнітання компресора	12	-1
		14	0
		16	1
2	Вміст азоту (молярна частка)	9	-1

		10	0
		11	1
3	Вміст метану (молярна частка)	47	-1
		48	0
		49	1
4	Вміст етану (молярна частка)	9	-1
		10	0
		11	1
5	Вміст пропану (молярна частка)	3	-1
		4	0
		5	1
6	Тиск всмоктування компресора	1,9	-1
		2	0
		2,1	1
7	Температура на вході в сепаратор, К	288	-1
		289	0
		290	1
8	Температура перед дроселем, К	133	-1
		134	0
		135	1

Матриця планування експерименту і його результати наведені в таблиці 2

Таблиця 2. Матриця планування експерименту і його результати

№	Умовний рівень фактора								Холод, кВт
	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,946
2	1	-1	-1	1	1	1	1	1	1,268
3	0	0	-1	1	0	0	0	-1	1,179
4	1	0	-1	-1	-1	1	1	1	1,137
5	-1	1	-1	1	0	-1	-1	1	1,059
6	0	1	-1	-1	1	0	0	1	1,137
7	0	-1	0	0	0	1	-1	-1	1,117
8	1	-1	0	1	1	-1	0	0	1,345
9	-1	0	0	0	1	0	1	1	1,114
10	0	0	0	1	-1	1	-1	1	1,118
11	-1	1	0	1	0	0	-1	-1	1,091
12	1	1	0	0	-1	-1	0	-1	1,278
13	-1	-1	1	-1	-1	1	0	0	1,029
14	0	-1	1	0	0	-1	1	0	1,179
15	-1	0	1	0	1	1	0	0	1,143
16	1	0	1	-1	0	0	-1	-1	1,238
17	0	1	1	-1	1	-1	1	0	1,278
18	1	1	1	0	-1	0	-1	0	1,249

Холодопродуктивність установки розраховувалася в програмі COCO ChemSer при однаковій масовій витраті суміші, що дорівнює 100 г/с.

При обробці результатів експерименту для кожного рівня змінної знаходилась величина суми:

$$f_i(x_i^{-1}) = \frac{\sum R_i^{-1}}{6}; \quad f_i(x_i^0) = \frac{\sum R_i^0}{6}; \quad f_i(x_i^{+1}) = \frac{\sum R_i^{+1}}{6};$$

По трьох точках, що отримані для кожної змінної, будувався поліном другого ступеня. Для цього використовувалася інтерполяційна формула Лагранжа:

$$f(x) = f = \left[\frac{f_{-1} - f_0 + \frac{f_{+1}}{2}}{2} \right] x^2 + \left[\frac{f_{+1} - f_{-1}}{2} \right] x + f_0.$$

Введемо нові змінні:

$$a = \left[\frac{f_{-1}}{2} - f_0 + \frac{f_{+1}}{2} \right]; \quad b = \left[\frac{f_{+1}}{2} - \frac{f_{-1}}{2} \right]; \quad c = f_0.$$

Таким чином, було отримано аналітичний вираз, яке наближено описує поведінку холодильної установки в залежності від восьми змінних параметрів. Знаючи залежність коефіцієнта подавання компресора TAG 2513Z від ступеня стиснення і густину газу на всмоктуванні компресора неважко перерахувати холодопродуктивність установки при роботі з компресором заданого типу.

На рисунку 2 наведена гістограма, яка дає наочне уявлення похибки отриманого аналітичного виразу для оцінки холодопродуктивності установки.

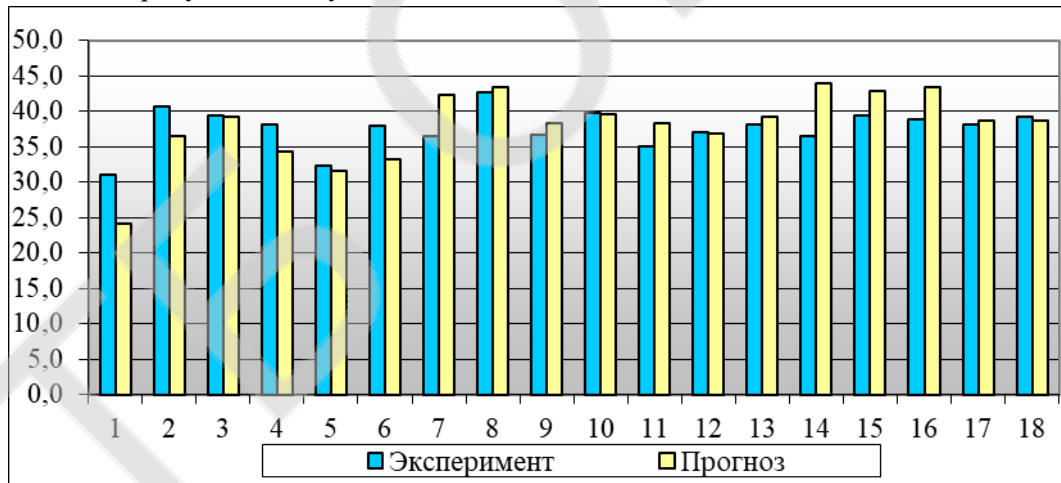


Рис. 2. Порівняння значень холодопродуктивності установки, отриманих по аналітичного вираженню з точними значеннями

Як видно з наведеної гістограми, є задовільна згода між прогнозованими значеннями функції і її істинним значенням.

Максимальну холодопродуктивність, яку можна отримати на суміші розраховуємо за формулою:

$$R_{\max} = \sum_9 \left(a_i \left(-\frac{b_i}{2a_i} \right)^2 + b_i \left(-\frac{b_i}{2a_i} \right) \right)$$

-де - оптимальне значення i -го кодованого параметра, при якому досягається максимальна

$$\left(-\frac{b_i}{2a_i} \right)$$

холодопродуктивність.

У таблиці 3 наведені результати оптимізації холодильної установки.

Таблиця 3. Для кодованих і натуральних значень параметрів факторного експерименту при яких досягається максимальна холодопродуктивність.

№	Найменування факторів	натуральне значення	кодова значення
1	Тиск нагнітання компресора	17,3 бар	1,64
2	Вміст азоту (молярна частка)	9,9 %	-0,15
3	Вміст метану (молярна частка)	48,6%	0,56
4	Вміст етану (молярна частка)	7,1%	-2,89
5	Вміст пропану (молярна частка)	4,1%	0,1
6	Тиск всмоктування компресора	2,4 бар	3,64
7	Температура на вході в сепаратор, К	289,1 К	0,15
8	Температура перед дроселем, К	134,2 К	0,16

Прогнозоване значення холодопродуктивності установки вийшло рівним 54,6 Вт. Підстановка оптимальних параметрів роботи холодильної установки в програму СОСО ChemSep дає значення холодопродуктивності 54,7 Вт. Це набагато більше ніж будь-яке із значень холодопродуктивності, отриманих в варіантних розрахунках (див рис. 2).

При проведенні багатфакторного експерименту були підібрані оптимальні значення змінних параметрів оптимізації. При оптимальному режимі роботи холодильної установки тиск всмоктування - 2,4 бар, а тиск нагнітання - 17,3 бар. При оптимальному складі робочої речовини досягається максимальна холодопродуктивність 54,7 Вт.

Література

1. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента – М., Мир, 1972. – 252 с.
2. Чкалова О.Н. Основы научных исследований. – Киев, Вища школа, 1978. – 182 с.

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ГІБРИДНИХ
ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

Проф. Косой Б.В., асп. Псарьов С.О., асп. Куколев А.К.

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. Сонячна енергетика- вид нетрадиційної енергетики, який заснований на безпосередньому застосуванні сонячного випромінювання Генерування енергії на основі сонячних електростанцій узгоджується з концепцією розподіленого виробництва енергії - будівництво додаткових джерел електроенергії в безпосередній близькості від споживачів. Завдяки цьому стає можливим використання не тільки вироблюваної електроенергії, а й

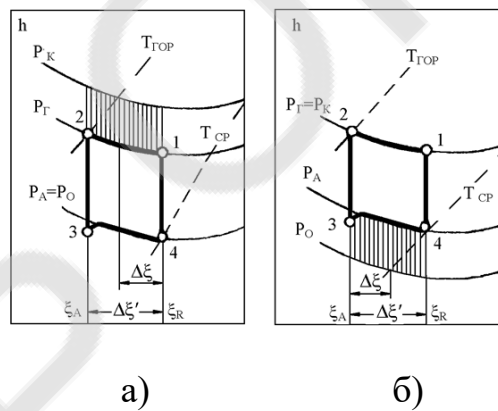
тепловій енергії на потреби опалення, гарячого водопостачання та холодопостачання самого власника енергетичної установки і сторонніх споживачів, Це дозволяє домогтися високої ефективності використання сонячної радіації (майже 90% від потенційної енергії) [1].

Сьогодні «зелена» енергетика змушує по-новому подивитися на відомі технології, що може привести до виникнення нових, і вдосконалення існуючих напрямків у використанні енергоперетворювальних систем. З появою нових методів термодинамічного аналізу – прикладної термодинаміки та розвитком зеленої енергетики абсорбційні термотрансформатори (АТТ) знову стали об'єктом термодинамічного вивчення, причому останнім часом велику увагу фахівці приділяють спеціальним типам термотрансформаторів.

З огляду на отриману інформацію метою роботи є термодинамічний аналіз гібридних абсорбційних термотрансформаторів з широким інтервалом отримання холоду, здатних працювати у складі систем тригенерації з сонячними енергетичними установками малої енергетики. Сонячна енергія як джерело, що гріє, для приводу тепловикористальних термотрансформаторів, характеризуються низьким температурним рівнем, що для умов Східної Європи не перевищує 100°C. У той же час режим опалення потребує температур теплоносія від $T_{CP}=+55-65^{\circ}C$ для південних районів Східної Європи. З загального досвіду створення АТТ відомо, що здійснити цикл одноступеневого АТТ за таких температур неможливо навіть теоретично, тому що це суперечить Другому закону термодинаміки [2].

Для практичної реалізації циклів з розглянутими сучасними температурними рівнями експлуатації, необхідно удатися до застосування АТТ, що працюють по спеціальних схемах – «з розширеною зоною дегазації» $\Delta\xi$ [3].

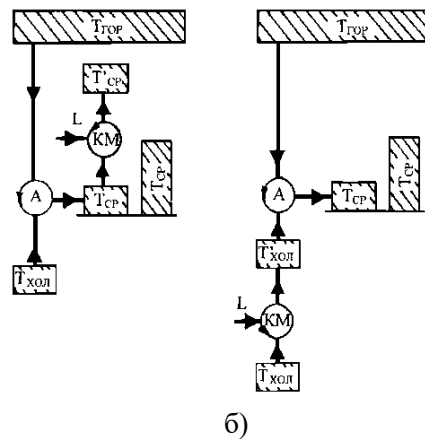
Щодо можливості розширення зони дегазації, пропонується включення механічної компресії в цикл АТТ, (рис.1)



*Рис.1. Принципові цикли гібридних АКТТ у діаграмі стану ентальпія-концентрація:
а) на стороні високого тиску; б) на стороні низького тиску*

Для забезпечення значення $\Delta\xi' > \Delta\xi$ необхідно знизити тиск у генераторі ($P_G < P_K$). Для підтримки необхідного значення P_K пара аміаку після генератора стискаються механічним шляхом до значення $P_K=f(T_{CP})$, випадок низької T_{GOP} . У цьому випадку термодинамічна схема АКТТ буде мати вигляд – (рис.2а).

Пара холодильного агенту після випарника стискаються механічним шляхом до деякого значення P_A , що відповідає можливості забезпечення необхідного значення $\Delta\xi' > \Delta\xi$ при заданій T_{CP} , випадок високої T_{CP} . Термодинамічна схема – рис. 2б.



а) б)
Рис.2, Термодинамічні схеми гібридних АКТТ з механічним приводом компресора: а) на стороні високого тиску; б) на стороні низького тиску

Застосування компресора з механічним стискуванням передбачає наявність у системі сонячної енергетичної установки фотоелектричного перетворювача ФЕП. Будь-яке схемне рішення має як позитивні, так і негативні якості. Тільки результати термoeкономічного аналізу за конкретних умов експлуатації (при відомих значеннях $T_{гор}$ і $T_{ср}$, а також характері їх зміни) можуть вказати на оптимальне схемне рішення.

Вихідними температурами для вибору схеми АКТТ вважаються $T_{гор}$ і $T_{ср}$. Температура $T_{хол}$ приймається постійною (відповідно з цим $T_o=const$ і $P_o=const$).

Список літератури

1. Зеленая энергия [Электронный ресурс] <http://zelenet.com/zelenaya-energiya/1182/>.
2. Морозюк Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Холодильная техника и технология. – 2014. – №5 (151). – С. 23-29.
3. Блиер Б.М., Вургафт А.В Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М. Пищевая промышленность, 1971. – 204 с.

РОЗРАХУНКИ УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ В ЕЛЕМЕНТАХ УСТАНОВКИ ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ LPG ГАЗІВ, ЩО ПРАЦЮЄ НА СУМІШІ РОБОЧИХ РЕЧОВИН, МЕТОДОМ ЕКВІВАЛЕНТУВАННЯ

Проф. Морозюк Л.І., проф. Косой Б.В., доц. Соколовська-Єфименко В.В.

При вирішенні значної кількості практичних завдань, що виникають під час аналізу усталених режимів при проектуванні і експлуатації холодильних машин, не має можливості виконувати розрахунки з урахуванням всіх факторів, що впливають. Такі розрахунки можна виконувати з використанням методу еквівалентування.

Під еквівалентуванням холодильної машини розуміється сукупність операцій, спрямованих на спрощення структури як вихідної системи (схем заміщення), так і її математичної моделі з заданою

точністю. Еквівалентування передбачає зменшення розмірності розв'язуваної задачі і створення спрощених моделей, що дозволяє скоротити обсяг обчислень, підвищити видимість і наочність отриманих результатів, полегшує їх аналіз.

Для вирішення різних завдань використовуються різні еквіваленти, що враховують їх особливості. Авторам належать роботи, в яких складні завдання вирішуються методом еквівалентів. До них відносяться завдання визначення характеристик холодильних машин, в яких робочими речовинами є різні суміші. Наприклад, завдання визначення джерела енергії, що йде на «стиснення» і незворотні втрати в дефлегматоре абсорбційної машини. Існуюча схема дефлегматора замінена еквівалентною структурою з тими ж функціями. Завдання визначення характеристик термотрансформатора з чотирма корисними ефектами, який працює на компонентах, що не змішуються. Аналіз режиму роботи повітряного конденсатора з твердими відкладами на теплообмінній поверхні шляхом заміни складного спільного процесу теплообміну і аеродинаміки процесом тільки теплопередавання. В усіх трьох завданнях складні термодинамічні рівняння для сумішей замінені простими рівняннями з чистими компонентами. В якості критеріїв еквівалентування використовуються збереження режиму в вузлових точках циклу до еквівалентування і після нього, близькості граничних режимів і перехідних процесів вихідної і еквівалентної моделей.

Перед авторами поставлено нове завдання, пов'язане з транспортуванням зріджених LPG газів.

В даний час фрахтователі або інші особи з комерційними інтересами все частіше звертаються до власників суден для зрідженого нафтового газу змішувати зріджений нафтовий газ під час навантаження, вивантаження або на самому судні в танках під час переходу. Найбільші проблеми виникають при змішуванні газів на самому судні під час переходу.

Операція змішування може привести до утворення великої кількості «миттєвого газу», який повинен контролюватися судновою установкою повторного зрідження газу. Швидкість перемішування необхідно ретельно контролювати, щоб вона перебувала в межах можливостей установки повторного зрідження. Експлуатація установки повторного зрідження повинна здійснюватися без відхилень від інструкцій, покликаних дотримуватися технологію транспортування. Завдання, що стоїть перед авторами: створення спрощеної моделі процесів установки повторного зрідження, замінюючи складні процеси із сумішами класичними термодинамічними процесами з чистими компонентами.

При побудові еквівалентної моделі розглянуті процеси стиснення в двоступеневому компресорі і відведення тепла в конденсаторі.

Розбіжність розрахункових значень адіабатної роботи стиснення чистих компонентів з урахуванням їх парціальних тисків і даних дійсних установок, які знаходяться в експлуатації, не перевищує 3%. Отриманий результат свідчить про вірність проведення аналізу еквівалентним методом.



ЕНТРОПІЙНИЙ МЕТОД В АНАЛІЗІ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ПРИ НАЯВНОСТІ ТВЕРДИХ ВІДКЛАДІВ НА ТЕПЛОБІМІННІЙ ПОВЕРХНІ

Мошкатюк А.В., асистент, Бородінська О.В., інженер

Напрямом дослідження є термодинамічний аналіз повітряного конденсатора при наявності відкладів на теплообмінній поверхні, який входить до складу дійсної холодильної машини комерційного призначення, з урахуванням відкладів на теплообмінній поверхні. Аналіз виконано за допомогою

метода мінімізації виробництва ентропії, що заснований на положеннях термодинаміки нерівноважних необоротних процесів.

Для реалізації цього методу термодинамічну систему призводять до реальних моделей, тобто перетворюють з ідеальної в реальну.

Суть методу полягає у встановленні режиму мінімуму виробництва ентропії у досліджуваному елементі енергоперетворювальної системи, що визначає його оптимальний режим роботи і, в свою чергу, дозволяє здійснити енергозбереження.

Умови експлуатації вносять корективи в основні характеристики елементів енергоперетворювальної системи. Тоді процеси в елементах повинні розглядатися як нерівноважні і нестационарні. Одним з джерел термодинамічної трансформації процесів є поява і зростання твердих відкладів на теплообмінній поверхні апаратів, величина яких змінюється з часом і умови протікання теплообміну невідомі. За цими умовами швидкість виробництва ентропії визначається в залежності від часу роботи машини.

Для проведення аналізу використано експериментальні дані випробувань машини з твердими відкладами піску, пуху та пилу на зовнішній поверхні повітряного конденсатора.

В умовах експерименту здійснювалося дискретне збільшення маси твердих відкладів, яке в реальних умовах є функцією часу.

Кожен потік у теплообміннику бере участь у виробництві ентропії. Виробництво, умовно розділено на дві складові: термічну і механічну, є результатом двох процесів, що відбуваються з потоком:

– передавання теплоти за кінцевою різницею температур;

– руху потоку з тертям.

Якісно виробництво ентропії здійснює кожен потік у відриві від апарату в цілому, тоді кількісною оцінкою може виступати величина виробництва ентропії потоком \bar{s} , віднесена до температури стінки $T_{ст}$, що є єдиною для обох потоків.

Загальне виробництво ентропії представлено сумою чотирьох складових:

$$\bar{s}_{заг}^T = \bar{s}_{пов}^T + \bar{s}_{кд}^T + \bar{s}_{пов}^M + \bar{s}_{кд}^M \quad (1)$$

$\bar{s}_{пов}^T$ - наведена величина термічної складової виробництва ентропії потоком повітря (холодним потоком);

$\bar{s}_{кд}^T$ - наведена величина термічної складової виробництва ентропії робочої речовини, що конденсується (гарячим потоком);

$\bar{s}_{пов}^M$ - наведена величина механічної складової виробництва ентропії потоком повітря;

$\bar{s}_{кд}^M$

- наведена величина механічної складової виробництва ентропії що конденсується.

$\bar{s}_{кд}^M$

Результати розрахунків показали, що незалежно від якісного складу забруднення перша складова (ур.1) ($\bar{s}_{пов}^T$) зростає. Друга і четверта складові ($\bar{s}_{кд}^T$, $\bar{s}_{кд}^M$) змінюється незначно, і для інженерних

розрахунків процес конденсації можна вважати близьким до оборотного. Таким чином, при термодинамічному аналізі впливу відкладів в конденсаторі достатньо досліджувати швидкість

*Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23 по 25 вересня 2021*

виробництва ентропії тільки з боку повітряного (холодного) потоку. Третя складова

$$\frac{M}{S_{пов}}$$

характеризується інтенсивним зростом, виробництво ентропії в порівнянні з чистою поверхнею збільшуються в п'ять разів.

З огляду якісного складу забруднень, найбільші незворотні втрати спостерігається від забруднення конденсатора піском.

Визначення загальної швидкості виробництва ентропії при наявності відкладів дає можливість прогнозувати години проміжків між технічним обслуговуванням конденсатора. Це дозволяє забезпечити енергозбереження та довгострокову роботу всієї холодильної машини



СЕКЦІЯ №3 – ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ ТА КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ

УДК 620.97; 621.438.9

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИХРОВОЇ ТУРБІНИ З ПЕРИФЕРІЙНО-БІЧНИМ КАНАЛОМ

*Ванесев С.М., завідувач кафедри, СумДУ, м. Суми; Марцінковський В.С., директор, «ТРІЗ» ЛТД ТОВ,
м. Суми; Смоленко Д.В., аспірант, СумДУ, м. Суми, d.smolenko@kttf.sumdu.edu.ua*

Навантаження на енергетичні системи у сучасному світі лише зростає зі збільшенням потужностей і кількості споживачів, тому необхідно генерувати все більше електроенергії, яку мають витримувати все більш навантажені мережі. Розвиток малих енергетичних систем здатен знизити навантаження на них чи навіть вирішити дану проблему.

Ефективність міні-електростанцій досить висока, успішно використовуються їх різні види: міні-ТЕЦ, міні-ГЕС, геотермальні, вітрові та сонячні, теплонасосні установки тощо. Такі станції найбільш наближені до споживачів, чим зводять втрати на транспортування енергії до мінімуму, завдяки чому і вважаються майбутнім енергетики.

Потреби великих споживачів у електроенергії можуть задовольнятися класичними газотурбінними установками, тоді як потреби малих та середніх споживачів все частіше задовольняють установки на основі мікротурбін. Ці машини мають власну потужність до 500 кВт, але об'єднуючись, можуть забезпечувати потужності до 2–3 МВт. У склад мікротурбінних установок, як правило, входить компресор, радіальна турбіна, інвертор і рекуператор. ККД таких установок при виробленні лише електроенергії невисокий, але ефективність значно підвищується у випадку використання процесу когенерації та інших супутніх систем. Основним недоліком даних установок є потреба у паливі, такому як природний газ, супутній нафтовий газ, біогаз тощо. Існує велика кількість схем для їх вдосконалення, але використання додаткових ресурсів затратне та не завжди можливе, а у процесі роботи в будь-якому випадку утворюються продукти згоряння, шкідливі для довкілля.

Більш екологічним способом вважається застосування турбодетандерних установок у місцях дроселювання газу на газорозподільних станціях і пунктах, у різних промислових процесах тощо. Вони призначені для перетворення енергії надлишкового тиску газу шляхом його розширення у проточній частині турбіни для отримання механічної роботи на валу машини з подальшим отриманням електроенергії. Власна генерація є економічно вигідною не лише для розвитку підприємств, а й енергетичної системи в цілому, тому тема є важливою та актуальною.

Відомі приклади спорудження таких установок із застосуванням різних типів турбін та супутніх систем. Поршневі машини відносно недорогі, але досить громіздкі, мають багато рухомих деталей, створюють значні вібрації, масло в них контактує з робочим тілом та потребує регулярної заміни, необхідні систематичні зупинки для ремонту. Детандери з поршнем, що котиться, через специфічність конструкції та внутрішню тертя потребують частої заміни деталей. При потужності до 500 кВт можливе застосування вихрових розширювальних машин. Як доцентрові, осьові та струминно-реактивні, вони мають єдину рухому частину – ротор, однак менші частоти обертання, що уможливило безредукторне виконання (наприклад, з розташуванням робочого колеса безпосередньо на валу електрогенератора), забезпечуючи більшу компактність і надійність при нижчому рівні шуму. У порівнянні з гвинтовими, вихрові машини є більш простими у виготовленні й обслуговуванні,

оскільки використовується безмасляна робоча порожнина, що значно спрощує конструкцію, та відсутні технологічно складні деталі, як гвинти.

Вихрові машини мають велику різноманітність проточних частин, що зумовлена складним спіралеподібним рухом газу по довжині проточної частини під час його розширення, тому вони є різною мірою досліджені науковцями. Наприклад, турбіни з зовнішнім периферійним каналом найбільш досліджені, а з бічним та периферійно-бічним мало досліджені.

Зважаючи на це, була обрана піддослідна турбіна з периферійно-бічним каналом та двоканальною чотирирохпотоковою конструкцією. Експериментальні випробування проводились на повітряному стенді та передбачали зміну геометричних параметрів проточної частини турбіни, оскільки вони створюють суттєвий вплив на ефективність передачі енергії від газового потоку до лопаток робочого колеса.

У процесі випробувань змінювалися тиск на вході та виході турбіни і частота обертання ротора. Надлишковий тиск на вході в турбіну змінювався від 1 до 5 кг/см², тиск на виході з турбіни дорівнював атмосферному тиску, а також, для деяких режимів, встановлювався рівним 1,85 кг/см², частота обертання ротора турбіни становила до 3000 об/хв.

При дослідженнях даної турбіни змінювався кут нахилу сопел α_1 , кут зрізу сопел β та відстань від сопел до лопаток робочого колеса b . Усього проведено 147 випробувань: з надлишковим тиском на вході $p_{вх} = 1; 2; 3; 4; 5$ кг/см² та на виході $p_{вих} = 0; 1,85$ кг/см² при частотах обертання ротора n від 0 до 3000 об/хв переважно з кроком 500 об/хв.

При випробуваннях на стенді забезпечувався контроль необхідних параметрів: тиску газу за регулятором, перед діафрагмою, на вході у турбіну та в її корпусі, температур газу за діафрагмою та на вході в турбіну, перепаду тиску на діафрагмі, частоти обертання ротора та моменту на валу динамометра. У якості динамометра використовувався електрогенератор. Статор вкладений у стійки підшипників з урахуванням можливості гоїдатися. Його рух передається на циферблат вагів через важіль, урівноважений противагою. ККД вихрової машини визначений із врахуванням механічних втрат у генераторі, у тому числі втрат на роботу вентилятора, тобто практично - це ККД турбогенератора. При оцінці ККД вихрової турбіни ці втрати не враховуються, тому отриманий ККД турбіни буде більшим.

Інформаційно-вимірювальна система дозволила з достатньою точністю зафіксувати параметри, отримані при експериментальних випробуваннях вихрової розширювальної машини з периферійно-бічним каналом на дослідницькому стенді. Отримані дані були опрацьовані та представлені у вигляді таблиць і рисунків.

Експеримент показав, що потужність турбіни збільшується майже прямо пропорційно до частоти обертання її ротора. ККД турбіни також підвищується при збільшенні частоти обертання ротора.

Найбільші значення ККД вихрової турбіни з периферійно-бічним каналом при випробуваннях відповідають значенням приведеної колової швидкості від 0,08 до 0,142 та зростають на всьому проміжку. Максимальне значення ККД = 25% отримане при величині приведеної колової швидкості 0,12. Враховуючи висхідний характер даної залежності, очікується отримання його більш високих значень у області, що не охоплена даним експериментом.

З'ясовано, що кут нахилу сопел значною мірою впливає на ефективність вихрової машини. При $\alpha_1 = 30^\circ$ для частот обертання більше 2000 об/хв у всіх випадках отримано найбільший ККД. Збільшення кута α_1 у всьому досліджуваному діапазоні викликає зменшення ефективності.

Досліджений характер впливу відстані від зрізу сопел до робочого колеса турбіни на її потужність. Експеримент показав, що зі збільшенням цієї відстані величина отримуваної потужності зменшується, однак цей фактор незначно впливає на потужність і ККД турбогенератора, особливо в діапазоні $b = 1 \dots 5$ мм.

Отримані дані можуть бути використані для проектування вихрових розширювальних машин з периферійно-бічним каналом та порівняння з машинами інших типів. Оскільки створення енергозберігаючих турбогенераторів є суттєвою складовою розвитку малих енергетичних систем і поступове зростання зацікавленості у розподіленій генерації електроенергії викликає потребу в постійному вдосконаленні даних агрегатів, то результати дослідження корисні для створення таких турбогенераторів та для продовження їх вдосконалення.



УДК 621.438.2

ВПЛИВ БЕЗРОЗМІРНОЇ НАВЕДЕНОЇ ШВИДКОСТІ НА ЗРІЗІ ТЯГОВОГО СОПЛА НА КОЛОВИЙ ККД СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ

Ванєєв Сергій Михайлович, к.т.н., доц., Родимченко Тетяна Сергіївна, асп.
СумДУ, м. Суми, t.rodymchenko@kttf.sumdu.edu.ua

Анотація. В нижче наведених дослідженнях представлена залежність зміни максимальних значень колового коефіцієнта корисної дії від зміни безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі тягового сопла (ТС), при тиску на вході $P_p = 2; 4; 6; 10$ МПа для струминно-реактивної турбіни на нерозрахунковому режимі. Досліджений вплив степені нерозрахунковості S на коловий коефіцієнт корисної дії турбіни. Отримані графічні залежності максимальних значень коефіцієнта корисної дії турбіни на нерозрахунковому режимі при сталих тисках на вході в підвідне сопло від наведеної безрозмірної швидкості на зрізі тягового сопла.

Ключові слова: коловий коефіцієнт корисної дії, струминно-реактивна турбіна, наведена швидкість, нерозрахунковий режим, проточна частина.

Нині у всьому світі гостро стоїть питання раціонального використання енергетичних ресурсів всієї планети. Безумовно, в Україні також вирішується дана проблематика, про що свідчить створення програми «Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» [1]. За цією програмою здійснюється перехід від застарілої моделі функціонування енергетичного сектору до нової моделі, в якій створюється більш конкурентне середовище, а також розглядується можливість підвищення енергоефективності й використання енергії із відновлюваних та альтернативних джерел [2]. Доцільним шляхом вирішення такої задачі є утилізація вторинних енергоресурсів. За допомогою турбогенераторних установок можна здійснити зменшення тиску та утилізувати потенціальну енергію надлишкового тиску газу або пари для виробництва електричної енергії [3-4]. Дана робота присвячена дослідженню газодинамічних процесів в проточній частині струминно-реактивної турбіни. Задачею дослідження є оцінка впливу безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі тягового сопла на максимальні значення колового ККД струминно-реактивної турбіни. Отриманий коловий коефіцієнт корисної дії для струминно-реактивної турбіни в залежності від наведеної безрозмірної швидкості $\lambda_{out,1}$ при заданих тисках на вході в підвідне сопло на нерозрахунковому режимі (при степені нерозрахунковості $S > 1$). Із виконаних досліджень зрозуміло, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло окружний ККД турбіни зменшується та оптимум по ККД зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса, як на розрахунковому, так і на нерозрахунковому режимах роботи. Аналізуючи залежність максимальних значень колового ККД від безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі тягового сопла виявлено, що найбільших максимальних значень коловий ККД набуває при збільшенні безрозмірної наведеної швидкості на зрізі тягового сопла струминно-реактивної турбіни.

Коловий ККД струминно-реактивної турбіни

В роботі [5], була виведена формула для ККД струминно-реактивної турбіни на розрахунковому і нерозрахунковому режимах роботи.

Формула для колового ККД струминно-реактивної турбіни, що не враховує втрати на аеродинамічний опір при обертанні ротора турбіни у навколишньому середовищі, для нерозрахункового режиму (ступінь нерозрахунковості $S > 1$) та з урахуванням різниці між швидкостями $W_{out,t} > C_{d,t,s} = 0$ (де $W_{out,t}$ – відносна швидкість потоку на зрізі тягового сопла, а $C_{d,t,s} = 0$ – швидкість газу на зрізі тягового сопла на пусковому режимі):

$$\eta_U = 2\bar{U} \left[(1 - \alpha_l) \left(\lambda_{out,t} \sqrt{\frac{a_{kr}^2}{C_s^2} + \frac{k-1}{k+1} \bar{U}^2 - \bar{U}} \right) + \frac{p_n^* f_{kr,f} (1 - \alpha_l) (S - 1)}{C_s G_{пy} (\lambda_{out,t}) S} \right] \quad (1)$$

де \bar{U} – наведена колова швидкість робочого колеса; k – коефіцієнт ізоентропи газу; S – ступінь нерозрахунковості тягового сопла, розраховувалася за відомою формулою:

$$S = \frac{P_{out,t}}{P_{a,p}} \quad (2)$$

де $P_{out,t}$ – тиск на зрізі тягового сопла; $P_{a,p}$ – тиск навколишнього середовища.

Формула, яка пов'язує між собою наведену швидкість у вихідному перерізі тягового сопла та ступінь нерозрахунковості тягового сопла, наведена нижче:

$$\lambda_{out,t} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{a,p} \cdot S}{P_n \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (3)$$

де σ – коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ від входу в підвідне сопло до виходу з тягового сопла, P_n – тиск на вході в підвідне сопло.

На рис. 1 представлена залежність максимальних значень коефіцієнта корисної дії від безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі ТС на нерозрахункових режимах η_{Umax} отримані з залежностей $\eta_U = f(\bar{U})$, розрахованих за формулою (1). З графіка видно, що при $\lambda_{out,t} = 1$ для кожного тиску максимальне значення коефіцієнта корисної дії буде мінімальним, та при збільшенні $\lambda_{out,t}$ максимальні значення ККД збільшуються.

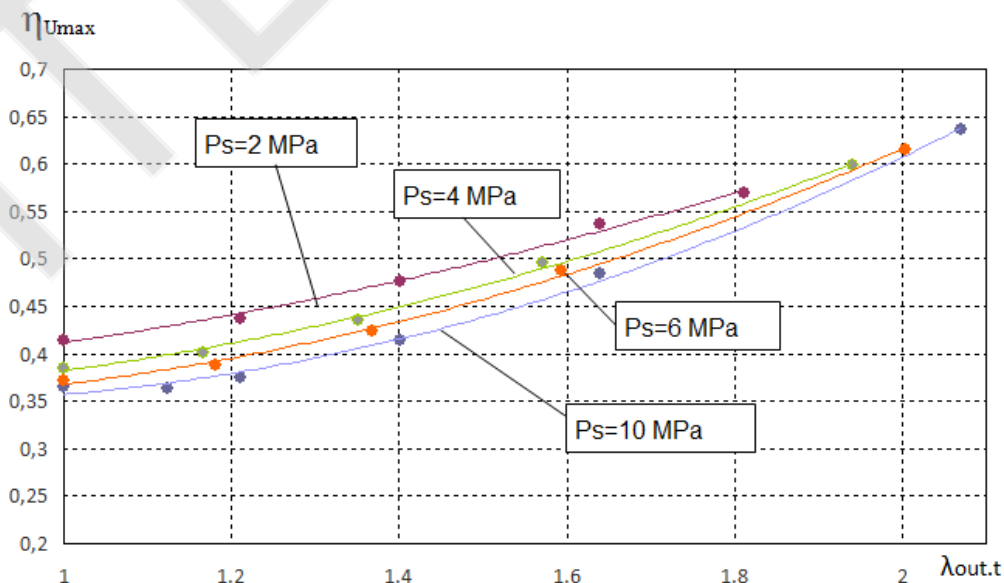


Рисунок 1 – Залежність максимальних значень колового ККД на нерозрахункових режимах від безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі ТС, при тиску на вході $P_n = 2; 4; 6; 10$ МПа

Список інформаційних джерел

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року : схвалено розпорядженням від 18 серпня 2017 р / Кабінет Міністрів України. – К. : Парлам. вид-во, 2017. – 66 с.
2. Державна цільова економічна програма енергоефективності на 2010-2021 роки : затверджено розпорядженням від 01 березня 2010 р / Кабінет Міністрів України. – К. : Парлам. вид-во, 2010. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/243-2010-%D0%BF/print>.
3. Ванеев С.М., Королев С.К. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение.- 1999. - Вып.35. - С. 76-83.
4. С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С.К. Королев. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць, тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». - 8'2012, №8, С. 82-90.
5. Vaneev, S., Rodymchenko, T., Meleychuk, S., Baga, V., & Bolotnikova, O. (2021). Influence of the degree of off-design of the traction nozzle of a jet reaction turbine on its efficiency. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series, 1741(1) doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012004. Retrieved from www.scopus.com.

УДК 621.51

ВДОСКОНАЛЕННЯ ВАНТАЖНОЇ СИСТЕМИ СУДНА-ГАЗОВОЗУ ЯК ВАГОМИЙ ФАКТОР ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ СПГ МОРСЬКИМ ШЛЯХОМ

*Мілованов В.І., д.т.н., проф., Василенко Є.В., студ., Макруха С.І., студ.
Одеська національна академія харчових технологій*

Останнім часом все більшого розвитку набувають трансатлантичні перевезення скрапленого газу спеціальними судами-газовозами. Світові заходи по запобіганню світового глобального потепління викликають активну діяльність по зменшенню добичі і використання вугілля в усіх галузях народного господарства. Це приводить до підвищення попиту на газові паливні ресурси, в той же час спостерігається підвищення долі використання сланцевого газу у світовому балансі постачання газу в світовій енергетиці.

Видобутий природний газ потрібно доставити споживачеві, тому інвестиції в газову галузь промисловості не закінчуються на етапі геологорозвідки, буріння, облаштування газового промислу і видобутку. Це можна зробити за допомогою магістральних газопроводів або судами-газовозами. У випадку з СПГ газ спочатку потрібно скраплювати на спеціальному заводі, потім завантажити на танкер-газовоз, а після прибуття в порт призначення розвантажених СПГ доставити в СПГ-термінал, звідки – транспортувати споживачеві. Ринок СПГ зростає, хоча априорі скраплений газ дорожче через необхідність скраплення.

Всі ці фактори викликають інтенсивний розвиток спеціального судового транспорту для перевозок скрапленого газу в регіональних і світових масштабах.

Метою даної роботи є розробка перспективних шляхів підвищення ефективності роботи вантажної системи (ВС) судна-метановозу шляхом вдосконалення її основних елементів. Для досягнення поставленої мети вирішуються такі завдання:

- розглянути конструктивне виконання і технічні показники судна-метановозу і основних елементів вантажної системи судна;
- провести аналіз методів підвищення ефективності роботи вантажної системи судна-метановозу шляхом конструктивного і технологічного вдосконалення;
- розробити методи підвищення ефективності важливіших елементів ВС судна-метановозу і зниження втрат при перевезенні газу;

Рішення перелічених задач базується на розгляді загальної характеристики типового судна-газовозу і його спеціального обладнання та оснащення. При цьому розглядається устаткування для вантажних трюмів, зберігання і транспортування скрапленого газу, вантажні танки, контрольно-вимірвальне обладнання та інше. В процесі розгляду аналізується вплив низьких робочих температур газу в танках і усіх елементах системи на конструкційні і монтажні матеріали, можливі зміни їх фізичних параметрів та експлуатаційних характеристик.

Аналізуються експлуатаційні характеристики основних елементів вантажної системи судна, таких як компресорні машини, насоси, система виробництва азоту, первинна і вторинна система ізоляції та інше. Розглядається вплив кліматично-погодних умов регіону плавання судна, якості підготовки і обслуговування обладнання, його відпрацьованого ресурсу та інших факторів на робочі характеристики окремих елементів газової системи судна та її ефективність в цілому.

На базі цього аналізу вивчаються можливості підвищення ефективної роботи окремих елементів системи з метою зниження шкідливих витрат газу в період транспортування, підвищення техніко-економічних показників та екологічної безпечності судна. При цьому розглядаються такі елементи обладнання, як паливна система, система охолодження, система утилізації теплоти, газовипускна система, компресорно-насосна система, трубопроводи та запобіжні клапани. Аналізується вплив на роботу цих елементів зовнішніх факторів, а також якості її технічної експлуатації, управління та контролю.

Проведений аналіз цих факторів та умов експлуатації дає основу для розробки основних напрямків підвищення ефективності функціонування всієї вантажної системи судна-газовозу шляхом вдосконалення конструктивних, експлуатаційних та технологічних характеристик її окремих елементів. При цьому одною з основних задач вдосконалення системи вважають забезпечення її високої безпечності для обслуговуючого персоналу та зниження екологічної шкідливості для навколишнього середовища.

Розроблено рекомендації по вдосконаленню схем, конструктивного виконання та умов експлуатації таких систем судна-метановозу:

- компресорно-насосна система;
- система скраплення газу;
- система інертного газу;
- система контролю тиску;
- система завантаження та вивантаження газу.

Продовження робіт в даному напрямку дозволить забезпечити подальше вдосконалення вантажної системи сучасного судна-газовозу як основного засобу трансатлантичного транспортування СПГ з країн-видобувачів до країн користувачів цього сучасного високоперспективного виду палива.

УДК 621.51

ЕКСЕРГЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СУДНОВОЇ ПОВІТРЯНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ.

Ярошенко В.М. к.т.н., доцент, Мілованов В.І д.т.н., професор. , Одеська національна академія харчових технологій., м. Одеса, valeryi@ukr.net

Системи виробництва та розподілу стисненого повітря є в значній мірі енергозатратними. Енергетичні витрати на виробництво стисненого повітря складають 5-15% від собівартості продукції, а для деяких виробництв досягають 30% і більше [2,4]. При виборі оптимальної конструкції компресорної установки або її елементів практично завжди необхідно визначити оптимальне (компромісне) співвідношення між вимогами енергетичної (термодинамічної) ефективності та техніко-економічною доцільністю, яка базується та розраховується на основі мінімальних узагальнених (приведених) витрат. За звичай підвищення енергетичної ефективності процесу пов'язано зі зниженням його необоротності процесу, що в свою чергу обумовлює додаткові економічні витрати, які впливають на собівартість енергетичного продукту установки. Але для переважної кількості повітряних компресорних систем в якості головного та визначального критерія завжди має місце їх енергетична ефективність [2,3].

Досить часто оцінка енергетичної ефективності процесів енергетичних перетворень проводиться за допомогою кількісних енергетичних коефіцієнтів, таких як коефіцієнт перетворення енергії, COP та інші., розрахунок яких базується тільки на засадах першого принципу термодинаміки. В результаті такого підходу автори деяких робіт, обґрунтовуючи необхідність утилізації теплоти стиснення в компресорних системах, стверджують, що тільки 5-15 % електричної енергії трансформується в енергію стислого повітря, а 85-90 % передається тепловому потоку, який скидається до навколишнього середовища [2,4,5].

Тому визначення енергетичної ефективності компресорних установок за допомогою коефіцієнтів перетворення енергії, які базується тільки на першому законі термодинаміки, не являється об'єктивним показником, а навіть хибним, так як при цьому не враховується якість енергетичних потоків та рівень їх оборотності – обмеження, які витікають із другого закону термодинаміки [1]. При цьому необхідно підкреслити той факт, що енергетична цінність теплової та механічної енергії суттєво відрізняється і тому термодинамічну ефективність компресорних систем необхідно аналізувати не тільки з врахуванням їх кількості але і якості, з визначенням рівню необоротності процесів та їх вплив на загальну термодинамічну ефективність.

Енергетичні розрахунки аналіз виконувались на прикладі суднової повітряної компресорної установки при тиску повітря 3 Мпа [3], результати яких приводяться в таблиці.

Таблиця 1. Енергетичні показники повітряної компресорної системи.

Назва розрахункового параметру	Символічне позначення	Одиниця виміру	Величина
Обємна продуктивність (витрата) повітря	V	м ³ /хв.	15,48
Електрична потужність компресору низького тиску	N _{1,1}	кВт	48,6
Теплова потужність проміжного охолоджувача	Q ₁	кВт	13,38
Електрична потужність компресору високого тиску	N _{1,2}	кВт	56,1

Теплова потужність кінцевого охолоджувача	Q_2	кВт	15,75
Електрична потужність насосів (вентиляторів)	N_H	кВт	1,2
Гідравлічні втрати	ΔN	кВт	3,3

Із таблиці видно, що в компресорній системі без утилізації теплоти стиснення, загальна електрична потужність системи приблизно дорівнюється загальній потужності теплових потоків, які скидаються до зовнішнього середовища. При цьому не визначається потенційна енергія стиснутого повітря, яку необхідно враховувати при визначенні рівня енергетичної ефективності таких систем.

Для визначення ефективності енергетичних перетворювань в розімкнутих термодинамічних системах, до яких відносяться і компресорні установки з адіабатним (політропним) стисненням газу та його охолодженням в проміжних та кінцевих процесах, найбільш об'єктивним та простим, з точки зору його практичного застосування, являється метод функцій в основі якого використовується універсальна термодинамічна функція - ексергія [1].

Величини, необхідні для проведення ексергетичного аналізу установки, визначалися з енергетичного розрахунку суднової компресорної системи, результати якого приводяться в таблиці 1.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії компресорної системи без утилізації теплоти стиснення в такому разі визначається через відношення вихідної ексергії до вхідної та за розраховується формулою

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{вих}}{Ex_{вх}} = \frac{\Delta Ex_1}{\sum_{i=1}^{i=n} N_{kП} + \sum_{i=1}^{i=n} N_H}$$

де: ΔEx_1 - приріст загальної ексергії повітря в результаті його стиснення, який дорівнюється ексергії потоку повітря після охолодження в кінцевому теплообміннику. кВт;

$\sum_{i=1}^{i=2} N_{kП}$ $\sum_{i=1}^{i=2} N_H$ - загальна потужність відповідно приводу повітряних компресорів, та допоміжного обладнання (насосів, вентиляторів), кВт

Приріст ексергії стиснутого повітря розраховується як здобуток масової продуктивності повітряної компресорної установки на приріст питомої ексергії потоку повітря [1]

$$\Delta Ex_1 = G \Delta e = G [h_1 - h_0 - T_0 (S_1 - S_0)]$$

де: G - масова продуктивність повітряної компресорної установки, кг / с;

T_0 - абсолютна температура зовнішнього середовища, К;

h_1, h_0, S_1, S_0 , та - питомі ентальпії та ентропії відповідно стисненого повітря при заданих параметрах і в стані рівноваги з навколишнім середовищем..

Результати ексергетичного дослідження приводяться нижче в виді діаграми потоків ексергії (Сенкі – Грассмана) [1].

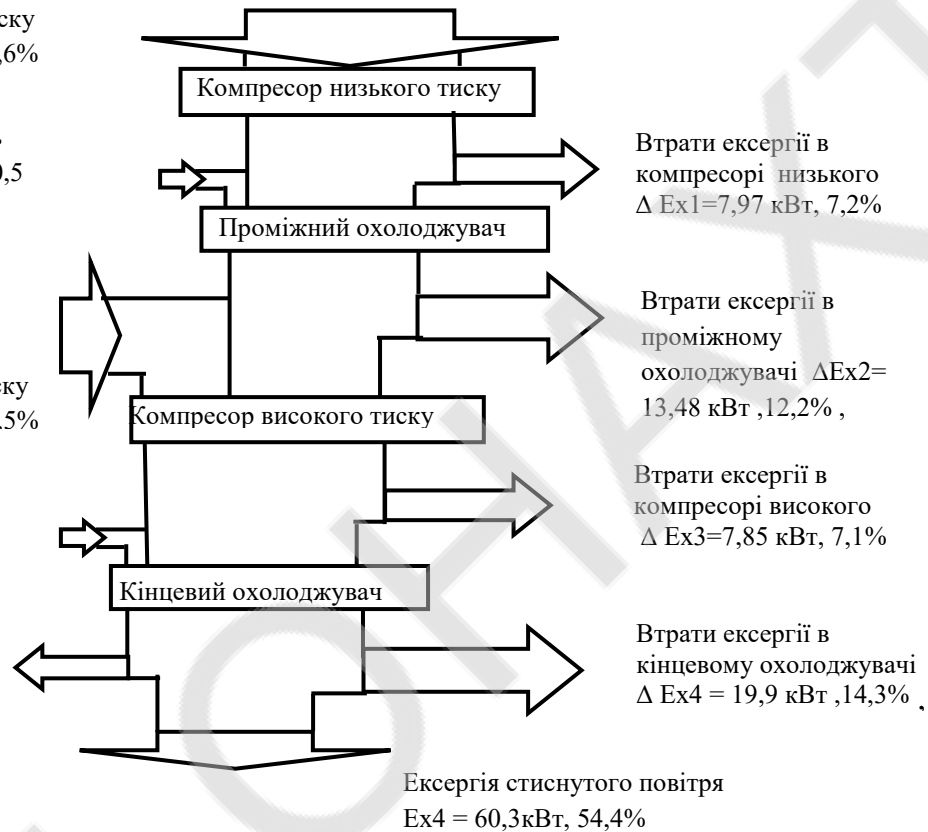
Електрична потужність
компресору низького тиску
 $N_{1.1} = E_{x1} = 48,6 \text{ кВт}, 48,6\%$

Електрична потужність
насосів $N_{1.2} = E_{x1} = 0,5$
кВт, 0,51%

Електрична потужність
компресору високого тиску
 $N_{2.1} = E_{x2} = 56,1 \text{ кВт}, 50,5\%$

Електрична потужність
насосів $N_{2.2} = E_{x1} =$
 $0,5 \text{ кВт}, 0,51\%$

Гідравлічні втрати
 $\Delta E_{x5} = 3,3 \text{ кВт}, 3\%$



Використання ексергії дозволяє об'єктивно аналізувати не тільки кількісні характеристики енергетичних потоків в процесах, але і якісні зміни, що відбуваються в наслідок енергетичних перетворювань та їх необоротності, а ексергетичний ккд при цьому кількісно відображає рівень деградації енергії та відповідності реальних (дійсних) процесів по відношенню до оборотних (термодинамічно зразкових)

Як видно із діаграми потоків ексергії, ексергетична ефективність повітряної компресорної без утилізації теплоти стиснення в розрахунковому режимі становить 54,4%, що свідчить про досить високий рівень її енергетичної ефективності. Це підкреслює той факт, що такий відсоток електричної енергії, яка витрачається для приводу технологічного обладнання, передається стиснутому та охолодженому повітрю. Найбільш суттєві втрати ексергії мають місце в проміжному (12,2%) та кінцевому охолоджувачах (14,3%), що обумовлює необхідність зменшення ексергетичних втрат за допомогою утилізаційних процесів [5]. Якщо, наприклад, додатково утилізувати теплоту стиснення (її ексергетичну цінність) навіть на рівні 50% від загальної кількості, то ексергетичний ккд такої системи буде відповідати рівню 69%, що підкреслює енергетичну доцільність утилізації теплоти в різних утилізаційних технологіях.

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу дозволяє не тільки визначати загальну термодинамічну ефективність установки (загальний ексергетичний ккд), але і розраховувати ексергетичні ккд її елементів з визначенням їх термодинамічної ефективності та рівня впливу на загальну енергетичну ефективність. Таким чином визначаються складові елементи установки, які в першу чергу потребують оптимізації з метою підвищення її загальної термодинамічної ефективності.

Літературні джерела.

- 1.Бродянский В., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. 286 с.
- 2.Замицький О.В., Лідер М.Ю. Дослідження шляхів підвищення енергетичної ефективності виробництва стисненого повітря в шахтних компресорних системах. Науковий вісник КрНУ, вип.43, 2016. 175-180 с.
- 3.Голиков А.А., Занько О.И., Логишев И.В. Технология использования газообразных рабочих тел в судовых энергетических установках и устройствах. Одесса, ОМА, 2008, 128 с.
- 4.Міщенко В.О. Термодинамічна оцінка та аналіз засобів утилізації тепла стиснення компресорних установок. Вісник Сум ДУ, Серія Технічні науки, №2 2009, 196-200 с.
- 5.Шадрин В. С., Козлов В. В. Рекуперация тепловой энергии на компрессорных станциях на базе компрессорных центробежных установок. В сб.: Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Электрон. журнал, 2016. № 02. 38–50 с.

УДК 628.84

РОБОТА МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА ХОЛОДОАГЕНТІ З ДОМШКАМИ НАНОЧАСТОК

Мілованов В.І., д.т.н., проф., Балашов Д.О., інж.

Одеська національна академія харчових технологій, м.Одеса, balashov_d@ukr.net

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.

Зменшення частинок до нанометрових розмірів призводить до прояву в них так званих «квантових розмірних ефектів», коли розміри досліджуваних об'єктів можна порівняти з довжиною дебройлевської хвилі електронів, фононів та екситонів. У сферіодальних наночастицях має місце тривимірне квантування рівнів, що дозволяє говорити, в залежності від складу наночастинок, про утворення «квантових точок», «квантових кристалітів» та інших об'єктів з нульовою розмірністю.

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 ізобутані 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 масовій 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 ... -20 °C. При високих температурах кипіння (від 0 оC 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. 1431–1438.
3. X. Wang, X. Xu, S.U.S. Choi, Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture, J. Thermophys. Heat Transfer 13 (1999) 474–480.

УДК 621.564

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ БЕЗСАЛЬНИКОВОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ

Яковлев Ю.О., доцент кафедри КтАПА
Сирбу М.І., студент СВО «Магістр»
Пазина І.В., студент СВО «Бакалавр»
ОНАХТ, м. Одеса, uykovlev11@gmail.com

Директива Європейського парламенту 517/2014 про скорочення використання парникових газів з високим потенціалом глобального потепління (ПГП) в європейському регіоні з метою обмеження глобального зміни клімату обмежує застосування переважної більшості штучних холодоагентів, в число яких входить R134a через його відносно високого ПГП (1301). Широке використання R134a в області охолодження і кондиціонування повітря свідчить про необхідність пошуку нових альтернативних холодоагентів з низьким ПГП і модифікації діючих холодильних систем для роботи на нових холодоагентів.

В даній роботі було виконано чисельне тестування наступних холодильних агентів: R134a, R1234yf, R1234ze(E) і R290 в ідентичній холодильній машині з безсальниковим компресором при однакових умовах експлуатації ($t_0 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

В результаті розрахунків були визначені такі параметри: масова витрата холодоагента G_a , споживана потужність компресора $N_{ел}$, температура нагнітання t_2 , питома об'ємна холодопродуктивність q_v , холодопродуктивність Q_0 і, нарешті, COP.

Щоб порівняти роботу безсальникового поршневого компресора в схемі регенеративної холодильної машини, розрахункові дані представлені на рис. 1-4 у вигляді гістограм. Еталоном для порівняння будемо використовувати отримані параметри для R134a, оскільки його слід замінювати на альтернативні холодоагенти з низьким ПГП.

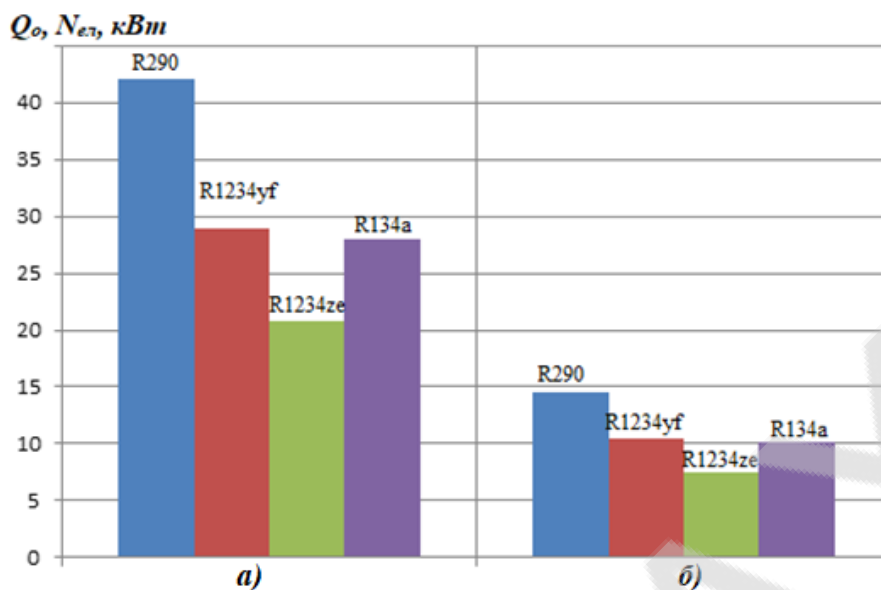


Рис. 1. Робочі характеристики безсальникового компресора: а) – холодопродуктивність; б) – електрична потужність

Холодопродуктивність компресора і споживана електрична потужність представлені на рис. 1. З результатів розрахунків випливає, що при однакових умовах роботи холодопродуктивність при застосуванні R290 на 50% вище, ніж у R134a. Це означає, що для отримання такої ж холодопродуктивності як і у R134a, для R290 необхідно використовувати компресор меншої об'ємної продуктивності. Підтвердженням цього служить і збільшення на 42,4% споживаної компресором електроенергії.

Отже, якщо R290 буде використовуватися в якості альтернативи R134a, то необхідно замінити компресор в холодильній машині. R1234yf дає практично таку ж холодопродуктивність при аналогічному енергоспоживанні.

R1234ze (E) показує значне зниження холодопродуктивності на 25,5%. Якщо R1234ze (E) буде використовуватися в якості альтернативи R134a, то необхідно використовувати компресори більшою об'ємною продуктивності для R1234ze (E), щоб досягти аналогічної холодопродуктивності, як у R134a.

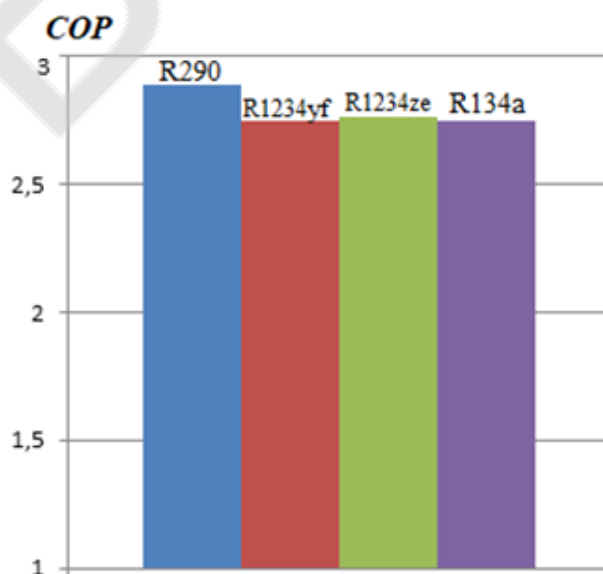


Рис. 2. Коефіцієнт перетворення COP холодильної машини при роботі на альтернативних холодоагентах

COP холодильної машини (рис. 2) визначався як відношення холодопродуктивності (Q_0) до електричної потужності, споживаної машиною ($N_{ел}$). З рис. 2 випливає, що використання R290 замість R134a покращує COP холодильної машини на 5,1%.

У разі R1234yf, R1234ze (E) розрахунки показали, що їх значення COP близькі до значень для R134a.

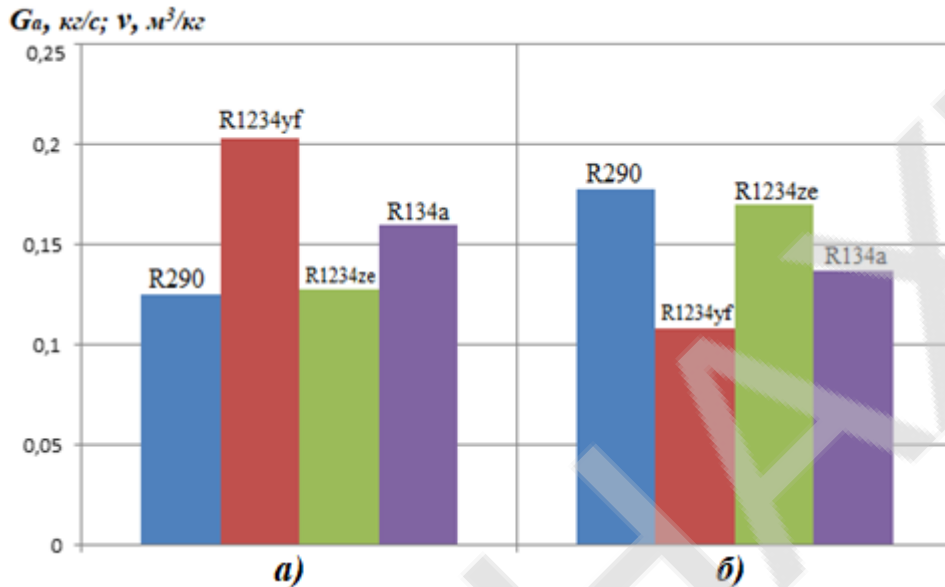


Рис. 3. Характеристики альтернативних холодоагентів: а) – масова витрата холодоагенту; б) – питомий обсяг холодоагенту на всмоктуванні

З результатів, представлених на рис. 3 а) слід, що масова витрата холодоагенту при роботі компресора на R1234yf, є найвищим з усіх протестованих холодоагентів (на 26,9% більше в порівнянні з R134a). У той же час R290 і R1234ze демонструють протилежну тенденцію, маючи більш низьке значення масової витрати (на 21,9% і 20% менше, відповідно, ніж у R134a). Це обумовлено високим значенням питомого обсягу парів на всмоктуванні (рис. 3 б)).

Температура нагнітання і питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор наведені на рис. 4. Температура нагнітання - це параметр, який залежить від термодинамічних властивостей холодоагенту, параметрів його на всмоктуванні в компресор і системи охолодження. Температури нагнітання R290 і R134a практично однакові, а у R1234yf і R1234ze (E) нижче температури нагнітання R134a на 9 і 11 градусів відповідно.

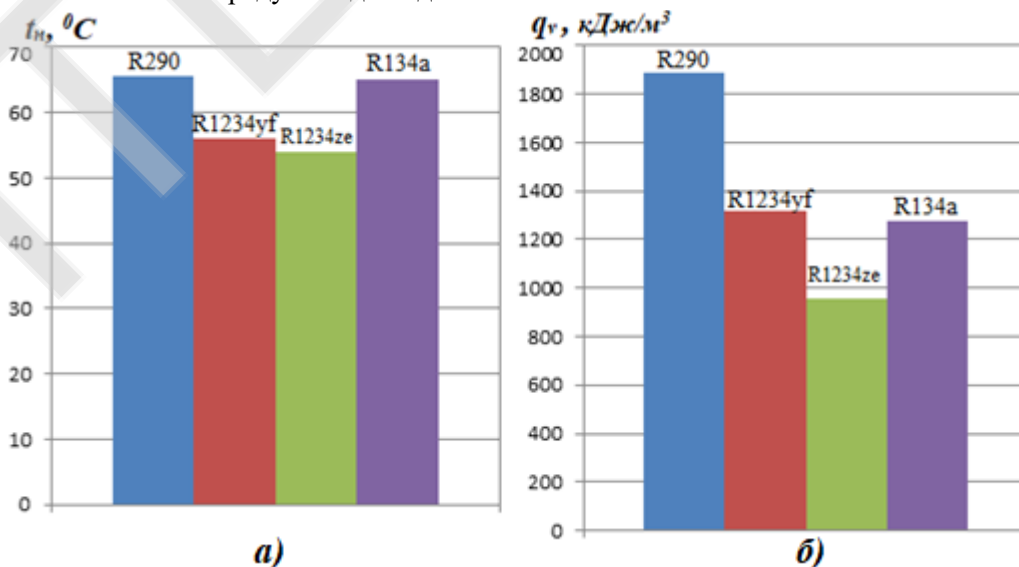


Рис. 4. Характеристики альтернативних холодоагентів: а) – температура нагнітання альтернативних холодоагентів; б) – питома об'ємна холодопродуктивність

Підводячи підсумок, беручи до уваги результати чисельного тестування, можна констатувати, що R1234yf є потенційним альтернативним холодоагентом для заміни R134a з урахуванням енергоспоживання і холодопродуктивності холодильної машини.



УДК 621.51

ОСНОВНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ КОМПРЕСОРІВ В ПЕРІОД ПАНДЕМІЇ

Буданов В.О., к.т.н., доцент, ОНАХТ м. Одеса, budanoff@ukr.net

Останні два роки через пандемію стали важким для багатьох галузей – особливо це пов'язане з ринком холодильних систем та побутових і комерційних кондиціонерів. При цьому за рахунок переходу на режим ізоляції та віддалену зайнятість населення попит на холодильну техніку і системи кондиціонування не впав, а навіть виріс.

На сегменти комерційного і промислового холоду пандемія не виявила помітного негативного впливу. Навпроти, вона сприяла зростанню попиту за рахунок збільшення потреби в зберіганні та перевезенні ліків і вакцин, а також підвищення завантаження холодильних ланцюжків. Через пандемію люди стали робити більше покупок онлайн і працювати з дому. Швидке поширення базових станцій мобільному зв'язку стандарту 5G і дата-центрів, що потребують певних температурних параметрів, створює нові можливості для виробників компресорів.

Значні зміни у світовій індустрії роздрібною торгівлі продовольчими продуктами сприяють збільшенню попиту на холодильні компресори. Попит на холодильні компресори у всьому світі дуже стійкий. У Європі, крім того, помітну частину попиту забезпечує потреба в модернізації холодильних систем, пов'язана із прискоренням виводу із вжитку фторвмістних холодоагентів.

На європейському ринку потужним стимулом для компресорної індустрії є безпрецедентне поширення технології теплового насоса. Також слід відзначити значний вплив заходів щодо захисту навколишнього середовища, що вживають у Європі, на напрямок розвитку глобального ринку компресорів.

Розглянемо докладніше основні напрямки розвитку технологій компресорів різних типів.

В останні роки в галузі систем кондиціонування повітря та холодопостачання діють різні нормативні документи, покликані знизити навантаження на навколишнє середовище в глобальному масштабі, скоротити шкідливі викиди в атмосферу шляхом переходу на нові холодоагенти і зменшити енергоспоживання за рахунок підвищення ефективності устаткування. Особливе значення надається розвитку технологій, що використовуються в компресорах – ключових компонентах систем кондиціонування повітря і холодопостачання.

Щоб зменшити енергоспоживання таких систем, скоротивши тим самим парникові викиди, треба у першу чергу звернути увагу на компресори, які споживають до 80% від усієї енергії, що йде на потреби системи. Прагнення підвищити ефективність компресорів привело до появи ротаційних моделей для побутових кондиціонерів в 70-х роках, гвинтових компресорів для чиллерів і холодильних систем в 80-х роках, спіральних компресорів для напівпромислових кондиціонерів повітря в 1980-х.

У наші дні практично скрізь традиційні поршневі компресори замінені пристроями ротаційного типу. Виключення становлять лише поршневі компресори малої потужності, що використовуються, в основному у побутових холодильниках. Основні принципи роботи ротаційного компресора були сформульовані вже до початку ХХ століття, однак для їхнього практичного втілення були потрібні технології високоточної механічної обробки для одержання деталей складної форми, створення надійного привода. Особливо важливі ретельне дотримання геометрії деталей і точність складання для компресорів гвинтового і спірального типів, тому своєю появою вони багато в чому зобов'язані прогресу технологій металообробки.

Крім того зменшення енергоспоживання шляхом підвищення ефективності, зниження парникового впливу систем кондиціонування повітря і холодопостачання досягається також за рахунок переходу на холодоагенти з більш низьким потенціалом глобального потепління (ПГП). Зокрема, у побутових холодильниках використовують ізобутан (R600a), у теплових насосах господарсько-побутових потреб, що використовуються для нагріву води, застосовують CO₂, у потужному холодильному і морозильному устаткуванні застосовують аміак (NH₃), а в напівпромислових і побутових кондиціонерах повітря – R32.

Розглянемо деякі технології пов'язані з переводом спіральних компресорів на нові холодоагенти.

У другій половині 1990-х років підсилилася заклопотаність проблемою глобального потепління і почались розробки системи кондиціонування повітря і холодопостачання, що використовують у якості холодоагенту діоксид вуглецю (CO₂). Дослідження показали можливість застосування компресорів на CO₂ в автомобільних кондиціонерах і теплових насосах для нагрівання води.

У порівнянні із традиційними компресорами систем кондиціонування повітря й холодопостачання, компресор на CO₂ відрізняється вкрай високим робочим тиском і малим робочим об'ємом. Щоб забезпечити герметичність і стійкість до високого тиску деталей компресора збільшували міцність рухомої і нерухомої спіралей та підвищували надійність підшипників.

Із цією метою Mitsubishi Electric досліджувала параметри ковзання осьових підшипників рухомої спіралі, Panasonic вивчала деформацію механізму компресора в результаті впливу тиску та температури.

Крім того, було проведено безліч досліджень можливості застосування спіральних детандерів і детандер-компресорів для рекуперації енергії в процесі розширення у надкритичному циклі охолодження. Компанія Hitachi розробила прототип CO₂-розширювача (детандера) і детандер-компресорного агрегату з розширювачем з однієї сторони і осьовим компресором з іншого боку, побудувавши на їхній основі чиллер, який продемонстрував ефективність такої конструкції.

Panasonic проводила моделювання детандер-компресора, що поєднує двоступінчастий ротаційний детандер і спіральний компресор. Порівняльні дослідження теплового насоса для нагрівання води, обладнаного таким детандер-компресором і звичайним компресором, показали можливість підвищення коефіцієнта продуктивності (COP) на величину до 15% за рахунок рекуперації енергії в процесі розширення та поліпшення алгоритмів керування.

Дослідження також показали можливість підвищити ефективність компресорів для CO₂ за рахунок застосування двоступінчастого стиску. Компанія Mitsubishi Heavy Industries (МНІ), створила двоступінчастий компресор на CO₂, використовуючи механізм ротаційного типу для ступеня низького тиску та спіральний механізм для ступеня високого тиску. Даний компресор був використаний у тепловому насосі для нагрівання води комерційного призначення. Надалі подібні двоступінчасті компресори знайшли застосування в конденсаторних блоках для холодильного та морозильного устаткування.

В 2017 році компанія Sanden уперше випустила на ринок компресори на CO₂, призначені для автомобільних кондиціонерів.

У якості заходів протидії глобальному потеплінню індустрія клімату і штучного холоду знижує енергоспоживання устаткування, підвищуючи його ефективність, і переходить на холодоагенти з більш низьким ПГП.

На сьогоднішній день найбільш перспективними для використання вважаються помірковано горючі холодоагенти R32, R447A, R454A і негорючий холодоагент R466A у якості заміни R410A у кондиціонерах повітря, а також R448A, R449A і R463A як альтернатива R404A для використання в холодильній і морозильній техніці.

У Японії в результаті поширення холодоагенту R32 у якості робочого тіла для побутових і напівпромислових кондиціонерів були розроблені компресори, що щонайкраще підходять для роботи з ним. Компанія Daikin створила компресор, що відрізняється підвищеною ефективністю і надійністю завдяки періодичному змащенню дотичних частин спіралей і застосуванню спеціальних масел, що добре розчиняються в R32 при низькій температурі. Для мульти спліт-систем Mitsubishi Electric розробила компресор із системою впорскування, що перешкоджає підвищенню температури газу на лінії нагнітання за рахунок подачі рідкого холодоагенту безпосередньо в камеру вмоктування до початку процесу стиску. За повідомленням компанії, така конструкція запобігає витоку холодильного масла в систему, яке залишається в герметично закритому корпусі компресора, а також скорочує втрати через неефективний стиск.

Досліджується можливість використання природних холодоагентів, таких як вуглеводні і аміак. Компанія Emerson розробила спіральний компресор з інверторним приводом, призначений для використання холодоагенту R290. Конструкцією передбачено наявність низького тиску у корпусі компресора, що дозволяє знизити об'єм заправлення холодоагенту за рахунок меншої розчинності R290 у холодильному маслі та зменшення кількості газоподібного холодоагенту усередині корпуса компресора.

Також проводяться дослідження з застосування аміаку як холодоагенту, зокрема, шляхом моделювання визначається оптимальна конфігурація обмотки електродвигуна компресора з алюмінієвого дроту.

Практика показує, що спіральна конструкція підходить для різних видів і галузей застосування: наддування, рідинних насосів, двигунів, детандерів на основі органічного циклу Ренкіна, компресорів паливних гнізд. Очікується, що в майбутньому сфера її використання розшириться ще більше.

На протязі останніх майже ста років холодильні компресори відцентрового типу використовуються в потужних системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, а також у холодильних установках промислового призначення. На сьогоднішній день діапазон холодопродуктивності відцентрових компресорів лежить в межах від 210 до 19350 кВт. Для виробництв, що вимагають великої холодильної потужності, компресори відцентрового типу є найкращим варіантом за параметрами співвідношення вартості та ефективності. Конструкція компресорів відцентрового типу дозволяє стискати значні об'єми газу.

На сьогодні верхню межу діапазону продуктивності інноваційних безолійних відцентрових компресорів вдалося підняти до 5075 кВт, що значно розширило галузь їх застосування. Безолійні технології суттєво підвищують енергоефективність компресорів відцентрового типу, у тому числі й у позаштатних режимах експлуатації. Із цієї причини попит на безолійні компресори стрімко зростає, сьогодні на їхню частку приходиться майже 30% усього ринку відцентрових компресорів для чиллерів.

За останні десятиліття з'явилися безліч технологічних інновацій в галузі відцентрових компресорів. Це й перехід від систем з постійною швидкістю обертання до частотно-регульованих приводів (VFD), і поява інноваційних безолійних компресорів, що використовують активну магнітну підвіску, і створення високоефективних крильчаток з 3D-лопатками, форма яких отримана за допомогою моделювання методами обчислювальної гідродинаміки, і впровадження нових

ефективних холодоагентів, що поєднують негорючість із низьким ПГП, таких як R1233zd(E). У результаті енергоефективність компресорів відцентрового типу суттєво підвищилася. Крім того, комбінація безолійної технології із частотно-регульованим приводом не тільки підвищила ефективність і розширила галузь застосування компресорів, але й змінила їхню традиційну конструкцію.

Традиційний відцентровий компресор – одноступінчастий з підвищувальною передачею, що приводиться в рух асинхронним електродвигуном змінного струму. Провідні виробники чиллерів у США, такі як Carrier, YORK і Mcquay (Daikin Applied), застосовували цю конструкцію протягом довгого часу, подібні моделі випускаються дотепер. У той же час Trane традиційно використовувала двох- або треступінчасту конструкцію із прямим приводом від двополюсного індукційного електродвигуна змінного струму з постійною швидкістю обертання. У компресорах такої конструкції застосовуються холодоагенти низького тиску.

На початку 2000-х років конструкція відцентрових компресорів суттєво змінилася: поява інноваційних безолійних конструкцій на основі високошвидкісних електродвигунів на постійних магнітах і з частотним регулюванням привода дозволила відмовитися від підвищувальної передачі і системи змащення.

На сьогоднішній день існують одно і двоступінчасті компресори із прямим приводом на основі індукційних електродвигунів змінного струму або моторів на постійних магнітах. Останнім часом широке поширення одержали двоступінчасті компресори з симетричним розташуванням крилаток та двостороннім всмоктуванням для зменшення осьової сили, яка сприймається підшипниками магнітної підвіски. Крім керування частотою обертання, для регулювання продуктивності таких компресорів можуть використовуватися (разом або окремо) напрямні апарати (IGV) і сопла (дифузори) зі змінюваною геометрією.

Компресори відцентрового типу завжди використовувалися на виробництвах, що вимагають великої холодної потужності. При цьому протягом довгого часу ведуться дослідження та розробки в галузі малих відцентрових компресорів для побутових або малих напівпромислових теплових насосів.

Жан-Батист Карре (Jean-Baptiste Carré) в 2016 році повідомив про експериментальне дослідження, у рамках якого був створений побутовий тепловий насос «повітря-вода» потужністю 6 кВт на базі безолійного двоступінчастого компресора на підшипниках з газовим змащенням. За габаритами даний компресор подібний з існуючими спіральними компресорами на холодоагенті R410A.

Вода (R718) є ідеальним холодоагентом для парокompресійних систем, тому що вона нетоксична, не горюча, не сприяє глобальному потеплінню і за ефективністю майже не відрізняється із традиційними гідрофторвуглецевими (ГФВ) холодоагентами. При цьому об'єм всмоктування для води повинен бути приблизно в 160 разів більше, чим для R134a. Отже, необхідні великі відцентрові та осьові компресори з високим ступенем стиску.

В 2020 році Е. Верп (E. Verpe) зі співавторами опублікували результати дослідження застосування води як холодоагенту для теплових насосів. В експериментальному дослідженні вивчалася робота високотемпературного теплового насоса на базі двоступінчастого компресора відцентрового типу, здатного підняти температуру насичення водяної пари з 100 до 146°C.

Гвинтовий компресор – це компресор об'ємного стиску, у якому газоподібний холодоагент, що надійшов з боку всмоктування, стискується за рахунок зменшення обмежуючого його об'єму при обертанні прилягаючих роторів.

Існують три види гвинтових компресорів: зведеного типу, з одним гвинтом і трьохроторні. Габарити гвинтових компресорів обмежені можливою деформацією роторів, максимально допустимим навантаженням на підшипники та граничною швидкістю обертання. Однак немає істотних обмежень, щодо різниці тисків всмоктування та нагнітання. Це помітно розширює робочий діапазон і, відповідно, галузь застосування гвинтових компресорів. У результаті вони використовуються у воді і

повітроохолоджуємих чиллерах, теплових насосах, холодильних установках та промисловому устаткуванні для скраплення газу.

Основними факторами, що впливають на ефективність гвинтових компресорів, є витоки через нещільне прилягання роторів і втрати через тертя при відносному русі роторів. За останні кілька років за допомогою сучасних інструментів комп'ютерного моделювання та удосконалення технологій виробництва форма роторів була оптимізована.

У результаті загальну ефективність гвинтових компресорів вдалося підвищити до рівня, що відповідає або навіть перевищує ефективність малих і середніх компресорів відцентрового типу. Одночасно із цим впровадження систем регулювання, керуючих швидкістю обертання моторів на постійних магнітах, використання змінного об'ємного відношення (VVR) дозволило підвищити ефективність роботи гвинтових компресорів у позаштатних умовах.

Провідні постачальники компресорів розширюють лінійки пристроїв гвинтового типу, розрахованих на роботу із природними холодоагентами такими як аміак, діоксид вуглецю, пропан (R290).

Зусилля багатьох інженерів сконцентровані на оптимізації профілю роторів гвинтових компресорів здвоєного типу. Крім того, ведуться роботи з пошуку оптимального компонування елементів конструкції з одним ротором. Результати дослідження нового типу однороторних гвинтових компресорів із трьома канавками на головному роторі і десятизубцевими веденими зірочками опублікували А. Данпут (A. Dhunput) зі співавторами в 2019 році. Як повідомляється, нова конфігурація підвищує інтегральний показник ефективності при неповному навантаженні (IPLV) на 7% у порівнянні із традиційним компонуванням.

Вважається, що холодоагенти низького тиску не підходять для компресорів об'ємного стиску гвинтового типу. Однак в 2018 році була опублікована робота М. Акеї (M. Akei), що описує конструкцію, що включає гвинтовий мінікомпресор для холодоагенту низького тиску. За габаритами і потужністю цей компресор, що має два здвоєні ротори, які приводяться в рух високошвидкісним електродвигуном на постійних магнітах, зрівняється з існуючими спіральними компресорами на R410A.

Таким чином незважаючи на деякі складнощі, що викликані пандемією, компресорні технології продовжують розвиватися в напрямку підвищення енергоефективності та зниження шкідливого впливу на довкілля в рамках боротьби з глобальним потеплінням.

Література

1. Добірка новин eJARN.com. URL: <http://www.ejarn.com>. (дата звернення 07.07.2021)

*Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23 по 25 вересня 2021*

**Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського ОНТУ**

**XIII ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ**

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И
ТЕХНОЛОГИИ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND
TECHNOLOGY**

23-25 вересня 2021 року

ЗБІРНИК ДОКЛАДІВ

Одеса - 2021