

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



XIV ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY**

21-22 вересня 2023 року

ЗБІРНИК ДОПОВІДЕЙ



Одеса - 2023

УДК 621.565; 697.94

Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції. 21-22 вересня 2023 року – Одеса: ОНТУ, 2023. –190 с.

У збірнику наведені матеріали XIV 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 кондиціювання 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.

ПРЕЗИДІЯ ТА ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

ГОЛОВА ПРЕЗИДІЇ

Єгоров Б.В. – президент ОНТУ, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д-р техн. наук, професор

ЧЛЕНИ ПРЕЗИДІЇ

Іванченкова Л. В. – ректор ОНТУ, д.е.н., професор

Поварова Н.М. – проректор з наукової роботи ОНТУ, к.т.н., доцент

Косой Б.В. – директор навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського ОНТУ, д.т.н., професор

ГОЛОВА ОРГКОМІТЕТУ

Хмельнюк М.Г. - завідувач кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, д.т.н., професор

ЗАСТУПНИК ГОЛОВИ ОРГКОМІТЕТУ

Жихарєва Н.В.- доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, к.т.н., доцент

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Симоненко Ю.М. - завідувач кафедри кріогенної техніки ОНТУ, д.т.н., професор

Морозюк Л.І. - д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНТУ

Зімін О.В.- декан факультету низькотемпературної техніки та інженерії механіки ОНТУ, к.т.н., доцент

Радченко М.І. - завідувач кафедри кондиціонування і рефрижерації НУК, д.т.н., професор

Тітлов О.С.- завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики ОНТУ, д.т.н., професор

Когут В.О.- доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, к.т.н., доцент

Кравченко М.Б. - д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНТУ

Трандафілов В.В. - доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, к.т.н.

Грудка Б.Г. - доцент кафедри кріогенної техніки ОНТУ, к.т.н

Басов А.М. – асистент кафедри кріогенної техніки ОНТУ, аспірант

Секретар оргкомітету

Жихарєва Н.В.- доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, к.т.н., доцент

Тематичні напрями:

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

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ №1–ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

стр

1	THE IMPACT OF GEOMETRIC PARAMETERS ON THE THERMOPRESSOR PERFORMANCE	10
	<i>Halina Kobalava</i> Associate Professor of the Thermal Engineering Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson Educational-Scientific Institute, Ukraine	
2	ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ КРІОСУБЛІМАЦІЙНОГО ФРАКЦІОНУВАННЯ БІОМАТЕРІАЛІВ	12
	<i>Потапов В.О., професор, д.т.н., Білий Д.В., аспірант ДБТУ, Державний біотехнологічний університет, м. Харків</i>	
3	ТЕПЛОФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИТІКАННЯ ЗАКИПАЮЧОЇ РІДИНИБЗ ДИФУЗОРІВ З ПРОФІЛЬОВАНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ	15
	<i>Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ, Гусєв Д. М., аспірант СумДУ, м. Суми</i>	
4	МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ В КАМЕРІ ЗМІШУВАННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО СТРУМИННОГО АПАРАТУ	17
	<i>Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ, Євтушенко С. О., аспірант СумДУ, м. Суми</i>	
5	РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОГО ТРАНСФОРМАТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В ТЕПЛОНАСОСНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ R744	18
	<i>Арсеньєв В. М., професор кафедри технічної теплофізики, СумДУ, Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ, Король О. С., аспірант СумДУ, м. Суми</i>	
4	МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ СТИСКУВАННЯ ГАЗУ ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ	19
	<i>Клименко В.В., проф., д-р. техн. наук., Босий М.В., викл., ЦНТУ, м. Кропивницький</i>	
6	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ	22
	<i>Кравченко М.Б., професор кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м.Одеса Кокул С. В., аспірант кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м.Одеса</i>	
7	ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОТЕЧІЙНОГО КОНДИЦІОНЕРА ЧИСТОГО ПРИМІЩЕННЯ	26
	<i>Лабай В.Й., д.т.н., проф. НУЛП, м. Львів</i>	
8	ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	29
	<i>Воїнов О. П., професор, Кобалава Г. О., доцент, Самохвалов В. С., доцент, ХННІ НУК, Херсон</i>	
9	ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ РОБОЧИХ РЕЧОВИН УСЕРЕДИНІ МІНІКАНАЛІВ	30
	<i>Горін В. В., д.т.н., проф. кафедри ДУІТЗ, м. Одеса, Горін Вт. В., АППЕК «Бородянка», Горін Вл. В., АППЕК «Бородянка»</i>	

- 10 **ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТАНКЕРА АЛЬТЕРНАТИВНИМ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ДЛЯ ГЕНЕРУВАННЯ ВОДЯНОЇ ПАРИ** 34
Калініченко І.В. к.т.н., доц. кафедри теплотехніки; Херсонського навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м. Херсон, Україна
- 11 **ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ВІД ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ КОНСЕРВНИХ ПІДПРИЄМСТВ** 38
Волчок В.О., доц. ОНТУ, Волчок О.В., зав. лаб. ОНТУ, Діденко К.В., студ. ОНТУ м. Одеса,
- 12 **ВИБІР ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ АЛЬТЕРНАТИВИ ТРАДИЦІЙНИМ ХОЛОДОАГЕНТАМ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В ХОЛОДИЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ І СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ** 41
Жихарева Н.В., доц. ОНТУ, Борецький О.І., директор ТОВ «ЛІКОНД», Борецький Ю.О., магістр ФНТТ ОНТУ
- 13 **ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ АМІАКУ** 44
*Желіба Ю. О., доцент, к. т. н., ОНТУ, м. Одеса, yuriy@nio-holod.com.ua
Рімашевський Ю. С., провідний інженер, ТОВ Науково-інженерне об'єднання Холод, м.Одеса, Желіба Т. О., старший викладач НУ «Одеська політехніка», м. Одеса*
- 14 **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ БОМБОСХОВИЩ** 45
Жихарева Н.В., к.т.н. доцент, ОНТУ м. Одеса,
- 15 **AN INNOVATIVE METHOD FOR IMPROVING AIR CONDITIONING SYSTEMS USING CONTACT HEAT EXCHANGERSTE** 49
Zhykharieva N, Ph.D., Ass. Pr., Kohut V.E, Pr., Ph.D., Ass. Pr, Bushmanov V. .. ONTU. Ir.Berkan OTPC of ONTY
- 16 **INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATING UNITS OPERATING ON NATURAL REFRIGERANTS USING CONTACT HEAT EXCHANGERS** 51
Ovchinnikov M., Zhykharieva N. V ., Ph.D., Ass. Pr., Kohut V.E, Pr., Ph.D., Ass. Pr.. ONTU
- 17 **ENVIRONMENTAL ASSESSMENT OF THE MARINE EJECTOR-COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM DRIVEN BY WASTE HEAT** 53
Kostyantyn Shestopalov, Olga Khliyeva, Department of Ship Auxiliary Plants and Refrigeration Equipment, National University "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
- 18 **ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ПОЖЕЖОГАСІННЯ ГЕРМЕТИЧНИХ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК З ПІДВИЩЕНИМ ОХОЛОДЖУВАЛЬНИМ ЕФЕКТОМ** 57
*В. В. Клименко, проф., д-р. техн. наук, О. В. Скрипник, доц., канд. техн. наук, В. В. Свяцький, доц., канд. техн. наук, ЦНТУ, м. Кропивницький;
P. Koltun, PhD tech. sci., Australian Clinical Labs, Melbourne, Australia,
V. Novozhilov, Prof., PhD Physic. and Mathemat. Sci., Victoria University, Melbourne, Australia.*
- 19 **ПРАКТИЧНИЙ ДОСВІД ЗМЕНШЕННЯ НАДЛИШКОВОЇ ВОЛОГИ У ІСНУЮЧОМУ ОХОЛОДЖУВАНОМУ СКЛАДІ ГОДОВОЇ ПРОДУКЦІЇ** 59
*Козаченко І. С., провідний інженер, ТОВ «ЮЖ Холод», Одеса,
Желіба Ю.О. доц., к.т.н., Одеський національний технологічний університет
Желіба Т. О., старший викладач НУ «Одеська політехніка», м. Одеса*

20	ТЕПЛОВІ НАСОСИ У КОМУНАЛЬНОМУ СЕКТОРІ	63
	<i>Михайленко М.С., студент, Кулик Є.С., студентка, Лужанська Г.В., к.т.н., доцент Національний університет «Одеська політехніка»</i>	
21	ІЗОЛЯЦІЯ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ	65
	<i>Рак О.В., студент, Волков Д.О., студент, Лужанська Г.В., к.т.н., доцент Губар Л.Б., ст. викладач Національний університет «Одеська політехніка»</i>	
22	ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ	66
	<i>Новіков К.Ю., студент, Титик О.В., студент, Лужанська Г.В., к.т.н., доцент Національний університет «Одеська політехніка»</i>	
23	АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ПОПУТНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ	68
	<i>Світлицький В.М., проф. ОНТУ, Волчок В.О., доц. ОНТУ, Щербатюк О.Я., студ. ОНТУ м. Одеса,</i>	
24	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДАЧІ ТА РЕЖИМІВ КИПІННЯ ХОЛОДАГЕНТУ R245fa В ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ТРУБІ	70
	<i>Борисов В.О., аспірант, Халак В.Ф., к.т.н., викладач, Івченко Д.О., к.т.н., доцент, Желєзний В.П., д.т.н., професор Одеський національний технологічний університет, м. Одеса,</i>	
25	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ ДВОКРОКОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПРИГОТУВАННЯ НАНОФЛЮІДІВ НА ЇХНЮ СТІЙКІСТЬ	73
	<i>Квасницький Б.А.¹, асп., Борисов В.О.¹, асп., Хлієв Н.О.², асп., Желєзний В.П.¹, д.т.н., професор¹ Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com² Одеський національний університет ім. І.І. Мечникова, м. Одеса</i>	
26	ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВІДАЧІ НА ЧАС ЗАМОРОЖУВАННЯ НАПІВФАБРИКАТІВ В ШВИДКОМОРОЗИЛЬНИХ АПАРАТАХ РІЗНОГО ТИПУ	77
	<i>Зімін О.В., к.т.н., доцент кафедри ХУКП, ОНТУ, Томчик О.М., к.т.н., старший викладач ХУКП,</i>	
27	ОСОБЛИВОСТІ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЇ VRF СИСТЕМИ	79
	<i>Фурсенко О.В., аспірант ОНТУ., Жихарєва Н.В. доц. к.т.н.</i>	
28	ВИБІР ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ	82
	<i>Заруба Г.Г., асп., Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф. Одеса, ОНТУ,</i>	
29	ВИКОРИСТАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ІОННОГО ПОТОКУ В КОНДИЦІОНУВАННІ ПОВІТРЯ	84
	<i>Черненко А.О. магістр, Жихарєва Н.В., к.т.н. доц. ОНТУ Одеса</i>	
30	НАДПРОВІДНИКИ ЯК МАТЕРІАЛИ ДЛЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА ХОЛОДУ	86
	<i>Братчиков О.С., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків Братчикова О.В., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків Юрченко Ю.Ю., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м.</i>	
31	ТЕРМОАКУСТИЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ – РЕВОЛЮЦІЙНИЙ МЕТОД В ТЕХНОЛОГІЇ СТВОРЕННЯ ХОЛОДУ	89
	<i>Братчиков О.С., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків Братчикова О.В., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків Юрченко Ю.Ю., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків</i>	

32	ЕКОНОМІЧНЕ РІШЕННЯ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ ВУГЛЕВОДНІВ НА НАФТОБАЗІ	90
	<i>Козут В. О доц., ОНТУ ,інженер Бушманов В. М. , Жихарева Н.В. доц., ОНТУ., Гальченко К.Д.</i>	
33	ПИТАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВІТЧИЗНЯНОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІТАКА АН-148 З ЗАЛУЧЕННЯМ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ФІРМ «БОЇНГ» ТА «АІРБАС».	91
	<i>Кислун В.В., магістрант, ОНТУ., Хмельнюк М.Г., проф.. ОНТУ</i>	
34	ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА БАЗІ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ	94
	<i>Клімкін В.О. магістрант ОНТУ , Одеса Хмельнюк М.Г., проф.. ОНТУ</i>	
35	МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ВОЛОГОСТІ НА ЛЬДОВИХ МАЙДАНЧИКАХ	95
	<i>Харітонов М., магістр, ОНТУ Одеса., доц Жихарева Н.В. доц., ОНТУ</i>	
36	ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ	97
	<i>Коханський А.Ф. магістрант ОНТУ , Жихарева Н.В доц ОНТУ Одеса</i>	
37	СУЧАСНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ЛЬОДУ ЛЬДОГЕНЕРАТОРОМ ПОГРУЖНОГО ТИПУ	98
	<i>Жихарева Н.В. доцент ОНТУ , Козут В.О. доцент ОНТУ , магістрант Горяченко Р.Р., СВО магістр ОНТУ., асп. Фурсенко О.В.ОНТУ, м. Одеса</i>	
38	УДОСКОНАЛЕННЯ ОСУШЕННЯ АДСОРБЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ	101
	<i>Крушельницький Д.О. аспірант ОНТУ, м. Одеса</i>	
39	COMMON PRACTICES OF CALCULATION OF GREENHOUSE GASES EMISSIONS FOR HFC AND NH₃ REFRIGERATION SYSTEMS	103
	<i>Kozachenko I.S, engineer, SEA "HOLOD", Odesa, ilya.s.kozachenko@gmail.com Zhelib Yu.O., ass. Professor, Odesa National Technological University Knysh S.V., Odesa National Technological University</i>	
40	ВПЛИВ ФРЕОНІВ НА БІОСФЕРУ ТА МЕТОДИ ЙОГО НІВЕЛЮВАННЯ	107
	<i>Войницька І. Г. студентка IV курсу факультету НГ та Е Одеський національний технологічний університет, м. Одеса</i>	
41	АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ПОПУТНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ	109
	<i>Світлицький В.М., проф. ОНТУ, Волчок В.О., доц. ОНТУ, Щербатюк О.Я., студ. ОНТУ м. Одеса, recvicv@gmail.com</i>	
42	АНАЛІЗ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ	111
	<i>Біленко Н.О., Годик К.О., Тітлов О.С. Одеський національний технологічний університет</i>	
43	РОЗРОБКА ПОБУТОВИХ ПРИЛАДІВ КОМБІНОВАНОЇ ТЕРМІЧНОЇ ДІЇ	112
	<i>Козонова Ю.О., Дмитренко Д.В., Тітлов О.С. ОНТУ</i>	

44	АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ РОЗРОБКИ НАФТОВИХ РОДОВИЩ НА ПІЗНІЙ СТАДІЇ	117
	<i>Дорошенко В.М., Тітлов О.С., Морозов О.А., Фелонюк С.А. Одеський національний технологічний університет</i>	
45	АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗГЛАДЖУВАННЯ ХВИЛЬ ТИСКУ НА НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЯХ	119
	<i>Бошкова І.Л. проф., ОНТУ, Тітлов О.С. проф., ОНТУ, Волгушева Н.В., доц. ОНТУ</i>	
46	АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ НА МОРСЬКИХ СУДНАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ (АХА)	122
	<i>Тітлов О.С., Адамбаєв Д.Б., Нікітін Д.М. Одеський національний технологічний університет</i>	
47	РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	127
	<i>Селіванов А.П., Тітлов О.С. Одеський національний технологічний університет</i>	
48	МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ГЕЛЕОГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	132
	<i>Осадчук Є.О. ст. викладач, Тітлов О.С. проф. ОНТУ</i>	
49	МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ТЕРМОСИФОНІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ	137
	<i>Тітлов О.С. проф., Холодков А.О. інж. ОНТУ</i>	
50	СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ТА МОДИФІКАЦІЯ ПРОЕКТІВ І СИСТЕМ ВІДПОВІДНО ДО АНАЛІЗУ ВАРТОСТІ	142
	<i>Яковлева О.Ю. доц. каф ХУКП ОНТУ, Хмельнюк М.Г. проф. ОНТУ, Трандафілов В.В. доц. каф ХУКП ОНТУ, м. Одеса</i>	
51	VALUE ENGINEERING ТА АНАЛІЗ ВАРТОСТІ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ.	144
	<i>Яковлева О.Ю. доц. каф ХУКП ОНТУ, Хмельнюк М.Г. проф. ОНТУ, Трандафілов В.В. доц. каф ХУКП ОНТУ, м. Одеса</i>	
	СЕКЦІЯ №2 – НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ГАЗОТУРБІНИХ УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ	
1	СЕЗОННІ АКУМУЛЯТОРИ ТЕПЛА В АБСОРБЦІЙНИХ СИСТЕМАХ З НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ	146
	<i>Басов А.М., аспірант, асистент кафедри КТ ОНТУ, Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри КТ ОНТУ.</i>	
2	МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПОРІВ В АПАРАТАХ КОМПРЕСОРНИХ ТА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ	148
	<i>Грудка Б.Г., к.т.н., доценти кафедри КТ ОНТУ, Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри КТ ОНТУ</i>	
3	СХЕМНІ РІШЕННЯ ЕЖЕКТОРІВ-БУСТЕРІВ НА ЛІНІЇ НИЗЬКОГО ТИСКУ АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ	150
	<i>Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри КТ ОНТУ, Псарьов С.О., аспірант, Єрін В.О., к.т.н., науковий співробітник факультету механіки Університет НінбоТех, Китай</i>	
4	ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СОНЯЧНОЇ АБСОРБЦІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З МАТЕРІАЛЬНОЮ РЕГЕНЕРАЦІЄЮ	152
	<i>Косой Б.В., д.т.н., професор кафедри ЕТтаПЕ ОНТУ, Куколев А.К., аспірант кафедри ЕТтаПЕ ОНТУ</i>	
5	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОМИСЛОВОГО ЛЬДОГЕНЕРАТОРА КУБІКОВОГО ЛЬДУ	155
	<i>Соколовська-Єфименко В.В., к.т.н., доцент кафедри КТ ОНТУ, Мошкатюк А.В., PhD, ст. викладач кафедри КТ ОНТУ, Москін В.В., магістрант кафедри КТ ОНТУ</i>	
6	ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛУ УСТАНОВКИ	156

	ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ ГАЗУ LNG НА СУДНІ-ГАЗОВОЗІ	
	<i>Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри КТ ОНТУ, Соколовська-Єфименко В.В., к.т.н., доцент кафедри ОНТУ, Псарьов С.О., аспірант кафедри КТ ОНТУ</i>	
7	ДОСЛІДЖЕННЯ СОРБЦІЙНОГО ПОДІЛУ НЕОНУ НА ІЗОТОПИ МЕТОДОМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХРОМАТОГРАФІЇ	159
	<i>Проф. Симоненко Ю.М., ОНТУ, м. Одеса</i>	
8	АНАЛІЗ ЦИКЛА ТЕРМОКОМПРЕСОРА ІЗ ЗОВНІШНІМ РОЗТАШУВАННЯМ РЕГЕНЕРАТОРА	161
	<i>Проф. Симоненко Ю.М., асп. Костенко Є.В., м.н.с. Чигрін А.О., ОНТУ, м. Одеса</i>	
9	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ТЕМПЕРАТУРНОМУ РІВЕНІ 120К.	163
	<i>Кравченко М.Б., д.т.н., професор кафедри КТ ОНТУ, Кокул С.В., аспірант кафедри КТ ОНТУ</i>	
10	АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОВІТРЯНИХ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ	167
	<i>Доц. Яковлев Ю.О., маг. Семко А.С., бак. Гроздев Г.В., ОНТУ, м. Одеса</i>	
11	ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОМПРЕСОРА ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦІОНЕРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ	171
	<i>Доц. Яковлев Ю.О., маг. Слесар В.О., бак. Брюшков К.Ю., ОНТУ, м. Одеса</i>	
12	ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА У СХЕМІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З «ПЛАВАЮЧИМ» ТИСКОМ КОНДЕНСАЦІЇ	174
	<i>Доц. Яковлев Ю.О., маг. Шараєв О.Л., бак. Гітрук М.А., ОНТУ, м. Одеса</i>	
13	ТЕХНОЛОГІЯ АКУМУЛЯЦІЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ СТИСНЕНИМ ПОВІТРЯМ В СИСТЕМАХ ТРИГЕНЕРАЦІЇ	176
	<i>Проф. Косой Б.В., асп. Шумський О.А., ОНТУ, м. Одеса</i>	
14	ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА У СХЕМІ ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ	177
	<i>Доц. Ярошенко В.М., маг. Петушков Я.Л., ОНТУ, м. Одеса</i>	
15	IMPROVING THE OPERATIONAL EFFICIENCY OF INTEGRATED POWER PLANT SUPPLY AIR CONDITIONING SYSTEMS BASED ON MONITORING	179
	<i>Artem Hrych Ph.D Admiral Makarov National University of Shipbuilding Mykolayiv, Ukraine</i>	
15	СИСТЕМА ДВОСТУПЕНЕВОГО ТЕХНІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З АБСОРБЦІЙНО-ПАРОКОМПРЕСОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ	183
	<i>Грич А.В. к.т.н., доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації ; Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв,</i>	
16	ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ З СТУПЕНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	187
	<i>Грич А.В. к.т.н., доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації; Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв</i>	

THE IMPACT OF GEOMETRIC PARAMETERS ON THE THERMOPRESSOR PERFORMANCE

Halina Kobalava

*Associate Professor of the Thermal Engineering Department,
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Kherson Educational-Scientific Institute, Ukraine
g.lavamay@gmail.com*

A modern way to increase the efficiency of power plants is cooling of the working fluid [1, 2]. The different types of heat exchangers can be used for cyclic air cooling of gas turbines, charge air cooling of internal combustion engines, removing superheating of vapor in refrigeration plants. Rolls Royce created a 25 MW WR-21 marine gas turbine plant by order of the US Department of Defense Navy, which was supposed to replace the General Electric Co. LM2500 engine in the fleet. In order to improve efficiency, intercooling of the air between the compressors and waste heat recovery were applied [3].

A promising method for cooling the working fluid is to use a two-phase jet apparatus, which is called a thermopressor [4]. Due to the evaporative cooling in the thermopressor, the effect of thermo-gas-dynamic compression takes place, that is, an increase in air pressure, as a result of the instantaneous evaporation of water, which is injected into the accelerated air flow.

A hydrodynamic analysis of typical models was carried out by using CFD simulation software ANSYS Fluent to determine the design thermopressor parameters at various air mass flow and for a number of relative air velocity values in the evaporation chamber.

The experimental thermopressor was developed to study the working processes in order to determine the rational geometrical and regime parameters. The initial parameters were following: pressure P_{tp1} and temperature T_{tp1} , corresponding to the cycle air parameters of gas turbines and charge air of internal combustion engines.

To carry out numerical modeling, the finite volume method was used, which is implemented in the ANSYS Fluent software package. A calculation method was defined based on the Pressure-Based solver, a turbulence model $k-\epsilon$ Realizable was used [5, 6]. The calculation of the air flow parameters (total pressure, dynamic pressure, velocity, temperature, turbulent kinetic energy, etc.) in the thermopressor was carried out for a number of confuser and diffuser taper angles, as well as for a number of relative air velocity values in the evaporation chamber $M = 0.4-0.8$.

The value of local resistance coefficients for the diffuser (divergent angle $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$) and confuser (convergent angle $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$) were determined. The initial parameters at the confuser inlet were following: inlet pressure $P_{tp1} = 3 \cdot 10^5$ Pa; temperature $T_{tp1} = 453$ K, air velocity $w_{air1} = 35$ m/s. It should be noted that the nature of the change in velocity along the length of the thermopressor flow part was fairly uniform.

It was to compare the calculated data with the experimental data obtained in the study. It can be seen that the obtained equation for the local resistance coefficient in the diffuser gives a value with an acceptable error ($\delta = \pm 20\%$) in the range of divergent angles $\beta = 4-12^\circ$ (Fig. 1). At divergent angles $\beta = \geq 12^\circ$, the calculated values significantly exceed the experimental ones.

Analysis of the calculated data shows that the total pressure loss in a "dry" thermopressor (without liquid injection for evaporation) was $\Delta P_{\text{loss}} = 0.05\text{--}1.00 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ (2–31%) at a fixed confuser convergent angle $\alpha = 40^\circ$ and variable diffuser divergent angles $\beta = 4\text{--}12^\circ$. The total pressure loss was $\Delta P_{\text{loss}} = 0.05\text{--}0.40 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ (1–12%) at a fixed diffuser divergent angle $\beta = 6^\circ$ and variable confuser convergent angles $\alpha = 30\text{--}50^\circ$. In this case, it is possible to recommend angles for the thermopressor flow parts (air mass flow G_{air} by to 1 kg/s): confuser convergent angle $\alpha = 30^\circ$ and diffuser divergent angle $\beta = 4^\circ$, which correspond to the minimum pressure losses $\Delta P_{\text{loss}} = 1.0\text{--}9.5\%$, and, consequently, to the maximum pressure increase as a result of thermo-gas-dynamic compression.

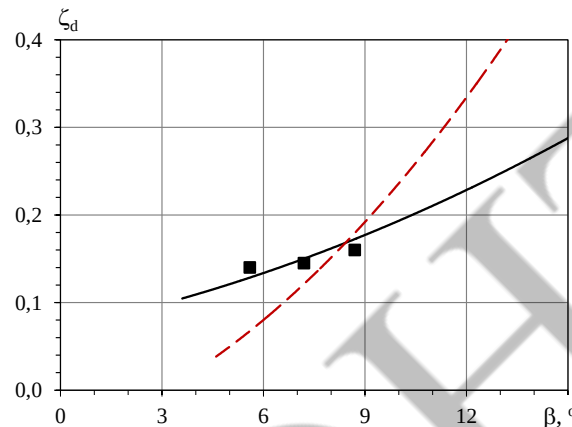


Fig. 1. Comparison of the obtained local resistance coefficient for the diffuser (ζ_d) with the calculated ones depending on the divergent angle β :

— — — — — calculated curve; ————— experimental curve

Conclusion: Determination of the main air flow parameters has been carried out for a number of taper angles of a confuser α and a diffuser β . The empirical equations for determining the local resistance coefficients of the confuser ζ_c and diffuser ζ_d of the thermopressor (air mass flow G_{air} up to 1 kg/s) have been determined.

The local resistance coefficients for the confuser and diffuser were determined by using computer CFD simulation: confuser local resistance coefficient $\zeta_c = 0.02\text{--}0.08$ and diffuser local resistance coefficient $\zeta_d = 0.08\text{--}0.32$.

1. It was recommended angles for the thermopressor flow parts: confuser convergent angle $\alpha = 30^\circ$ and diffuser divergent angle $\beta = 4^\circ$, which correspond to the minimum pressure losses $\Delta P_{\text{loss}} = 1.0\text{--}9.5\%$, and, consequently, to the maximum pressure increase as a result of thermo-gas-dynamic compression.

References

1. Yu, Z.; Løvås, T.; Konovalov, D.; Trushliakov, E.; Radchenko, M.; Kobalava, H.; Radchenko, R.; Radchenko, A. Investigation of Thermopressor with Incomplete Evaporation for Gas Turbine Intercooling Systems. *Energies* 2023, 16, 20 <https://doi.org/10.3390/en16010020>
2. 3. Yang, Z.; Konovalov, D.; Radchenko, M.; Radchenko, R.; Kobalava, H.; Radchenko, A.; Kornienko, V. Analysis of Efficiency of Thermopressor Application for Internal Combustion Engine. *Energies* 2022, 15 [doi:10.3390/en15062250](https://doi.org/10.3390/en15062250)
3. Colin, R. The WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine – Integration into Future Warships. In: *Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Tokyo, 2003*, pp. 1-6.

4. 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.
5. Bergman, T.L. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th Edition. John Wiley & Sons, New Jersey, 2011.
6. Iyer A. A., Rane I. P., Upasani K. S., Bhosale Y. P. & Gawande S. H. (2017). Experimental Study on the Effect of Water Injection in an Internal Combustion Engine. International Review of Mechanical Engineering, No. 11(6), 379-386.

УДК 664.3:602

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ КРІОСУБЛІМАЦІЙНОГО ФРАКЦІОНУВАННЯ БІОМАТЕРІАЛІВ

Потапов В.О., професор, д.т.н., Білий Д.В., аспірант ДБТУ, Державний біотехнологічний університет, м. Харків, potapov@bigmir.net

З метою виробництва високоякісних продуктів харчування та напівфабрикатів для парфумерії, косметології та фармакології впроваджуються ефективні сучасні технології переробки біологічної сировини, які максимально зберігають її молекулярну структуру, вітамінний склад, аромат, колір та смакові якості. Найбільш повно цим вимогам задовольняють кріогенні технології, що забезпечують негативну температуру під час переробки сировини [1]. В результаті застосування таких технологій інгібуються окислювальні процеси в сировині, вдається запобігти денатурації і дисоціації важливих молекулярних комплексів, пігментації і деароматизації вихідної сировини. Кріогенна переробка рослинної сировини дозволяє повністю зберегти натуральну структуру не тільки вітамінів, що знаходяться в ньому, але і молекулярних комплексів, що містять широкий спектр необхідних людині мінеральних речовин, що важливо для їх повноцінного засвоєння [2].

Особливе місце у кріогенних технологіях займає метод сублімаційного сушіння біологічних матеріалів, який набув зараз широкого поширення, незважаючи на високу собівартість одержуваних продуктів. Це спричинено низкою наступних технологічних чинників: попереднє заморожування зразка, що висушується, фіксує його молекулярну структуру; подальше сублімування води виключає механічну усадку, яке особливо проявляється при звичайному висушуванні на повітрі ягід, грибів і фруктів з великим вмістом води.

Той факт, що вільна вода в процесі сублімування знаходиться в об'єкті у вигляді льоду, виключає тривалий вплив на біомолекули рідкої фракції з хімічним складом, який безперервно змінюється. Навпаки, при додатних температурах випаровування молекул води підвищує концентрацію солей та інших хімічних елементів у рідких фракціях, що залишаються, і призводить при досягненні критичних концентрацій до незворотних змін конформації біомолекул об'єкту.

У роботі [3] вперше досліджено хімічний склад водних фракцій, які осаджуються на кріогенній поверхні десубліматора при ліофілізації рослинної сировини. Отримані результати показують, що в ряді випадків ці фракції не менш цінні і унікальні, ніж сухий залишок, що залишається в сублімаційній камері. Тому в роботі докладно досліджено процес виділення із заморожених біологічних матеріалів, складних за біохімічним складом водних фракцій, який названий кріосублімаційним фракціонуванням. Вказується, що цей процес можливий тому, що парціальний тиск над об'єктом залежить від складу замороженої сировини та відповідної йому діаграми фазових станів. Тому кінетика сублімаційного сушіння реальних біооб'єктів значно відрізняється від процесу сублімації чистого льоду. Відзначається, що температура завершення процесу кристалізації води конкретної фракції може не збігатися з температурою переходу цієї фракції в твердий стан. Це характерно для кріобіологічних розчинів які мають температуру склування.

Відомий факт, що при заданій температурі сильно пов'язаним станам відповідають менші значення парціальних тисків. Відповідно інтенсивне видалення цих фракцій з сировини в режимі сублімації при заданому зовнішньому тиску можливо при підвищенні температури об'єкта. Таким чином кріосублімаційне сушіння об'єктів можна проводити, комбінуючи зміни температури і тиску, тобто вести ліофілізацію за такими режимами при яких одночасно зменшується тиск та підвищується температура, оскільки вони дозволяють прискорити сушіння і завершити його за нижчих температур.

Авторами [3] сформульований принципи кріосублімаційного фракціонування біологічних систем. Згідно з яким в режимі сублімування можна послідовно виділяти зі зразка різні за кількісним складом водні фракції. Суть цього процесу полягає в послідовній зміні основних технологічних параметрів сублімаційного сушіння вздовж заздалегідь обраної траєкторії параметрів тиск - температура. Для практичного поділу сублімованих водних фракцій необхідна установка з декількома субліматорами, принципова схема якої показана на рис. 1.

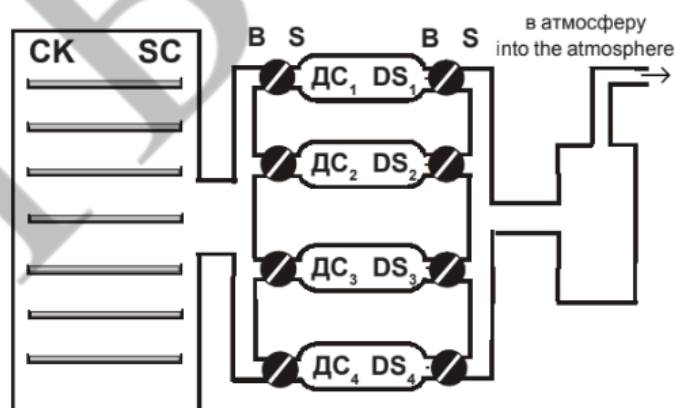


Рис. 1. Схема установки для кріосублімаційного фракціонування біооб'єктів [3].

В процесі роботи установки молекулярні потоки за даного тиску та температури із сублімаційної камери осідають на кріопанелях одного із десубліматорів, тоді як інші десубліматори перекриті вентиллями. Таким чином кожному тиску відповідає свій десубліматор та відповідно на ньому осаджується певна фракція з певною енергією зв'язку та молекулярним складом.

Авторами роботи [3] експериментально підтверджено працездатність технології кріосублімаційного фракціонування та показана можливість виділення фракцій з молекулярною масою до 300 а. е. м. з натуральної біологічної сировини. Зокрема отримано хімічний склад 10 водних фракцій, отриманих при сублімуванні свіжозаморожених квітів троянди ефірооїльної та ромашки лікарської, а також фрагментів плаценти людини. В той же час описане дослідження не містить будь якої математичної моделі, яка би надавала змогу прогнозувати відповідні технологічні режими змінювання траєкторії тиск - температура.

Тому метою даного дослідження є формулювання підходів до теоретичного опису процесу кріосублімаційного фракціонування. За основу такого підходу нами взята робота [4], в якій застосовний молекулярно-кінетичний метод до аналізу процесу енергоефективності сушіння.

Оскільки в основі технології кріосублімаційного фракціонування біоматеріалів лежить припущення, що газова фаза над замороженим біооб'єктом є складною композицією з молекул різної природи: води, амінокислот, ефірів, вітамінів, мінеральних речовин, фрагментів складних молекулярних комплексів, то кінетика зміни як температури об'єкта, так і тиску в сублімаційній камері повинна залежить від спектру енергетичних станів, з яких відбувається сублімація молекул води. Уявимо, що зв'язані біомолекули перебувають у деяких «потенційних полях» з різною енергією зв'язку, що характеризуються певним питомим потенціалом. Натомість молекули вільної води мають «нульову» (або мінімальну) енергію зв'язку з «сухим скелетом» матеріалу.

Таким чином, вільні молекули води в стані динамічної рівноваги здійснюють «броунівський тепловий рух», яке, на думку Ейнштейна, характеризується певним коефіцієнтом дифузії D [5]:

$$D = \beta kT, \quad (1)$$

де k - постійна Больцмана, T - термодинамічна температура, К; β - рухливість молекули, що визначається в загальному випадку як відношення швидкості молекули до сили, що діє на неї, в залежності від координат.

Формула (1) була отримана Ейнштейном для випадку рівноважного стану молекулярної системи, яке визначається умовою, що зміна її вільної енергії $\delta F = 0$ дорівнює нулю. Однак в разі, коли молекула знаходиться в деякому потенційному полі, зміна її вільної енергії буде дорівнює роботі з подолання певного «потенційного бар'єру», який характеризується питомим потенціалом $u(x)$ на молекулу.

На підставі рівняння для варіації вільної енергії при довільному переміщенні молекул в умовах динамічної рівноваги, що характерно для розглянутого вище процесу кріосублімаційного фракціонування біоматеріалів, в роботі [4] отримано наступний вираз для коефіцієнту дифузії в умовах існування потенційного бар'єру

$$D = \beta(kT - u), \quad (2)$$

Аналізуючи отриманий вираз, можна зробити висновок, що за відсутності потенційної взаємодії ($u = 0$) формула (2) перетворюється на (1), і, отже, максимальний коефіцієнт дифузії відповідає процесу сублімації «вільної» (чистої) води. По мірі зниження парціального тиску газу у капілярах біологічного об'єкту, зростає потенціал взаємодії біомолекул і для

певного тиску, що відповідає температурі $kT_{min} = u(p_{min})$ коефіцієнт дифузії $D = 0$, тобто за таких умов неможливо сублімація певних фракцій з енергією зв'язку молекули більшої ніж $u(p_{min})$. Для того щоб подолати цей бар'єр треба або знизити тиск у субліматорі, або збільшити температуру об'єкту що сублімується. Саме це передбачає технологія кріосублімаційного фракціонування біоматеріалів.

Таким чином рівняння (2) можна в подальшому використовувати для аналізу та розрахунків режимів кріосублімаційного фракціонування біоматеріалів.

Інформаційні джерела:

1. Подольский А.Г., Осецкий А.И. Современные криобиологические технологии переработки растительного сырья: Справ. Пособие. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2001.– 311 с.
2. Potapov V.O., Bilyi D.V. Prospects for the application of chladone extraction in the food industry. Kazakhstan-Refrigeration 2023: Proceeding of the Conference. – Алматы: АТУ, 2023. - P. 78-80.
3. Osetskiy, A. I., Grischenko, V. I., Snurnikov, A. S., Shabanov, I. Y., & Babijchuk, G. A. (2006). Cryosublimation Fractionating of Biological Material. Problems of Cryobiology and Cryomedicine, 16(2), pp. 230–240.
4. Цуркан Н.М. Применение молекулярно-кинетического метода к моделированию энергоэффективного процесса сушки. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 1, no. 8, 2012, pp. 29-31.
5. Эйнштейн А. Броуновское движение/ А. Эйнштейн, М. Смолуховский. Сборник статей. – М., ОНТИ. 1934. – 607 с.

УДК 621:21

ТЕПЛОФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИТІКАННЯ ЗАКИПАЮЧОЇ РІДИНИ З ДИФУЗОРІВ З ПРОФІЛЬОВАНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ

*Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ,
Гусєв Д. М., аспірант СумДУ, м. Суми, d.husiev@kttf.sumdu.edu.ua*

Протягом останнього десятиліття спостерігається швидкий розвиток всіх галузей промисловості та техніки. Нові технологічні процеси, які раніше було неможливо реалізувати при атмосферному тиску, тепер стають можливими завдяки впровадженню вакуумних агрегатів. Нові рідинно-парові струминні апарати засновані на принципі струминної термокомпресії, що змінює застарілий підхід з використанням низькоефективних пароструминних ежекторів.

Втім, ці нові апарати вимагають докладного дослідження через складність їх робочого процесу. Основний аспект – генерація пари всередині рідинно-парового струминного апарату, зокрема в соплі активного потоку. Цей процес супроводжується фазовим переходом

та зміною структури потоку в дифузорній частині сопла. Для реалізації цього потрібно міцний математичний підхід, що допоможе визначити оптимальну геометричну форму всіх елементів апарату, особливо сопла активного потоку. Від ефективності цього процесу безпосередньо залежить ефективність всього апарату.

Усередині існуючих моделей для розрахунку, теплофізична модель М. Г. Прокопова виявилась найбільш надійною, особливо у вакуумному режимі, після вдосконалення С. О. Шараповим. Проте головний недолік полягає у тому, що вони не враховують геометричну форму дифузорної частини сопла активного потоку, обчислюючи його як сопло Лаваля з прямими стінками. Відповідні модифікації від авторів розв'язують цю проблему, визначаючи площу дифузорної частини сопла в залежності від поздовжньої координати.

Мета даного дослідження полягає у визначенні впливу геометричної форми дифузорної частини сопла активного потоку рідинно-парового струминного апарату на ефективність процесу пароутворення всередині нього. Для досягнення цієї мети було проведено числове дослідження апарату з профільованою дифузорною частиною за теплофізичною моделлю, створеною авторами. Також було виконано математичне моделювання за допомогою програмного комплексу Ansys CFX, проаналізовано отримані результати та порівняно їх з експериментальними даними щодо сопла з прямими стінками. Остаточно, обрано оптимальну геометричну форму дифузорної частини сопла, яка максимізує ефективність процесу пароутворення.

Це дослідження є актуальним з наукового погляду для модернізації технологічних систем та розробки нових екологічно чистих установок. Воно визначить оптимальну форму сопла активного потоку та спроектує його для забезпечення найкращого процесу пароутворення всередині апарату. З метою оцінки доцільності профілювання дифузорної частини сопла, потрібно провести числові та експериментальні дослідження та визначити оптимальну геометричну форму.

З метою подальшого вдосконалення та дослідження цілком виправданого питання профілювання дифузорної частини сопла активного потоку рідинно-парового струминного апарату, необхідно провести детальне числове та експериментальне дослідження. Останнє дозволить обрати найбільш ефективну геометричну конфігурацію дифузору, що сприятиме оптимізації процесу пароутворення всередині апарату. Такий аналіз має велике значення, оскільки забезпечить точне розуміння та контроль над термодинамічними параметрами, що виникають під час процесу пароутворення. Це, в свою чергу, може призвести до розробки більш ефективних та продуктивних технологічних рішень.

Подальші дослідження можуть включати глибокий аналіз впливу різних геометричних параметрів дифузорної частини сопла на характеристики процесу пароутворення, враховуючи також різні умови роботи. Важливо також розглянути можливість використання цих досліджень для впровадження покращень у реальних промислових установках та технологіях.



МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ В КАМЕРІ ЗМІШУВАННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО СТРУМИННОГО АПАРАТУ

*Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ,
Євтушенко С. О., аспірант СумДУ, м. Суми, s.yevtushenko@kttf.sumdu.edu.ua*

У зв'язку із стрімким розвитком промисловості, все більше поширення отримують технологічні процеси, які використовують вакуум. Це надає можливість важливо підвищити якість виготовлюваних продуктів шляхом зменшення наявності шкідливих домішок у них. Вакуум допомагає ізолювати технологічні системи від впливу атмосфери, забезпечує більш повний і безперервний перебіг процесів, і, навіть, дає можливість розробляти й впроваджувати нові, більш досконалі технологічні процеси. Зазвичай вакуум створюється шляхом використання енергії потоку робочого середовища. Сучасні вакуумні системи, які часто включають пароструминні ежектори, зазвичай складаються з декількох етапів і мають досить низьку ефективність. Саме в цьому полягає актуальність використання вакуумних агрегатів на основі рідинно-парових струминних апаратів, де робочий процес ґрунтується на принципі струминної термокомпресії.

У даному дослідженні розглядається рідинно-паровий струминний апарат із камерою змішування, циліндричної форми та конічної з подальшою циліндричною ділянкою. У роботі описані граничні режими його функціонування, представлені результати числових та експериментальних досліджень його робочого процесу і проведена оцінка ексергетичної ефективності його робочого процесу.

Метою даної дослідження є вивчення впливу геометричних характеристик камери змішування на показники ефективності рідинно-парових ежекторів. Для досягнення цієї мети були виконані наступні завдання: досліджено переваги та обмеження рідинно-парових ежекторів з камерами змішування різної геометричної форми, розроблено математичну модель та методику розрахунку рідинно-парових ежекторів з камерами змішування різної геометричної форми, проведено порівняльний аналіз між результатами експерименту та результатами числового моделювання рідинно-парових ежекторів з камерами змішування різної геометричної форми, а також виконано розрахунок показників ефективності рідинно-парових ежекторів з камерами змішування різної геометричної форми.

Було проведено експериментальне дослідження з метою вивчення впливу геометричних параметрів камери змішування на характеристики рідинно-парового ежектора. У першому етапі дослідження були взяті параметри циліндричної камери змішування з подальшою циліндричною ділянкою, а також окремо з конічною ділянкою, для вирівнювання пульсацій. Другий етап дослідження передбачав експеримент на конічній камері змішування, де кут конфузорності варіювався в діапазоні 2-8°. В результаті експерименту було встановлено, що при однакових параметрах тиску та ступені підвищення тиску пасивного потоку на вході в діапазоні 4-9, можна досягти високої ефективності вакуумування та значного підвищення виробництва пари, з параметрами 1,02-1,03 і

паровмістом 0,25-0,35. Крім того, було встановлено прийнятний показник коефіцієнта інжекції в діапазоні 0,06-0,08.

В ході дослідження було виявлено негативний аспект, який полягав у явищі "пробкування" камери змішування. Це проявлялося через виникнення зворотних струменних потоків робочого середовища вздовж всієї вхідної довжини рідинно-парового ежектора. Для уникнення такого інциденту при даному куті конфузорності можливо застосувати підвищення параметрів робочого середовища активного потоку на вході. Це дозволить зменшити площу камери змішування на виході, в результаті знижуючи ступінь змішування двох потоків. Ця підхід підтверджується збільшенням ступеня підвищення тиску пасивного потоку.



УДК 621:21

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОГО ТРАНСФОРМАТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В ТЕПЛОНАСОСНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ R744

Арсеньєв В. М., професор кафедри технічної теплофізики, СумДУ,

Шарапов С. О., доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ,

Король О. С., аспірант СумДУ, м. Суми, sanya.korol.1997@gmail.com

На сучасному етапі розвитку теплонасосної техніки головний акцент ставиться на питаннях збереження енергії та екологічної безпеки. За потреби дотримання міжнародних домовленостей, виникає важливість відмови від традиційних охолоджувальних речовин типу HFC і обмеження викидів сполук, які збільшують парниковий ефект. Це зустрічається в період, коли зростає популярність використання охолоджувальних речовин, які включають природні низькокиплячі компоненти. До таких речовин відносять діоксид вуглецю (R744), аміак (R717), ізобутан (R600a) та інші. Зокрема, діоксид вуглецю відзначається як потенційно привабливий холодильний агент у таких умовах, оскільки він є безпечним, не горить, не токсичний, економічний та широко доступний на ринку. R744 має ряд вагомих переваг порівняно з наявними аналогами, включаючи відсутність впливу на озоновий шар ($ODP = 0$) і мінімальний внесок в глобальне потепління ($GWP = 1$), який значно менший, ніж у поширених охолоджувальних речовин сьогодні. Додатково, діоксид вуглецю має необхідні термодинамічні характеристики, такі як висока теплопередача, мала чутливість до тискових втрат та низька в'язкість. З цієї причини питання удосконалення робочого процесу тепловикористовуючих теплотрансформаторів (ТВТ) та використання екологічно чистих та безпечних охолоджувальних речовин має актуальний характер. Для оцінки ефективності впровадження охолоджувальної речовини R744 у такі системи, необхідно провести порівняльний аналіз з наявними сучасними аналогами, які поширені промисловості та народному господарстві.

Це дослідження націлене на удосконалення енергозберігаючих тепловикористовуючих теплотрансформаторів з використанням робочої речовини R744, які працюють за циклом Чистякова-Плотнікова. Для досягнення цієї мети були вирішені такі

завдання: аналіз існуючих установок тепловикористовуючих теплотрансформаторів з подальшим вибором найбільш ефективних схемних рішень, розробка альтернативних схемних рішень тепловикористовуючих ТВТ з речовиною R744, створення розрахункової моделі для визначення термодинамічних та режимних параметрів циклу тепловикористовуючого ТВТ з охолоджувальною речовиною R744 для теплового насосного режиму роботи, розробка розрахункової моделі для оцінювання показників енергоефективності запропонованого циклу, аналіз отриманих показників ефективності та розробка рекомендацій щодо доцільності впровадження тепловикористовуючих ТВТ з речовиною R744.

Аналізуючи існуючі установки тепловикористовуючих ТВТ, було відібрано дві найефективніші схеми. Перша опція включає схему з дросельним пристроєм, а друга – з регенеративним теплообмінником. З метою підвищення енергетичної ефективності існуючих схем були запропоновані тепловикористовуючі установки, які завдяки конструктивним рішенням дозволяють відмовитися від зовнішнього двигуна для приводу компресора. Було розроблено розрахункову модель для визначення термодинамічних та режимних параметрів циклу тепловикористовуючого ТВТ з охолоджувальною речовиною R744 для режиму роботи теплового насоса. Також розроблено розрахункову модель для оцінки показників енергоефективності запропонованого циклу, яка дозволяє визначити доцільність впровадження запропонованої схеми тепловикористовуючого ТВТ для теплового насосного режиму. Внаслідок аналізу отриманих показників ефективності можна зробити висновок, що завдяки впровадженню запропонованої схеми можна підвищити ефективність тепловикористовуючих ТВТ в середньому на 23%, залежно від тиску на всмоктуванні компресора.



УДК621.56:622.691.6:629.114

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ СТИСКУВАННЯ ГАЗУ ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Клименко В.В., проф., д-р. техн. наук., Босий М.В., викл., ЦНТУ, м. Кропивницький
klymvas@ukr.net; bosiy@ukr.net

Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС) з традиційними компресорними установками (КУ) не надають можливості зменшити нерівномірність споживання стиснутого природного газу при заправці автомобілів в денний і нічний періоди доби та ліквідувати недозаправку, що призводить до використання обладнання завищеної продуктивності та знижує енергоефективність заправки [1]. Підвищити ефективність АГНКС можливо шляхом використання комбінованої системи стискування газу, що складається з КУ та газогідратного акумулятора, виконаним у вигляді кристалізатора утворення газогідратів і газогідратного плавителя [2, 3].

Схема пропонуваної комбінованої системи стискування газу для АГНКС, що включає компресорну установку та газогідратний акумулятор, наведена на рис. 1: 1 впускний трубопровід; 2, 3, 4, 5 перша, друга, третя, четверта ступені компресорної установки; 6, 7, 8, 9 охолоджувачі; 10, 11, 12, 13 вологомасловіддільники; 14, 15, 16, 20 ємності для накопичення газу (акумулятори АСГ); 17 кристалізатор утворення газогідратів; 18 блок осушки; 19 заправні трубопроводи; 20' балони для заправки стиснутим газом; 21 клапан; 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28 триходові клапани; 29 газогідратний плавитель; 30 газогідратний акумулятор; 31 надлишкова частина газу; 32 вода(водний розчин); 33 газогідрати; 34 екструдер; 35 газ високого тиску.

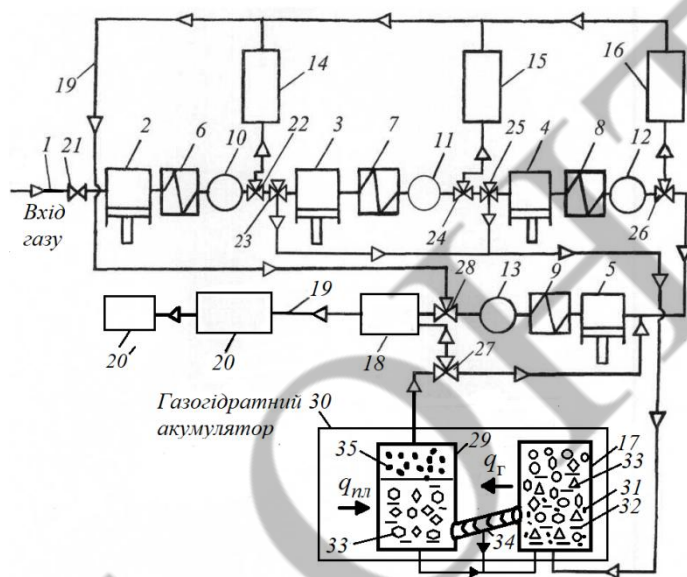


Рис. 1– Комбінована система стискування газу для АГНКС

Комбінована система стискування газу працює наступним чином. Спочатку кристалізатор утворення газогідратів 17 частково наповнюється водою або водним розчином 32. При зменшеному завантаженні АГНКС, природний газ, наприклад, наступного складу: CH_4 – 94,12 %; C_2H_6 – 2,92 %; C_3H_8 – 0,92 %; C_4H_{10} – 0,42 %; C_3H_{12} – 0,11 %; CO_2 – 1,22 %; N_2 – 0,15 %; C_{6+} – 0,14 %, з початковим тиском $p = 1,2$ МПа і температурою $t = 18$ °С через впускний трубопровід 1 і клапан 21 подається в першу ступінь 2 і компримується до тиску $p = 3,5$ МПа. Стиснутий газ через охолоджувач 6, вологомасловіддільник 10, триходовий клапан 22 подається або на заправку газових балонів 20' стиснутим газом через акумулятор газу АСГ 14, заправочний трубопровід 19, триходовий клапан 28 і блок осушки 18 або через триходовий клапан 23 в другу ступінь 3, в якій газ компримується до тиску $p = 7,5$ МПа. Газ при цьому тиску через охолоджувач 7 і вологомасловіддільник 11, триходовий клапан 24 акумулятор газу АСГ 15, заправочний трубопровід 19, триходовий клапан 28 блок осушки 18 подається або на заправку газових балонів 20' стиснутим газом, або через триходовий клапан 25 в третю ступінь 4, в якій газ стискується до тиску $p = 15$ МПа. Стиснутий газ через охолоджувач 8, вологомасловіддільник 12, триходовий клапан 26 подається або на заправку балонів 20' стиснутим газом через акумулятор газу АСГ 16, заправочний трубопровід 19, триходовий клапан 28 і блок осушки 18 або через триходовий клапан 26 в

четверту ступінь 5, в якій газ компримується до тиску $p = 25$ МПа. Надлишкова частина газу 31, що не використовується в цей період для заправки газових балонів 20' стиснутим газом та не подається в другу 3 і третю ступінь 4 через триходові вентиля 23 і 25, надходить в кристалізатор утворення газогідратів 17, де при контакті з водою 32 утворюються газогідрати 33 при тиску $p = 7,5$ МПа і температурі $t = 16$ °С, а теплота гідратоутворення q_r відводиться холодильною машиною (ХМ) яка на схемі не показана.

Утворені газогідрати 33 накопичують та зберігають, а при збільшенні завантаження АГНКС, газогідрати 33 перекачують за допомогою гвинтового шнекового (екструдера) 34 з кристалізатора утворення газогідратів із використанням сепаратора для відділення їх від води 17 до газогідратного плавителя 29, в якому здійснюється підігрівання і плавлення газогідратів 33 шляхом підведення теплоти $q_{пл}$ від охолодження газу після ступенів компресорного стиснення при температурі $t = 20$ °С і тиску $p = 15$ МПа з виділенням газу і води. Виділена вода 32 після сепарації та плавлення газогідратів перекачується в кристалізатор утворення газогідратів 17 на повторне гідратоутворення, а отриманий газ високого тиску 35 по трубопроводу через триходовий вентиль 27, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 направляють через акумулятор газу АСГ 20 на часткове наповнення газових балонів 20' стиснутим газом, або по трубопроводу через триходовий вентиль 27 на копримування в четверту ступінь 5 до тиску $p = 25$ МПа, вихід з якої через охолоджувач 9, вологомасловіддільник 13, триходовий вентиль 28, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 з'єднаний з газовими балонами 20' для заправки стиснутим природним газом.

Утворені газогідрати 33 накопичують та зберігають, а при збільшенні завантаження АГНКС, газогідрати 33 перекачують за допомогою гвинтового шнекового (екструдера) 34 з кристалізатора утворення газогідратів із використанням сепаратора для відділення їх від води 17 до газогідратного плавителя 29 в якому здійснюється підігрівання і плавлення газогідратів 33 шляхом підведення теплоти $q_{пл}$ від охолодження газу після ступенів компресорного стиснення при температурі $t = 20$ °С і тиску $p = 15$ МПа з виділенням газу і води. Виділена вода 32 після сепарації та плавлення газогідратів перекачується в кристалізатор утворення газогідратів 17 на повторне гідратоутворення, а отриманий газ високого тиску 35 по трубопроводу через триходовий вентиль 27, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 направляють через акумулятор газу АСГ 20 на часткове наповнення газових балонів 20' стиснутим газом, або по трубопроводу через триходовий вентиль 27 на копримування в четверту ступінь 5 до тиску $p = 25$ МПа, вихід з якої через охолоджувач 9, вологомасловіддільник 13, триходовий вентиль 28, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 з'єднаний з газовими балонами 20' для заправки стиснутим природним газом.

Потрібно відмітити, що плавити газогідрати 33 в газогідратному плавителі 29 можливо і при тиску $p = 25$ МПа, але при плавленні газогідратів необхідно буде підтримувати більш високу температуру $t = 22$ °С. В цьому випадку робота АГНКС буде забезпечуватись компресорами першої і другої ступеней стискування та плавителем газогідратів 29. Вода після плавлення газогідратів повторно використовується для гідратоутворення в кристалізаторі утворення газогідратів 17, а отриманий газ 35, в залежності від умов роботи, направляють в акумулятор газу АСГ 20, а потім на заправку

газових балонів 20' до кінцевого тиску $p = 25$ МПа, достатнього для повної заправки автомобільного транспорту.

Висновки: запропонована комбінована система стискування газу для АГНКС дозволяє підвищити ефективність заправки газових балонів автомобільного транспорту та ліквідувати недозаправку, що зменшить затрати енергії при експлуатації АГНКС.

Список інформаційних джерел

1. Клименко В.В., Босий М.В., Якименко М.С., Мартиненко В.В. Патент на корисну модель. Україна №134041 МПК F04B41/00 Компресорна установка для автомобільних газозаправних станцій // u201812267; опубл 25.04.2019, бюл. №8/2019.
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. Клименко В.В., Босий М.В., Аулін В.В., Філімоніхіна І.І., Лисенко С.В., Гриньків А.В. Енергоефективність заправки автомобільного транспорту стиснутим природним газом при використанні газогідратного акумулятора. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 2021, вип. 4(35). С. 198-207. <http://195.230.140.114/jspui/bitstream/123456789/11403/1/26.pdf>

УДК 521

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ

Кравченко М. Б., професор кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м.Одеса

E-mail: kravtchenko@i.ua

Кокул С.В.аспірант кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м.Одеса

Низькотемпературні холодильні камери, які здатні тривалий час підтримувати температуру на рівні -150 °С, можуть бути використані для зберігання біологічних об'єктів, наприклад, таких як донорська кров, кістковий мозок та інші тканини. Крім того, такі камери можуть знайти застосування для холодової обробки деталей зі сталі або пластику з метою підвищення їх міцності та зносостійкості.

У доповіді розглядаються результати експериментального дослідження камери, призначеної для тривалого зберігання біологічних об'єктів. Холодильне устаткування цієї камери працює за циклом Джоуля-Томсона, який використовує зеотропну суміш природних холодильних агентів: метану, азоту, етану, пропану та ізобутану.

Низькотемпературна холодильна камера має прямокутну форму. Товщина теплоізоляції стінок камери становить 200 мм. Принципова схема холодильної установки для низькотемпературної камери показана на рис. 1.

Експериментальне дослідження низькотемпературної холодильної камери включало вимірювання температури всередині та зовні камери в ході її охолодження до температури -150°C , і вимірювання температури при відігріванні камери після вимикання холодильної установки.

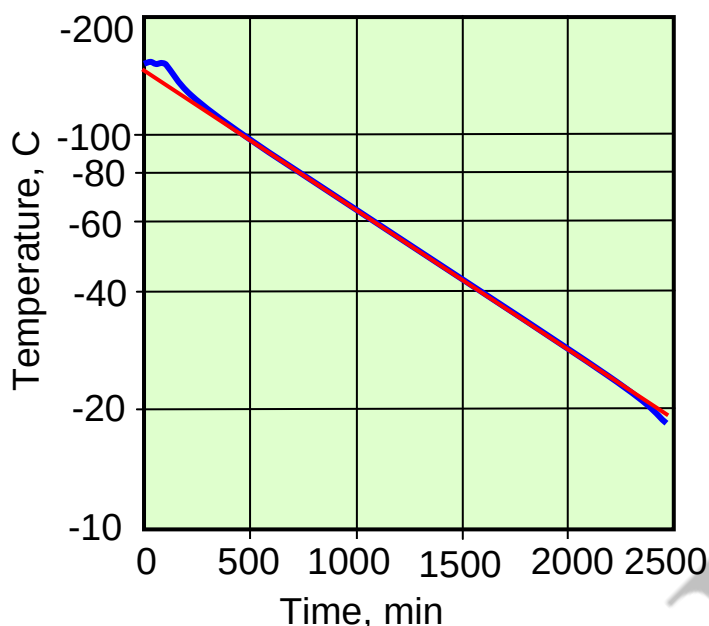


Рис. 2. Зміна температури всередині холодильної камери під час її нагрівання

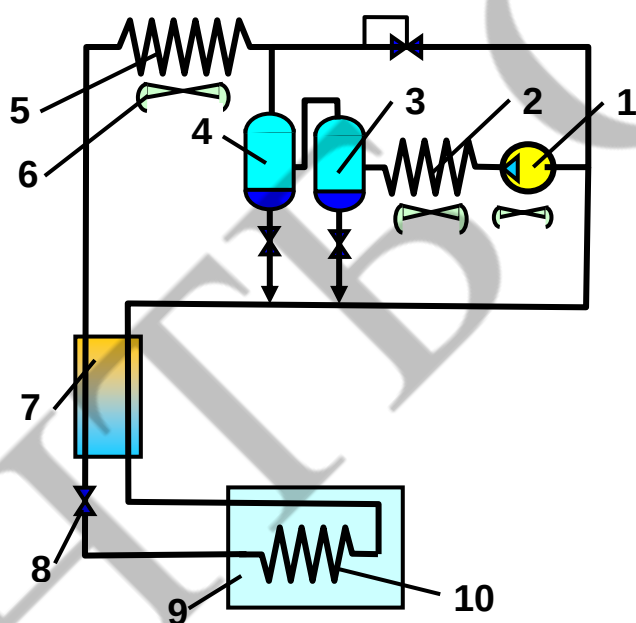


Рис.1. Принципова схема холодильної установки низькотемпературної камери.

1 – компресор POE ISO 32; 2 – попередній конденсатор; 3 – перший мастиловідділювач; 4 – другий мастиловідділювач; 5 – основний конденсатор; 6 – вентилятор; 7 – рекуперативний теплообмінник; 8 – капілярна трубка; 9 – холодильна камера; 10 – випарник

Крім цього, було проведено вимірювання температури масивної сталеві деталі, розміщеної всередині холодильної камери при її охолодженні до мінімальної температури -150°C .

Вимірювання температури всередині камери при її природному відігріванні від -150°C до кімнатної температури дозволяють оцінити еквівалентне значення коефіцієнта температуропровідності теплоізоляції камери, що враховує наявність теплових мостів таких, як трубки подачі і відведення холодильного агенту, елементів кріплення камери і т.п. Для оцінки еквівалентного значення коефіцієнта температуропровідності теплоізоляції холодильної камери використовувався метод регулярного теплового режиму.

Вважаючи, що в процесі нагрівання холодильної камери температура навколишнього середовища T_E та коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки камери α – залишаються постійними, нестационарний процес нагрівання камери можна розділити на дві стадії: початкову стадію і стадію регулярного теплового режиму [1].

При регулярному тепловому режимі закон зміни температурного поля в часі набуває простого та універсального вигляду: температура всіх точок холодильної камери зростає в часі за експоненціальним законом. Якщо побудувати залежність температури всередині камери від часу в напівлогарифмічній системі координат, то при регулярному тепловому режимі

відігрівання холодильної камери ця залежність буде мати вигляд прямої лінії.

На рис. 2 наведено графік залежності температури всередині холодильної камери від часу в напівлогарифмічній системі координат. З цього графіка видно, що в процесі нагріву холодильної камери дуже швидко встановлюється регулярний тепловий режим, якому відповідає вихід кривої зміни температури на пряму лінію.

Тангенс кута нахилу цієї лінії дорівнює показнику експонент . Звідси, знаходимо

$$\mu_1^2 \frac{a}{L^2}$$

еквівалентне значення параметра a/L^2 для холодильної камери: $\text{м}^2/\text{с}$.

$$\frac{a}{L^2} = 5,157 \cdot 10^{-6}$$

Таким чином, на основі аналізу експериментальних даних щодо відігрівання холодильної камери можна знайти значення параметра, що визначає швидкість відігріву камери.

На рис. 3 наведено графік залежності температури всередині холодильної камери під час охолодження. Ця залежність апроксимована поліномом п'ятого ступеня від часу, який вимірювався у хвиликах.

Як видно з наведеного графіка поліном п'ятого ступеня добре апроксимує всі особливості часової залежності зміни температур у середині камери.

В якості математичної моделі процесу охолодження камери виберемо нестационарну теплопровідність необмеженої пластини. Як граничні умови виберемо граничні умови першого роду на зовнішній і внутрішній стінках пластини. Причому температуру на зовнішній стінці пластини, вважатимемо постійною, а температуру на внутрішній стінці пластини (камери) вважатимемо такою, що змінюється за певним законом. В якості початкової умови моделі приймемо те, що початкова температура камери дорівнює температурі навколишнього середовища T_E . Для спрощення задачі, приймемо температуру

навколишнього середовища T_E рівною нулю. З урахуванням цього, математична модель приймає вигляд:

$$\frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau},$$

$$T(L, \tau) = T_E = 0;$$

$$T(L, \tau) = f(\tau);$$

$$T(x, 0) = T_E = 0.$$

де $f(\tau)$ – поліном п'ятого ступеня, що апроксимує часову залежність температури камери.

Аналітичне рішення цієї задачі знаходимо у вигляді:

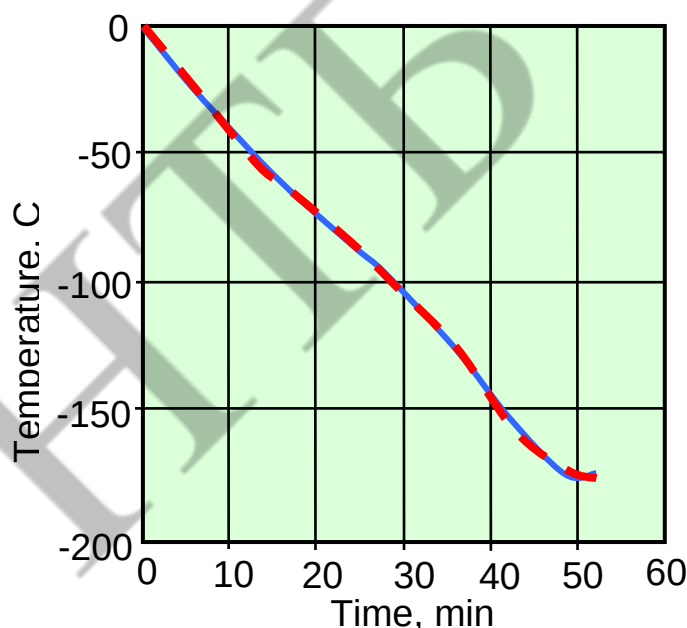
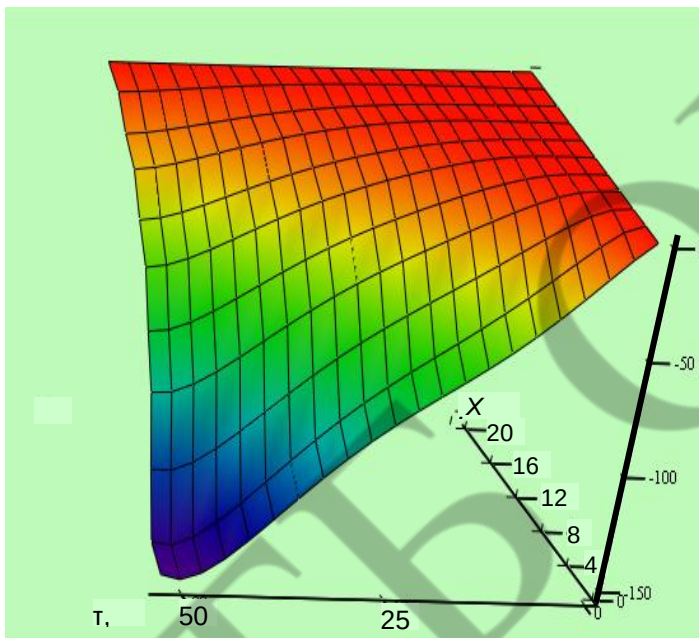


Рис. 3. Апроксимація експериментальних даних по заохолодженню порожньої холодильної камери поліномом п'ятого ступеня. Суцільна лінія – експеримент; пунктирна лінія – апроксимація

$$T(x, \tau) = 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\pi k a}{L^2} \sin\left(\pi k \frac{x}{L}\right) \int_0^{\tau} \exp\left(-\frac{\pi^2 k^2 a}{L^2}(\tau - t)\right) f(t) dt$$

Використовуючи значення еквівалентної температуропровідності, отримане в експерименті з регулярним тепловим режимом нагріву порожньої камери, можна розрахувати часову залежність розподілу температур в теплоізоляції холодильної камери в процесі її охолодження. На рис. 4 наведено 3D графік, що показує зміну температур у шарі теплоізоляції в процесі охолодження камери.

Маючи аналітичне рішення для розподілу температур усередині теплоізоляції, можна знайти густину теплового потоку на внутрішній стінці холодильної камери, яка дорівнює добутку градієнта температур на внутрішній стінці та еквівалентної теплопровідності теплоізоляції. Градієнт температур на внутрішній стінці камери знайдемо як похідну по координаті від розподілу температур в теплоізоляції.



Знаючи динаміку температури масивної металевої деталі, розміщеної всередині камери, та її масу, можна визначити кількість тепла, що надходить до цієї деталі:

$$q(\tau) = M \cdot C_m \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial \tau} ;$$

де M - маса деталі, поміщеної в холодильну камеру, [кг]; C_m - теплоємність матеріалу деталі (сталі), [Вт/(кг·К)]; λ - еквівалентна теплопровідність теплоізоляції холодильної камери, що враховує присутність теплових мостів [Вт/(м·К)]; F форм-фактор, коефіцієнт, що враховує те, що поверхня внутрішніх стінок камери менша за поверхню зовнішніх стінок цієї камери.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кондратьев Г. М. (1954). Регулярний тепловий режим. М Державне видавництво техніко-теоретичної літератури, 408 с.

УДК 697.94.(075)

ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОТЕЧІЙНОГО КОНДИЦІОНЕРА ЧИСТОГО ПРИМІЩЕННЯ

Лабай В.Й., д.т.н., проф.
НУЛП, м. Львів, wlabay@i.ua

Сьогодні під час створення обладнання і процесів для забезпечення проведення певної технології питання економії паливно-енергетичних ресурсів має першорядне значення. Тому зараз ставиться питання про створення енерготехнологічних агрегатів і процесів, в яких би вимоги технології та енергетики не тільки органічно поєднувались, але й доповнювали одне одного.

У сучасних технологіях, пов'язаних з перетворенням енергії, а саме у системах кондиціювання повітря, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких може бути встановлена тільки на основі їх термодинамічного аналізу. Найпростішим методом термодинамічного аналізу є енергетичний, заснований на законі збереження енергії. Він дозволяє оцінити абсолютні і відносні втрати енергії, виявити обладнання і процеси з найбільшими втратами. Однак цей метод прирівнює один до одного цінності всіх видів енергії, зокрема і теплової, що невірно з позицій другого закону термодинаміки, оскільки будь-який вид енергії може повністю перетворюватись у теплову, зворотній же процес супроводжується неминучими втратами. Завдяки цьому в останні десятиріччя був розроблений ексергетичний метод аналізу [6-10]. Цей метод був обґрунтований у роботах Р. К. Клаузіуса, Дж. В. Гіббса, Ж. Гюї, А. Стодоли, Я. Шаргута та Р. Петели. Цей метод аналізу полягає у введенні поряд з загальним, фундаментальним поняттям енергії, додаткового показника – *ексергії*, який дозволяє врахувати те, що енергія залежно від зовнішніх умов може мати різну цінність для практичного використання.

Розрахунки ексергетичних балансів і різних характеристик технічних систем, зокрема систем кондиціювання повітря, дає можливість найпростіше і наглядніше вирішувати безліч наукових і технічних задач. Вони допомагають вилучити часті помилки, які зустрічаються і пов'язані з ігноруванням якісного боку перетворень.

Зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціювання повітря (СКП), диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії.

Метою кондиціювання повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі (у даному випадку у чистому приміщенні) певних параметрів повітря. Звичайно регулюванню підлягає температура t_v і відносна вологість ϕ_v повітря, а у чистих приміщеннях це ще й концентрація пилюнок χ_v у повітрі

Як приклад можна розглянути центральну прямотечію СКП чистого приміщення, схематично зображену на рис. 1. Робота такої системи залежить від домінуючих у навколишньому (зовнішньому) середовищі умов, тобто від температури і вологовмісту повітря зовнішнього середовища. Повітря з навколишнього середовища через повітряозабірну

шахту 6 забирається центральним кондиціонером, очищається у фільтрі зовнішнього повітря 7, далі проходить через повітрянагрівник I підігрівання 8, охолоджується та осушується за політропою у камері зрошення 9, підігрівається у повітрянагрівнику II підігрівання 10, а відтак вентиляторним агрегатом 12 подається у чисте приміщення через фільтр припливного повітря 11 у центральному кондиціонері, припливні повітропроводи 5 та фільтри припливного повітря 4 на вході у приміщення.

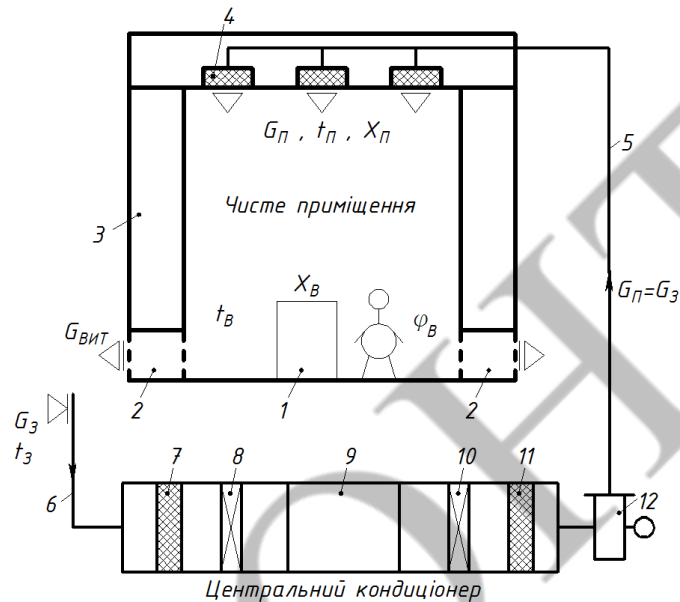


Рис. 1. Принципова схема центральної прямотечійної системи кондиціювання повітря чистого приміщення:

- 1 – технологічне обладнання, 2 – витяжні канали, 3 – шлюзові приміщення, 4 – фільтри припливного повітря у приміщення, 5 – припливний повітропровід, 6 – повітрязабірна шахта, 7 – фільтр зовнішнього повітря, 8 – повітрянагрівник I підігрівання, 9 – камера зрошення, 10 – повітрянагрівник II підігрівання, 11 – фільтр припливного повітря у кондиціонері, 12 – вентиляторний агрегат

Послідовність змін, які відбуваються з вологим повітрям, що проходить через різне обладнання системи кондиціювання повітря, наведені на рис. 2. Параметри повітря у характерних точках процесу (рис. 2) встановлювались за прийнятими значеннями параметрів для зовнішнього повітря та підраховувались на запропонованій математичній моделі за відомими аналітичними залежностями для вологого повітря.

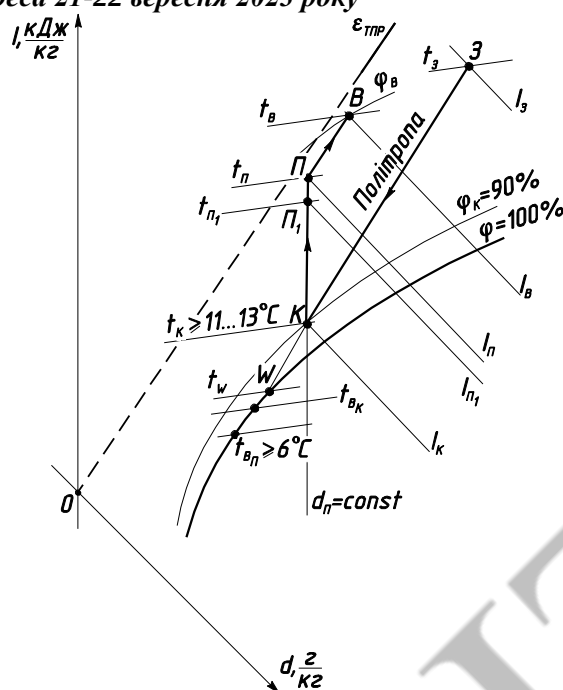


Рис. 2. Зображення процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП в ТПР на I-d – діаграмі:
ЗК – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря $G_{к.зр} = G_{п}$ у камері зрошення;

КП₁ – процес нагрівання повітря $G_{п}$ у повітряонагрівнику П підігрівання; П₁П – підігрівання повітря $G_{п}$ на 1°C у вентиляторі та припливному повітропроводі; ПВ – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям $G_{п}$ з кондиціонера

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи центральної прямотечійної системи кондиціювання чистого приміщення у ТПР, визначали за формулою:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{ПВ}}{\Delta E_{к.зр} + \Delta E_{нагр} + \Delta E_{ПВ} + \Delta E_{вит} + N_{сп}^{х.в} + N_{сп}^{г.в} + N_{сп}^{вент} + N_{сп}^{ХМ}} \cdot 100, \quad \%, \quad (1)$$

де $\Delta E_{ПВ} = E_{п} - E_{в}$ – зменшення ексергії кондиціонованого повітря у чистому приміщенні, Вт;
 $E_{п}$ і $E_{в}$ – відповідно, ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистому приміщенні, Вт;
 $\Delta E_{к.зр} = E_{вк} - E_{вп}$ – зміна ексергії води у камері зрошення (відповідно, зростання ексергії повітря у камері зрошення), Вт; $E_{вп}$ і $E_{вк}$ – відповідно, ексергія води у камері зрошення за її початкової та кінцевої температури, Вт; $\Delta E_{нагр} = E_{гар} - E_{звор}$ – зміна ексергії теплоносія (гарячої води) у повітряонагрівнику П підігрівання (відповідно, зменшення ексергії повітря у повітряонагрівнику П підігрівання), Вт; $E_{гар}$ і $E_{звор}$ – відповідно, ексергія теплоносія у подавальному і зворотному патрубках повітряонагрівника П підігрівання, Вт;
 $\Delta E_{вит} = E_{в} - E_{з}$ – втрата ексергії з витяжним повітрям з чистого приміщення, Вт; $E_{з}$ – ексергія зовнішнього повітря, Вт; $N_{сп}^{х.в}$ – споживана потужність насосом холодної води для

камери зрошення, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{Г.В}}$ – споживана потужність насосом гарячої води для повітрянагрівника II підігрівання, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{Вент}}$ – споживана потужність двигуном вентилятора прийнятого центрального кондиціонера, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{ХМ}}$ – споживана потужність холодильною машиною для центрального кондиціонера, Вт.

Вибрану систему кондиціювання повітря бажано використовувати за вищої різниці температур внутрішнього і припливного повітря, а саме, наприклад $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^{\circ}\text{C}$ (відповідно температури зовнішнього повітря $t_3 = 42^{\circ}\text{C}$), що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД $\eta_{\text{е}}$, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціювання повітря.



УДК 621.577

ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

*Воїнов О. П., професор, Кобалава Г. О., доцент,
Самохвалов В. С., доцент, ХННІ НУК, Херсон, g.lavamay@gmail.com*

Вступ. Підвищення ефективності світового виробництва нерозривно пов'язане з розвитком енерго- та ресурсозберігаючих систем теплозабезпечення, які суттєво впливають на зниження собівартості та енергоемності виробленої продукції. У перспективі з розвитком світового виробництва зростатимуть і масштаби споживання паливно-енергетичних ресурсів, тому існує гостра необхідність економного використання електрики та теплоти. І тут пріоритетним та найефективнішим є застосування систем та технічних засобів теплозабезпечення децентралізованого типу.

Одним із ефективних енергозберігаючих способів, що дають змогу економити органічне паливо, знижувати забруднення навколишнього середовища, задовольняти потреби споживачів у технологічній теплоті є застосування теплонасосних технологій виробництва теплоти. Її споживачами є системи опалення та гарячого водопостачання житлових, адміністративних, соціальних та промислових будівель, системи підтримки оптимального мікроклімату у спортивних та кіноконцертних комплексах, басейнах, для сільської місцевості – у тваринницьких приміщеннях та ін.

Матеріали і методи. Питання застосування теплонасосних технологій досліджено на основі методів вивчення, аналізу, синтезу, узагальнення результатів досліджень та статистичного матеріалу.

Результати. Технологія теплопостачання з використанням теплових насосів застосовується практично в усіх розвинених країнах світу. На сучасному етапі розвитку науки теплові насоси є майже єдиним засобом для енергетичного використання скидної низькотемпературної теплоти.

Теплонасосні системи теплопостачання проектується для кожного конкретного об'єкта залежно від енергетичних навантажень, ґрунтово-кліматичних умов району будівництва та вартості енергоносіїв. Для теплонасосних систем теплопостачання характерні підвищені одноразові капітальні вкладення при порівняно низьких експлуатаційних витратах. Особливо вигідним є застосування теплових насосів при одночасному використанні теплоти та холоду, що успішно реалізується у низці технологічних процесів у промисловості, сільському господарстві, системах кондиціювання повітря, ін.

Основними перевагами теплонасосних технологій є: висока енергетична ефективність; екологічна чистота; надійність; комбіноване виробництво теплоти та холоду в єдиній установці; мобільність; універсальність по тепловій потужності; універсальність за видом низькопотенційної енергії, що використовується; повна автоматизація роботи установки.

Необхідно оцінювати доцільність використання теплонасосних установок, базуючись на наступних факторах: термодинамічному: реалізований цикл, температура низькопотенційного джерела теплоти та температура теплоносія споживача теплоти, властивості робочого тіла; конструктивному: тип компресора, тип теплообмінників, їх технічні характеристики, схемне рішення установки; економічному: рівень цін на електрику та паливо, що заміщується, ціни на застосовуване обладнання та його монтаж та налагодження, ціни на систему автоматизації; екологічному: відсутність процесу спалювання палива в циклі теплового насоса, зменшення викидів CO₂ за рахунок витіснення частини потрібного палива за високої енергетичної ефективності установки; соціальному: покращення умов праці та життя населення.

Висновки 1. Для вирішення проблем енергозбереження теплові насоси є найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики завдяки можливості використання відновлюваної енергії з навколишнього середовища.

2. Конкурентоспроможність теплових насосів залежить від великої кількості діючих факторів, від функціонального призначення насосів, від екологічного впливу на навколишнє середовище та ін.

3. Нетрадиційне теплопостачання має всі шанси стати традиційним і конкурувати з найпопулярнішими на сьогоднішній день автономними системами.

УДК 536.423.4

ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ РОБОЧИХ РЕЧОВИН УСЕРЕДИНІ МІНІКАНАЛІВ

Горін В. В., д.т.н., проф. кафедри ДУІТЗ, м. Одеса, gorin53@ukr.net

Горін Вм. В., АППЕК «Бородянка», Горін Вл. В., АППЕК «Бородянка»

Застосування мініканалів і трубок малих діаметрів є одним із способів інтенсифікації теплообміну у разі фазових перетворень та робить впровадження мініканалів перспективним напрямом у створенні сучасних мініканальних конденсаторів холодильних агрегатів та автомобільних систем кондиціювання повітря. Використання мініканалів є одним із найбільш дієвих методів інтенсифікації теплообміну під час фазових переходів і, перш за все, це пов'язано з тим, що у разі зменшення поперечного розміру каналу обернено

пропорційно збільшується відношення поверхні до об'єму каналу. Використання мініканальних систем призводить до забезпечення високого рівня міцності апаратів, підвищення інтенсивності теплообміну та дозволяє зменшити кількість холодоагенту в них.

На даний час існує певна кількість наукових досліджень щодо процесів конденсації у середині мініканалів стосовно впливу гідравлічного діаметра каналу d_h на втрати тиску ΔP , тепловіддачу α та на режими течії фаз. У цих працях розгляд процесів теплообміну під час конденсації робочих речовин у мініканалах виявився дуже суперечливим.

Аналіз наявних праць показує, що в багатьох опублікованих роботах розглядається переважно вплив на тепловіддачу масової швидкості потоку G і масового паровмісту x та практично не досліджується вплив теплового потоку q на характер теплообміну. Експериментальні дослідження проводились за різних умов протікання процесу конденсації, що ускладнює зіставлення дослідних даних для різних речовин.

Так, автори праці [1] наводять наступні чинники, які впливають на теплообмін під час конденсації у мініканалах:

- на вході насиченої пари у мініканали коефіцієнти тепловіддачі мають достатньо високі значення;
- за мірою проходження пари вздовж каналу, тепловіддача зменшується і канал становиться все більш затопленим речовиною;
- значення коефіцієнтів тепловіддачі від масового паровмісту значно вище у разі мінімальної різниці температур поверхні і пари ΔT , а у разі збільшення різниці температур ΔT значення коефіцієнтів тепловіддачі α суттєво зменшуються.

Істотний внесок у інтенсифікацію процесу теплообміну у разі конденсації в мініканалах вносить поверхневий натяг конденсату σ , що створює поперечний градієнт тиску у плівці конденсату. Це проявляється у більшій мірі у каналах із квадратним і трикутним перерізом, де інтенсивність теплообміну при конденсації більш ніж на 20% вище, ніж в круглих каналах. Вплив поверхневого натягу σ призводить до потоку конденсату в напрямку кутів і робить шар плівки δ більш тонким уздовж сторін каналу b , що призводить до зростання інтенсивності тепловіддачі.

Так, із наведених графіків праці [1] (рис. 1, 2) стосовно конденсації R134a у каналах із трикутним і квадратним перерізом видно, що спостерігаються ділянки, де тепловіддача практично не залежить від масової швидкості G холодоагенту і є практично однаковою. Це свідчить про те, що ефект поверхневого натягу σ на цих ділянках каналу є переважаючим і тому, задля урахування цього впливу під час розрахунку тепловіддачі, автори вводять поверхневий натяг σ у кореляцію Нуссельта, яка має кінцевий вигляд:

$$Nu_{\sigma} = 1,41 \left(\rho h_g \sigma b / \mu \lambda \Delta T \right)^{1/4} \quad (1)$$

та покращує опис експериментальних даних під час конденсації у мініканалах холодоагентів R134a, R22, R410A, R152a тощо.

Слід додати, що у зазначених працях для каналів із квадратним перетином простежується закономірність, що у міру збільшення розміру сторони мініканалу b значення коефіцієнтів тепловіддачі α зменшуються. У разі малих розмірів сторін квадратного каналу значення коефіцієнтів тепловіддачі α мають великі значення на вході у канал, але за незначної його довжини, а потім мають тенденцію різкого зменшення, що свідчить про міру заповнення каналу рідиною.

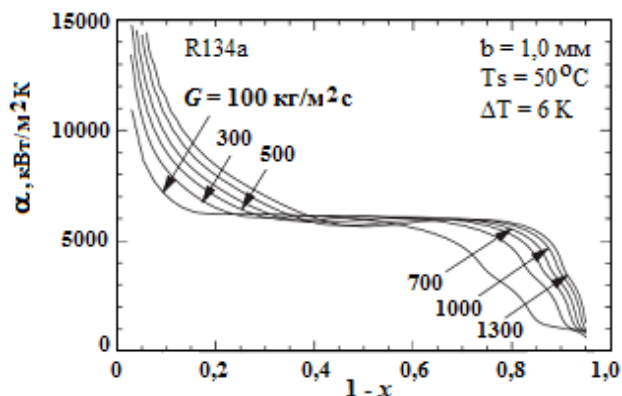


Рис. 1 - Залежність середніх коефіцієнтів тепловіддачі α від масового паровмісту x для трикутних каналів

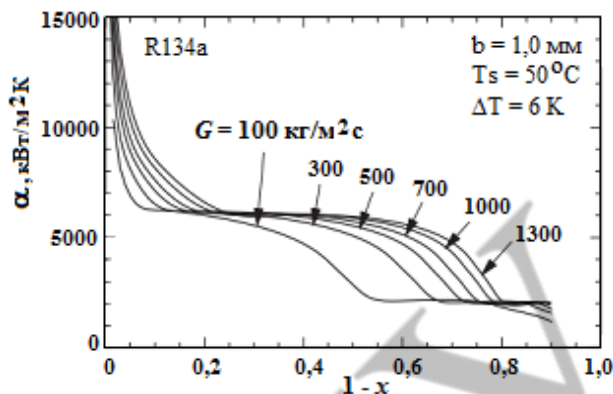


Рис. 2 - Залежність середніх коефіцієнтів тепловіддачі α від масового паровмісту x для квадратних каналів

Слід додати, що у зазначених працях для каналів із квадратним перетином простежується закономірність, що у міру збільшення розміру сторони мініканалу b значення коефіцієнтів тепловіддачі α зменшуються. У разі малих розмірів сторін квадратного каналу значення коефіцієнтів тепловіддачі α мають великі значення на вході у канал, але за незначної його довжини, а потім мають тенденцію різкого зменшення, що свідчить про міру заповнення каналу рідиною.

Наведені авторами роботи [1] розрахунки тепловіддачі за власною моделлю для мініканалів із різною внутрішньою геометрією, але із площею поперечного перерізу близько $S=1 \text{ мм}^2$ при значеннях масового паровмісту x від 0,1 до 1, свідчать, що значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі α для каналів із трикутним і квадратним перерізом є достатньо близькими між собою, а результати розрахунків тепловіддачі у разі конденсації у круглих каналах є нижчими більш ніж на 20%. Такий результат свідчить про великий вплив поверхневого натягу σ на інтенсивність теплообміну у разі конденсації у мініканалах із внутрішньою геометрією, яка є відмінною від каналів із круглим перерізом.

На відміну від теоретичних досліджень стосовно конденсації робочих речовин усередині мініканалів, існує багато експериментальних праць, присвячених цієї проблемі. Як приклад, наведемо декілька праць, де, на підставі експериментальних досліджень, автори розробили кореляції щодо обчислення теплообміну.

Так, у роботі [2] приведені результати експериментальних досліджень тепловіддачі та падіння тиску під час конденсації холодоагентів R134a, R404A та R407C у трубках мініканалів із нержавіючої сталі з внутрішніми діаметрами $d_{in} = 0,31\text{--}3,30 \text{ мм}$ та робочою довжиною дослідної ділянки $l=950 \text{ мм}$.

На підставі експериментальних досліджень автори запропонували власну кореляцію для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі:

(2)

$$\frac{\alpha_{\text{од}} d}{\lambda_p} = 25,084 \text{Re}_p^{0,258} \text{Pr}_p^{-0,495} \left(\frac{p_n}{p_{\text{кр}}} \right)^{-0,288} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,266}$$

У праці [3] автори досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A та пропану (R290) всередині горизонтальної алюмінієвої багатопортової (9 каналів) пласкої трубки з гідравлічним діаметром $d_h=1,4 \text{ мм}$, довжиною $l=530 \text{ мм}$.

На підставі отриманих дослідних даних автори запропонували модифіковану залежність (3), яка може бути застосована до труб малого діаметра з урахуванням ефективною площі поверхні тепловіддачі:

$$\alpha = 22,42 \cdot \alpha_p \left[1 + \frac{2}{X_{tt}} \right]^{0,81} Bo^{0,33} \left(\frac{k_p}{D} \right) \times R_{eff} \quad (3)$$

У висновках праць [2, 3] стверджується, що впродовж змінювання всього діапазону масового паровмісту x коефіцієнти тепловіддачі α для трубки малого діаметра d_{in} перевищують дані для труби зі звичайним діаметром d приблизно на $\pm 10\text{--}25\%$. За думкою авторів, це означає, що у разі зменшення діаметру трубки ($d_{in} < 3$ мм), у мініканалах відбуваються незначні зміни характеристик структури потоку, а також доводить, що під час конденсації у середині мініканалів на окремих ділянках довжини каналів l і за певних значень паровмісту x , величини коефіцієнтів тепловіддачі α змінюються незначною мірою, що свідчить про близькі режими течії двофазного потоку.

У роботі [5] докладно проаналізовано експериментальні дослідження з 11 праць під час конденсації холодоагентів R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R290, R32 та R152a усередині мініканалів із різною внутрішньою геометрією, показано вплив на тепловіддачу геометричних форм та розмірів міні каналів, а також наведено порівняння експериментальних даних багатьох авторів із наявних літературних джерел. Також, у праці [5] представлено емпіричні залежності коефіцієнтів тепловіддачі α від масового паровмісту x за різними масовими швидкостями G та тепловими потоками q і показано вплив на тепловіддачу геометричних форм та розмірів мініканалів.

Автором [5] проведено порівняльний аналіз результатів експериментальних досліджень різних авторів у разі конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів за майже однаковими режимними параметрами та геометричними розмірами (круглі, квадратні тощо).

Для прикладу, на рис. 3 і 4 наведено порівняння результатів досліджень конденсації холодоагенту R134a у середині круглих мініканалів у залежності від масового паровмісту x за майже однаковими масовими швидкостями потоку G та гідравлічними діаметрами з праць [2] ($d_{in} = 0,98$ мм) і [3] ($d_{in} = 0,96$ мм).

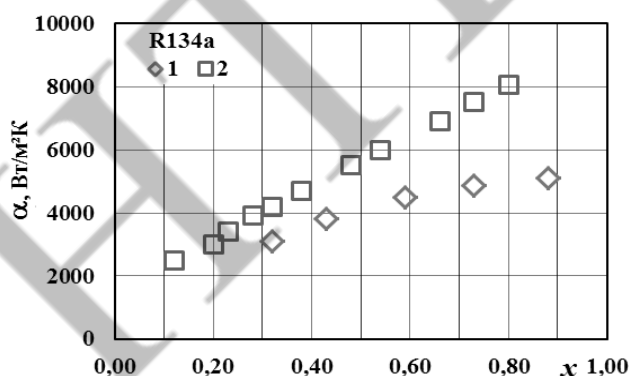


Рис. 3 - Конденсація R134a при $G = 386\text{--}400$ кг/м²с: 1 – [2], 2 – [3]

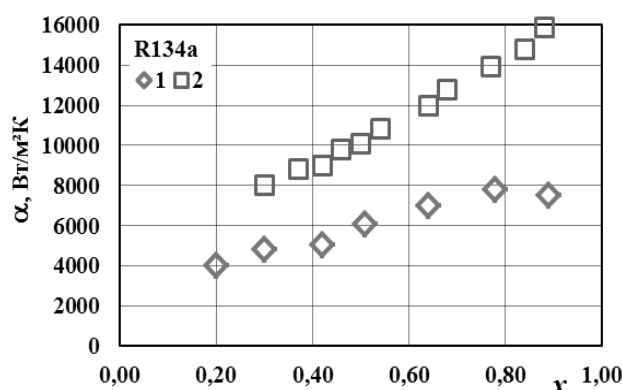


Рис. 4 - Конденсація R134a при $G = 707\text{--}800$ кг/м²с: 1 – [2], 2 – [3]

Із рис. 3 і 4 видно, що за однакових режимних параметрів та внутрішньої геометрії каналу експериментальні дані під час конденсації холодоагенту R134a мають суттєві розбіжності.

У праці [5] показано і зазначено, що така ж сама тенденція спостерігається й під час конденсації холодоагентів R22, R407C, R152a тощо у середині мініканалів із різною геометрією.

Таким чином, критичний аналіз експериментальних досліджень різних авторів під час конденсації багатьох холодоагентів свідчить про те, що існують істотні розбіжності у значеннях експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з холодоагентів у разі практично однакових масових швидкостей потоку і геометричних параметрів мініканалів.

Список інформаційних джерел

1. Wang H.S., Rose, J.W. Theory of heat transfer during condensation in microchannels. Int. J. Heat Mass Transfer. - 2011. - № 54 - pp. 2525-2534.
2. Bohdal T., et al. Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels. Archives of Thermodynamics. – 2012. – Vol. 33 - № 2 - pp.3-22.
3. Park K.J. et al. Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering. – 2005. - Vol. 17 - № 7 -pp. 649-658.
4. Matkovic M. et al. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. Int. J. Heat Mass Transfer. – 2009. - № 52. - pp. 2311-2323.
5. Горін В.В. Теплообмін при конденсації всередині мініканалів. Холодильна техніка і технологія. - 2017. – Т. 53. -№ 5 – С. 14-22.



УДК 621.517

ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТАНКЕРА АЛЬТЕРНАТИВНИМ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ДЛЯ ГЕНЕРУВАННЯ ВОДЯНОЇ ПАРИ

Калініченко І.В. к.т.н., доцент кафедри теплотехніки;

*Херсонського навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова м. Херсон, Україна*

kiv26@ukr.net

Проблеми забезпечення водяною парою на танкері в холодній зоні

Утилізація теплових втрат головного двигуна (ГД) традиційно є одним з основних напрямків підвищення ефективності суднової енергетичної установки. Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти судових поршневіх двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), були успішно реалізовані на великій кількості морських суден [1]. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДВЗ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД (ККД сучасних малообертових СДВЗ становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних судових 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). 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).

Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи танкерів показав, що існує три різних режими навантаження на котельну установку танкера в ходовому режимі в холодній зоні ходовий до 45 °С; з підігрівом до 60 °С та ходовий в баласті [2].

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на судову котельну установку буде залежати від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах в холодній зоні для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пари. В табл. приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні.

Для задоволення всіх потреб у водяній парі на судні в ходовому режимі у холодній зоні додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

З табл. видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково паливний ДК.

Таблиця. Парове навантаження судна в холодній зоні при розігріву вантажу до 45 °С

Споживачі пари	Температура пари, °С	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	120...133	0,2...0,3	1246
Споживачі СЕУ	151...165	0,5...0,7	3512
Спеціальні споживачі (підігрівачі вантажу)	133...165	0,3...0,7	2402
Всього	-		7160
Паропродуктивність УК/ДК	-		до 5000/ від 2160

Для задоволення всіх потреб у водяній парі на судні в ходовому режимі у холодній зоні додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

З табл. видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково паливний ДК.

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на судах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) в холодній зоні рейсу, коли температура зовнішнього повітря $t_{зп}$ стає нижче 20 °С для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси судових малообертових двигунів (МОД). Це дозволило б, по-перше, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи

допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, а відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами і, по-третє, зекономити невідновлювальні джерела енергії (котельне паливо) [3].

Актуальність використання теплового насосу у якості парогенеруючої установки на судні

Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДВЗ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався. Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низькопотенціальної теплоти СДВЗ для одержання пари на судні. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

В якості альтернативного головного двигуна для танкера розглядались сучасні малообертові двигуни, один з яких фірми "Wartsila" марки 6RTflex52U-B з номінальною потужністю $Ne_{\text{ном}}^{\text{ГД}} = 9600 \text{ кВт}$ (температура та кількість теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів ГД відповідно $t_{\text{хвц}}=85 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{хвц}} = 1862 \text{ кВт}$) та двигун фірми "MAN B&W" марки 6S50ME-C9-ТП номінальною потужністю $Ne_{\text{ном}}^{\text{ГД}} = 9960 \text{ кВт}$ ($t_{\text{хвц}}=80 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{хвц}} = 1450 \text{ кВт}$).

Найбільший температурний потенціал серед джерел низького потенціалу (температура джерела нижче $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$) має прісна вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ (температура на виході з ГД $80...85 \text{ }^{\circ}\text{C}$), а джерело високого потенціалу ОНП (температура джерела досягає $180...200 \text{ }^{\circ}\text{C}$) може використовуватися як економайзерна секція УК для підігріву живильної води. Тому, як джерело низькопотенціальної теплоти (НПТ) для утилізації в ТНПУ може використовуватися вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та ВОУ для утилізації НПТ води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ приведена на рис. Однак для оцінки показників ТНПУ необхідно врахувати, яка частина даного джерела НПТ використовується для функціонування ВОУ, а яка залишається для утилізації у ТНПУ. Схема підключення випарника до системи охолодження ДВЗ представлено на рис.

Згідно з розрахунками сумісна робота ТНПУ та УК забезпечує водяною парою необхідних параметрів всіх споживачів на ходовому режимі в холодній зоні без використання ДК. Загальна кількість отриманої водяної пари при використанні ТНПУ може сягати $G_{\text{SM}} = 2272 \text{ кг/год}$ з головним двигуном "MAN B&W" та $G_{\text{SW}} = 2632 \text{ кг/год}$ з головним двигуном "Wartsila", що більше ніж потрібно для покриття всіх потреб споживачів пари на судні в ходовому режимі при експлуатації в холодній зоні.

Найбільш переважним джерелом скидної теплоти для роботи ТНПУ є прісна вода системи охолодження втулок циліндрів судових ДВЗ, яка має температуру $80...85 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Її теплоти достатньо для одночасної роботи ТНПУ та водоопріснювальної установки (ВОУ) (близько $46...54 \%$ теплоти використовується у ВОУ). Проведені розрахунки показують енергетичну доцільність використання двоконтурної ТНПУ для отримання водяної пари тиском $0,3...0,5 \text{ МПа}$ для танкера в ходовому режимі в холодній зоні (рис.) [3]. Водяну пару з

тиском 0,7 МПа отримують в утилізаційному котлі (УК). Принцип роботи ТНПУ описано у попередніх роботах [3, 4].

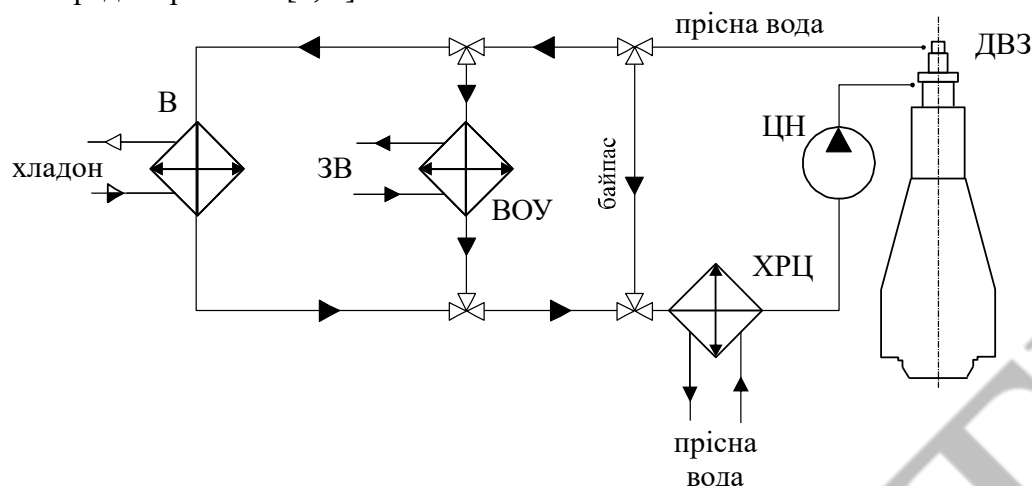


Рисунок 1. Схема з'єднання випарника теплового насосу до системи охолодження МОД

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

У якості робочого тіла для високотемпературного ТНПУ пропонується використання хладону *n*-пентан R601 з нормальною температурою кипіння $t_s = 36,1^\circ\text{C}$, критичною температурою $t_{кр} = 196,6^\circ\text{C}$, критичним тиском $P_{кр} = 3,37\text{ МПа}$ та температурою самозаймання $t_{сз} = 286^\circ\text{C}$.

У якості мастила був вибраний PAG (поліалкіленгліколь) за його термостійкість і достатню в'язкість при температурі до 180°C . При високотемпературних випробуваннях з температурами конденсації $t_k = 160^\circ\text{C}$ і кипіння $t_0 = 70^\circ\text{C}$, що проводились японською компанією "Maeyaka" з використанням даного хладону, коефіцієнт трансформації теплоти COP дорівнює $\zeta_{\text{ТН}} \approx 3,0$.

Висновок

Попередні розрахунки показали, що екологічна ефективність утилізації скидної теплоти охолоджуючої води ДВЗ за допомогою теплового насосу дозволяє зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні і відповідно скоротити споживання котельного палива на 3...5 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Димитров А.А. Утилизация вторичных энергоресурсов судовых установок с применением технологии тригенерации / А.А. Димитров, О.Ю. Яковлева, М.Г.Хмельнюк // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць V м-н. н-т. конф. Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 327-330.
2. Калиниченко И.В. Тепловой насос в качестве альтернативной судовой парогенерирующей установки // Радиоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – №3 (67). – С. 85-88.
3. Андреев А.А. Теплонасосна паровиробляюча установка утилізації низькопотенційної теплоти головного двигуна танкера / А.А. Андре'в, И.В. Калініченко // Екологічна безпека

4. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Kornienko, V., Gorbov, V., Kalinichenko, I. (2022). Effect of Utilization Exhaust and Recirculation Gases of Ship Diesel Engine in Absorption Chiller. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2021. ICTM 2021. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 367. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5_43.

УДК 697.91

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ВІД ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ КОНСЕРВНИХ ПІДПРИЄМСТВ

*Волчок В.О., доц. ОНТУ, Волчок О.В., зав. лаб. ОНТУ, Діденко К.В., студ. ОНТУ
м. Одеса, recvicv@gmail.com*

До стану повітряного середовища в приміщеннях підприємств пред'являються певні вимоги, які регламентуються нормативними документами. У виробничих приміщеннях згідно з діючими санітарними нормами і правилами повинні підтримуватися наступні нормовані умови праці - температура повітря 22 °С, відносна вологість 40-50%, швидкість повітря за відсутності теплового випромінювання - 0,3 м/с, при його наявності - 1,5 м/с [1]. Крім основних нормованих параметрів до стану повітряного середовища можуть пред'являтися додаткові технологічні та гігієнічні вимоги (очищення від механічних та бактеріальних забруднень) як зовні, так і всередині технологічного обладнання.

Для забезпечення зазначених вимог на підприємствах необхідна наявність систем вентиляції та кондиціонування повітря, в коло завдань яких входить створення і автоматична підтримка необхідних параметрів повітряного середовища, які змінюються при надходженнях теплоти і вологості в приміщення [2].

Для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря (СКП) необхідно володіти початковими даними, які включають інформацію про параметри повітря, джерела надходження тепла і вологості, складі і концентрації газоподібних сполук в робочій зоні.

У сучасній літературі досить широко висвітлені питання вентиляції приміщень підприємств зернопереробних, хлібопекарських, олійно-жирових, цукрових, кондитерських, чайних, м'ясних, молочних, рибних, спиртових, лікеро-горілчаних та пивоварних виробництв і дуже мало приділено уваги кондиціонуванню і вентиляції консервних підприємств.

Особливістю консервного виробництва є обробка фруктів і овочів різними способами з метою придушення або повного припинення життєдіяльності мікроорганізмів, а також припинення небажаних біохімічних процесів для можливості тривалого збереження продуктів. До цих методів належать сушка, охолодження, заморожування, вплив солі і цукру при їх високій концентрації, бланшування, пастеризація і стерилізація шляхом термообробки, застосування діоксиду вуглецю і антисептиків, вплив іонізаційним випромінюванням.

Практично всі технологічні процеси консервного виробництва пов'язані з тепло- і вологовиділення протягом зміни і коливаються в широкому діапазоні. При цьому температура повітря може змінюватися від +20 °C до +45 °C, вологовміст - від 0,1 г/кг до 25 г/кг, інтенсивність теплового випромінювання коливається від 1 до 10 кВт/м².

Процес консервації в основному складається з підготовки сировини (мийка, дроблення) і теплової обробки - бланшування, обсмажування, пастеризація, стерилізація. При цьому виділяється теплота, волога і супутні гази.

На дільницях миття і дроблення сировини переважає виділення надмірної вологи. Спільне виділення теплоти і вологи спостерігається в цехах теплової обробки, де зосереджена велика кількість технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу. Ці фактори впливають на вибір вентиляції і СКП. У деяких випадках доцільно обмежитися припливно-витяжною вентиляцією, в силу того, що більшість консервних підприємств працює в теплу пору року.

Для бланшування гарячою водою і водяною парою використовують стрічкові і шнекові бланшувачі різної продуктивності. Овочі, що підлягають обсмажуванню, занурюють на кілька хвилин в рослинну олію, нагріте до 120-140 °C в пареолійній печі. При бланшуванні і обсмажуванні випаровується значна кількість вологи і виділяється теплота в навколишнє середовище. При обсмажуванні відбуваються два протилежно спрямованих процесу масообміну: випарювання вологи (спрямований назовні) і вбирання масла (направлений всередину). Водяної пари випаровується більше, ніж вбирається масла, тому маса сировини зменшується.

У виробничих умовах при обсмажуванні овочів видаляється вільна волога, яка виділяється з клітин після їх плазмолізу під впливом високої температури і утворившимся тиском пари всередині продукту. З підвищенням температури олії швидкість видалення вологи з продукту збільшується в результаті підвищення тиску парів води.

Для кожного виду сировини встановлено певний відсоток у жарки, тоді як кількість вологи в сировині варіюється в залежності від багатьох факторів (сорт, розмір, умови вирощування та зберігання). Наприклад, при обсмажуванні попередньо подрібненої моркви масою 2000 кг кількість виділеної водяної пари з сировини може становити 1130 кг.

Пастеризації (обробка при температурах нижче 100 °C) піддаються фруктові консерви (компоти, соки, джеми), стерилізації - (діапазон температур 110-125 °C) - малоокислотні консерви (м'ясні, рибні, овочеві) [3]. Пастеризацію проводять у відкритих апаратах при атмосферному тиску, з зануренням консервів у воду, стерилізацію - в закритих апаратах під надлишковим тиском (автоклав). В обох випадках у повітря робочої зони потрапляє велика кількість водяної пари і теплоти, які необхідно видаляти.

Під час роботи теплового технологічного обладнання температура продукту і теплоносія може змінюватися через зміну тиску пари, що гріє і коефіцієнта теплопередачі або через часткове припинення відведення конденсату, а також в разі збільшення завантаження апарату сировиною понад розрахункової продуктивності. Сукупність усіх факторів не дає можливості з упевненістю стверджувати про величину повних вологовиділень при роботі технологічного обладнання. Наявні дані носять лише рекомендаційний характер.

В результаті проведення спостереження і реєстрації роботи технологічного обладнання консервних підприємств півдня України отримані значення тепловиділень технологічного обладнання, знайдені на основі вимірювання величини і температур

Матеріали XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технологій». Одеса 21-22 вересня 2023 року

теплопередаючих поверхонь, порівняння з їх паспортними даними, з урахуванням необхідної технологічної температури обробки продукту. Слід зазначити, що не завжди експериментальні дані узгоджувалися з заявленими в паспортах технологічного обладнання значеннями температури на поверхні апарату.

Проаналізовано можливі відхилення в результаті проведених вимірювань. У таблиці 1 представлені середні значення тепловиділень від технологічного обладнання консервних виробництв, отримані в ході спостережень за роботою кількох машин і апаратів.

Таблиця 1 - Тепловиділення від технологічного обладнання

Технологічне обладнання	Продуктивність	Тепловиділення, кДж/год
Варочний котел	300 л/год	29000
Машина для мийки скляних банок 0,5– 1 л	1500 банок/год	27000
Пароварочна плита	1,5 м ²	25000
Вакуум-випарний апарат	500 л/год	17000
Теплообмінник для підігріву соків	2000 л/год	13000
Бланшувач	5 т/год	12000
Пастеризатор-охолоджувач	2000 л/год	8400
Машина для мийки фруктів та овочів	1 т/год	8000
Деаератор-пастеризатор	1,2 т/год	8000
Пароолійна піч	2 т/год	7000
Автоклав	2 корзіни	1300

Далеко не всі консервні підприємства мають в своєму арсеналі розвинену СКП в силу багатьох причин, в першу чергу економічних. Проте, існує ряд заходів, які сприятимуть створенню сприятливих умов праці і не суперечать технологічним вимогам виробництва.

Одним з них є створення повітряного душирования або локальне кондиціонування повітря на робочому місці. Це в першу чергу відноситься до цехів з тепловим впливом на організм людини (бланшировочне і обжарювальне відділення, вакуум-випарна установка, пастеризатори і автоклави).

З огляду на характер і особливості консервного виробництва кондиціонування і вентиляцію повітря в виробничих приміщеннях необхідно проводити з урахуванням асиміляції надлишкової теплоти і вологи шляхом видалення надлишків пароповітряної суміші. Отримані значення тепловиділень від технологічного обладнання можуть бути використані при проектуванні та реконструкції вентиляції і СКП консервних підприємств.

Автори висловлюють подяку за корисні поради, обговорення та зауваження в ході збору і узагальнення матеріалу студентам-дипломникам, інженерам консервних підприємств і співробітникам кафедр ОНТУ.

Список інформаційних джерел

1. Гігієна праці [Текст] : підручник / під ред. Ю.І. Кундієва, О.П. Яворовського. – К.: Медицина, 2011. – 904 с. – ISBN 978-617-505-161-0.
2. Полушкин, В.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (теоретические основы создания микроклимата) / В.И. Полушкин, О.Н. Русак, С.И. Бурцев и др. Учеб. Пособие. СПб: Профессия, 2002. – 176 с. – ISBN: 5-93913-031-3.
3. Загибалов, А.Ф. Технология консервирования плодов и овощей и контроль качества продукции / А.Ф. Загибалов, А.С. Зверькова, А.А. Титова, Б.Л. Флауменбаум. – М.: Агропромиздат, 1992. – 352 с. – ISBN: 5-10-000911-X.

УДК 621.565; 621.94

ВИБІР ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ АЛЬТЕРНАТИВИ ТРАДИЦІЙНИМ ХОЛОДОАГЕНТАМ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В ХОЛОДИЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ І СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ

*Жихарева Н.В., доц.ОНТУ, Борецький О.І., директор ТОВ «ЛІКОНД»,
Борецький Ю.О., магістр ОНТУ*

Вибір екологічно безпечної альтернативи традиційним холодоагентам для використання в холодильному обладнанні та системах кондиціювання є непростим завданням. Найбільш розумним є підбирати певний холодоагент для кожного конкретного типу обладнання. Однак і тут доведеться зіткнутися із певними труднощами. Справа в тому, що для деяких сфер застосування зараз пропонується не одна, а кілька речовин.

В даний час в кондиціонерах повітря найчастіше застосовується холодоагент R410A. Однак через високий ПГП (потенціал глобального потепління), що дорівнює приблизно 2090, ця речовина повинна піти з ринку. Як альтернатива пропонується безліч холодоагентів як природного походження, таких як діоксид вуглецю, аміак і пропан, так і розроблених в лабораторіях хімічних концернів. Компанія Honeywell створила кілька холодоагентів, призначених для заміни R410A. Серед них суміш гідрофторолефінів R447A, що отримала комерційне найменування Solstice L 41. ПГП цього хладагента дорівнює 572. У жовтні 2015 року підрозділ хімічного синтезу DuPont, перетворений на компанію Chemours, випустив хладагент Opteon XL5.

Згідно з опублікованими даними, безпосередня заміна R410A холодоагентом DR 55 у дахових кондиціонерах, що працюють при високій зовнішній температурі, призводить до зростання показників енергоефективності та продуктивності (EER та COP) на 5%.

Таке випробування було проведено в Центрі досліджень та розробок компанії Lennox, розташованому у місті Карролтон, штат Техас. Він був частиною програми вивчення альтернативних холодоагентів з низьким ГПГ, організованої Інститутом кондиціонування, опалення та холодильних систем (AHRI). Для випробувань використовувався напівпромисловий даховий кондиціонер продуктивністю 5 холодильних тонн (17,6 кВт).

DR 55 являє собою суміш холодоагентів R32, R125 і R1234yf, ГПГ якої дорівнює 675. Випробування показали, що цей холодоагент відрізняється нижчою температурою нагнітання і меншою займистістю, ніж R32.

При зовнішній температурі 52°C температура нагнітання R410A дорівнювала 97°C, а DR 55-110°C.

На противагу компанії DuPont, провідні японські виробники на чолі з Daikin зосередилися на впровадженні у промислове виробництво R32 як основна заміна R410A.

У результаті це стало вирішальним фактором, через що на Європейському ринку всі побутові та напівпромислові системи кондиціонування до 25 кВт по холоду перейшли на R32 до 2020 року, а R410A на сьогодні повністю заборонено до використання. Після японськими і китайськими виробниками змушені були підтримати новий тренд і почали масово переходити на R32. Крім цього, дуже перспективним R32 виявився в сегменті теплових насосів "повітря-вода" і "повітря-повітря" через кращу продуктивність в режимі нагріву в порівнянні з аналогами на R410A і можливістю отримувати вищу температуру теплоносія (до 650 C на виході по пораненню з 550 C для одноконтурних систем "повітря-вода"). Наступним кроком для розширення застосування R32 є використання його для чилерів продуктивністю до 300 кВт зі спіральними компресорами та мультизональними системами кондиціонування (VRF), де досі в пріоритеті залишається R410A. Якщо для моноблочних чилерів перехід на R32 дався відносно легко, то для VRF систем через можливі витоки поряд з великим обсягом заправки ця проблема вирішується в даний час.

R-32 = HFC-32 = CH₂F₂ "дифторметан", однокомпонентний HFC. Вже використовується як компонент суміші R-410A. У Аркуші даних безпеки і для балонів холодоагенту, R-32 класифікується як "надзвичайно легкозаймистий", подібно до класифікації R-290 (пропан). Насправді, займистість R-32 та інших холодоагентів групи 2L є дуже низькою. Швидкість горіння (≤ 10 см/с) занадто мала, щоб викликати поширення полум'я по горизонталі або вибуху. Коли R-32 горючої концентрації входить у контакт з полум'ям, то холодоагент просто згорятиме у відносно обмеженому полум'ї. Він не вибухне, як, наприклад, пропан. R32 також випробовувався в рамках програми Інституту кондиціонування, опалення та холодильних систем (AHRI). Крім того, порівняння характеристик обладнання, заправленого R410A і R32, проведене компанією Zamil Air Conditioners (Саудівська Аравія), показало, що R32 дозволяє досягти більш високої продуктивності за високої температури зовнішнього повітря.

Для порівняння використовувалися стандартний спіральний компресор Copeland, розрахований на роботу з R410A, та прототип компресора для R32. Прототип відрізнявся трохи більшими габаритами, при цьому обсяг заправки холодоагенту у нього був на 12% менше, проте для роботи з R32 потрібно на 34% більше мастила.

Підвищення температури зовнішнього повітря призвело до зниження продуктивності компресорів, що працюють як на R32, так і на R410A, але при цьому коефіцієнт продуктивності пристрою на R32 залишається на 16% вище, а показник енергоефективності (EER) - більше на 10%.

Недоліком R32 є вища температура нагнітання. При температурі зовнішнього повітря 55°C різниця температур нагнітання R32 і R410A становить 24,4°C. Однак при використанні мастила поліефірних масел (POE) підвищення температури нагнітання практично не впливає на роботу компресора.

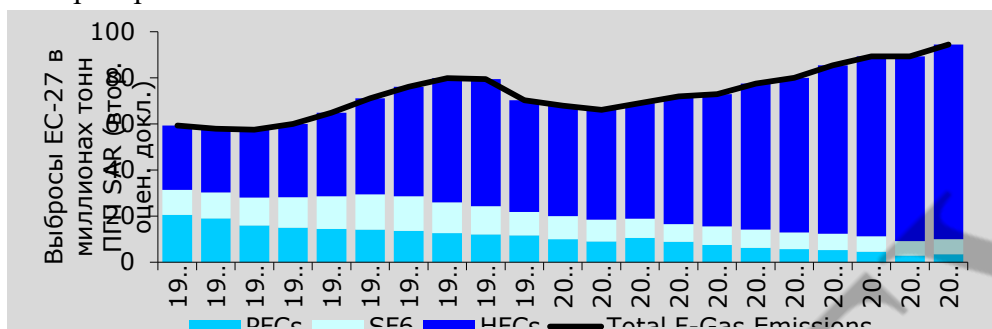


Рис 1 Графік поетапного скорочення використання HFC (ДФУ)

Розглянуто поетапне обмеження обороту гідрофторвуглеців та використання R32

Новий Регламент (ЄС) № 517/2014 Європейського парламенту та Ради Європейського Союзу з фторовмісних парникових газів передбачає скорочення їх використання до 2030 року на 79 % від середнього рівня 20

Але необхідно звертати особливу увагу на організацію вентиляції у приміщенні, де виконуються роботи. В принципі, вентиляція необхідна і при роботі з традиційними холодоагентами, однак у випадку R32 її відсутність може призвести до більш неприємних наслідків.

R32, будучи важким газом, має властивість накопичуватися в поглибленнях підлоги, тому бажано чимось їх закрити перед початком робіт. Також при виконанні будь-яких робіт, пов'язаних з паянням на холодильному контурі, необхідно переконатися, що в ньому не залишилося холодоагенту. Це правило справедливе і для традиційних холодоагентів, при нагріванні яких утворюється отруйний газ, однак у випадку R32 перевірку слід проводити ретельніше.

Загалом нічого особливого, крім високої уважності і акуратності, від монтажника не потрібно.

Розглянуто особливості застосування R32, слід мати на увазі, як будь-який горючий газ, поставляється в балонах з лівим різьбленням. Для використання стандартних шлангів з правим різьбленням необхідно придбати або виготовити відповідний перехідник. Решта інших інструментів міняти не потрібно.



УДК 621.565.94

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ АМІАКУ

Желіба Ю. О., доцент, к. т. н., ОНТУ, м. Одеса, yuriy@nio-holod.com.ua

Рімашевський Ю. С., провідний інженер, ТОВ Науково-інженерне об'єднання Холод, м. Одеса

Желіба Т. О., старший викладач НУ «Одеська політехніка», м. Одеса

Одним з традиційних та апробованих способів підвищення енергетичної ефективності холодильного циклу промислових парокомпресійних холодильних систем є переохолодження рідкого аміаку перед його дроселюванням з метою зниження кількості баластної пари, що підвищує питому холодопродуктивність холодильного агента. Історично було, навіть, серійне обладнання для цього, проте його використання призупинилось у 80-х роках минулого століття саме з причин економічної недоцільності. Охолодження рідкого аміаку, між іншим, можна забезпечувати і за рахунок підігріву води, яка надходить на живлення випарних конденсаторів чи систем оборотного водопостачання холодильної системи. Проте це додаткові інвестиції у схемне рішення та монтажні й пусконаладжувальні роботи а, можливо, підвищена витрати води. Доцільність використання зазначеного способу переохолодження потребувала перевірки, оскільки спиратись на попередні висновки, традиції та аксіоми під час прийняття проєктного рішення складно, так як вартість обладнання та ресурсів весь час динамічно змінюється, як і умови експлуатації.

За мету дослідження було поставлено завдання перевірити економічну доцільність такого інженерного рішення за допомогою математичного прогнозування та інженерних розрахунків з урахуванням реальних температури води, кліматичних даних розміщення холодильної системи та її технічних та енергетичних характеристик.

У доповіді представлені результати моделювання та розрахунків для аміачної холодильної системи холодопродуктивністю 8,5 МВт на температурному рівні мінус 9 °С, яка розташована у м. Дніпро. Кліматичні вихідні дані (погодинні результати вимірювання температури і відносної вологості повітря) були взяті з архіву метеорологічної станції аеропорту м. Дніпро, розрахунковий період звузили до трьох місяців - червень, липень і серпень. Для визначення вихідних температур води і аміаку використані перевірені розрахунки у програмі Alfa Laval CAS 5. Попередньо пластинчастий охолоджувач був вибраний у цій самій програмі на максимальну проектну потужність холодильної системи. Результати прогнозування для реальної холодильної системи з випарними конденсаторами, гвинтовими компресорами та з урахуванням графіка теплових навантажень протягом доби показали:

1. У літній період у м. Дніпро на температуру конденсації аміаку в межах 28-24 °С припадало 61 % часу роботи установки, на температури 29-32 °С – лише 15 % часу роботи, 24 % часу – на температури нижчі за 23 °С;
2. Додаткові годинні витрати на водопостачання у 15-12 разів менші, ніж економія електроенергії за рахунок додаткового переохолодження рідкого аміаку. Об'єм заощаджених коштів за літній сезон експлуатації складає біля 500 тис. гривень;
3. При оцінених інвестиціях у додатково обладнану систему переохолодження аміаку (вартість пластинчастого випарника, арматури, кошторисна вартість робіт та ін.) у 1,5 млн. гривень термін їх окупності становить ~ 3 роки.

На підставі проведеної оцінки було прийнято рішення про доповнення схеми холодильної системи ТОВ Агро Овен переохолоджувачем аміаку водою, яка прямує на поповнення випарних конденсаторів. Рішення упроваджено в експлуатацію, фактичні показники прогнозування енергетичної та економічної доцільності підтверджені, використання системи переохолодження рекомендується для подібних схемних рішень аміачних холодильних систем у кліматичних умовах України.

УДК 621.565; 697.94

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ БОМБОСХОВИЩ

Жихарєва Н.В., к.т.н. доцент, ОНТУ м. Одеса,

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності систем кондиціювання має важливе народногосподарське значення, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її

енергозбереження, економію матеріалів, а також поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища

Нами розглянуті питання фільтрації чистих приміщень, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання систем кондиціонування на основі енергетичних балансів теплофізичних процесів

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

Розглянули питання про необхідний температурний режим і рівні вологості для чистих приміщень. Зі сказаного можна зробити висновок, що для досягнення потрібного рівня потрібно проводити фільтрацію повітря для чистих приміщень, як одне з основних вимог для організації необхідних умов.

Фільтрація повітря для бомбосховищ - дуже важливий етап забезпечення чистих приміщень, їх класу, тому її проектування і забезпечення необхідно продумати заздалегідь і надати професіоналам.

Для якісного очищення повітря в приміщенні застосовується три рівня його фільтрації:

Первинна. Використовується фільтр для очищення зовнішнього повітря, що подається в спеціальний кондиціонер.

Вторинна фільтрація – це кондиціонування повітря з метою захисту фінішних фільтрів. Якщо даний етап опустити, то можуть виникнути певні труднощі, а саме:

неможливо досягти необхідного класу чистоти;

постійна заміна фінішних фільтрів, що вельми фінансово невигідно;

забруднення продукту мікроорганізмами і частками, що вкрай небажано.

Фінішна фільтрація необхідна для досягнення необхідного класу чистоти повітря.



Рис 1. Бомбосховища

Реалізація інноваційних технологій в бомбосховищах 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 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 бомбосховищах 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 та фільтрації ежекторного типу для нагрівання, охолодження і підтримання відносної вологості. Вони є універсальними і можуть використовуватися для експлуатації

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 , ΔQ_y , ΔQ , ΔW і ΔM_r) визначаються за найневигодніших співвідношень

характеристик зовнішнього клімату, а саме тепловологісних і газових навантажень, та заданому кутовому коефіцієнті процесу асиміляції тепло-, вологонадлишків та газових надходжень в приміщенні (t_v , d_v , h_v , χ_v і ρ_v). Ймовірно-статистичний характер зміни зазначених параметрів враховується для оптимального проектування системи кондиціювання 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)):

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial h_{\text{вит}}}{\partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot h_{\text{п1}} - G_{\text{вит1}} \cdot h_{\text{вит1}} - G_{\text{р}} \cdot h_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пі}} \cdot h_{\text{пі}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{витj}} \cdot h_{\text{витj}} + \Delta Q + \Delta Q' ;(1)$$

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial d_{\text{вит}}}{\partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot d_{\text{п1}} - G_{\text{вит1}} \cdot d_{\text{вит1}} - G_{\text{р}} \cdot d_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пі}} \cdot d_{\text{пі}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{витj}} \cdot d_{\text{витj}} + \Delta W + \Delta W' ;(2)$$

$$G_{\text{пов}} \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial \chi_{\text{вит}}}{\rho_{\text{вит}} \partial \tau} = G_{\text{п1}} \cdot \frac{\chi_{\text{п1}}}{\rho_{\text{п1}}} - G_{\text{вит1}} \cdot \frac{\chi_{\text{вит1}}}{\rho_{\text{вит1}}} - G_{\text{р}} \cdot \frac{\chi_{\text{р1}}}{\rho_{\text{р1}}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пі}} \cdot \frac{\chi_{\text{пі}}}{\rho_{\text{пі}}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{витj}} \cdot \frac{\chi_{\text{витj}}}{\rho_{\text{витj}}} + \Delta M_{\text{г}} ;(3)$$

$$G_{\text{пов}} \cdot c_p \int_{\tau_{\text{п}}}^{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial t_{\text{вит}}}{\partial \tau} = c_p \cdot \left(G_{\text{п1}} \cdot t_{\text{п1}} - G_{\text{вит1}} \cdot t_{\text{вит1}} - G_{\text{р}} \cdot t_{\text{р}} + \sum_{i=2}^n G_{\text{пі}} \cdot t_{\text{пі}} - \sum_{j=2}^n G_{\text{витj}} \cdot t_{\text{витj}} \right) + \Delta Q_{\text{я}} + \Delta Q' ;(4)$$

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

$\frac{\chi_{\text{р}}}{\rho_{\text{р}}}$ – 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.

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

Важливим завданням під час проектування систем кондиціювання 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.

Результати дослідження процесів обробки процесів повітря в бомбосховищах розглянуті дві особливості для порашення кондиціювання повітря; фільтрація та повітророзподіл, що дозволяють визначити енергоефективне обладнання комфортних

УДК 621.565; 697.94

AN INNOVATIVE METHOD FOR IMPROVING AIR CONDITIONING SYSTEMS USING CONTACT HEAT EXCHANGERS

*N.Zhykharieva., Ph.D., Ass. Pr , V. Kohut , Ph.D., Ass. Pr ONTY
V.Bushmanov, Ir.Berkan OTPC of ONTY*

In the context of accelerating scientific and technological progress, the task of increasing the energy efficiency of air conditioning systems has great national economic importance.

One of the main tasks of this complex problem is energy conservation. We solve a triune problem - optimization (minimization) of energy consumption while strictly complying with regulatory requirements for a comfortable living environment in residential, public and industrial facilities, strict compliance with technological requirements in production processes and minimizing the harmful impact on the environment.

Innovative methods for improving central air conditioning systems are shown. The modular type central air conditioner is capable of operating in modes close to critical. To solve this issue, special modules were proposed, in which the developed ejector-type contact heat exchangers were used. The use of contact heat exchangers allows you to additionally heat the air in the air conditioner in winter. In summer, at high loads, use additionally cooled air, and at increased heat load - water pulp. Methods for air heating, cooling and sludge production have been developed. These devices maintain the relative humidity of the air in the premises on the basis of contact heat exchangers-ejectors, allow either to humidify with a fine spray of moisture into the air, or to condense moisture from the air. The principle of operation is simple and implemented in a small device. [1, 2,3]

Obtaining a technical result is possible due to the special design of the ejector device, the use of cooling, heating, cleaning and drying by spraying water in the air flow and post-cooling the air due to adiabatic expansion.

The central air conditioner of modular type is capable to work in the modes close to critical. To address this issue, special modules have been proposed that use ejector-type contact heat exchangers. The use of contact heat exchangers allows you to further heat the air in the air conditioner in winter. In summer, at high loads, use additional cooled air, and in cases of high heat load water sludge. Methods and devices for heating, cooling and sludge production have been developed for such cases.

For extreme conditions, the above patents allow the block central air conditioner to work normally without reducing energy efficiency.

The scientifically substantiated provisions for designing of air conditioning system on the basis of theoretical and research values which confirm adequacy of mathematical model to real physical objects are resulted.

In the area of subsonic velocities with this type of cooling, you can increase the total flow pressure (the so-called thermogasodynamic effect). This process can be obtained in a special device - an ejector heat exchanger. This device was developed at the Odessa Cold Academy. Figure 1

shows the scheme of the heat exchanger ejector and the distribution of temperature in it.

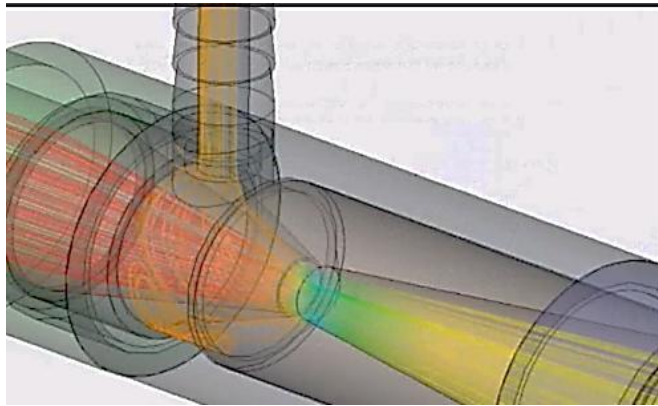


Fig. 1. Temperature distribution in the ejector-type contact heat exchanger

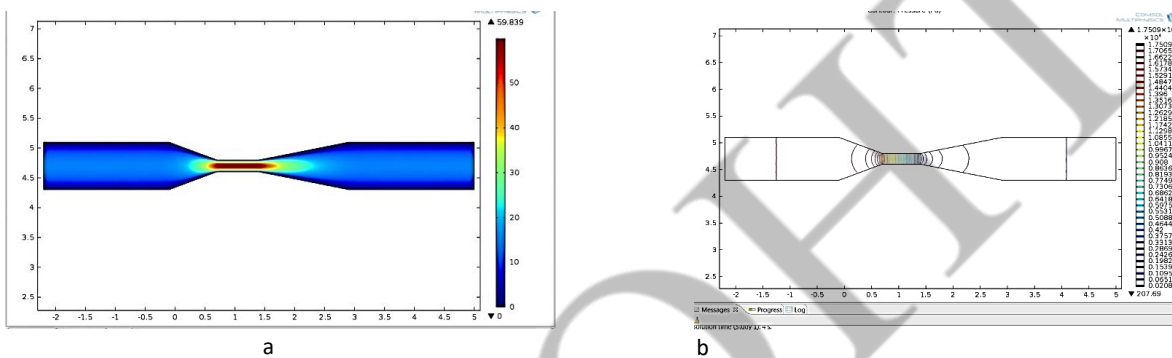


Fig. 2. Graphs of flow velocity(a) and pressure(b) in the ejector-type contact heat exchanger

We have patented a method of additional air cooling which shows that the ejection air cooler, which includes an air treatment unit in which the refrigerant spray is located, connected to the refrigerant supply line, according to the utility model additionally contains 30 superchargers and a container for storing refrigerant water, the air treatment unit is made in the form of an ejection device comprising a confuser, a mixing chamber and a diffuser, and the supercharger outlet is connected to the confuser of the ejection device, the water spray nozzle is located at the inlet of the mixing chamber.

Cooled and humidified air is supplied to the working area of the production room. The performance of the device is regulated by the speed of rotation of the supercharger, as well as control of the cooling water supply. Obtaining this technical result is possible due to the special design of the ejection device. This ensures a reduction in energy costs and the achievement of the air temperature required to maintain the set parameters of technological conditioning in the working area.

The ejection air cooler comprises an air treatment unit in which the coolant spray is located and connected to the coolant supply line. In addition, the cooler contains a supercharger and a container for storing the cooling agent - cold water, the air treatment unit is made in the form of an ejection device containing a confuser, mixing chamber and diffuser. The outlet of the supercharger is connected to the confuser of the ejection device, the nozzle for spraying water is located at the inlet of the mixing chamber and is connected through the water supply pipe with a container for storing cold water.

Conclusions

Innovative methods of improving air conditioning with the help of contact heat exchangers of the investment system to reduce the capital of the equipment of the central air conditioner of modular type by reducing the cost of basic equipment. Increase energy efficiency of installations for rational use of working time with high electricity consumption.

Devices have been developed that maintain air humidity in rooms based on contact heat exchangers of ejectors or moisten with a small spray of moisture in the air or condense moisture from the air. The principle of operation is simple and is implemented in small devices.

Devices based on contact heat exchangers of ejectors are easy to perform and have a low cost. Not an important redesign of the central type air conditioner. Devices based on ejector contact heat exchangers can work with the air conditioning system and do not require additional space for placement. Automatic control of processes is simple and necessary in the first level regulators. A position-type regulator is enough for successful operation. Traditional air conditioning systems in industrial plants and for creating comfortable conditions in general are up to the task. However, when loads change, it is necessary to select equipment with higher power during the design, knowingly increasing capital investments, thereby reducing the energy efficiency of the installation. Development of block-type air conditioning systems using contact heat exchangers to stabilize operation when loads change allows the use of standard equipment

The expected economic effect from the introduction of one device will Periodic connection of central air conditioning modules with contact heat exchangers does not increase the resistance of the network, because it does not require additional fan power.

References

1. Zhykharieva. N., Khmelniuk M. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. Refrigeration Science and Technology, 53(4). 258-264 (2017).
2. Antonnikova A. A., Korovin N. V., Kudryashov O. B. Vasenin I. M., Polzunovskiy vestnik 1, 123–126p (2013).
3. Volkov R. S., Kuznetsov G. V., Kujbin P. A., Strizhak P. A., Pisma v ZhTF 41 (20), 103–110 (2015).
4. Dohov M. P., Uspehi sovremennogo estestvoznaniya fiziko-matematicheskikh nauk Kabardino-Balkarskoy gosudarstvennoy selskohozyaystvennoy akademii 10, 65–66 (2006).

УДК 621.565; 697.94

INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATING UNITS OPERATING ON NATURAL REFRIGERANTS USING CONTACT HEAT EXCHANGERS

Ovchinnikov M., Zhykharieva N. V ., Ph.D., Ass. Pr., Kohut V.E, Pr., Ph.D., Ass. Pr..

Today, the topic of energy conservation is very important all over the planet. This factor also applies to refrigeration equipment. Countless refrigerating companies-manufacturers strive to increase the energy efficiency of the equipment by increasing the refrigerating productivity and

reducing the energy consumption. This topic applies to small and medium-low temperature systems and refrigeration systems of trade enterprises, since large stores have a very large number of units of such equipment. Using modern equipment, it is possible to reduce electricity consumption by up to 30%. For example, the owner of the store switched from old equipment to modern equipment, as a result of which, the monthly payment for electricity decreased on average by 900 hrn/month. This was confirmed by the electricity consumption tachometer. Therefore, it makes sense to invest money in new equipment, thereby reducing the payment for electricity, and getting high-quality and efficient operation of the equipment.

The commercial refrigeration sector is the largest consumer of refrigeration equipment. Therefore, in this sector, the most efficient use of the refrigerating machine on natural working bodies is possible, which allows not only to refuse ammonia, while increasing industrial safety objects, and to maintain high efficiency of work as a whole.

In commercial refrigeration (commercial refrigerating equipment, refrigerating chambers) both a centralized refrigerating system and separate refrigerating machines for each showcases for cold storage of stores.

The advantages of using R290 in refrigeration technology, especially in small refrigeration systems, are significant and include both energy efficiency and environmental safety. R290, or propane, is one of the natural refrigerants that is gaining popularity as an alternative to synthetic refrigerants such as R134a or R404A. Due to the high energy efficiency, systems operating on R290 can consume less energy to reach and maintain the required temperatures. This can lead to significant economic benefits and reduced energy costs.

The use of R290 as a refrigerant for small commercial refrigeration systems has a number of advantages compared to the use of R404A or R134a. First, it helps to reduce the impact on the environment by reducing the ODP and GWP of the refrigerant. Secondly, it makes it possible to reduce the amount of charge of the refrigerant and increase the energy efficiency of the system due to the higher efficiency of the refrigerant. Thirdly, it can lead to a decrease in the cost of operation and maintenance of the system due to lower consumption of energy and refrigerant.

The use of an ejector-type contact heat exchanger operating on propane in a refrigerating unit reduces the volume of the refrigerant in the system, thereby improving energy efficiency and environmental safety.

Currently, ejectors, as contact heat exchangers, are effectively used in condensation processes, cooled by refrigerant vapors, in 2-stage refrigerating industrial plants. In multi-stage refrigerating industrial installations, it is suggested to use a thermopressor after a low-stage compressor for more efficient cooling of refrigerant vapors.

The economic efficiency of the use of heat exchangers in industry depends on the high-quality application of heat exchange and capital investments in these devices, as well as on operating costs.

In the technical literature, the term "ejector heat exchanger" appears more and more often, the design of which includes the idea of a apparatus. Devices are quite simple in design, as they work without direct consumption of mechanical energy.

The basis of the work process of ejector heat exchangers is the contact heat exchange between steam and liquid. The principle of such heat exchange in the device is that it is carried out on the basis of mixing steam and liquid or, on the contrary, sometimes a phase transition occurs, and in some cases - it does not. Vapor and liquid can be of the same substance, then further

separation is not required. Steam and liquid can be of different substances, then after heat exchange, it is necessary to carry out additional separation of the mixture.

To solve the issue of increasing the energy efficiency of such an installation, it is proposed to use the patented device ejection air cooler, utility model patent №117401. The use of an ejector-type contact heat exchanger significantly reduces the volume of refueling into the refrigerant system, thereby reducing energy consumption and increasing energy efficiency.

Literature

1. Kogut V. Bushmanov V., Zhykharieva N.V 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>
2. Butovskiy I., Kogut V., Zhykharieva N., Khmelniuk M. Anticipated economic return from application of the ejector heat exchanger for light fraction hydrocarbon condensation on the petroleum storage depot // Refrigeration and technology. –2016. № 52(3) P. 25–28
3. Kohut V.E Application of ejector heat exchangers in various industries. / V.E Kohut., E.Yu Butovsky. // Eastern European Journal of Advanced Technologies Kharkiv - 2014 - Issue. 5, Vol. 1 (71) - p. 51-58
4. Kohut V.E Application of the heat exchanger-ejector in installations of industrial cooling of air / V.E Kogut., E.Y Butovsky., Khmelnyuk M.G, Zhykharieva N.V. // Refrigeration and technology. 2015. № 1.p. 21–25
5. Gizara, R., et al. (2015). Performance assessment of a refrigeration system using propane (R290) as a natural refrigerant. International Journal of Refrigeration, 58, 93-101.
6. Jang, S., et al. (2015). Comparison of refrigerant charge amount in propane, R-404A and R-290 small commercial refrigeration systems. Energy Procedia, 75, 740-745
7. Ejection air cooler. Patent for utility model №117401 / Kohut V.E, Butovsky E.D, Bushmanov V.O, Khmelnyuk M.G, Zhykharieva N.V Application №201700181 Publication 06/26/2017 № 12.

УДК 621.574

ENVIRONMENTAL ASSESSMENT OF THE MARINE EJECTOR-COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM DRIVEN BY WASTE HEAT

Kostyantyn Shestopalov, Olga Khliyeva

*Department of Ship Auxiliary Plants and Refrigeration Equipment,
National University "Odessa Maritime Academy", Odessa, 65029, Ukraine,
knazarov720@gmail.com, khliyev@ukr.net*

Abstract

It is proposed to use the onboard low-grade heat (85-95 °C) of jacket cooling water for production of cooling in a cascade ejector-compression refrigeration system for provision rooms of merchant

ships. The combined system inherent 18.3% - 23.1% lower specific CO₂ emission per 1 kW·h of cooling energy than the standard system for the considered operation modes.

Keywords: Heat driven ejector refrigeration machine; eco-energy assessment

1. Introduction

The share of shipping greenhouse gas (GHG) emission in global anthropogenic emission has increased from 2.76% in 2012 to 2.89% in 2018 [1]. A lot of attention is paid to it reducing, although for ship power plants this task is difficult. The main efforts are aimed at reducing emission during the operation of marine diesel engines. However, the share of emission during onboard electricity production is quite significant, especially for cruise ships, refrigerated bulk carriers, and miscellaneous fishing [1]. In addition, the specific GHG emission per unit of electricity produced by onboard diesel generators is higher than onshore [2].

To reduce the energy consumption and greenhouse gas emissions, a circuit solution was developed in which an ejector refrigeration machine is connected in parallel to the condenser of a traditional vapor compressor refrigeration machine. This approach results in a significant reduction in condensing temperature and in energy consumption.

The purpose of this study is to the analysis of specific energy indicators of developed combined refrigeration machine at different operating parameters and the analysis of specific greenhouse gas emission during the operation of the developed combined refrigeration system.

2. Methodology for assessing environmental indicators

The main ideas of the approach used here are described in detail in [3, 4].

CO₂ emission from electricity consumption during the refrigeration system operation (per voyage):

$$M_{CO_2}^{El} = M_{Fuel}^{El} \cdot CF, \quad (1)$$

where CF is the fuel mass to CO₂ mass conversion factors, tCO₂ t Fuel⁻¹;

CO₂ emission from refrigeration system transport (per voyage):

$$M_{CO_2}^{Tr} = AER \cdot m_{equip} \cdot l_{voyage}, \quad (2)$$

where AER is the annual efficiency ratio (i.e. average CO₂ emission when transporting 1 ton of the ship deadweight per 1 nautical mile), g CO₂ Dwt⁻¹ nm⁻¹.

CO₂ emission from refrigerant losses during the refrigeration system operation (for one voyage):

$$M_{CO_2}^{Ref} = GWP \cdot m_R \cdot \gamma_{annual} / n_{voyage}, \quad (3)$$

where n_{voyage} is the average annual number of cargo voyages; m_R is refrigerant mass charge in the system, kg; GWP is the refrigerant global warming potential, (kg CO₂) kg⁻¹; γ_{annual} is annual refrigerant leakage, the share of refrigerant charge per year.

The value of specific CO₂ emission per 1 kW h of cooling energy was calculated according to the earlier offered by Khliyeva et al. [4] criterion adapter to the on-board refrigeration systems:

$$em_{refr} = \frac{M_{CO_2}^{El} + M_{CO_2}^{Tr} + M_{CO_2}^{Ref}}{Q_0 \cdot \tau}, \quad (4)$$

where τ is the operating time of the refrigeration system (year or voyage duration), h.

3. Results and discussion

Specific GHG emission per 1 kW h of cooling energy em_{refr} , calculated according to Eq. (4) for comparative refrigeration systems at different operating modes for Container vessel 5500–8500 TEU are shown in Fig. 1. The values em_{refr} can be applied as the main parameter for choosing the rational operation modes of the CECRS.

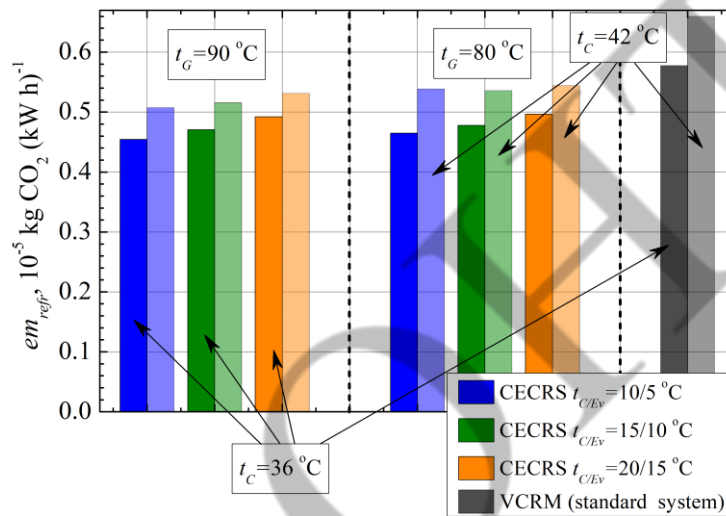


Fig. 1. Specific GHG emission per 1 kW h of cooling energy em_{refr} for comparative refrigeration systems at different operating modes for Container vessels 5500–8500 TEU

As can be seen from Fig. 1, all considered modes of operation of the CECRS are characterized by a lower value of specific GHG emission per unit of cooling em_{refr} than for the VCRM (standard system). The value of em_{refr} CECRS at the temperatures in the condenser-evaporator of $t_{C/Ev} = 10/5$ °C, generating temperature of $t_G = 90$ °C and condensing temperatures of $t_C = 36$ °C and $t_C = 42$ °C is 21.3% and 19.5%, respectively, less than for the VCRM. At $t_G = 80$ °C, the reduction of em_{refr} CECRS is 23.1% and 18.3%, respectively, compared to the VCRM.

From the information shown in Fig. 1, it can be concluded that a decrease $t_{C/Ev}$ leads to a significant decrease in specific GHG emission em_{refr} when cooling energy is produced by CECRS. There is no optimal $t_{C/Ev}$ value in the considered temperatures range. But lowering the temperature $t_{C/Ev}$ below 5/10 °C is no longer expedient from a technological point of view. The maintenance in VCRM at low condensing temperatures, which are significantly lower than the ambient temperature, can lead to problems during the operation. Firstly, it becomes difficult to supply liquid refrigerant to the

evaporator. The second problem is a low discharge temperature, a small vapor superheating, and, under certain conditions, the danger of the compressor operation in wet mode. Therefore, based on the performed analysis, a final decision was made about the feasibility of designing the ERS for its operation at an evaporating temperature of 5 °C.

Reduction in generating temperature from 90 to 80 °C does not have a fatal effect on the em_{refr} value. Obviously, em_{refr} value will be less at $t_G=90$ °C than at $t_G=80$ °C, but the performed analysis showed that the introduction of the CECRS using low-grade heat is reasonable even at $t_G=80$ °C.

4. Conclusions

This study assesses analysis of the feasibility of modernizing the existing ship vapor compression refrigeration machine based on its combination with an ejector refrigerating machine, which uses the heat of the water that cools the main engine and operates in a wide range of condensing temperatures, typical for ship conditions, and provides a significant saving of electricity and GHG emission reduction. The following conclusion can be formulated based on the results obtained:

- the value of specific life cycle CO₂ emission per 1 kW h of cooling energy em_{refr} was proposed for environmental analysis of ship refrigeration systems; direct GHG emission from refrigerant losses, and indirect GHG emission from burning of fuel for the operation and transport of the ship refrigeration system are taken into account in this indicator;
- for all considered operation modes of the CECRS inherent the lower em_{refr} value than for the VCRM; em_{refr} for CECRS at $t_{C/Ev} = 10/5$ °C, = 90 °C and = 36 °C or = 42 °C is 21.3% or 19.5%, respectively, less than for the standard VCRM; if t_G decrease to 80 °C, the reduction of em_{refr} CECRS is 23.1% and 18.3%, respectively, compared to the VCRM.

The approach to analysis proposed and applied in the study can be effectively used as part of a comprehensive analysis when assessing the feasibility of utilization of low-grade heat of different temperature levels and the retrofit of ship refrigeration systems.

References

- [1]. IMO, Fourth IMO GHG Study 2020. (2020) <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Fourth-IMO-Greenhouse-Gas-Study-2020.aspx>. (Accessed 1 August 2021)
- [2]. L. Dai, H. Hu, Z. Wang, Is Shore Side Electricity greener? An environmental analysis and policy implications, Energy Policy, 137 (2020) 111144. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2019.111144>
- [3]. G. Chen, V. Zhelezny, O. Khliyeva, K. Shestopalov, V. Ierin Ecological and energy efficiency analysis of ejector and vapor compression air conditioners, Int. J. Refrig. 74 (2017) 127-135. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.028>
- [4]. O. Khliyeva, K. Shestopalov, V. Ierin, V. Zhelezny, G. Chen, N. Gao, Environmental and energy comparative analysis of expediency of heat-driven and electrically-driven refrigerators for air conditioning application, Appl. Therm. Eng. 219, Part B (2023) 119533. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119533>

ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ПОЖЕЖОГАСІННЯ ГЕРМЕТИЧНИХ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК З ПІДВИЩЕННИМ ОХОЛОДЖУВАЛЬНИМ ЕФЕКТОМ

*В. В. Клименко, проф., д-р. техн. наук, О. В. Скрипник, доц., канд. техн. наук,
В. В. Свяцький, доц., канд. техн. наук, ЦНТУ, м. Кропивницький; klymvas@ukr.net
P. Koltun, PhD tech. sci., Australian Clinical Labs, Melbourne, Australia,
V. Novozhilov, Prof., PhD Physic. and Mathemat. Sci., Victoria University, Melbourne, Australia.*

Для пожежогасіння застосовуються способи, що передбачають припинення доступу кисню до палаючих матеріалів та зниження температури до рівня, який виключає повторне займання. В залежності від обстановки можуть застосовуватися активні способи гасіння пожежі або гасіння пожежі шляхом її ізоляції, а також комбінації цих способів. Активні способи передбачають безпосередній вплив на вогнище пожежі вогнегасними засобами (водою, піною, інертними газами, порошком, піском та ін.) [1]. Одним із таких є спосіб пожежогасіння, який полягає в доставці у вогнище пожежі герметичних тонкостінних оболонок (ТО), що виготовлені з газонепроникного матеріалу з деякою ненульовою міцністю та попередньо заповнені водою [2]. При попаданні в осередок пожежі в оболонках, заповнених водою, під впливом вогню та високої температури вода спочатку нагрівається, а потім википає з утворенням водяної пари, що призводить до зростання тиску всередині оболонки і до її руйнування (газовий вибух). Як наслідок, пара, що міститься в оболонках, заповнює більшу зону гасіння пожежі, ніж при гасінні пожежі шляхом використання води, не поміщеної в герметичні оболонки. Але недоліком такого способу пожежогасіння є відносно мала величина охолоджувального ефекту при використанні ТО заповнених водою. Збільшити охолоджувальний ефект при використанні герметичних тонкостінних оболонок для пожежогасіння можна шляхом їх заповнення льодом або льодоводяною шугою [3].

Питому кількість теплоти q , відведеної від осередку пожежі при використанні герметичних ТО, можна визначити згідно теплових балансів:

- при використанні води:

$$q = q_{\text{наг}} + q_{\text{пар}}, \quad (1)$$

де $q_{\text{наг}}$ - питома теплота нагрівання води від температури оточуючого середовища до температури кипіння;

$q_{\text{пар}}$ - питома теплота пароутворення води $q_{\text{пар}} = 2258 \text{ кДж/кг}$ [4]

- при використанні льоду або льодоводяної шуги:

$$q = q_{\text{пл}} + q_{\text{наг}} + q_{\text{пар}} \quad (2)$$

де $q_{\text{пл}}$ - питома теплота плавлення льоду $q_{\text{пл}} = 333,5 \text{ кДж/кг}$ [4].

Отже при використанні герметичних ТО, заповнених льодом або льодоводяною шугою, охолоджувальний ефект при гасінні пожежі збільшиться приблизно на 10...14 %.

Пропонований спосіб гасіння пожежі здійснюється таким чином: потрапляючи в осередок пожежі, тонкостінні оболонки 1 (рис. 1) з льодом 2 нагріваються до плавлення льоду, лід

плавиться з утворенням води, яка потім википає з утворенням водяної пари, внаслідок чого зростає тиск всередині ТО і вона руйнується (газовий вибух). Як наслідок, пара, яка міститься в ТО, заповнює зону пожежі, та завдяки її великій питомій поверхні, забезпечує інтенсивний теплообмін із середовищем пожежі.

Тонкостінна оболонка, таким чином, грає подвійну роль: на стадії доставки вона є місцем розміщення льоду або льодоводяної шуги, збільшуючи дальність доставки, а при взаємодії з полум'ям тонкостінна оболонка з утвореною парою при підвищенні тиску розривається з розповсюдженням пари по площі зони гасіння. Змінюючи матеріал і товщину ТО, можна варіювати граничний тиск виникнення газового вибуху пари, а, отже, розмір площі зони гасіння.

Тонкостінні оболонки пропонується доставляти в зону пожежі будь-яким зовнішнім джерелом. Одним із варіантів може бути доставка оболонки у супутньому потоці звичайного водяного струменя по навісній траєкторії (рис. 2) [3].

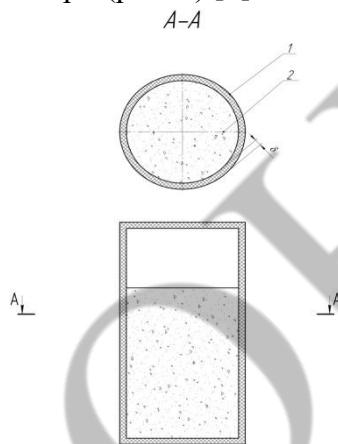


Рис. 1 - Загальний вид герметичних тонкостінних оболонок

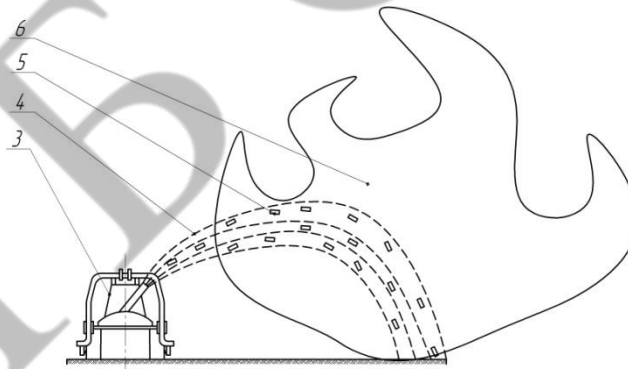


Рис. 2 - Схемне рішення доставки оболонок у супутньому потоці звичайного водяного струменя по навісній траєкторії

Вилітаючи з джерела струменя 3 і рухаючись траєкторіями 4, тонкостінні оболонки 5 потрапляють в зону пожежі 6. У нижній частині пожежі виникатимуть множинні газові вибухи ТО з утворенням зони гасіння. Зміненням розміру ТО, заповнених льодом або льодоводяною шугою, а також регулюванням параметрів їхнього джерела доставки (початкової швидкості, куту нахилу, розташування), досягається виникнення множинних газових вибухів тонкостінних оболонок у найбільш гарячій зоні пожежі, і отже, створюються найбільш сприятливі умови для гасіння пожежі.

Використання для пожежогасіння герметичних тонкостінних оболонок, заповнених льодом або льодоводяною шугою, забезпечує підвищення охолоджувального ефекту та далекобійність доставки вогнегасної речовини, що в цілому підвищує здатність швидко гасити великі об'єми полум'я.

Список інформаційних джерел

1. Пожежна тактика. Курс лекцій / Р.В. Пархоменко, Д.О. Чалий, Д.П. Войтович. – Львів: ЛДУ БЖД, 2017. – 368 с.
2. Способ доставки огнетушащего вещества в очаг пожара перемещением его в окружающем воздухе: пат. 2261724 Российская Федерация. № 2003120520/12; заявл. 04.07.2003; опубл. 10.10.2005. Бюл. № 28. 7 с.
3. Патент на корисну модель № 153723 Спосіб гасіння пожежі із застосуванням тонкостінних герметичних оболонок / Скрипник О. В., Клименко В. В., Свяцький В. В., Скрипник Д. О., Конончук С. В., Молокост Л. А. опубл. 16.08.2023 р., бюл. №33.
4. Теплотехніка : підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова. – Київ: Фірма «ІНКОС», 2005. – 400 с.



УДК 621.56

ПРАКТИЧНИЙ ДОСВІД ЗМЕНШЕННЯ НАДЛИШКОВОЇ ВОЛОГИ У ІСНУЮЧОМУ ОХОЛОДЖУВАНОМУ СКЛАДІ ГОДОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Козаченко І. С., провідний інженер, ТОВ «ЮЖ Холод», Одеса, ilya.s.kozachenko@gmail.com

Желіба Ю.О. доц., к.т.н., Одеський національний технологічний університет

Желіба Т. О., старший викладач НУ «Одеська політехніка», м. Одеса

Технології первинні..., сьогодні, крім звичайних вимог до температур повітря, все прискіпливіше вимагають підтримувати і відповідний вимогам рівень відносної вологості повітря в складських приміщеннях та холодильних камерах. У доповіді обговорюється досвід забезпечення необхідних технологічних параметрів повітря в накопичувальному складі готової продукції (СГП) та камерах зберігання охолоджених вантажів Х 1-5 портового підприємства. Місце розташування, особливості встановлених холодильних систем та технологічні особливості виробничого процесу обумовлювали низку проблем саме з забезпеченням низької відносної вологості повітря в сховищах на рівні не вище 75 %. Мета дослідження - пошук причин виникнення підвищеної вологості повітря (RH) СГП та камер Х 1-5, визначення за приведеними витратами економічно доцільних заходів та алгоритму їх упровадження, щоб вирішити завдання з мінімальними інвестиційними витратами, без заміни холодильних систем та кондиціонерів і без зупинки виробничого процесу.

Склад розмірами 42 на 144 м, облицьований теплоізолюючими панелями по металевому каркасу. Висота верху перекриття 14,3 м, низу - 8,5 м. Розрахункові температура складу 17 °С, RH – не вище 75 %. Підтримка параметрів повітря СГП забезпечується даховими кондиціонерами, кожної з камер зберігання Х 1-5 (0 °С, RH – не вище 75 %) - двома незалежними холодильними системами.

Ресстрація температуро - вологістних показників повітря СГП та камер Х 1-5 і зовнішнього повітря проводилось повіреними, наявними у Замовника приладами вимірювання та переносними приладами підрядника під час технологічного обстеження і виявила суттєве (короткочасне та тривале) підвищення відносної вологості (іноді до 87 %) у виробничих складських приміщеннях.

Під час проведення технологічної експертизи об'єкту були встановлені основні причини та джерела інфільтрації зовнішнього повітря в охолоджувані об'єми приміщень, а саме:

- недотримання виробничої технологічної дисципліни з різних причин;
- низький рівень свідомості та професійності працівників складу та менеджерів;
- негерметичність огорожувальних будівельних конструкцій та дверей;
- не якісно виконані пуско-налагоджувальні роботи систем повітряних завіс;
- інфільтрація через дверні отвори в процесі завантаження/вивантаження вантажів;
- нещільність прилягання та конструктивні особливості холодильних воріт камер Х1-5;
- принципові помилки під час проєктування складу та холодильних.

Додатковими та не врахованими під час проєктування складу, були такі джерела вологи:

- волога в дерев'яних палетах і тарі, якщо вони зволожені;
- надмірне вологе санітарне прибирання приміщення складу, обумовлене надходженням забруднень та пилу тією ж інфільтрацією повітря в приміщення через відкриті двері.

Інші можливі джерела відносно малі та проблему в цілому не визначали.

Проте, після чисельних інженерних розрахунків та математичного моделювання впливу окремих чинників на відносну вологість приміщень стало зрозуміло, що реальне надходження вологи в камери Х 1-5 та СГП все ж таки важко встановити, зважаючи на перемінну інтенсивність вантажних робіт та невідому складову інфільтрації повітря через огорожувальні конструкції. Було встановлено, що існуюче холодильне обладнання камер Х 1-5 (таблиця 1) має достатню осушувальну здатність. На рис. 1 зображено графік осушувальної спроможності одного повітроохолоджувача (ПО) LU-VE F45CH1208-6 камери Х1, та як вона змінюється залежно від RH.

З графіку видно, що при RH камери 60 % ПО, працюючи на існуючому режимі, майже повністю втрачає осушну здатність, а при вологості 70 % теоретична осушна здатність одного ПО за годину роботи складе 2 л вологи. Існуючі ПО при практикуємому проєктному температурному режимі здатні вийти на стабільну RH камери не нижче 65-70 % лише за відсутності порушень технологічної дисципліни та відсутності надмірних вологоприпливів

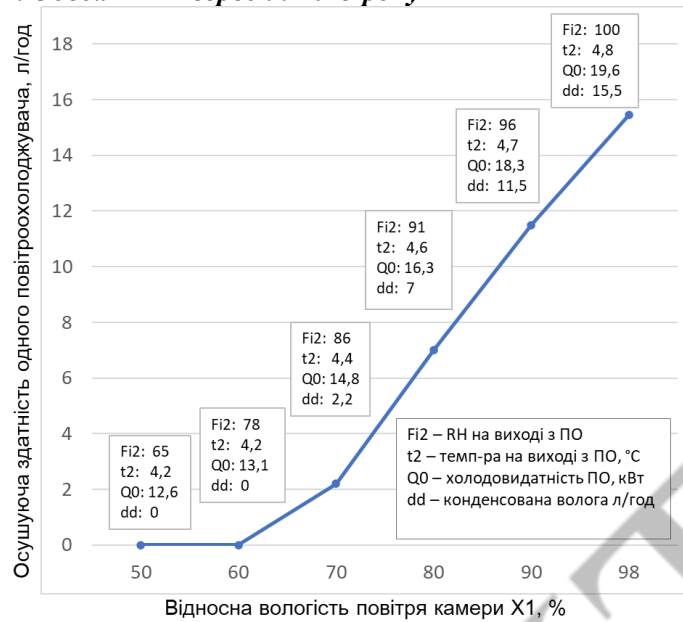


Рис. 1 – Осушувальна здатність повітроохолоджувача (ПО) камери X 1

Таблиця 1 - обладнання холодильних камер X 1- X 5

№	Обладнання	Параметри	
1	Компресор	Модель	Frascold V30-84Y
		Кількість на камеру	2 шт.
		Холодовидатність у встановленному режимі (-8 °/+45 °C)	47,1 кВт
		Температура кипіння/кондесациї	мінус 8 °C / 45 °C
		Холодильний агент	R507
		Електрична потужність	20,35 кВт
2	Конденсатор повітряного охолодження	Модель	LLOYD APX-97**
		Кількість на камеру	2 шт.
		Площа поверхні	137,9 м²
		Кількість вентиляторів	2 шт.
		Витрата повітря	32 563 м³/год.
		Теплова потужність (Δt=15K)	97 кВт
3	Повітро-охолоджувач	Модель	LU-VE F45CH1208-6
		Кількість на камеру	4 шт.
		Площа поверхні	69,6 м²
		Кількість вентиляторів	2 шт.
		Витрата повітря	9 600 м³/год.
		Холодовидатність (Δt=8K)	19,5 кВт

У процесі аналізу було запропоновано перевести одну з двох холодильних систем камер з існуючої температури кипіння мінус 8 °C на мінус 15 °C, у такому разі, осушувальна здатність ПО виросте у 2,2 рази та при RH камери 70 % складатиме 4,9 л/год замість 2,2 л/год при кипінні мінус 8 °C. Крім того, зниження температури кипіння на 7 °C знизить холодовидатність системи з 47 до 34 кВт, що позначиться на тривалості роботи обладнання а, отже, і на тривалості процесу осушки. З недоліків слід відзначити те, що зниження температури кипіння спричинить збільшення споживання електроенергії холодильною системою з 20,3 до 22,6 кВт. Також, система потребуватиме більше уваги від

обслуговуючого персоналу для своєчасного проведення відтаювання інєю з поверхні. Проте – технологія первинна...

Провівши комплексне технологічне обстеження об'єкта, на підставі отриманих результатів розрахунків був сформований та реалізований поетапний підхід до вирішення проблеми підвищеного рівня RH повітря СГП та камер X1-5. Етапи робіт були виокремлені виходячи від їх важливості, можливості швидкої реалізації, доцільності та вартості:

- 1) Мінімізація (суттєве зменшення) інфільтрації навколишнього повітря до СГП за умов зовнішнього повітря вище 17 °C, HR 70 %:
 - a) комплексна автоматизація роботи ролетних воріт з метою забезпечення зручності використання персоналом та зниження тепловологісного навантаження на СКП;
 - b) приведення у відповідність до рекомендацій виробника роботи теплових завіс СГП;
 - c) додаткове обладнання дверних отворів СГП та камер X 1-5 стрічковими ПВХ завісами (що найменше для основних робочих дверних отворів);
 - d) підвищення технологічної виробничої дисципліни та відповідальності працівників та керівників СГП, проведення роз'яснювальної роботи з виробничим персоналом на тему дотримання вимог виробничої технологічної дисципліни, енергоресурсозаощадливості. Упровадження системи заохочення та покарання за порушення технологічної дисципліни. Установлення показників (табло) кліматичних умов зовнішнього повітря для персоналу складу;
 - e) проведення дефектовки та усунення несправності воріт камер X 1-5;
 - f) проведення огляду та усунення нещільностей огорожувальних конструкцій камер X 1-5;
 - g) обмеження висоти відкривання ролетних воріт;
 - h) покращення організації переміщення вантажів на СГП (накопичення вантажів для переміщення через ворота/двері, планування черговості відкривання дверей для зменшення продуктів та ін.)
- 2) Переведення існуючого холодильного обладнання у режим роботи, що сприяє збільшенню осушної здатності повітроохолоджувачів:
 - a) переведення частини холодильних систем камер X 1-5 (по одній для камери) з температури кипіння мінус 8 °C на мінус 15°C при збереженні існуючої уставки температури камери та забезпечення повної комплексної автоматизації процесу керування підтримкою відносної вологості.
 - b) установлення електричних приладів опалення (нагрівання) для створення штучно додаткового теплового навантаження в складських приміщеннях;
- 3) Обладнання СГП мобільним осушувачем повітря рефрижераторного типу (як організаційний захід - можливо одну з холодильних камер в критичні періоди за відсутності вантажів використовувати як осушувач СГП, відкривши двері);
- 4) Зміна вантажообігу холодильних камер X 1-5 для його підвищення, вивільнивши надлишок холодильних ємностей (наприклад, заповнення однієї камери на 60 %, а не трьох камер по 20 %). Це дозволить підвищити теплове навантаження на холодильну систему завантаженої камери і, як наслідок, її осушну спроможність за рахунок тривалості роботи систем. До того ж це знизить питому холодоємність (енергоємність) одиниці товару.

5) Після виконання попередніх першочергових організаційно-технічних заходів, додаткове обладнання камер X 1-5 пересувним не стандартним осушувачем повітря за попередньо затвердженою необхідною осушною потужністю.

Реалізовані організаційно-технічні рішення дозволили повністю вирішити завдання стабільного забезпечення необхідної RH. Крім того, зменшення вологоприпливів дозволило знизити енергоресурсоємність штучного холоду та СКП за попереднім оцінюванням майже на 12 %, що стало вагомим внеском у програму енергоресурсозбереження підприємства.



УДК 621.577

ТЕПЛОВІ НАСОСИ У КОМУНАЛЬНОМУ СЕКТОРІ

Михайленко М.С., студент

Кулик Є.С., студентка

Лужанська Г.В., к.т.н., доцент

Національний університет «Одеська політехніка»

Однією з основних проблем сучасного людства, вирішуваних світовим суспільством нині є комплексне енергозбереження паливно-енергетичних ресурсів (ТЕР).

Вирішенням цього питання буде збереження невідновлюваних енергоресурсів та скорочення шкідливих викидів в атмосферу продуктів згоряння, які є, зокрема, основним фактором глобального потепління.

Застосування енергозберігаючих технологій на основі теплових насосів у комунальному секторі дозволить значно знизити споживання ТЕР. Саме тому теплопостачання та холодопостачання за допомогою теплових насосів відноситься до галузі екологічно чистих енергозберігаючих технологій і набуває все більшого поширення у світі. Тепловий насос – передове енергетичне обладнання, що використовує альтернативні джерела енергії (тепло навколишнього повітря, ґрунту або води) як відновлюване джерело тепла, що не вичерпується (рис 1).

Сучасні теплові насоси мають досить високий коефіцієнт перетворення енергії, залежно від температури джерела низько потенційного тепла, ККД становить від 150% до 500% щодо витраченої електроенергії.

В умовах низьких температур навколишнього повітря буде розумніше використовувати в якості джерела низькопотенційної енергії джерело тепла з постійною температурою цілорічної. Цим джерелом може стати енергія землі чи підземних вод. Для використання тепла землі, під землею, нижче за глибину промерзання, де температура цілий рік однакова (в середньому $+5^{\circ}\text{C} \dots +8^{\circ}\text{C}$), вкопується теплообмінний колектор, за яким циркулює теплоносії, нагрівається до температури землі [1; 2]. Також можливе використання підземних вод — свердловини або відкритого водоймища, що незамерзає (моря, річки, озера), навіть якщо утворюється кірка льоду, то під льодом вода може мати плюсову температуру. По дну водоймища прокладається колектор



Рис.1 – Загальна схема роботи теплового насосу

Теплові насоси можна класифікувати за такими ознаками [3]:

- за принципом дії;
- за схемою застосування;
- за джерелами низькотемпературної теплоти (ДНТ), що використовуються;
- за поєднанням ДНТ з нагріванням у ТН середовищем;
- за джерелом витраченої енергії.

В основу роботи теплового насоса покладено фізичні явища:

- явище поглинання та виділення теплоти речовиною при зміні агрегатного стану – випаровуванні та конденсації відповідно;
- зміна температури випаровування та конденсації при зміні тиску;
- використання рідин, що мають низьку температуру кипіння.

Основна відмінність теплового насоса від інших генераторів теплової енергії, наприклад електричних, газових і дизельних полягає в тому, що при виробництві тепла до 80% енергії витягується з навколишнього середовища.

З урахуванням постійного зростання цін на газове паливо витрати на теплопостачання житлового будинку за допомогою теплового насоса практично можна порівняти один з одним. Крім того, в теплу пору року з'являється можливість холодопостачання, підвищуючи комфорт та оцінку економічної ефективності роботи теплового насоса.

Інформаційні джерела

1. Мазуренко А.С., Іванов П. О., Шавров В.В. Перспективи використання води свердловин для теплонаносних систем теплопостачання. Proceedings of the XVIII International Scientific and Practical Conference. Bilbao, Spain. May 09 – 12, 2023. Pp. 471-473
2. <https://termal.ua/teplovoj-nasos-istorija-funkcional-preimushhestva/>

УДК 621.186.4

ІЗОЛЯЦІЯ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

Рак О.В., студент

Волков Д.О., студент

Лужанська Г.В., к.т.н., доцент

Губар Л.Б., ст. викладач

Національний університет «Одеська політехніка»

З метою підвищення ефективності роботи холодильних установок, апаратів та техніки часто виникають питання застосування ізоляції. Зазвичай, це питання вирішується перед початком експлуатації устаткування чи етапі проектування.

Для зменшення втрат холоду в навколишнє середовище, апарати і трубопроводи холодильних установок, мають низьку робочу температуру, а також приміщення, в яких підтримується низька температура, покривають тепловою ізоляцією. У таких випадках рекомендується виконувати ізоляцію матеріалів [1]:

- з легких матеріалів в порах, яких міститься повітря;
- з матеріалів, які володіють малим коефіцієнтом теплопровідності і низькою здатністю до поглинання вологи;
- дотримувати товщину ізоляційного шару, щоб не було утворення конденсату на вповерхні.

До ізоляції трубопроводів і апаратів холодильних установок пред'являються серйозні вимоги - піддаючись на зовнішніх установках сонячному обігріву, впливу дощу та вітру, великої різниці температур, вона повинна протягом тривалого часу зберігати свої первісні властивості.

Теплоізоляційні матеріали не повинні піддаватися гниття, бути морозостійкими, не втрачати своїх властивостей при багаторазовому заморожуванні та відтаванні, не давати тріщин, бути вогнестійкими та хімічно інертними, а також легко піддаватися механічній обробці та мати достатню міцність.

Сфери застосування холодоізоляції:

- вагони поїздів із рефрижераторами;
- морозильні камери у житлових, виробничих, комерційних приміщеннях;
- склади холодоагенту;
- спеціалізовані камери, багатоповерхові морозильні склади для охолоджених та заморожених продуктів;
- мобільні та пересувні камери для продуктів, хімічних реагентів та інших елементів, що потребують особливих температурних умов зберігання.

Ізоляцію трубопроводів проводять, щоби продовжити термін експлуатації морозильних камер, забезпечити стабільну безперебійну подачу холоду від обладнання. Наприклад, у торгових підприємствах робота холодильних камер забезпечує якість продукції, умови зберігання товару.

Розглянемо найефективніші види теплової ізоляції.

Спінений поліетилен можна використовувати в діапазоні температур від -45°C до $+110^{\circ}\text{C}$. Він стійкий до перепадів температур, дії вологи та хімічно агресивних речовин, відрізняється низькою теплопровідністю. Матеріал випускають у вигляді циліндрів чи напівциліндрів, він може мати фольговане покриття.

Спінений каучук зберігає робочі характеристики при температурі до -200°C . Він стійкий до дії вологи, не сідає і має низьку теплопровідність. Матеріал випускають у рулонах чи трубах. Він може мати фольговане покриття.

Оптимальний варіант застосування тих чи інших ізоляційних матеріалів залежить від особливостей системи холодопостачання.

Ефективність роботи систем холодопостачання залежить від того, скільки холоду встигне віддати підготовлений холодоагент за час його транспортування трубопроводом до кінцевого споживача (цеху, холодильної камери або іншого обладнання).

Чим вище цей показник, тим нижча ефективність системи холодопостачання та тим більших витрат потребує її експлуатація для підтримки необхідних технологічних параметрів. Оптимальний вихід із ситуації – теплоізоляція труб холодопостачання.

Застосування теплової ізоляції холодильних систем дозволяє значно збільшити термін служби, підвищити економічність роботи, забезпечити безперебійну подачу холоду споживачам з мінімальними втратами, зменшити енергетичні витрати, а отже, як наслідок – підвищення коефіцієнта корисної дії системи.

Інформаційні джерела

1. <https://sanpol.ua/ua/library/uteplenie-i-zvukoizolyatsiya/zashita-holodilnyh-ustanovok/>

УДК 621.577

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ

Новіков К.Ю., студент

Титик О.В., студент

Лужанська Г.В., к.т.н., доцент

Національний університет «Одеська політехніка»

Застосування теплових насосів дозволить одночасно вирішити два актуальні завдання у сфері мікроклімату-обігріву будівлі в зимовий період та його охолодження влітку. Крім того, дані системи можуть працювати і на підігрів води, тобто на потреби системи гарячого водопостачання.

Теплові насоси застосовують не лише для побутових цілей. Широко використовуються для сильного охолодження обмежених просторів, саме для морозильних камер, відсіків з обчислювальною технікою.

Система кондиціювання повітря за допомогою теплового насоса буває двох типів, які відрізняються між собою за принципом дії, споживання енергії та ефективності холодопостачання [1]:

- пасивне (без роботи компресора теплового насоса);
- активне (з роботою компресора теплового насоса).

При пасивному чи природному охолодженні надлишки тепла з приміщень будинку переносяться циркулюючим теплоносієм у середу. У цьому випадку компресор не вмикається, а працюють лише циркуляційні насоси для переміщення теплоносія, енергоспоживання при цьому мінімальне. Тепловий насос у робочий режим вмикається лише на підігрів води.

При активному охолодженні теплового насоса використовується компресор. За допомогою перемикавання триходового чи чотириходового клапана функції випарника та конденсатора змінюються місцями. Способи безшумного охолодження реалізуються через системи труб, прихованих у підлозі, стінах або стелях, де циркулює теплоносій (холодна вода). За допомогою фанкойлів можна не тільки обігріти, а й охолодити приміщення будинку [2].

Кондиціювання поряд із опаленням, так само потребує значних енергетичних витрат. Енергетичне навантаження формується шляхом розрахунку теплоприток, які надходять насамперед від сонячного світла, та виділення тепла різними приладами та людьми у приміщенні [3]. Розглянемо приклад розподілу енергетичного навантаження житлової будівлі у м. Одесі.

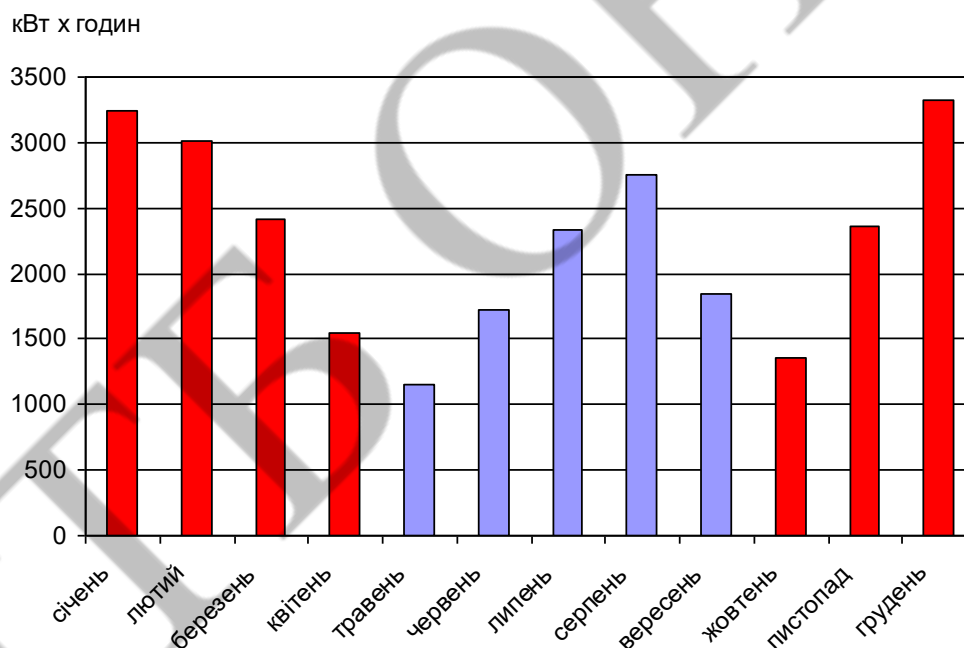


Рис. 1 – Загальний графік розподілу навантаження на житловий будинок протягом року в м. Одеса

- – навантаження на систему опалення, кВт х годин
- – навантаження на систему кондиціювання, кВт х годин

З рисунку 1 видно, що при установці теплового насоса як основного джерела теплопостачання доцільно передбачити можливість експлуатації теплового насоса для кондиціювання.

Основні переваги використання теплового насоса для кондиціювання повітря:

- робота в якості системи опалення, кондиціювання та горячого водопостачання, що створює високий рівень комфорту мешканцям будинку;

- для ефективної роботи системи не потрібні паливні ресурси (газ);
- при використанні системою опалення електричної енергії – найменше її споживання, в порівнянні з традиційними електричними опалювальними приладами;
- фанкойлі працюють в холодний та теплий періоди року, тому радіатори в такій системі зайві.

Саме такий принцип роботи, його конструктивні особливості є одними із переваг теплового насоса щодо інших пристроїв створення мікроклімату у будинку.

Інформаційні джерела

1. <https://hitachi-ukraine.com.ua/uk/kondiciyuvannya-teplovim-nasosom.html>
2. <https://fancoil.ua/>
3. <https://solarsoul.net/kondicionirovanie-teplovym-nasosom>

УДК 621.593

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ПОПУТНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

*Світлицький В.М., проф. ОНТУ, Волчок В.О., доц. ОНТУ, Щербатюк О.Я., студ. ОНТУ
м. Одеса, recvicv@gmail.com*

Залучення у розробку нових глибокозалегаючих газоконденсатних родовищ і підвищення інтересу з боку нафтопереробної галузі продуктів переробки попутного нафтового газу призводить до підвищення частки конденсату, що видобувається в загальному балансі видобутку. У роботі [1] зазначено, що від якості продукції залежить ефективність і безпека експлуатації газотранспортної системи.

Об'єктом дослідження є технологічні схеми промислової низькотемпературної підготовки газів, що містять конденсат, і вилучення вуглеводневого конденсату. На промислових установках комплексної переробки газ піддається попередньої обробки з метою вилучення з його складу механічних домішок, вологи та фракцій низькокиплячих вуглеводнів.

В основі цієї переробки лежить низка низькотемпературних процесів обробки газу. За останні роки опубліковано низку робіт [2-4] присвячених низькотемпературній обробці газу. Вітчизняний та світовий досвід оперує такими процесами як дроселювання, теплообмін двох потоків, адіабатний стиск та розширення, сепарація, конденсація, абсорбція та ректифікація. Вони спрямовані на одночасний поділ природного газу та виділення з його складу важких вуглеводнів у рідкому стані з подальшим транспортуванням трубопроводом.

Найбільш поширеним та доступним способом низькотемпературної переробки газу є низькотемпературна сепарація (НТС). Вона характеризується найменшими експлуатаційними витратами, що пов'язано з можливістю зниження температури та тиску до досягнення рівноважних умов сепарації. В основі лежить принцип ступінчастого охолодження видобутого газу з використанням дроселя або ежектора з подальшим поділом суміші на газ і вуглеводні, що сконденсувалися. Вуглеводні, що не сконденсувалися з газу, надходять у магістральний трубопровід.

Залишковий вміст та ступінь вилучення компонентів суміші визначаються основними параметрами, що впливають на ефективність НТС: склад вихідного газу, тиск, температура, фазова рівновага та продуктивність сепаратора. Причиною низької ефективності НТС є постійне зниження тиску газу, що видобувається, зниження вмісту C_{5+} і як наслідок зниження перепаду тиску на дросельному вентилі, що тягне за собою підвищення температури сепарації і втрати конденсату. Для досягнення найвищого ступеня отримання вуглеводнів процес НТС необхідно проводити при оптимальних термобаричних співвідношеннях. На основі результатів, отриманих у роботах [2, 3] за різними оцінками, це діапазон тисків 4,5 – 5 МПа при температурі близько -30°C .

Абсорбційна технологія застосовується для підготовки газу як при температурі навколишнього середовища так і при знижених температурах. Другий спосіб кращий, оскільки процес абсорбції відбувається в тих випадках, коли парціальний тиск видобутого компонента газової суміші вище, ніж в абсорбенті. Чим вище різниця парціальних тисків, тим інтенсивніше протікатиме процес абсорбції.

Зниження температури процесу абсорбції можливе застосуванням ежекторного пристрою або турбодетандерного агрегату (ТДА) із заміною як абсорбент нафтових фракцій на вуглеводневий конденсат, одержуваний у первинному сепараторі. Така заміна має більшу ефективність у плані зростання питомого виходу нестабільного конденсату за інших рівних умов. Зрештою отримуємо поєднання двох процесів – НТС на первинному сепараторі та низькотемпературну абсорбцію в абсорбері.

Низькотемпературна ректифікація (НТР) та подальша сепарація газу здійснюється за температур близьких до -50°C . Характерною особливістю є наявність тарілчастої або насадкової колони ректифікації, в яку в якості сировини надходить нестабільний конденсат з першого сепаратора. Незважаючи на використання зовнішнього каскадного холодильного циклу на багатокомпонентному холодоагенті, НТР потребує менших капіталовкладень порівняно з використанням ТДА. Спрямований конону конденсат піддається поділу в процесі безперервного фазового обміну між холодними рідкими вуглеводнями і газом.

Використання ТДА обумовлено можливістю досягнення температур до -120°C при тому ж перепаді тиску, порівняно з дросельною або ежекторною технологією. Ефективність НТР визначається тиском і температурою охолодження газу та конденсату і як наслідок високим ступенем вилучення компонентів. Особливості складу родовища та вимог, що пред'являються до конденсату, спричинили різноманітність технологій НТР, кожна з яких має свої технологічні особливості. Всі вони дають можливість вилучення компонентів суміші в чистому вигляді з високим ступенем вилучення.

Спираючись на експериментальні дані дослідників у галузі НТС газу та проаналізувавши існуючі розробки в цій галузі можна зробити висновок, що перспективним напрямом розвитку технологій НТС є подальше зниження температурного рівня сепарації. Це дозволить знизити залишковий вміст вуглеводнів C_{5+} у товарному газі. З іншого боку, зниження температури сепарації призводить до порушення вимог щодо якості товарного газу по водній та вуглеводневій точках роси.

На ефективність низькотемпературної підготовки попутного нафтового газу для транспортування в однофазному стані впливають: склад та властивості газу, інтенсивність охолодження газу та конденсату. Аналіз ефективності низькотемпературної обробки попутного газу дозволить покращити функціональні можливості моделей, що моделюють, з урахуванням впливу зовнішніх факторів на показники діючих виробництв.

Список інформаційних джерел

1. Топільницький П.І. Первинна переробка природних і нафтових газів та газоконденсатів // Навчальний посібник. Друге видання. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 260 с.
2. Иванов, В.Г. Повышение эффективности технологии промышленной подготовки газового конденсата / В.Г. Иванов, А.С. Маслов, А.В. Кравцов, Н.В. Ушева, А.А. Гавриков // Газовая промышленность. – 2003. - №7. – с. 54-57.
3. Дунаев, А.В. Особенности технологических процессов промышленной подготовки природного газа с низким конденсатным фактором / А.В. Дунаев, Д.М. Федулов, А.Н. Кубанов, В.А. Истомин // Газовая промышленность. – 2015. – № 11. – с. 80–83.
4. Врагов А.П., Михайловський Я.Е., Якушко С.І. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв. - Суми: Вид-во СумДУ, 2008. (друкований та електронний <ftp://lib.sumdu.edu.ua/Books/Vragov.rar>).

УДК 536.248.2

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ТА РЕЖИМІВ КИПІННЯ ХОЛОДАГЕНТУ R245fa В ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ТРУБІ

*Борисов В.О., аспірант, Халак В.Ф., к.т.н., викладач,
Івченко Д.О., к.т.н., доцент, Желєзний В.П., д.т.н., професор
Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com*

Сучасні тенденції розвитку енергетики в Україні, зумовлені економічною ситуацією, особливостями заселення території та кліматичними умовами країни, визначають актуальність використання енергоресурсів низького потенціалу з метою отримання електричної та теплової енергії.

Накопичений зарубіжний досвід вказує на можливе широке застосування установок, що використовують органічний цикл Ренкіна (ОЦР), для вирішення завдань перетворення низькопотенційних енергоресурсів в електричну енергію [1-5]. Причому найперспективнішим напрямом застосування цих установок є завдання підвищення енергетичної ефективності альтернативної енергетики [1].

Доцільність застосування установок, що використовують ОЦР, значною мірою залежить від вибору робочого тіла, даних про його теплофізичні та екологічні властивості, а також інформації про коефіцієнти тепловіддачі та режими кипіння в генераторі пари. Наведений у роботах [1-6] аналіз властивостей потенційно перспективних робочих тіл для установок, які реалізують ОЦР, показує, що до них належить і холодоагент R245fa.

Інформація про коефіцієнти тепловіддачі та про структури режимів кипіння R245fa, має важливе значення в задачах моделювання процесів теплообміну у випарниках високотемпературних кондиціонерів, а також, генераторах пари енергетичних установок, які реалізують органічний цикл Ренкіна [1-5].

При проектуванні та експлуатації когенераційної сонячної енергетичної установки, на якій акумульована теплова енергія буде використовуватися для генерації парів холодоагенту R245fa, необхідно мати інформацію про теплообмін у парогенераторі. З цією метою створено лабораторний стенд для дослідження локальних і середніх коефіцієнтів тепловіддачі, гідравлічних втрат, а також спостереження за трансформацією режимів кипіння робочого тіла при значеннях теплового навантаження, витратах і сухості робочого тіла, що варіюються. У розробленій експериментальній установці (див. рисунок 1) використана термокомпресорна схема подачі робочого тіла на робочу ділянку.

Для підтримки постійних параметрів робочого тіла перед дросельним клапаном V4, балон 3 з холодоагентом (R245fa) термостатувався при певній температурі в конденсаторі 2. Постійна температура холодоагенту на виході з конденсатора 2 забезпечувалася за рахунок прокачування через конденсатор 2 термостатуючої рідини з термостату 1. Постійна витрата холодоагенту і температура на вході в робочу ділянку 9 забезпечувалася регулюванням дросельного клапана V4 та клапана V2. Робоча ділянка 9 виготовлена з нержавіючої тонкостінної трубки діаметром 5 мм і товщиною стінки 0.1 мм. На робочій ділянці довжиною 1925 мм встановлено 11 електричних контактів 8, виконаних з міді. На електричних контактах були встановлені термопари для контролю за температурою робочої ділянки 9 в різних точках. Подача теплового навантаження до різних секцій робочої ділянки здійснювалася від стабілізованого джерела живлення HPS060D. Зміна ступеня сухості робочого тіла на різних ділянках випарника 9 забезпечувалася регулюванням потужності, що подається при послідовному підключенні ділянок випарника. Візуалізація режимів кипіння R245fa при різних теплових навантаженнях, при різних витратах і ступенях сухості здійснювалася за допомогою фотокамери (відеокамери) 12 шляхом зйомки процесу кипіння R245fa в скляній трубці 15. Абсолютний тиск і перепад тиску робочого тіла у випарнику А вимірювалося перетворювачем тиску M1 (Wika A-10).

З метою вимірювання локальних і середніх по довжині випарника коефіцієнтів тепловіддачі на блоці 11 встановлені три диференціальні термопари, що вимірюють різниці температур між стінкою трубки і рідкою фазою робочого тіла, стінкою трубки та паровою фазою робочого тіла, стінкою трубки та температурою в середньому перерізі трубки. Холодоагент, що пройшов через робочу ділянку, конденсувався в балоні 17 за рахунок його охолодження в суміші льоду і солі (температура -15 C).

У створеній установці оператор може спостерігати за процесом кипіння холодоагенту на ділянці візуалізації 15 через прозорі стінки напівгерметичного корпуса 6. Уся робоча ділянка ізолювана базальтовою ватою (крім ділянки візуалізації). Для виключення конденсації з повітря водяної пари всередині корпуса передбачена установка пакетів з адсорбентом (силікагель).

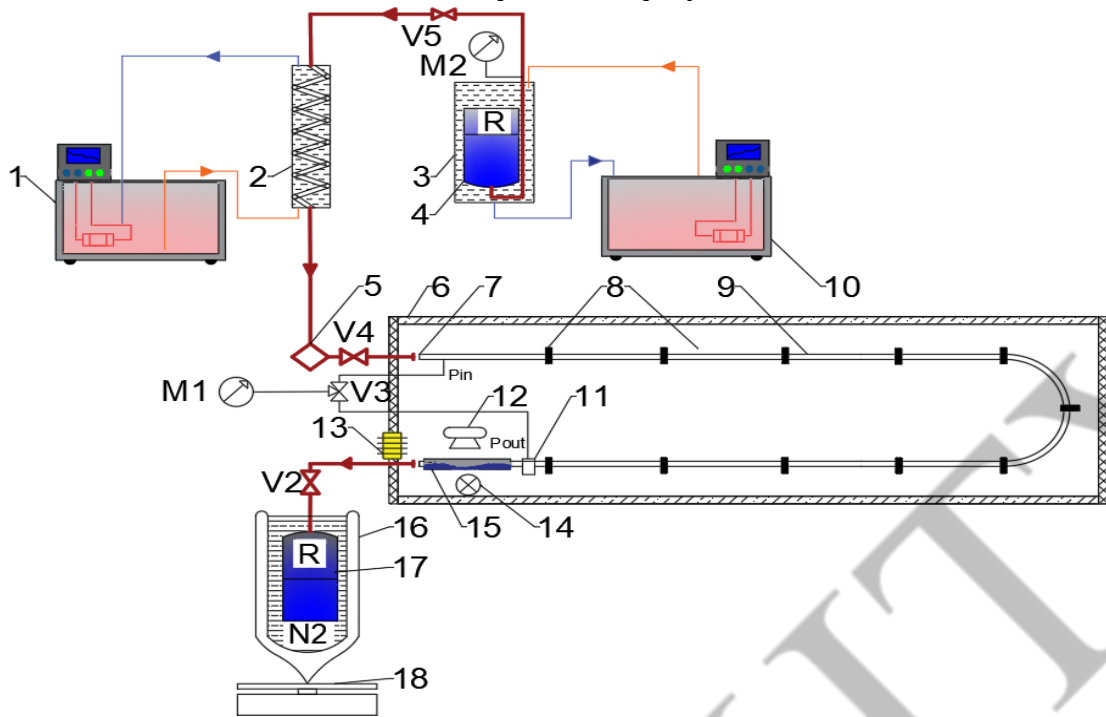


Рисунок 1- Схема експериментальної установки для дослідження локальних та середніх коефіцієнтів тепловіддачі:

1 – термостат; 2 – конденсатор; 3 – термостатуючий об'єм; 4 – балон із робочим тілом (термокомпресор); 5 – фільтр; 6 – прозорий напівгерметичний короб; 7 – електроізоляційний роз'єм; 8 – електричні контакти; 9 – робоча ділянка (випарник); 10 – термостат; 11 – блок для встановлення диференціальних термопар; 12 – фотокамера; 13 – електровведення; 14 – лампа; 15 – ділянка візуалізації; 16 – судина Дьюара; 17 – збірка холодоагенту; 18 – електронні ваги.

Деякі результати дослідження середніх на різних ділянках випарника коефіцієнтів тепловіддачі наведені на рисунку 2.

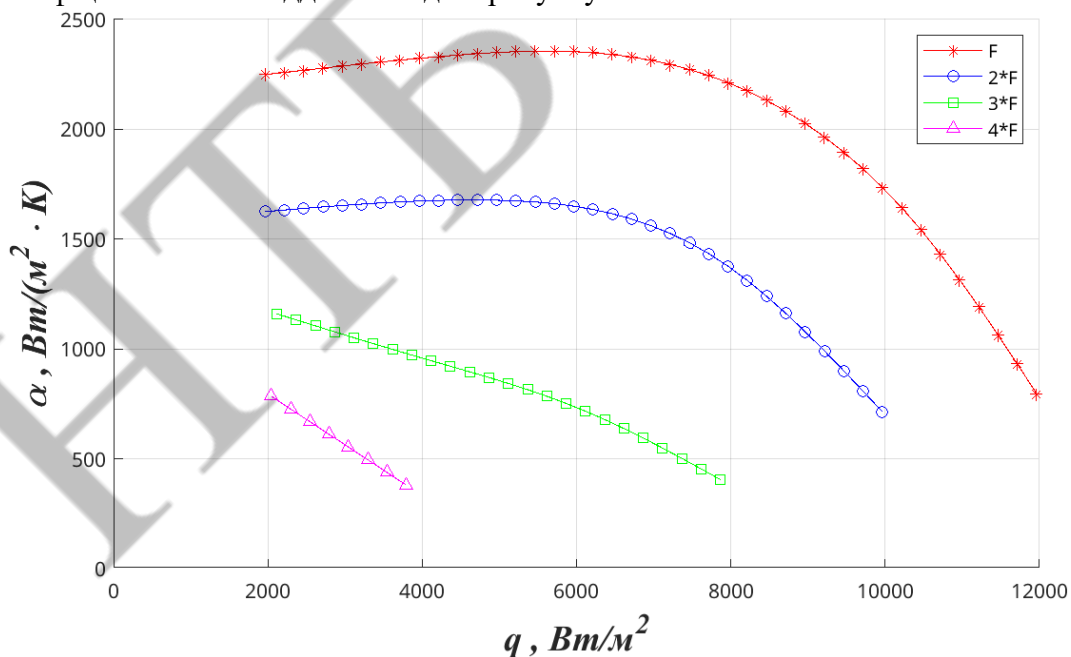


Рисунок 2 - Залежність середніх коефіцієнтів тепловіддачі від густини теплового потоку при різних значеннях площі підведення тепла F (0.002748 м²) до випарника (при різних ступенях сухості).

Створена експериментальна установка має низку переваг у порівнянні з наявними аналогами. До її переваг можна віднести усунення систематичних похибок вимірювання перепадів температур між стінкою трубки і робочим тілом при різних ступенях сухості у випарнику, високу універсальність при вирішенні завдань вивчення режимів кипіння, вимірювання локальних і середніх по довжині випарника коефіцієнтів тепловіддачі, можливості дослідження гідродинамічних коефіцієнтів тепловіддачі для розчинів холодоагент/мастило при фіксованих концентраціях домішок мастила у робочому тілі.

Інформаційні джерела

1. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable a Sustainable Energy Reviews, 2013, vol. 22, pp. 168–186.
2. Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for lowtemperature organic Rankine cycles // Energy. 2007. Vol. 32. № 7. P. 1210–1221.
3. Bao J. J.; Zhao L., Zhang W. Z. A novel auto-cascade low-temperature solar Rankine cycle system for power generation // Solar Energy. 2011. Vol. 85. № 11. P.2710–2719.
4. Wang D., Ling X., Peng H., Liu L., Tao L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation // Energy.2013. Vol. 50. P. 343–352.
5. Angelino G., Colonna di Paliano P. Multicomponent working fluids fororganic rankine cycles (ORCs) // Energy. 1998. Vol. 23. № 6. P. 449–463.
6. Voronov V.A., Leonov V.P., Rozenoer T.M. Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii Engineering Journal: Science and Innovations, 2013, no. 1. Available at:<http://engjournal.ru/articles/594/594.pdf>.



УДК 541.182:620.3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ ДВОКРОКОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПРИГОТУВАННЯ НАНОФЛЮЇДІВ НА ЇХНЮ СТІЙКІСТЬ

Квасницький Б.А.¹, асп., Борисов В.О.¹, асп., Хлієв Н.О.², асп., Желєзний В.П.¹, д.т.н., професор

¹ *Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com*

² *Одеський національний університет ім. І.І. Мечникова, м. Одеса*

Однією з проблем у розробленні сучасних систем охолодження мікроелектроніки, різного енергетичного устаткування є створення нового покоління теплоносіїв, що мають певні технологічні та теплофізичні властивості. Традиційні методи підвищення інтенсивності теплообміну [1] значною мірою вичерпали свій економічний та еколого-енергетичний потенціал. Тому інноваційну перспективу для вирішення цих проблем має концепція застосування як теплоносіїв нанофлюїдів [2-4].

Як показують численні експериментальні дослідження, наявність домішок НЧ сприяє збільшенню теплопровідності, температуропровідності, в'язкості [3, 5] базових рідин, а також інтенсифікації тепловіддачі як під час конвекції, так і під час фазових переходів НФ [2-4]. Тому НФ мають великий інноваційний потенціал застосування в багатьох галузях промисловості.

Для дослідження процесів адсорбції компонентів повітря на поверхні НЧ використовували наноматеріали, виготовлені WenZhou JingCheng Chemicals Co.,Ltd. Технічні характеристики наночастинок (за даними виробника) представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Основні технічні характеристики наночастинок

Наночастишки	$\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$	$\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$	TiO_2 анатаз	TiO_2 рутил	CuO
Чистота	99.9%	99.99%	99.9%	99.9%	99.5%
Розмір НЧ, нм	10	10	18	15	37
Питома поверхня, БЕТ, $\text{м}^2/\text{г}$	120	8.7	49.5	41	65.38

Як базову рідину використовували ізопропанол (CAS: 67-63-0, SigmaAldrich, чистота 99.7%).

Масу компонентів нанофлюїдів визначали з використанням електронних аналітичних ваг AND GR-300 з невизначеністю $\pm 0,0005$ г. Механічне дроблення НЧ у рідині проводили в бісерному млині, заповненому кульками ZrO_2 діаметром 2 мм. Ультразвукову обробку проводили за допомогою ультразвукової ванни Codison CD 4800 (частота 42 кГц, потужність 0,07 кВт).

Наявність адсорбованих у процесі виробництва і зберігання компонентів повітря на поверхні НЧ може впливати на агрегативну і седиментаційну стабільність одержуваних НФ. Ця проблема наразі недостатньо вивчена.

Методика проведення досліджень впливу адсорбованих компонентів повітря на поверхні НЧ на стабільність НФ складалася з двох етапів: дослідження кількості адсорбованих компонентів повітря на НЧ і дослідження впливу попереднього видалення сорбційного шару на НЧ на стабільність одержуваних НФ.

На першому етапі дослідження визначали питому масу сорбованих на поверхні НЧ компонентів вологого повітря.

У процесі досліджень усі типи НЧ піддавалися впливу вологого повітря довкілля (температура 15...16 °С, відносна вологість 55...77 %) при їх зберіганні у відкритих ємностях. Після завершення процесу адсорбції компонентів вологого повітря зразки НЧ піддавалися процедурі десорбції - рис. 1. НЧ нагрівали до 200 °С у сушильній шафі при безперервному вакуумуванні до 2 Па протягом 120 хв.

Отримані результати показують, що на поверхні НЧ адсорбується досить значна кількість компонентів вологого повітря. Оскільки поверхня НЧ оксидів металів електрично заряджена, адсорбційний шар складається здебільшого з води, що має найбільший дипольний момент з усіх компонентів вологого повітря.

На наступному етапі виконаних експериментальних досліджень вивчали вплив технологічних аспектів отримання НФ на середній розмір НЧ у базовій рідині та на агрегативну стабільність одержуваних НФ. Для приготування НФ використовували НЧ $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$.

Зразки НФ отримували з використанням двокрокової технології, шляхом прямого змішування НЧ з ізопропанолом. Між компонентами НФ відбуваються Ван-дер-Ваальсові взаємодії. Технологічну схему створення зразків НФ наведено на рисунку 1.

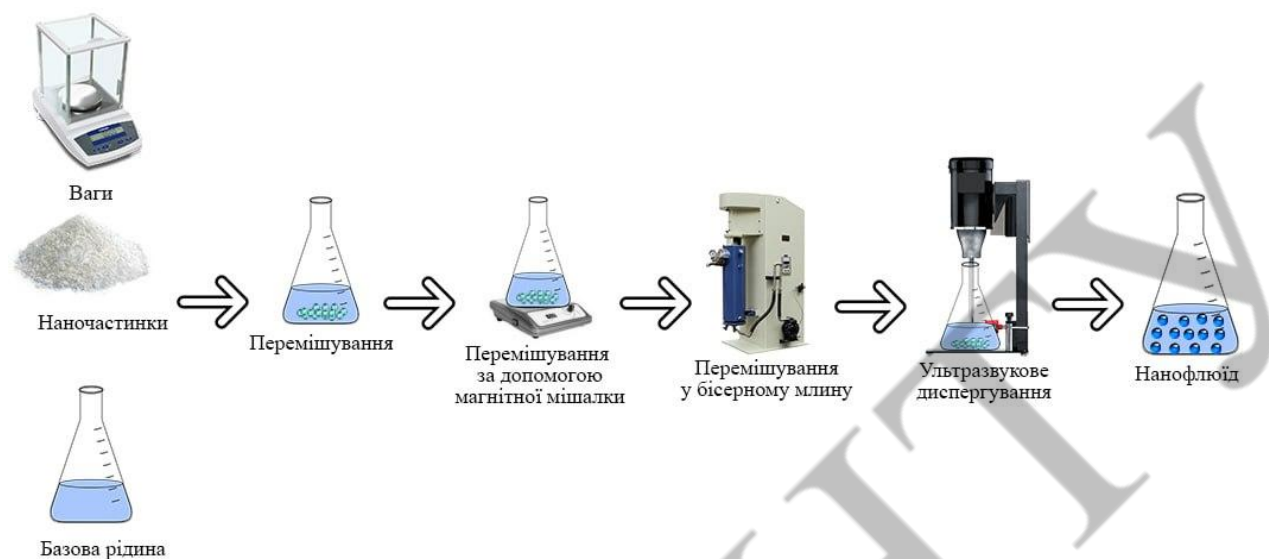


Рисунок 1 - Технологічна схема створення зразків нанофлюїдів

Технологічні аспекти застосованих процесів приготування зразків НФ наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 - Технологічні аспекти застосованих процесів приготування нанофлюїдів*

Технологія 1
УЗ 105 хв. => БМ 570 хв. => ММ 600 хв. => УЗ 330 хв.
Технологія 2
ММ 420 хв. => БМ 510 хв. => УЗ 320 хв.
Технологія 3
УЗ 105 хв. => БМ 570 хв. => ММ 600 хв. => УЗ 330 хв. => зберігання 7 днів => БМ 510 хв. => УЗ 320 хв.

* ММ - перемішування магнітною мішалкою; УЗ - ультразвукове диспергування; БМ - обробка в бісерному млині

Як характеристику стійкості НФ досліджували залежності спектральних коефіцієнтів пропускання світла від часу зберігання отриманих зразків нанофлюїдів. Вимірювання спектральних коефіцієнтів пропускання світла проводили спектрофотометром Ulab 102 при довжинах хвиль від 400 до 1000 нм.

Слід зазначити, що оптична неоднорідність НФ залежить не тільки від присутності в ній диспергованих НЧ.

Інтенсивність і просторовий розподіл розсіяного випромінювання залежать від співвідношення між довжиною падаючої хвилі λ і розміром частинок d . Тому розсіювання світла залежатиме від розподілу розмірів НЧ у базовій рідині та довжини хвилі світла, що проходить. Пружне розсіювання світла на для НЧ розміром значно меншим за довжину хвилі ($d < \lambda/15$), формує розсіювання Релея. Таким чином, залежності спектральних коефіцієнтів

пропускання від часу, виміряні для отриманих за різними технологіями зразків НФ, дають змогу дослідити динаміку зміни їхньої стійкості..

Вплив часу диспергування при приготуванні НФ за різними технологіями на залежність спектральних коефіцієнтів пропускання від часу при довжині хвилі 700 нм (на стійкість зразків НФ) демонструє рисунок 2.

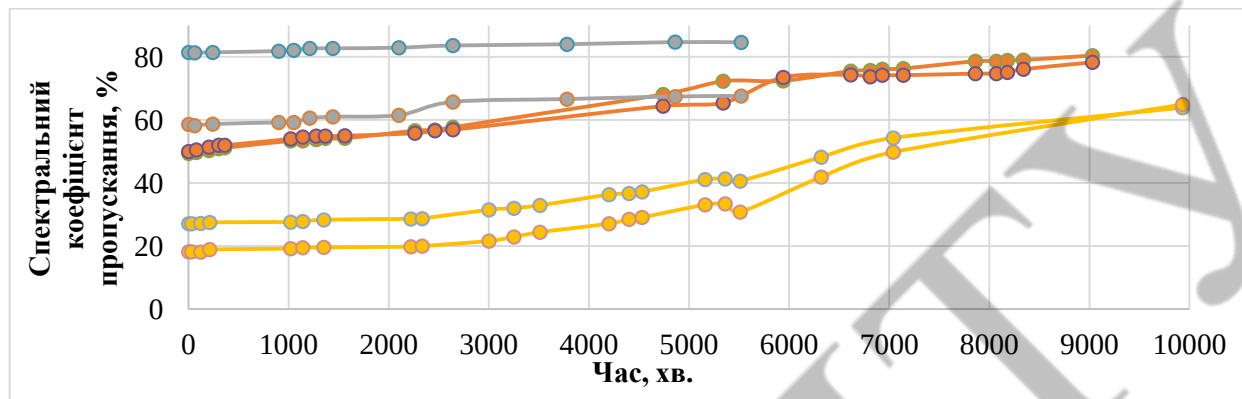


Рисунок 2 - Залежності спектральних коефіцієнтів пропускання світла з довжиною хвилі 700 нм для НФ ізопропанол/Al₂O₃, приготованих за різними технологіями:

- – неаеровані НЧ; ○ – аеровані НЧ ● – технологія 1; ● – технологія 2 (перші зразки);
● – технологія 2 (другі зразки); ● – технологія 3.

На підставі отриманих результатів можна сформулювати такі висновки:

1. НЧ оксидів металів, що зберігалися в умовах довкілля, містять сорбційний шар, який складається переважно з води.
2. Попередня обробка НЧ з метою видалення сорбованих компонентів вологого повітря (нагрівання і вакуумування) перед приготуванням НФ сприяє отриманню НФ з підвищеною колоїдною стабільністю..
3. Запропоновано методику приготування НФ, що містить попередню обробку НЧ оксидів металів вакуумуванням із нагріванням до 200 °С, змішування з рідиною, з подальшим перемішуванням у магнітній мішалці та подальшим багаторазовим чергуванням диспергування в бісерному млині й ультразвукового оброблення для одержання агрегативно та седиментаційно стійких НФ.

Інформаційні джерела

1. Sadeghianjahromi A., Wang C. C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms. Renewable Sustainable Energy Rev. 2021. Vol. 137. 110470. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110470>
2. Bakthavatchalam B., Habib K., Saidur R., Saha B. B., Irshad K. Comprehensive study on nanofluid and ionanofluid for heat transfer enhancement: A review on current and future perspective J. Mol. Liq. 2020. Vol. 305. 112787. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2020.112787>
3. Nikulin A., Moita A. S., Moreira A. L. N., Murshed S. M. S., Huminic A., Grosu Y., ... Khliyeva O. Effect of Al₂O₃ nanoparticles on laminar, transient and turbulent flow of isopropyl alcohol. Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. Vol. 130. 1032-1044. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.114>

4. Lamosa R. A., Motovoy I., Khliiev N., Nikulin A., Khliyeva O., Moita A. S., ... del Barrio Elena P. Tetralin+ fullerene C60 solutions for thermal management of flat-plate photovoltaic/thermal collector. Energy Convers. Manage. 2021. Vol. 248. 114799. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114799>

5. Желєзний В.П., Семенюк Ю.В., Хлієва О.Я., Лук'янов Н.М., Нікулін А.Г., Нікуліна А.С., за ред. В.П. Желєзного. Перспективи застосування нанотехнологій у холодильній техніці. Частина 1. Теплофізичні властивості нанофлюїдів. Одеса: "Фенікс". 2019. 313с.



УДК 621.31

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВІДДАЧІ НА ЧАС ЗАМОРОЖУВАННЯ НАПІВФАБРИКАТІВ В ШВИДКОМОРОЗИЛЬНИХ АПАРАТАХ РІЗНОГО ТИПУ

*Зімін О.В., к.т.н., доцент кафедри ХУКП, ОНТУ, onaft.zimin@gmail.com,
Томчик О.М., к.т.н., старший викладач ХУКП, fierysplash@ukr.net*

Продукти у вигляді напівфабрикатів в нашій країні користується все більшим попитом, і, без сумніву, попит цей буде збільшуватися. Сучасний покупець цінує можливість використовувати практично готовий продукт в домашніх умовах, а дрібні виробники можуть використовувати даний продукт практично в місцях роздрібної торгівлі, з мінімальними проміжними трудовими і енергетичними затратами. Українські підприємці поступово вивчають і впроваджують технології швидкої заморозки, усвідомлюючи інтерес до подібного товару.

Заморожування напівфабрикатів у швидкоморозильних апаратах - це ефективний спосіб зберігання продуктів, який зберігає їхню якість та свіжість. Заморожені напівфабрикати можна зберігати довше, ніж свіжі, і вони зазвичай зберігають свій смак та корисні властивості. Також це дозволяє приготувати страви швидше, оскільки багато напівфабрикатів вже готові або потребують мінімального приготування.

Швидкоморозильні апарати (або морозильні камери) працюють на принципі швидкого охолодження продуктів до низьких температур, що призводить до формування малих кристалів льоду в продуктах, які не пошкоджують їхню структуру та смак. Якщо аналізувати формулу Планка (1), то найбільший вплив на зниження часу охолодження має розмір і форма продукту, температура охолоджуючого середовища та коефіцієнт тепловіддачі. Перший параметр оптимізується в залежності від потреб покупця і технологічно не може змінюватися. Температура охолоджуючого середовища у будь-якому швидкоморозильному апараті використовується найнижча за урахуванням стабільної роботи апарата та оптимізації по енерговитратам. Коефіцієнт тепловіддачі від продукту до охолоджуючого середовища залежить від типу холодоносія та конструкції апарату.

Найбільшу ефективність можна досягнути при використанні способу заморожування у рідкому холодоносії, але цей спосіб не підходить для більшості напівфабрикатів. Тому, найчастіше, використовують апарати з заморожуванням продукту в повітряному середовищі з вимушеною циркуляцією повітря. Для порівняння було обрано три типу повітряних

швидкоморозильних апарата для заморожування напівфабрикатів: візкового типу, стелажного типу та конвеєрний спірального типу.

Розрахунок тривалості заморожування був проведений за формулою Планка для однорідного тіла з усередненими характеристиками:

$$\tau = \frac{q_3 \rho_{II}}{t_{кр} - t_c} \delta \left(R \frac{\delta}{\lambda_3} + P \frac{1}{\alpha} \right) \quad (1)$$

де ρ – щільність продукту, кг/м^3 ;

q_3 – питома кількість теплоти, яка відводиться від 1 кг продукту при заморожуванні, Дж/кг ;

δ – визначальний розмір продукту, м;

$t_{кр}$ – криоскопічна температура продукту, $^{\circ}\text{C}$;

t_c – середня температура охолоджуючого повітря, $^{\circ}\text{C}$;

λ_3 – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту, $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$.

R, P – коефіцієнти форми продукту;

α – коефіцієнт тепловіддачі від продукту к охолоджуючому повітрю, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

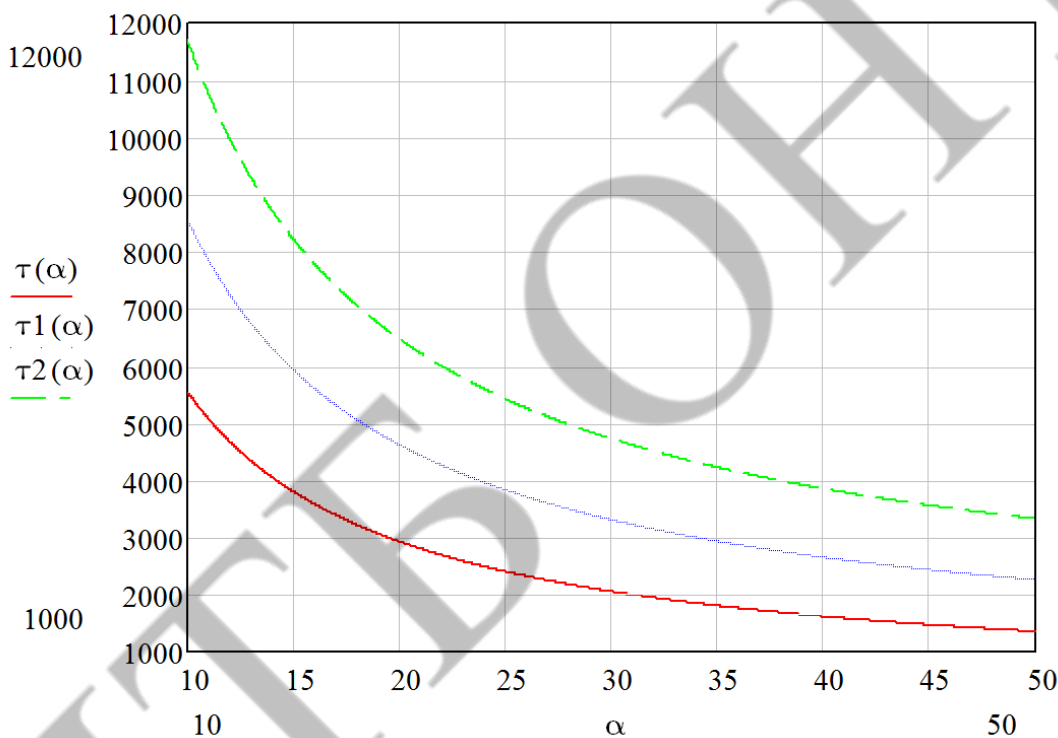


Рис. 1 – Графіки залежності часу заморожування продукту τ (сек) від коефіцієнта тепловіддачі α ($\text{Вт/м}^2\cdot\text{K}$):

$\tau(\alpha)$ – при товщині продукту 20 мм;

$\tau_1(\alpha)$ – при товщині продукту 30 мм;

$\tau_2(\alpha)$ – при товщині продукту 40 мм.

Відповідно до результатів розрахунків, які представлено на рис. 1, вплив коефіцієнта тепловіддачі на час заморожування продукту зростає при зменшенні визначального розміру продукту. Час заморожування продукту товщиною 20 мм в апаратах візкового типу дорівнює 3000 сек, в апаратах стелажного типу дорівнює 2400 сек, а в апаратах спірального типу дорівнює 1800 сек.

Низька вартість візкових апаратів нівелюється циклічністю роботи установки (час завантаження і вивантаження), додатковими затратами праці і найбільш тривалим часом

заморожування. Апарати стелажного типу мають складну конструкцію, що має вузли, які в умовах роботи при низьких температурах часто виходять з ладу, хоча в цілому апарат зібраний з матеріалів, які мають нижчу вартість в порівнянні зі спіральними апаратами.

Висока вартість спірального конвеєра виправдовується низькою переваг - це і універсальність, тобто заморожування будь-якого виду продукції, і компактність, отже, невелика виробнича площа, і максимальна швидкість заморожування продукту, яка досягається оптимальним розподілом потоків холодного повітря. Такі транспортери не вимагають спеціальних пристроїв для передачі продукту з одного ярусу на інший. Тому, якщо заморожуються дрібні напівфабрикати та треба досягнути максимальної якості продукту, спіральні швидкозаморозильні апарати будуть найкращим вибором для створення технологічної лінії заморожування продукту.



УДК 697. 94.

ОСОБЛИВОСТІ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЇ VRF СИСТЕМИ

Фурсенко О.В., , аспірант ОНТУ., Жихарева Н.В., доц., к.т.н ОНТУ

На сьогоднішній день можна виділити три самостійних класу кліматичних систем з місцевими кондиціонерами: спліт-системи; VRF системи; системи «чиллер - фанкойли». Кожна з цих систем використовує аналогічні типи і конструкції внутрішніх блоків. Вся номенклатура внутрішніх блоків різноманітна, але в більшості обслуговуваних приміщень встановлюються наступні типи місцевих кондиціонерів: настінні, касетні, напольно-стельові, каналні. Причому для споживача в першу чергу важливий тип внутрішнього блоку і його характеристики, оскільки саме внутрішній блок взаємодіє з повітрям приміщення і виробляє явні результати роботи всієї системи кондиціонування. Крім того, внутрішній блок - «обличчя» кондиціонера, він розташовується в приміщенні, що обслуговується, тому найважливішим його характеристикою є дизайн корпусу. У більшості випадків вибір типу внутрішніх блоків ґрунтується на двох критеріях - розрахункової холодопродуктивності і дизайні корпусу. Тим часом, існує великий клас критеріїв для вибору типу внутрішнього блоку, заснованих на забезпеченні необхідного повітряного режиму приміщення. Нехтування ними призводить до установки внутрішнього блоку, який відмінно поєднується із загальним дизайном приміщення, володіє необхідною потужністю по охолодженню і нагріванню, але при його роботі параметри повітря в приміщенні не відповідають санітарним нормам і гігієнічним стандартам. Найчастіше, вимкнувши кондиціонер, споживачі знаходяться в кращих мікрокліматичних умовах, ніж при його функціонуванні.

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

«змінюваний обсяг холодоагенту» або «змінюваний потік холодоагенту» відповідно, що по суті одне й те саме.

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

Принцип роботи VRV / VRF системи

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

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

Переваги мультизональної системи кондиціонування

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

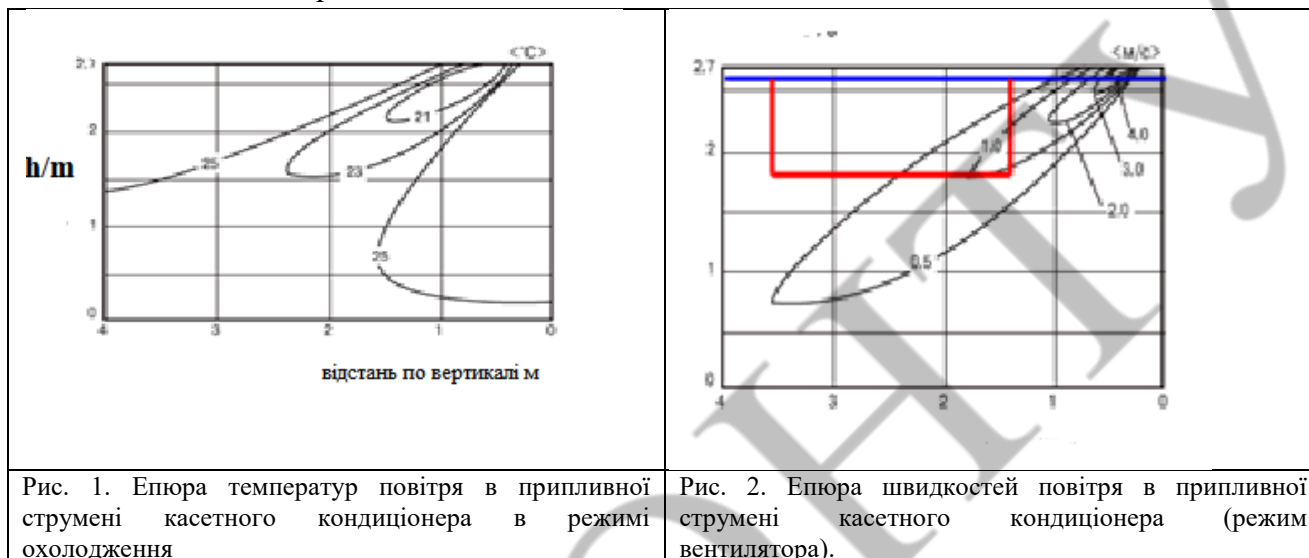
Таким чином, VRF / VRV-системи це високоефективні і надійні системи кондиціонування повітря, гнучкі в проектуванні і прості в обслуговуванні. Завдяки всім перевагам

мультизональні системи широко застосовуються в комерційному та промисловому кондиціюванні.

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

Касетний тип місцевого кондиціонера. Режим охолодження.

Швидкість вентилятора – максимальна.



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

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



ВИБІР ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

Заруба Г.Г., аспірант, м. Одеса, ОНТУ, tezsonaft2021@gmail.com

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор, ОНТУ

Вибір оптимальної робочої рідини для системи теплового насоса не завжди є простим завданням, особливо з урахуванням мінливого майбутнього. Численні чинники грають ключову роль формуванні остаточного рішення.

Різноманітні термодинамічні характеристики природних робочих середовищ часто суперечать один з одним, коли ми розглядаємо їх придатність для використання у теплових насосах. Наприклад, рідина з хорошою щільністю може бути здатна підніматися до високої температури при стисненні в компресорі. Однак не можна довільно змінювати властивості рідини, виходячи з її хімічного складу, як це можливо у випадку із синтетичними робочими рідинами. У зв'язку з цим стає очевидною необхідність знайти компроміс при виборі та оцінці характеристик робочих рідин.

У розпал зростання цін на енергоносії в Європі (рис. 1) в поєднанні з необхідністю декарбонізації і зростаючим навантаженням на газові котли з'являються альтернативні рішення. Згідно з глобальними макромоделями TradingEconomics і очікуваннями аналітиків, до кінця цього кварталу очікується, що ціни на енергоносії в єврозоні складуть 148,77 пункту. Згідно з економетричними моделями, в довгостроковій перспективі ціни на енергоносії в єврозоні будуть знаходитися на рівні 146,19 пунктів в 2024 році і 149,12 пунктів в 2025 році.

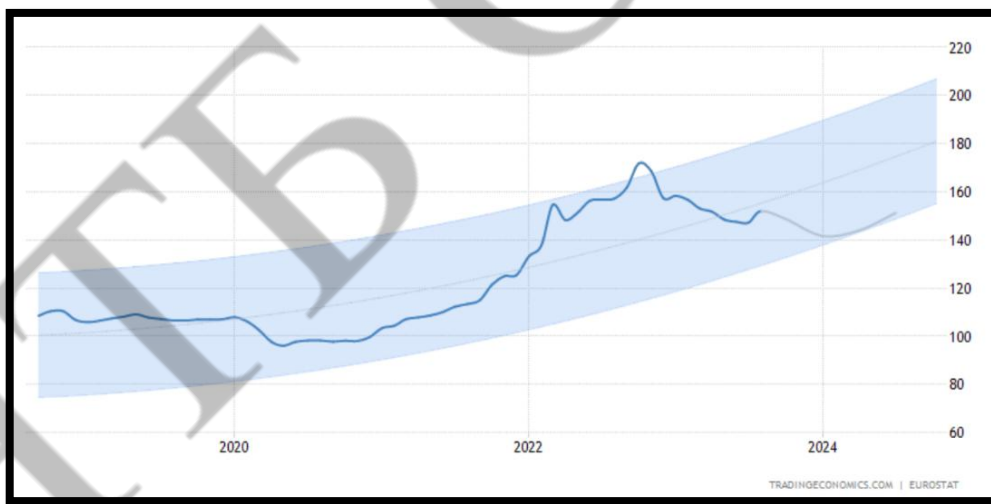


Рис. 1. Статистика та прогноз цін на енергоносії в Європі від TradingEconomics[1].

Визначення оптимальних робочих речовин спрямовано на приведення у відповідність до стійких методів, підвищення енергоефективності теплових насосів, зменшення прямого і опосередкованого впливу на навколишнє середовище та просування відповідального управління ресурсами; допомогу власникам дотримуватися нових екологічних законів не збільшуючи фінансові витрати та уникаючи штрафів. Згідно з декількома звітами

Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), до 30% скорочення викидів вуглекислого газу (CO₂) має досягатися шляхом збільшення енергоефективності.

Робочі речовини, придатні для застосування у теплових насосах, повинні входити до категорії з низьким тиском, мати нормальну температуру кипіння, що перевищує мінус 10 °С, і мати досить високу критичну температуру, щоб забезпечувати виконання субкритичногопарокомпресійного циклу. Мінімальне значення цієї критичної температури залежить від необхідних температур гарячого теплоносія. Розуміння потрібної точки має важливе значення для розробки системи теплового насоса. У минулому промисловість не надавала особливого значення потрібній точці для охолодження, однак інтерес, що знову виник до CO₂ зробив цей аспект знову актуальним. При роботі з високотемпературними умовами та за високого тиску також слід звертати увагу на деякі вуглеводневі флюїди.

У дослідженні Пачай[2] було розглянуто широкий набір природних робочих рідин. Графік демонструє залежність COP від типів робочих рідин в діапазоні температур від 100 до 380 °С при температурному підйомі 60 К (рис. 2) Можна побачити, що вода є оптимальним вибором при температурі 280 °С і вище, а бензол має найвищий ККД до 280 °С.

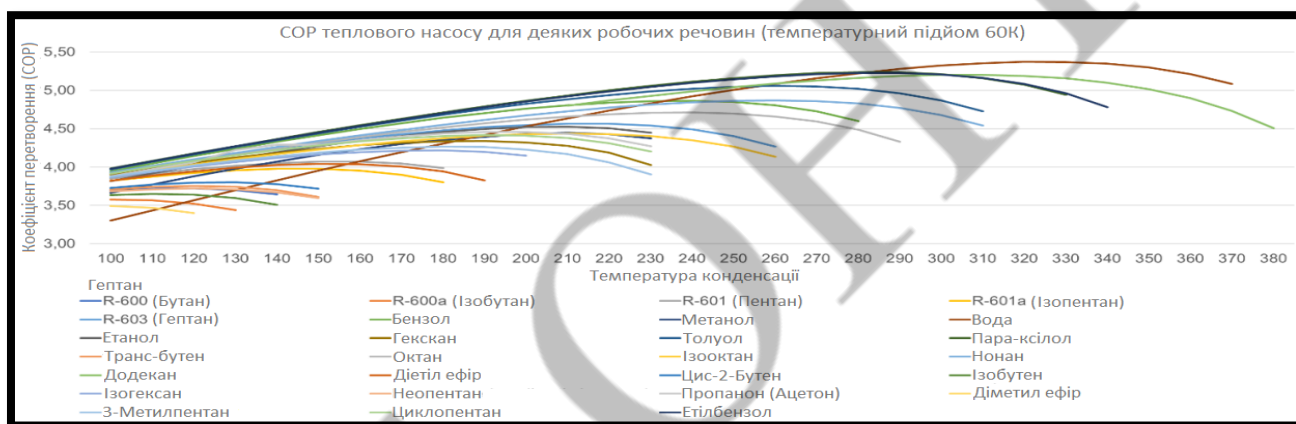


Рис. 2. COP для робочих тіл з температурним підйомом 60 К і перегрівом 15 К [2].

Змішані холодоагенти також широко застосовуються, однак можливості їх використання як робочі речовини для теплових насосів досліджені не повністю. Особливий інтерес викликають зеотропні (незеотропні) суміші, які потребують подальшого вивчення. Необхідно більш детально дослідити взаємний вплив складових компонентів суміші на загальний процес теплообміну та ефективність розширення "зони градієнта" в циклах теплових насосів, з урахуванням їх різної токсичності, горючості і впливу на навколишнє середовище.

Майбутнє дослідження спрямоване на вивчення різних робочих рідин та їх сумішей для визначення найефективніших варіантів, буде включати аналіз і випробування речовин з різними характеристиками. Воно дозволить краще зрозуміти технічні обмеження та можливості різних робочих рідин. Таким чином, подальший розгляд робочих тіл та їх сумішей буде спрямований на знаходження оптимальних рішень для забезпечення високої продуктивності, стійкості та ефективності цих систем.

Інформаційні джерела:

1. TradingEconomics. (2023). EuroAreaEnergyPrices. Отримано 6 вересня 2023 року з: <https://tradingeconomics.com/euro-area/energy-prices>

УДК 697.91.94.97

ВИКОРИСТАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ІОННОГО ПОТОКУ В КОНДИЦІОНУВАННІ ПОВІТРЯ

Черненко А.О. магістр ОНТУ, Жихарєва Н.В. доц. ОНТУ Одеса

Системи кондиціювання давно стали обов'язковими при розрахунках та створенні проектів будівель, будь то звичайні житлові споруди чи промислові. В основі своєї звичайна спліт-система складається з наружного блока кондиціонера та внутрішнього блоку, при цьому існує велика кількість різновидів внутрішніх блоків,

Незалежно від різновиду, всі внутрішні блоки кондиціонерів в основі своїй складаються з простих компонентів, які можуть мати різні модифікації, таких як корпус, теплообмінник, блок управління, лотки та патрубки для збору та виводу конденсату, вентилятор, різні приводи та мотори для жалюзі, жалюзі та фільтра. Всі ці компоненти модернізуються вже на протязі багатьох десятиків років.

Працюючи в сфері монтажу та обслуговування систем кондиціювання та вентиляції повітря, підмітив, що внутрішні вентилятори кондиціонерів мають ряд недоліків. Зокрема, це складність конструкції, яка включає в себе:

- мотор
- підшипники
- різні вставки
- сам вентилятор у вигляді «білячого колеса»
- грузики для центровки «білячого колеса»

Він також має велику залежність від обслуговування, не лише самого вентилятора, а й інших компонентів внутрішнього блоку.

Через відносно невелику кількість роботи без обслуговування виникає проблема суттєвого зниження ефективності вентилятора через банальний бруд, який забиває лопаті вентилятора, через що немає потоку, який би проходив через теплообмінник. Великою проблемою є також підшипники, які через час та відсутність належного змащення починають шуміти та приносити людям дискомфорт при роботі кондиціонера.

Іонний вітер - це явище, коли наявність заряджених часток (іонів) у повітрі викликає рух повітря. Іони взаємодіють з молекулами повітря, передаючи їм свій заряд, тим самим змінюючи заряд поверхні, на яку вони падають. Цей процес створює рух повітря, який може бути використаний для кондиціювання повітря, очищення від пилу та інших частинок, а також для регулювання вологості.

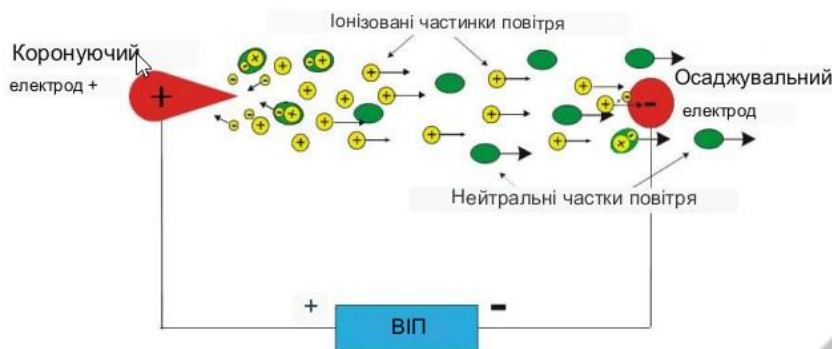


Рис.1 Ефект Біфеляда-Брауна

Наразі пристрої, які генерують іонний вітер, можуть досягати швидкості повітря, як в сучасних моделях кондиціонерів, при цьому маючи просту конструкцію та не маючи рухомих частин, що вже усуває більшість проблем, пов'язаних з цим компонентом кондиціонера.



Рис. 2. Швидкість повітря в 3х секційному «Іонному вентиляторі».



Рис. 3. Швидкість повітря в пристіному блоці кондиціонера.

За допомогою "Іонного вентилятора" можна також добитися змін у формі внутрішнього блоку та значно зменшити його розміри, добитися найбільш точного регулювання швидкості повітря завдяки тому, що потужність "іонного вентилятора" прямо залежить від напруги, яка подається на цей пристрій.

Пропонований пристрій на основі ефекту Біфеляда-Брауна має багато переваг, але також має кілька недоліків. Одним з них є небезпечна велика напруга, яка може бути шкідливою для людини і призводити до проблем з економією електроенергії. Негативні іони, що утворюються при роботі пристрою, також можуть бути шкідливими для здоров'я, але їх можна утилізувати за допомогою спеціальних фільтрів та каталізаторів.

Для покращення ефективності пристрою потрібно ми експериментувати з матеріалами для передачі іонів та формою самого пристрою. Розробки іонних двигунів для космічних шатлів свідчать про потенційну важливість ефекту Біфеляда-Брауна, а тому його реалізація в проекті є реальною та потребує подальших досліджень для оптимізації та застосування в реальних проектах.



НАДПРОВІДНИКИ ЯК МАТЕРІАЛИ ДЛЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА ХОЛОДУ

Братчиков О.С., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків

Братчикова О.В., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків

Юрченко Ю.Ю., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків yuuyour4enko@gmail.com

Сучасний світ вимагає все більш ефективних та екологічно стійких способів виробництва холоду. Традиційні методи охолодження, такі як компресійні холодильні системи, мають свої обмеження та негативний вплив на навколишнє середовище. Надпровідники, що володіють унікальними фізичними властивостями, являють собою інноваційне рішення для створення сучасних систем охолодження. У цій статті ми розглянемо передові методи альтернативного охолодження та виробництва холоду, які обіцяють бути більш ефективними, екологічно безпечними та стійкими. А саме охолодження з використанням надпровідників.

Надпровідники - це матеріали, які при досягненні певної критичної температури набувають здатності повністю виключати електричний опір. Це означає, що електричний струм може протікати через надпровідник без втрат у вигляді тепла. Однак для підтримки надпровідності потрібне охолодження до дуже низьких температур, близьких до абсолютного нуля.

Один зі способів використання надпровідників в охолодженні ґрунтується на явищі, яке носить назву «адіабатичне демагнітування».

Адіабатичне демагнітування (розмагнічування) — метод, що заснований на ефекті виділення теплоти з парамагнітних солей, коли їх намагнічують, з подальшим поглинанням теплоти при їхньому розмагнічуванні. В процесі охолодження використовує феномен, який виникає під час переходу надпровідника з нормального стану в надпровідний за наявності магнітного поля.

Як відбувається охолодження з використанням надпровідників? Коли надпровідник охолоджується до критичної температури і занурюється в магнітне поле, він стає надпровідним і відштовхує магнітні лінії. Якщо це магнітне поле повільно прибирати, при цьому магнітні лінії проходять через надпровідник, то він залишається в надпровідному стані, але за цей час із системи пішло тепло, що призводить до охолодження. Цей процес може бути використаний для створення холодильних пристроїв.

Переваги:

- Охолодження без використання холодоагентів або компресорів.
- Дуже низькі температури охолодження можуть бути досягнуті.

Недоліки:

- Потрібна можливість створення та управління магнітним полем.
- Надпровідники вимагають вкрай низьких температур для своєї роботи, що може бути складно і затратно.
- Одним з найбільш обговорюваних і перспективних матеріалів у світі є LK-99. Цей матеріал, відомий своєю здатністю проявляти надпровідність при кімнатній температурі і атмосферному тиску, являє собою революційний крок в області охолодження.

Речовина LK-99 має полікристалічну гексагональну структуру, засновану на модифікації апатиту, який містить свинець. Однією з ключових характеристик цього матеріалу є його критична температура надпровідності, яка становить понад 400°K . Це означає, що LK-99 може підтримувати надпровідність за температури, вище кімнатної, що робить його ідеальним кандидатом для інноваційних систем охолодження.

Вчені-дослідники корейського університету доктор Лі та доктор Кім, які відкрили сполуку, стверджують, що надпровідність LK-99 підтверджена такими характеристиками, як критична температура (T_c), нульовий опір, критичний струм (I_c), критичне магнітне поле (H_c) та ефект Мейсснера.

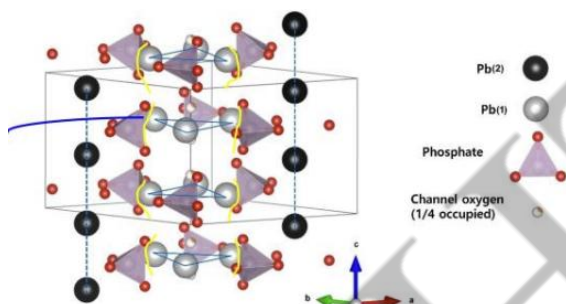


Рис.1- модифікована структура свинцевого апатиту (LK-99)

Надпровідність LK-99 відбувається через невелику деформацію структури, викликану злегка зменшенням обсягом (0,48%), а не зовнішніми факторами, такими як температура та тиск. Це зменшення обсягу викликане заміщенням іонів Cu^{2+} на іони $\text{Pb}^{2+}(2)$ ізольовані атомами фосфату свинцю, що викликає напругу. Ця напруга передається циліндричній колоні атомів Pb(1), що призводить до спотворення структури циліндричної колони та створення надпровідних квантових ям (SQWs). Результати вимірювання теплоємності вказують на те, що нова модель підходить для пояснення надпровідності LK-99.

Важливою особливістю LK-99 є його здатність генерувати магнітне поле при подачі електричного струму. Цю властивість можна використовувати для охолодження об'єктів шляхом виділення тепла при зміні магнітного поля. Процес охолодження з використанням надпровідників також пов'язаний з роботою, виконаною матеріалом при зміні магнітного поля. Крім цього, також можна провести чисельне моделювання процесу охолодження з використанням надпровідника LK-99. Для цього необхідно врахувати додаткові параметри, як-от швидкість зміни магнітного поля та інші чинники, які можуть впливати на процес охолодження.

Таким чином, речовина LK-99 надає унікальну можливість для створення ефективних систем охолодження за кімнатних температур. Його здатність до надпровідності та магнітного охолодження відкриває нові горизонти для застосування в різних галузях науки і промисловості.

Варто зауважити, що властивості надпровідності, якими володіє речовина LK-99, не обов'язково доводять його належність до надпровідників і цей матеріал може виявитися просто хорошим діаманетиком.

Застосування надпровідників в охолодженні має потенціал кардинально змінити підходи до створення ефективних охолоджувальних систем. Однак необхідно продовжувати дослідження і розробки, щоб повністю розкрити потенціал надпровідників у цій галузі.

Список інформаційних джерел

1. <https://what.com.ua/iavishe-nadprovidnosti-klasif/>
2. http://bitp.kiev.ua/files/doc/lectures/lecture_01.pdf
3. <https://arxiv.org/abs/2307.12008>
4. <https://arxiv.org/abs/2307.12037>
5. <https://hal.science/hal-03015436/document>

УДК 534-13:621.56

ТЕРМОАКУСТИЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ – РЕВОЛЮЦІЙНИЙ МЕТОД В ТЕХНОЛОГІЇ СТВОРЕННЯ ХОЛОДУ

Братчиков О.С., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків

Братчикова О.В., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків

Юрченко Ю.Ю., викладач, ВСП ХФКХП ДБТУ, м. Харків uuuour4enko@gmail.com

З постійним наростанням потреб у більш ефективних охолоджувальних системах, а також з підвищеною увагою до екологічної стійкості, виникає бажання знаходити інноваційні способи і методи створення холоду.

Наукові дослідження, в яких проводилися експерименти по взаємодії тепла та звуку, способи збудження звуку за допомогою тепла, описані ще 1877 року британським фізиком Джоном Уильямом Стреттом лордом Рейлі (Релей) у книзі «Теорія звуку», де був вперше чітко сформульований прямий термоакустичний ефект (Релей): «Якщо газу в момент найбільшого стиснення повідомити тепло, а в момент найбільшого розрідження тепло відібрати, це стимулює акустичні коливання».

Зворотний термоакустичний ефект — використання енергії акустичної хвилі для формування градієнта температур в пористому середовищі. Вперше його знайшли Гіффордом і Ладсвортом і апробували для створення холодильника на основі стоячої звукової хвилі

У цьому контексті метод термоакустичного охолодження являє собою приголомшливий напрямок, який обіцяє змінити наші погляди на процеси охолодження.

Сутність термоакустичного охолодження ґрунтується на феномені термоакустичного ефекту, який виникає в газовому середовищі під час поширення звукових хвиль. Основний принцип полягає в циклічному створенні стиснень і розріджень у газовому середовищі за допомогою акустичних хвиль та зміни внутрішньої енергії газу. Під час стиснення газу відбувається його нагрівання, а під час розрідження - охолодження.

Процес охолодження починається зі створення акустичних хвиль, які передаються через газове середовище. У певних точках газової камери відбуваються процеси стиснення і розрідження, що чергуються. У місцях стиснення газ нагрівається, а в місцях розрідження -

охолоджується. Це створює зону холоду, яка може бути використана для охолодження об'єктів.

Під час проведення дослідів термоакустичного явища постало питання реального отримання холоду. Адже відомо, що холодопродуктивність - це показник ефективності термоакустичного охолодження, який вимірюється в кіловатах охолодження, одержуваних під час подачі одного кіловата енергії. Зрозуміло, що ефективність і продуктивність зв'язані між собою. Термоакустичне охолодження має потенціал для досягнення високої холодопродуктивності за нижчого енергоспоживання, що робить його ефективнішим, як порівняти з деякими традиційними методами. І чим вища холодопродуктивність, тим ефективніше відбувається охолодження.

Порівнюючи термоакустичне охолодження з традиційними методами, такими як компресорне охолодження або термоелектричне охолодження, можна виокремити кілька ключових переваг:

Екологічна безпека: на відміну від традиційних методів, термоакустичне охолодження не вимагає використання холодоагентів або хімічних речовин, що робить його більш екологічно безпечним і знижує негативний вплив на навколишнє середовище.

Простота і довговічність: менша кількість рухомих частин і простіша конструкція роблять термоакустичні системи менш схильними до зносу і підвищують їх довговічність.

Термоакустичне охолодження являє собою активно досліджуваний напрямок, який стрімко розвивається.

Однак існують виклики, такі як оптимізація ефективності та розробка компактних пристроїв. Сучасні дослідження зосереджуються на створенні більш ефективних резонаторів, теплообмінників і акустичних генераторів.

Таким чином, термоакустичне охолодження відкриває широкі перспективи для створення холоду в різних галузях, в тому числі галузі промислового холоду, харчовій та переробній промисловості. Його здатність ефективно охолоджувати об'єкти без використання шкідливих речовин і високою екологічною стійкістю робить цей метод одним із найперспективніших у майбутньому розвитку охолоджувальних систем.

Порівняно з традиційними методами, термоакустичне охолодження надає унікальні переваги, що роблять його важливим фактором в інноваційній технології сучасного охолодження.

Список інформаційних джерел

1. Сміт, Д., & Джонсон, А. (2022). Термодинамічні принципи акустичного охолодження. Журнал прикладної фізики, 131(14), 141101.
2. Chen, Z., & Zhao, Y. (2021). Останні досягнення в технології термоакустичного охолодження. Міжнародний журнал холодильної техніки, 125, 224-238.
3. Гарімелла, С. В., і Петтес, М. Т. (2019). Нові технології для теплового управління електронікою. Щорічний огляд теплопередачі, 22, 131-188.



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

Когут В. О., к.т.н., доц., Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ Бушманов В.В,

Гальченко К.Д., аспірант ОНТУ

Один з важливих шляхів економії 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).

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

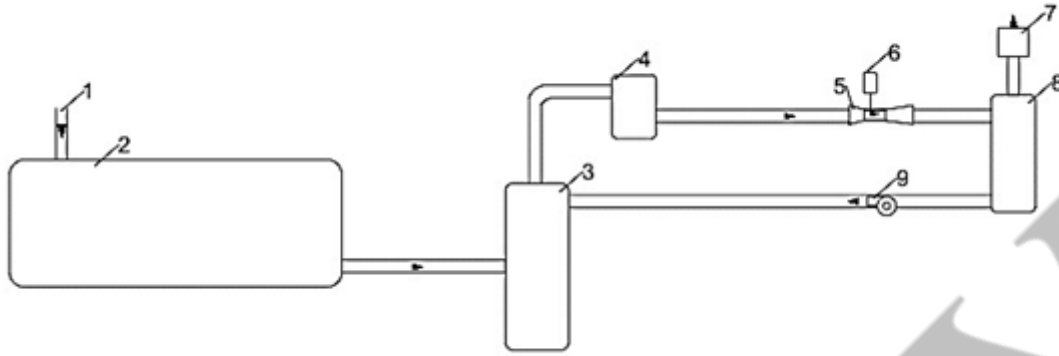


Рисунок 1. Принципова схема підключення ежектора теплообмінника в системі зливу з ємності: 1-основний магістральний трубопровід, 2- приймальний блок, 3-робочо ємність, 4-нагнітач, 5-ежектор-теплообмінник, 6- пристрій, який вприскує інертний газ, 7- зберігаючий пристрій, 8-магістральний трійник, 9- насос

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. Блінев І.Г., Герасимов В.В. Та ін. Перспективні методи скорочення втрат нафтопродуктів від випаровування в резервуарах - М., Енефтехім. – 2001

УДК 621.57.011

ПИТАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ВІТЧИЗНЯНОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІТАКА АН-148 З ЗАЛУЧЕННЯМ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ФІРМ «БОЇНГ» ТА «АІРБАС».

Кислун В.В., магістрант, ОН Т У. E-mail: prav15@bigmir.net

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор, ОНТУ

Анотація: у статті досліджено особливості системи кондиціювання пасажирського літака АН-148, запропоновано шляхи її модернізації.

Ключові слова: «Антонов», літак, компресор, кондиціювання, система життєзабезпечення, турбохолодильник, теплообмінник, конденсатор, трубопровід, повітряно-холодильна машина, ресівер, гермокабіна, екіпаж, пасажир, система кондиціювання повітря (СКП), вологовіддільник, регенератор, повітряний тракт.

Мета роботи: дослідження системи кондиціювання пасажирського літака АН-148, що побудована на базі повітряно-холодильних машин, що для своєї роботи відбирають стиснене повітря з компресорів повітряно-реактивних двигунів.

Постановка проблеми: середньомагістральний вузькофюзеляжний літак АН-148 та його збільшена версія АН-158 є літаком вітчизняної розробки [6]. З ряду причин з 2015 року він не виготовляється. Існує необхідність поновлення виробництва та удосконалення моделі [6]. З 2022 року склалося прихильне відношення міжнародної спільноти до України, що треба використати для залучення іноземних технологій та фахівців, аби подолати технологічне відставання, що склалося. Все це обумовлює актуальність обраної теми.

Стан наукової вивченості предмета дослідження: проблемами розробки СКП ЛА займалися такі автори як Г.І.Воронін, А.В.Чічиндаєв, Ю.С.Ілюшин, В.В.Олізаров, Д.І.Іванов, А.І.Хромушкін, Ю.В.Дьяченко, А.П.Іванова, Ю.М.Шустров, Н.В.Антонова, М.В.Горбачов, В.А.Спарін, С.А.Ривкін, А.К.Калліопін, Р.С.Савельєв, Д.І.Смагін, В.Ф.Шмирьов, Л.Г.Клєміна, Ю.В.Петров [8], а також, Фернандес, Кінселл, Пейн, та інші. Суттєвий внесок у розробку теорії повітряно-холодильних машин зробив проф.В.С.Мартинівський. У 2020 р. С.В.Рудик захистив дипломну роботу магістра на тему: «Система кондиціювання літака Ан – 148» [5].

Виклад основного матеріалу статті:

Статтею 1 Закону України від 12 липня 2001 року № 2660-III «Про розвиток літакобудівної промисловості», літакобудування визнане пріоритетною галуззю економіки України [1]. На виконання даного закону був прийняті підзаконні акти, де були задані перспективні напрямки розвитку галузі, як-то: Розпорядження КМУ від 11 листопада 2020 р. № 1412-р «Про ухвалення Концепції Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки», Постанова КМУ від 1 вересня 2021 р. № 951 «Про затвердження Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки».

Проектування АН-148 почалося в 1990-х роках для заміни радянського регіонального авіапарку. Доля АН-148, першого авіалайнера, створеного на пострадянському просторі після розпаду СРСР, була непростюю. Цей літак українці створили спільно з 214 підприємствами з 15 країн світу. Всього було виготовлено 36 літаків [6].

Для своєї роботи СКП АН-148-100 відбирає стиснене повітря з компресора турбовентиляторного двигуна ТРДД Д-436-148 (розробник: «Запорізьке машинобудівне конструкторське бюро «Прогрес» імени академіка А.Г.Івченко», виробник – ПАТ «Мотор-Січ»). Місця відбору стисненого повітря на двигуні для СКП, та противообльодною системи планеру самолёту та для обігріву допоміжної силової установки – із-за 4-ї або 7-ї ступені компресору високого тиску. Переключення місця відбору здійснюється в залежності від режиму праці двигуна та висоти польоту. В первинний теплообмінник СКП повітря забирається з зовнішнього контуру двигуна [3, с.19 (п.3.20.2.)]. СКП самолёту АН-148-100 складається з двох автономних підсистем (правої та лівої). Блок охолодження складається з 3-х колісної турбохолодильної машини. Відділення вологи з повітря відбувається на лінії високого тиску. Блок охолодження також містить сдвоєний теплообмінник, підігрівач-конденсатор, клапан регулювання температури повітря, воздухозабірник з електромеханізмом, датчики температури, зворотній клапан та ресівер. Після охолодження

та відділення вологи повітря поступає до ресівера, де відбувається його змішування з очищеним рециркуляційним повітрям, що поступає з салону літака [4, Раздел 21. Система кондиционирования воздуха., с.2].

Слід зазначити, що на сьогодні подальші перспективи АН-148 виглядають туманними. Основною перевагою його є те, що він оцінюється як безпечний літальний апарат [6]. Серед недоліків відзначається те, що літак в експлуатації вимагав підвищеної уваги з боку ремонтних служб і був дорожчим в обслуговуванні, ніж літаки інших виробників [6]. Також, відмічається, що АН-148 морально застарів та відстає від західних конкурентів на ціле покоління [6].

Висновки:

1. На початку 90-х років державне планування авіаційної галузі було замінено на державну підтримку та державне прогнозування. Заходи з державної підтримки авіаційної галузі неефективні, що визнається на урядовому рівні. Програми розвитку галузі не виконуються. Адже в них не визначені відповідальні виконавці – конкретні посадові особи органів державної влади та підприємства-виконавці, терміни їх виконання, джерела та обсяги фінансування.
2. Актуальним напрямком є збереження вітчизняної наукової та конструкторської школи, виробничих потужностей. Потрібно переймати досвід фірм «Аїрбас» та «Боїнг», вивчати їх патенти та літературу, оскільки вони є світовими лідерами авіаційної галузі. Треба готувати кадри пілотів, авіаційних техніків та інженерів-конструкторів, а також вживати заходи для повернення кадрів, які емігрували за кордон. Неприпустимим є скорочення пільгових спеціальних пенсій для пілотів, пілотів-випробувачів, льотного складу цивільної авіації, підвищення пенсійного віку.
3. З 2015 р. АН-148 не випускається. Зупинка виробництва повинна бути використана для виправлення недоліків цієї моделі та покращення якості виробництва. Система СКВ самолёту АН-148 потребує модернізації з використанням нових конструкційних матеріалів та патентних рішень. Великі нароби у цій галузі мають фірми «Боїнг» та «Аїрбас». Можливі наступні варіанти залучення технологій: придбання ліцензій, перекладання з іноземних мов та видання в Україні зарубіжної технічної літератури, залучення іноземних фахівців для читання лекцій українським студентам, підвищення кваліфікації українських спеціалістів шляхом стажування за кордоном.
4. Зокрема, необхідні нові надлегкі матеріали для трубопроводів СКП.

Список використаної літератури:

1. Закон України від 12 липня 2001 року № 2660-III «Про розвиток літакобудівної промисловості» {Назва Закону в редакції Закону № 1814-VI від 20.01.2010р.} // *Відомості Верховної Ради України (ВВР)*, 2001, № 50, ст.261.
2. Трехвальный ТРДД Д-436-148. Руководство по технической эксплуатации. (в 3х книгах). Коллектив авторов. - Запорожье, Изд-во: ОАО «Мотор Сич», 2006. Т.1.

УДК 697.91.94.97

УДК 697.91.94.97

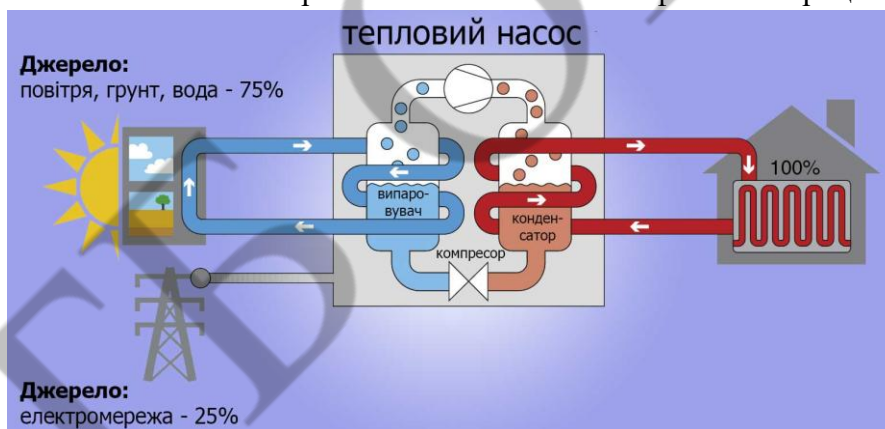
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА БАЗІ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

Клімкін В.О. магістр НТтаІМ ОНТУ, Одеса

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор, ОНТУ

Теплові насоси - це пристрої, призначені для перенесення теплової енергії від джерела з низькою температурою, у напрямку до теплоносія з більш високою температурою. це означає, що дані агрегати здатні перетворювати низькопотенційне тепло води, повітря або ґрунту, а потім передавати його рідини, що циркулює в системах опалення або гарячого водопостачання. якщо ж говорити максимально спрощено, то тепловий насос переносить енергію від менш нагрітого тіла до більш нагрітого, завдяки чому температура останнього збільшується. а основна цінність таких машин полягає в тому, що використовуючи альтернативні джерела енергії, вони дозволяють отримувати недороге і постійно доступне тепло без шкоди для навколишнього середовища. це якість робить їх все більш затребуваними в усьому світі, в тому числі - і в нашій країні. тому в даному матеріалі ми зібрали короткі відповіді на основні питання, що стосуються застосування побутових теплових насосів .

Нами розглянуті питання використання теплового насосу , деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і різницю теплового насосу порівнюючи цю систему з іншими системами опалення що знижує споживання енергетичних ресурсів в річному циклі використання систем кондиціювання та опалення на основі енергетичних балансів теплофізичних процесів.



Основними цільовими напрямками вдосконалення теплових насосів останнім часом є такі:

- Безпечність
- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта чистих приміщень, точність і надійність його забезпечення при цілорічній експлуатації;
- зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища;
- вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціювання повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника,
- підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних параметрів зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх

нестационарних джерел теплоприпливів / тепловтрат і джерела зміни вологості внутрішнього повітря;

- підвищення енергоефективності теплового насоса за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла;
- інтеграція багатозональних систем з, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції;

Щоб фільтрація повітря для чистих приміщень була на належному рівні необхідно правильно підібрати фільтри, попередньо вивчивши їх характеристики для кожного рівня очищення. Потрібно приділити увагу фільтрам, які усувають молекулярні і хімічні забруднення, а також фільтрують витяжне повітря.

Для скорочення витрат на електроенергію можна зменшити кількість використовуваного повітря. Обмежити температуру потоку- під час встановлення установщик вашого водонагрівача, швидше за все, встановивши високу температуру нагріву води, щоб вам було комфортно у вашому будинку. Однак висока температура нагріву води зазвичай вище, ніж потрібно. Використовувати велику кількість електроенергії, щоб нагріти воду до такої високої температури, що знижує її ефективність.

Щоб знизити споживання енергії у вашому будинку, зменште початкову температуру до максимуму. Це особливо ефективно, якщо є радіатори або тепла підлога, які добре працюють при низьких температурах. Також можна використовувати зовнішній датчик для встановлення температури нагріву води. Нагрівання води залежно від тепла ззовні. Використовувати правильне джерело тепла.

З і сказаного можна зробити висновок, що для досягнення потрібного рівня потрібно проводити модернізацію теплового насоса з системою фільтрації. Та робити систему більш автономною для більшої економії та в випадку якщо вимкнуть світло, то бути незалежним від державного постачання.

Список літератури

- 1 http://ch.ks.ua/notes_1286.html
2. https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_2/page4.html

УДК 697.91.94.97

МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ВОЛОГОСТІ НА ЛЬДОВИХ МАЙДАНЧИКАХ

Харітонов М., магістр, ОНТУ, Одеса E-mail: nikandrzlome@gmail.com

Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

Осушення відіграє важливу роль на ковзанках, щоб уникнути пошкоджень будівлі і підтримувати стає середовище в приміщенні. Проведено аналіз вимірювань на ряді льодових майданчиків, що показує залежність внутрішнього клімату від умов навколишнього середовища. Температура в приміщенні коливається від +5°C до +10°C, а коефіцієнт вологості – від 2,5 до 6,0 г.води/кг повітря. Оцінка джерела вологи показує, що найбільш велике вологісне навантаження створюється зовнішнім повітрям, тоді як внутрішні навантаження, такі як люди, можуть генерувати піки, але мають короткочасний характер. Стратегія керування обладнанням для осушення має значний вплив на належний рівень вологості, і, крім того, поганий контроль може легко призвести до 30% втрати

енергії. На ковзанках зроблено висновок, що прийнятна задана температура знаходиться в діапазоні від 0°C до 2°C температури точки роси.

Льодові арени — особливий вид спортивних споруд, де лід є центральною цілю, якість якого підтримується холодильною системою. До сучасних ковзанок пред'являється кілька вимог, щоб забезпечити безпечний і задовільний досвід для користувачів, і це передбачає щонайменше п'ять основних технічних систем для забезпечення цього. Ці системи:

- Холодильна
- Опалення приміщень та гаряча вода
- Вентиляція
- Освітлення
- осушення

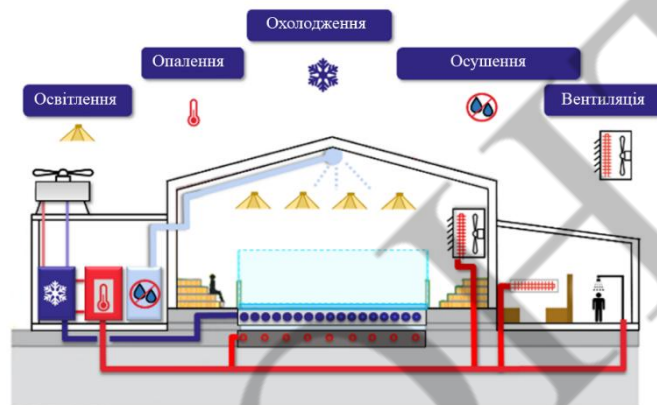


Рис.1 П'ять основних систем ковзанки

Сезон роботи ковзанки зазвичай триває з серпня по березень, але деякі арени працюють цілий рік. На сучасних аренах осушення є обов'язковим для контролю якості повітря в приміщенні, підтримуючи його на прийнятному рівні та уникаючи проблем через присутність вологи. Неправильне поводження з вологою повітря може спричинити довгострокові проблеми, такі як деградація конструкційних матеріалів, корозія металу, гниття дерев'яних конструкцій і розвиток грибків і бактерій.

На аренах постає завдання зберегти безпечний і якісний лист льоду, коли рівень вологості в приміщенні або точка роси підвищується до точки, яка значно вище точки замерзання, тому що швидкість, з якою іній утворюється на льоду, також збільшується. Щоб лід не був надто м'яким, оператори змушені запускати льодогенератор при дуже низьких температурах, що призводить до легкого утворення колій і накопичення великого снігу від ковзанів. Зазвичай ці періоди, які вимагають більш холодного льоду, є тими самими періодами, коли зовнішня температура підвищена; що негативно впливає на ефективність виробництва льоду та загальну кількість годин роботи.

Розуміння того, де генерується навантаження вологи, має вирішальне значення для правильного визначення розміру функції осушення.

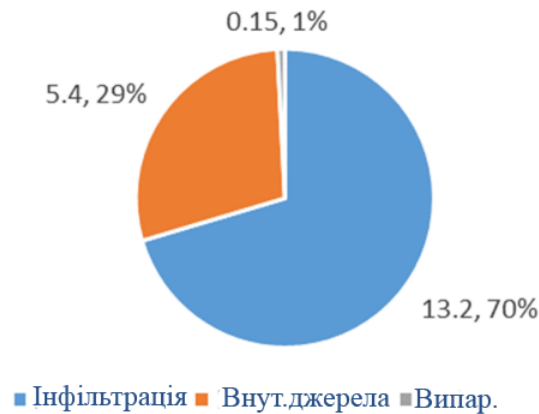


Рис.2 Порівняння вологісного навантаження від різних чинників

Джерела вологи на ковзанці можна розділити на: дві групи: зовнішні та внутрішні. Інфільтрація є найбільшим джерелом вологи. Видалення вологи відбувається за допомогою двох основних процесів. По-перше, через конденсацію водяної пари на льоду, яку потрібно обмежити, але її не уникнути. По-друге, шляхом активного осушення, яке поглинає надлишки вологи та є основним інструментом для контролю внутрішнього повітря навколишнє середовище.

Для відповідного підходу до обробки вологи на ковзанках рівні вологості повинні обговорюватися з використанням абсолютних термінів, таких як «точка роси» або «коефіцієнт вологості».

Точка роси на ковзанці повинна підтримуватися в діапазоні від 0°C до приблизно 2°C, щоб забезпечити стійкий клімат у приміщенні, хорошу якість льоду та найкращу економію експлуатації.



УДК 697.91.94.97

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ

Коханський А.Ф. магістр НТтаІМ ОНТУ, Одеса Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

Процес виробництва молока та кисломолочних продуктів складається з декількох дуже важливих етапів, і їх неякісне виконання може призвести до неналежної якості всієї продукції. Молоко – дуже примхлива сировина для виробництва, оскільки, після його отримання, необхідно якнайшвидше охолодити сировину до температури 4°C, в інакшому випадку, за 2-3 години воно втратить свої корисні властивості, при проникненні шкідливої мікрофлори.

Одним з технологічних процесів є виробництво пастеризованого молока дотримуючись таких технологічних операцій:

- очищення молока на фільтрах, центрифугах, і сепараторах-молокоочисниках;
- нормалізація молока в сепараторах
- нормалізаторах;
- гомогенізація;
- пастеризація при температурі 76 ± 2 °C, з витримкою 15-20с;
- охолодження в пластинчастих установках;

- розлив у відповідну тару.

Нормалізоване молоко прямує в спеціальне устаткування на пастеризацію, при температурі 75-85°C, а після відбувається його охолодження.

Далі молоко прямує на етап гомогенізації, для розбивання жирових часток, набуття більш однорідної маси та кращого зберігання.

Молоко нагрівають в трубчастих теплообмінних апаратах, і далі воно прямує на пряження, при температурі 95-99°C протягом 3-5 годин, до моменту досягнення молока властивого кремового відтінку. І наступними етапами вже є охолодження продукції, перевірка її якості, фасування та маркування.

Головним джерелом холоду є компресорна, яка живить завод холодом на всі технологічні процеси охолодження молочної продукції.

В теперішній час найбільш розповсюдженим холодоносієм для отримання температур 0° С є водний розчин хлористого кальція. Росли викликають посилену корозію, що приводить до необхідності частішої заміни труб. З метою збільшення терміну служби охолоджуючих приладів рекомендується застосовувати менш корозійно-активні речовини, наприклад, водяний розчин етиленгліколя. Крім сильної корозії, яка характерна для расольних схем, у них є ще один великий недолік, пов'язаний з необхідністю працювати при низьких температурах кипіння, а відповідно, з більшою витратою енергії.

Для забезпечення холодом технологічного процесу переробки молока, виробництва та збереження готової продукції на підприємстві з початку його роботи використовувалася централізована аміачна система холодопостачання з проміжними теплоносіями (розсолон та крижаною водою) для охолодження в технологічних процесах.

“Крижана вода” готується у пластинчатих теплообмінниках, охолоджуючись аміаком, який надходить від 2 комплексних холодильних машин з температурою -10...-12°C. Температура “крижаної води” на виробництво становить +1...+2,5°C. Підвищення температури у споживачів становить від +4 до +6°C. Отеплена вода повертається у бак, з якого відцентровими насосами подається у пластинчаті теплообмінники і далі на виробництво. Бак розділений на теплий та холодний відсіки.



УДК 697.91.94.97

СУЧАСНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ЛЬОДУ ЛЬОДОГЕНЕРАТОРОМ ПОГРУЖНОГО ТИПУ

*Жихарєва Н.В. доцент ОНТУ, Когут В.О. доцент ОНТУ, Горяченко Р.Р., магістр ОНТУ., асп.
Фурсенко О.В.ОНТУ, м. Одеса*

Льодогенератор – вид професійного технологічного обладнання, призначений для автоматичного виготовлення харчового льоду. Штучний лід повсюдно використовується для виготовлення коктейлів та для охолодження продуктів харчування.

Для зберігання готового харчового льоду використовують спеціальні бункери, які можуть бути вбудовані в даний холодильний агрегат або бути автономними. Вбудовані

бункери, як правило, використовуються в льодогенераторах з невисокою продуктивністю (до 100 кг на добу)..

Безперечно, кожен заклад, в якому є бар не може обійтися, без льоду і звичайно льодогенератора! Але в літні місяці, коли температура повітря підвищується вище 30*С, попит на лід зростає і льодогенератор вже не здатний виробити достатню кількість льоду. У таких випадках, у пікове споживання льоду, заклади практикують замовлення «привізного льоду». Крім того, конструкція та програми автоматичного керування процесом льодоутворення дозволяє покращити енергоефективність льодогенератора погружного типу.

За розробленим випускником магістрантом Післегіним А (керівник доц. Жихарєва Н.В.) стенду льодогенератора погружного типу, управління процесом льодоутворення розробка науково обґрунтованих технологічних досліджень виконуються такі задачі

- проаналізувати усі види льодогенераторів
- вивчити вимоги до льодогенератора погружного типу;
- розробити та виготовити стенд для виробництва харчового льоду:
- провести експериментальні дослідження льодоутворення :

Розроблений та виготовлений стенд призначений для наглядного спостереження виробництва льоду працює в лабораторії 016 ОНТУ

Крижинки циліндричної форми (пальчикові) є довгастими шматочками з порожниною всередині, що забезпечує максимальну площу віддачі холоду. Для отримання такого виду льоду потрібний льодогенератор пальчикового льоду.

Унікальна особливість довше зберігати прохолоду рідкого середовища, в яке його поміщають, зробила цей вид льоду популярним у ресторанному бізнесі. Його успішно використовують для приготування освіжаючих напоїв, а завдяки крихкості маленьких крижаних циліндрів, їх дроблять та створюють ефектні та смачні коктейлі.

Складові частини стенду: компресор, повітряний конденсатор з примусовим відбором тепла за допомогою вентилятора, випарник (теплообмінний апарат у вигляді “пальчиків”), робочий резервуар для води, мезанізм створення віл (хвилювання води в робочому резервуарі), стенд з термометрами та вимикачем резервуар для води та льоду, електронна плата керування на базі мікросхем, соленоїдний клапан подачі гарячого холодильного агента, фреоновий трубопровід.

Складові холодильної машини: компресор, повітряний конденсатор, фільтр, терморегулюючий клапан, випарник, регенеративний теплообмінник, докипач, манометри високого та низького тисків, штуцери.

Принцип роботи льодогенератора:

З нижнього контейнера з водою подається вода в основний робочий резервуар, включається компресор і спеціальний мотор, який створює хвилі у воді, він є датчиком наросту льоду. Завдяки тому, що вода постійно рухається, дрібні частинки осідають униз.

Усередині робочого резервуара, де «хвилюється» вода, є трубки, в яких протікає холодильний агент, і вони охолоджуються. Саме на них, через перші 20 хвилин і наморозжуються шматочки льоду. Після цього основний резервуар нахилиється і вода зливається. Під час зливу води на випарник подається гаряча пара за допомогою соленоїдного клапана, крига відвалюється вниз, у контейнер. На стенді встановлені п'ять електронних термометрів із термопарами для в підб ору даних на холодильній машині; два манометри високого та низького тиску для наглядного огляду тисків у фреоновій системі холодильної машини.

Вмикання вентилятора конденсатора здійснюється за допомогою датчика із плати управління.



Рис1. Установка льдогенератора

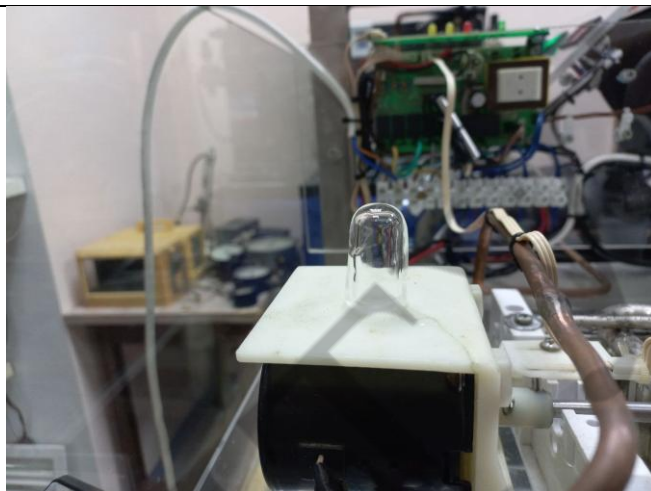


Рис. 2.Льод пальчикового типу.

Кількість “льоду, що наріс”, на випарнику контролюється механізмом створення хвиль. На лівому краю встановлений магнітний датчик, при його зупинці вмикається соленоїдний клапан і гарячий газ подається у випарник для відтавання льоду.

Регенеративний теплообмінник: капілярна трубка припаяна до фреоноводу після випарника, чим реалізує охолодження рідкого холодильного агента та перегріву холодильного агента на ділянці від випарника до компресора.

На виготовленому стенді проводяться наукові дослідження за розробленою моделлю.



УДОСКОНАЛЕННЯ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ АДСОРБЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ

Крушельницький Д.О. аспірант ОНТУ, м. Одеса e-mail: krushelnickii.dima@gmail.com

Розглянули метод адсорбції який включає обробку : гігроскопічними матеріалами видаляють вологу з повітря, адсорбуючи її. У цьому методі використовуються адсорбційні осушувачі. Це пристрої з роторами, які часто виготовлені з правильно профільованих алюмінієвих листів. У цьому випадку ротор має осьові капіляри із гігроскопічно покритою поверхнею. В результаті осушувач має велику площу поглинання вологи. Електродвигун із (зазвичай) ремінною передачею надає руху ротору. Повітря осушується по ротору, який називається сектором осушення. Інша частина пристрою - це сектор регенерації, куди надходить гаряче повітря і слідує назовні.

Однією з переваг цього осушувача є те, що його ротор можна мити, він дуже міцний і може навіть самоочищатися. Таким чином, ймовірність розвитку бактерій є мінімальною. Крім того, адсорбційна осушка дозволяє осушувати повітря за мінусових температур і навіть без охолодження.

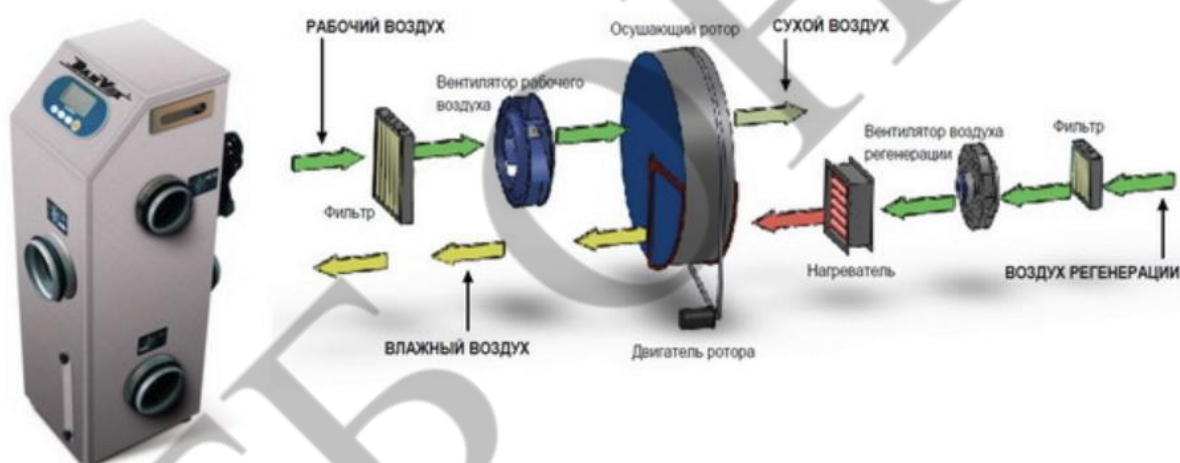


Рис.1 Адсорбційний метод

Компактні адсорбційні осушувачі

Компактні адсорбційні осушувачі, як випливає з назви, мають компактні розміри. Їх легко розмістити в будь-якому місці і вони не вимагають багато місця, у багатьох випадках повністю усуваючи потребу у площі підлоги.

Легкий та економічний, ідеально підходить для використання на невеликих площах, де необхідно контролювати вологість. Він розроблений для поєднання невеликих розмірів та обробки комерційного пристрою з надійністю промислового осушувача. Це незмінно компактна відповідь на масштабні проблеми.

Серед переваг:

- Компактний
- Легкий із невеликою площею
- Найнижчий об'єм/вага на СМН

- Включає рифлений високопродуктивний ротор, синтезований із осушувачем із силікату металу.
- Конструкція з нержавіючої сталі (опціонально)
- Розмістіть його в будь-якому місці – всередині/зовні, включаючи монтаж



• Рис.2 Експериментальна установка роторного осушувача лабораторія 016 ОНТУ

Пропонуючи широкий вибір опцій, ці сушарки є невід'ємною частиною виробничого процесу в таких галузях як фармацевтика, харчова промисловість, електроніка, оборона, турбіни, шкіра, лабораторії, спеції, насіння, чай/кава, молочні продукти, безпека. скло, архіви та музеї, лиття за виплавлюваними моделями, електроди та захист від корозії по всьому світу.

Спеціальні адсорбційні осушувачі

Осушувачі серії Bru-Air FLi з естетичним дизайном можуть бути оснащені * попереднім фільтром * постфільтром * попереднім охолодженням (охолодження свіжим повітрям) * постохолодженням * байпасним пристроєм для повного очищення повітря та контролю навколишнього середовища. Розроблений відповідно до високих стандартів стабільності, надійності та екологічності, роторний промисловий адсорбційний осушувач FLi безперервно видаляє вологу з повітря. Осушувач FLi включає високоефективний ротор EcoDry, синтезований із силікатів металів, щоб задовольнити потреби галузі в обладнанні з невеликою площею основи в поєднанні з високою здатністю видалення вологи.

Ротори сушарки EcoDry є результатом багаторічних глибоких досліджень незліченних варіантів та комбінацій субстратів, вологопоглиначів та хімічних процесів. Кожен параметр був розглянутий для забезпечення максимальної продуктивності, довговічності та застосовності.

Перевага EcoDry усередині

- Адсорбент, нетоксичний, негорючий, повністю змивається водою
- Вологопоглинач із силікату металу, синтезований *in situ*, на підкладці з інертного неорганічного волокна.
- Активний вологопоглинач 80% ваги носія для забезпечення високої продуктивності та мінімальної теплопередачі
- Ротор негорючий. Чистої органіки у клітинному середовищі менше 2%
- Спеціально загартована поверхня носія забезпечує гладку поверхню і тривалий термін служби як власника, так і ущільнення, що стикаються з ним.

Фланець по периметру ротора продовжує термін служби середовища та ущільнення.

Ротор має міцну внутрішню конструкцію з фланцем по периметру, що забезпечує промислову якість, довговічність та простоту обслуговування.

Проведений аналіз осушуючи установок та показані переваги застосування осушувачів. Та показав особливості експериментальної установи роторного осушувача

•

Використана література:

1. <http://www.purescirotors.com/Customized-High-Effective-Desiccant-Rotor-Humidity-Control-Unit-pd43769692.html>
2. https://www.researchgate.net/figure/Construction-and-working-of-rotary-desiccant-dehumidifier-in-desiccant-dehumidification_fig1_329707979



УДК 621.57

COMMON PRACTICES OF CALCULATION OF GREENHOUSE GASES EMISSIONS FOR HFC AND NH₃ REFRIGERATION SYSTEMS

Kozachenko I.S, engineer, SEA "HOLOD", Odesa, ilya.s.kozachenko@gmail.com

Zheliba Yu.O., ass. Professor, Odesa National Technological University

Knysh S.V., Odesa National Technological University

On 12 December 2019, the Ukrainian parliament adopted the Monitoring, Reporting and Verification (MRV) Law implementing the European standards for monitoring of greenhouse gas emissions (GHG) [1] and it was went into force on 1 January 2021. These Law is a prerequisite for introduction of European Emissions Trading System (ETS), non-market (GHG tax) mechanisms and emission reductions.

Measures introduced by the MRV Law are expected to cover GHG emissions in key activities specified in Directive 2003/87/EC (13 October 2003), which established the scheme for

GHG emission-allowance trading within the European Community. These activities include energy (e.g. fuel combustion, mineral oil refineries), production and processing of ferrous metals (e.g. metal ore roasting, pig iron and steel production) and the mineral industry (e.g. production of cement clinkers, manufacture of glass and ceramic products), etc.

The key activities specified in Government Resolution №880 [2], subjects of GHGs monitoring, does not include refrigeration systems, but “GHG Protocol” initiative, ISO/TR 14069:2013, ISO 14064-1:2018, have explicit templates for Calculating HFC and PFC Emissions from the manufacturing, installation, operation and disposal of refrigeration and air-conditioning equipment. Also, the amount of GHGs described in the procedure for monitoring and reporting on greenhouse gas emissions can be reached with industrial HFC refrigeration system. The meter of time, competent authority in Ukraine, the Ministry of Energy and Environmental Protection, will include HFC and PFC refrigeration systems in the scope of MRV documents. That is why refrigeration industry should be ready to estimate and find the way to reduce own GHG emissions. The purpose of this part is to compare of two commonly used refrigerants and lead through the GHG Protocol methodology which is a “golden standard” of GHG emission estimation.

The Greenhouse Gas (GHG) Protocol is a multistakeholder partnership of businesses, nongovernmental organizations (NGOs), governments, and others convened by the World Resources Institute (WRI) and the World Business Council for Sustainable Development (WBCSD).

Inside this GHG Protocol Initiative, you find two separate standards:

- *GHG Protocol Project Quantification Standard (a guide which aims at quantifying reductions from GHG mitigation projects);*
- *GHG Protocol Corporate Accounting and Reporting Standard (the GHG protocol corporate standard we were previously talking about)*

To quantify and report greenhouse gas emissions, the GHG Protocol Corporate Accounting and Reporting Standard provides a step-by-step guide.

The guide classifies a company's greenhouse gas emissions into categories called ‘scopes’: otherwise known as scope emissions – scope 1 emissions, scope 2 emissions, and scope 3 emissions.

- *scope 1 emissions, which deals with direct emissions from owned or controlled sources ;*
- *scope 2 emissions, that are indirect emissions from the generation of purchased energy ;*
- *scope 3 emissions, including all indirect emissions which are not included in scope 2.*

Factors included in Scope 1 and Scope 2 are enough to estimate greenhouse gas (GHG) emissions of refrigeration systems.

Estimation of greenhouse gas direct hydrofluorocarbon (HFC) and perfluorocarbon (PFC) emissions resulting from manufacturing, servicing, and disposal of refrigeration and air-conditioning equipment is, what the Scope 1 is responsible for, has been done according to GHG Protocol HFC Tool (Version 1.0) [3] and Guide to calculation worksheets (January 2005) [4].

Because the purpose of the estimation is a facility study and entity-specific data are not available, The Worksheet 3: “HFC and PFC Emissions from Refrigeration/AC Equipment: Screening Method Based on Emission Factor Based Approach”, has been chosen as an approach.

Type of Equipment	Industrial refrigeration system (R-507)
Number of Units	1
Refrigerant Used	R-507
GWP of the Refrigerant	3300 [1] Table 1. GWPs
Total Refrigerant Charge for the Equipment (kg)	5000 kg
Assembly Emission Factor (%)	2% [1] Table 2. Default IPCC Values
Annual Leakage Rate (%)	19% [1] Table 2. Default IPCC Values
Recovery (%)	80% [1] Table 2. Default IPCC Values
Refrigerant Destroyed (kg)	100 kg
Equipment Lifetime (years)	15 years

The calculation approach is divided it three steps:

Step 1: Determine Annual Net HFC and PFC Emissions from Assembly/Installation of Refrigeration/AC Equipment

Step 2: Determine Net Gross HFC and PFC Emissions from Operation of Refrigeration/AC Equipment

Step 3: Determine Annual Net HFC and PFC Emissions from Disposal of Refrigeration/AC Equipment

As a result of calculation Step 4 is provided as a sum of first 3 steps.

Table 2 - Step 4: Determine Annual Net HFC and PFC Emissions

A	B	C	D
Assembly Emissions	Operation Emissions	Disposal Emissions	Total Emissions (tones of CO2 Equivalent)
Result of Step 1	Result of Step 2	Result of Step 3	A + B + C
330	3 135	2 673	6 138

Because R717 refrigerant has 0 GWP, Annual Net HFC and PFC Emissions (tones of CO2 equivalent/yr) are equal to 0,00.

Scope 2 provides recommendations [11] for CO2 equivalent emissions from electricity consumption of refrigeration systems. According to open data [5] the amount of CO₂ emitted per unit of energy in Ukraine estimated as 0,22 kgCO₂eq/kWh/

The emissions of CO₂eq can be summarized as follows:

$$E = EC \times OE/CF$$

Where:

E – emissions from refrigeration/AC in ton of carbon dioxide equivalents, tCO₂eq/yr;

EC – annual electric energy consumption, kW*h;

EF – equivalent CO₂ emission factor for Ukraine, 0. 22 kgCO₂eq/kWh [5];

CF - the tones from kilograms conversion factor = 1 ton/1000 kg/

Table 3 - Determine Annual Equivalent CO2 Emissions tCO₂eq

No	Refrigeration/Air-Conditioner Equipment Name	Number of Units	Type of Refrigerant	Annual Electric Energy Consumption, kW*h	Annual Equivalent CO2 Emissions tCO ₂ eq
1	System R-507	1	R-507	1 300 000	286,00
2	System R-717	1	R-717	1 100 000	242,00

Total annual CO₂ equivalent emissions from refrigeration system is determined as a sum of Annual Net HFC and PFC Emissions and Annual Equivalent CO₂ Emissions from electricity consumption:

$$ET = E + EN$$

Where:

ET – Total annual CO₂ equivalent emissions from refrigeration system, tCO₂eq;

E – emissions from refrigeration/AC in ton of carbon dioxide equivalents, tCO₂eq/yr;

EN – Annual Net HFC and PFC Emissions;

Table 4 - Determine Total Annual Equivalent CO₂ Emissions tCO₂eq

No	Refrigeration/Air-Conditioner Equipment Name	Number of Units	Type of Refrigerant	Annual Net HFC and PFC Emissions	Annual Equivalent CO ₂ Emissions tCO ₂ eq	Total Equivalent CO ₂ Emissions tCO ₂ eq
1	System R-507	1	R-507	6 138	286	6424
2	System R-717	1	R-717	0	242	242

References

- 1) Закон України «Про засади моніторингу, звітності та верифікації викидів парникових газів» Документ 377-IX від 12.12.2019
- 2) Постанова Кабінету Міністрів України від 23 вересня 2020 р. № 880 «Про затвердження переліку видів діяльності, викиди парникових газів в результаті провадження яких підлягають моніторингу, звітності та верифікації»
- 3) GHG Protocol HFC Tool (Version 1.0). Calculating HFC and PFC Emissions from the Manufacturing, Installation, Operation and Disposal of Refrigeration & Air-conditioning Equipment (Version 1.0) Guide to calculation worksheets (January 2005);
- 4) Calculating HFC and PFC Emissions from the Manufacturing, Servicing, and/or Disposal of Refrigeration and Air-Conditioning Equipment Calculation Worksheets (Version 1.0) Worksheet 3- Screening Method for HFC and PFC Emissions from Refrigeration/AC Equipment: Emission Factor Based Approach;
- 5) Our World in Data. Ukraine: Carbon intensity: how much carbon does it emit per unit of energy. <https://ourworldindata.org/co2/country/ukraine?country=UKR#carbon-intensity-how-much-carbon-does-it-emit-per-unit-of-energy> .



ВПЛИВ ФРЕОНІВ НА БІОСФЕРУ ТА МЕТОДИ ЙОГО НІВЕЛЮВАННЯ

Войницька І. Г. студентка IV курсу факультету НГ та Е
Одеський національний технологічний університет, м. Одеса

Хлорфторвуглеводні, також відомі як фреони, належать до класу хімічних речовин без кольору та запаху, які знайшли своє застосування у різних галузях промисловості, зокрема в холодильній, кондиціонувальній та вогнегасильній техніці. Однією з головних властивостей фреонів є можливість швидко кипіти та випаровуватися навіть при дуже низьких температурах. Однак сучасні дослідження висвітлюють негативний вплив фреонів на навколишнє середовище, а саме на зменшення озонного шару та зміну клімату [1].

Під час випаровування, молекули хлорфторвуглеводнів піднімаються до висоти близько 25 км, де концентрація озону досягає свого максимуму. На цій висоті вони піддаються інтенсивному впливу ультрафіолетового випромінювання, яке не проникає на менші висоти через захисний бар'єр у вигляді озону. Ультрафіолетове випромінювання руйнує стійкі молекули фреонів, розкладаючи їх на компоненти з високою реакційною активністю, зокрема атомний хлор. Таким чином, хлорфторвуглеводні переносять хлор із земної поверхні через тропосферу та нижні шари атмосфери, де менш стійкі сполуки хлору розпадаються, у стратосферу, до шару, що містить найбільшу концентрацію озону. Важливо зазначити, що в процесі руйнування озону хлор діє як каталізатор: його кількість залишається постійною протягом реакційного процесу. Це означає, що один атом хлору може спричинити руйнування до 100 000 молекул озону (рис.1) перед тим, як він буде дезактивований або повернеться до тропосфери [2].

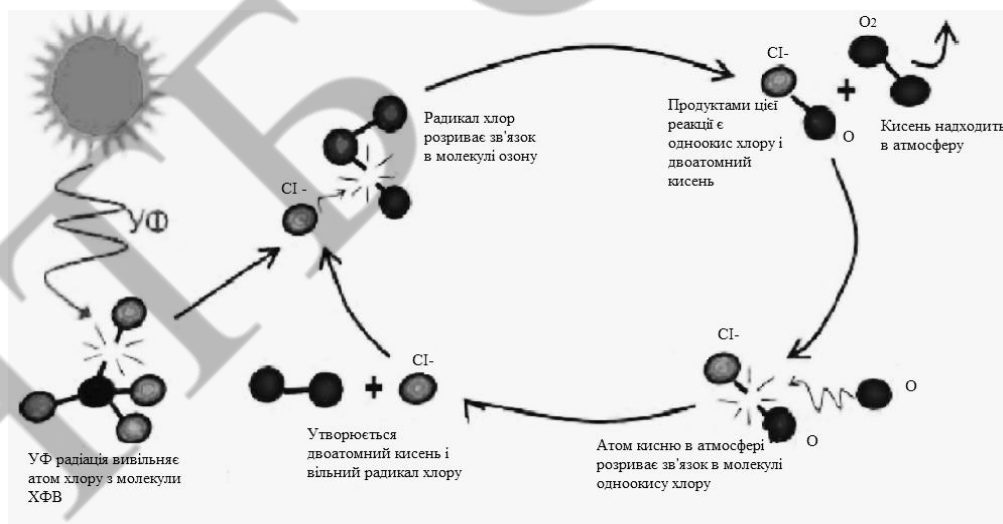


Рис. 1 – Процес руйнування озону хлорфторвуглецем.

Зменшення озонного шару призводить до підвищеного ризику зл�якісних новоутворень, сонячних опіків, старіння шкіри, захворювань очей та імунних захворювань внаслідок збільшеного ультрафіолетового випромінювання, зокрема для дітей та людей з чутливою шкірою.

У міру зменшення озонного захисту більша кількість УФ-променів досягає поверхні

Землі, що може призвести до серйозних наслідків для морських і прісноводних організмів. Гідробіонти виявляються особливо вразливими перед збільшеним УФ-випромінювання. Тривалий вплив цих променів може викликати мутації в ДНК, пошкодження клітин та порушення обміну речовин у гідробіонтів. Це може позначитися на харчовому ланцюгу та біологічному розмаїтті у водних екосистемах. Негативний вплив на гідробіонтів, в свою чергу, підриває стійкість біосфери в цілому.

Найбільш розповсюдженим представником холодоагентів є R22. Він зазвичай використовується як пропелент для аерозолів в промисловості, а також в системах кондиціонування. Доступний за вартістю, що працює під невисоким тиском, досить простий у дозаправці, він найбільш популярний у багатьох виробників. Але незважаючи на всі переваги цього фреону, більш вагомим є негативний вплив, який він чинить на довкілля. З 1987 р. виробництво цього фреону обмежено Монреальським міжнародним протоколом. Метою Протоколу є забезпечення охорони озонового шару шляхом прийняття превентивних заходів щодо зменшення викидів озоноруйнівних речовин, які визначені відповідним документом [3]. До 2020 року заплановано повне припинення випуску цього холодоагенту. У США та країнах Європи з 2010 року офіційно заборонено використання фреону R22. Вважають, що і через ці заходи озоновий шар, можливо, повністю відновиться лише після 2050 р.

Сьогодні для вирішення проблеми небезпечного впливу фреонів на біосферу, варто звернути увагу на такі заходи:

- розвиток альтернативних технологій та поступове зменшення виробництва холодоагентів здатних до шкідливого впливу на довкілля, їх повна заборона у майбутньому;
- впровадження заходів для уникнення витоків та викидів озоноруйнівних речовин та фторованих парникових газів, зокрема через періодичні перевірки обладнання та навчання персоналу, який проводитиме ці перевірки;
- забезпечення контролю за операціями з речовинами, що підлягають регулюванню, через систему моніторингу, звітування тощо.

Отже, проблема впливу фреонів на біосферу сьогодні є досить актуальною. Розуміння цієї проблеми та поетапне її вирішення має велике значення для збереження здоров'я населення та біосфери в цілому. Поступовий перехід до більш екологічно безпечних альтернативних технологій є важливим кроком у збереженні природних екосистем та забезпеченні сталого розвитку. Це також сприяє формуванню відповідального ставлення до природних ресурсів та можливості забезпечити сприятливі умови існування для майбутніх поколінь.

Список інформаційних джерел

1. Carbon Dioxide Problem: Integrated Energy and Environmental Policies for the 21st Century. Netherlands: CRC Press, 2019. Toshinori Kojima 240 P.
2. [В. Г. Бардов, С. Т. Омельчук](#) Гігієна та екологія: підручник. (2020). (п.р.): Нова Книга. 472 – С. 72
3. Handbook for the Montreal protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 12th ed., UNEP, Ozone Secretariat, 2018. 895 p



АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ПОПУТНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

*Світлицький В.М., проф. ОНТУ, Волчок В.О., доц. ОНТУ, Щербатюк О.Я., студ. ОНТУ
м. Одеса, recvicv@gmail.com*

Залучення у розробку нових глибокозалегаючих газоконденсатних родовищ і підвищення інтересу з боку нафтопереробної галузі продуктів переробки попутного нафтового газу призводить до підвищення частки конденсату, що видобувається в загальному балансі видобутку. У роботі [1] зазначено, що від якості продукції залежить ефективність і безпека експлуатації газотранспортної системи.

Об'єктом дослідження є технологічні схеми промислової низькотемпературної підготовки газів, що містять конденсат, і вилучення вуглеводневого конденсату. На промислових установках комплексної переробки газ піддається попередньої обробки з метою вилучення з його складу механічних домішок, вологи та фракцій низькокиплячих вуглеводнів.

В основі цієї переробки лежить низка низькотемпературних процесів обробки газу. За останні роки опубліковано низку робіт [2-4] присвячених низькотемпературній обробці газу. Вітчизняний та світовий досвід оперує такими процесами як дроселювання, теплообмін двох потоків, адіабатний стиск та розширення, сепарація, конденсація, абсорбція та ректифікація. Вони спрямовані на одночасний поділ природного газу та виділення з його складу важких вуглеводнів у рідкому стані з подальшим транспортуванням трубопроводом.

Найбільш поширеним та доступним способом низькотемпературної переробки газу є низькотемпературна сепарація (НТС). Вона характеризується найменшими експлуатаційними витратами, що пов'язано з можливістю зниження температури та тиску до досягнення рівноважних умов сепарації. В основі лежить принцип ступінчастого охолодження видобутого газу з використанням дроселя або ежектора з подальшим поділом суміші на газ і вуглеводні, що сконденсувалися. Вуглеводні, що не сконденсувалися з газу, надходять у магістральний трубопровід.

Залишковий вміст та ступінь вилучення компонентів суміші визначаються основними параметрами, що впливають на ефективність НТС: склад вихідного газу, тиск, температура, фазова рівновага та продуктивність сепаратора. Причиною низької ефективності НТС є постійне зниження тиску газу, що видобувається, зниження вмісту C_{5+} і як наслідок зниження перепаду тиску на дросельному вентилі, що тягне за собою підвищення температури сепарації і втрати конденсату. Для досягнення найвищого ступеня отримання вуглеводнів процес НТС необхідно проводити при оптимальних термобаричних співвідношеннях. На основі результатів, отриманих у роботах [2, 3] за різними оцінками, це діапазон тисків 4,5 – 5 МПа при температурі близько $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Абсорбційна технологія застосовується для підготовки газу як при температурі навколишнього середовища так і при знижених температурах. Другий спосіб кращий, оскільки процес абсорбції відбувається в тих випадках, коли парціальний тиск видобутого компонента газової суміші вище, ніж в абсорбенті. Чим вище різниця парціальних тисків, тим інтенсивніше протікатиме процес абсорбції.

Зниження температури процесу абсорбції можливе застосуванням ежекторного пристрою або турбодетандерного агрегату (ТДА) із заміною як абсорбент нафтових фракцій на

вуглеводневий конденсат, одержуваний у первинному сепараторі. Така заміна має більшу ефективність у плані зростання питомого виходу нестабільного конденсату за інших рівних умов. Зрештою отримуємо поєднання двох процесів – НТС на первинному сепараторі та низькотемпературну абсорбцію в абсорбері.

Низькотемпературна ректифікація (НТР) та подальша сепарація газу здійснюється за температур близьких до -50°C . Характерною особливістю є наявність тарілчастої або насадкової колони ректифікації, в яку в якості сировини надходить нестабільний конденсат з першого сепаратора. Незважаючи на використання зовнішнього каскадного холодильного циклу на багатокомпонентному холодоагенті, НТР потребує менших капіталовкладень порівняно з використанням ТДА. Спрямований кону конденсат піддається поділу в процесі безперервного фазового обміну між холодними рідкими вуглеводнями і газом.

Використання ТДА обумовлено можливістю досягнення температур до -120°C при тому ж перепаді тиску, порівняно з дросельною або ежекторною технологією. Ефективність НТР визначається тиском і температурою охолодження газу та конденсату і як наслідок високим ступенем вилучення компонентів. Особливості складу родовища та вимог, що пред'являються до конденсату, спричинили різноманітність технологій НТР, кожна з яких має свої технологічні особливості. Всі вони дають можливість вилучення компонентів суміші в чистому вигляді з високим ступенем вилучення.

Спираючись на експериментальні дані дослідників у галузі НТС газу та проаналізувавши існуючі розробки в цій галузі можна зробити висновок, що перспективним напрямом розвитку технологій НТС є подальше зниження температурного рівня сепарації. Це дозволить знизити залишковий вміст вуглеводнів C_{5+} у товарному газі. З іншого боку, зниження температури сепарації призводить до порушення вимог щодо якості товарного газу по водній та вуглеводневій точках роси.

На ефективність низькотемпературної підготовки попутного нафтового газу для транспортування в однофазному стані впливають: склад та властивості газу, інтенсивність охолодження газу та конденсату. Аналіз ефективності низькотемпературної обробки попутного газу дозволить покращити функціональні можливості моделей, що моделюють, з урахуванням впливу зовнішніх факторів на показники діючих виробництв.

Список інформаційних джерел

1. Топільницький П.І. Первинна переробка природних і нафтових газів та газоконденсатів // Навчальний посібник. Друге видання. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 260 с.
2. Иванов, В.Г. Повышение эффективности технологии промышленной подготовки газового конденсата / В.Г. Иванов, А.С. Маслов, А.В. Кравцов, Н.В. Ушева, А.А. Гавриков // Газовая промышленность. – 2003. - №7. – с. 54-57.
3. Дунаев, А.В. Особенности технологических процессов промышленной подготовки природного газа с низким конденсатным фактором / А.В. Дунаев, Д.М. Федулов, А.Н. Кубанов, В.А. Истомин // Газовая промышленность. – 2015. – № 11. – с. 80–83.
4. Врагов А.П., Михайловський Я.Е., Якушко С.І. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв. - Суми: Вид-во СумДУ, 2008. (друкований та електронний <http://lib.sumdu.edu.ua/Books/Vragov.rar>).

УДК 621.57:66.081.2:628.116

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

*Біленко Н.О., Годик К.О., Тітлов О.С.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com*

Проблема питної води – споконвічна проблема, що стоїть перед людством. Промислова революція зробила багато джерел питної води на планеті, непридатними, а кліматичні зміни, що відбуваються в природі, не тільки змінили звичні можливості доступу до води, а й часто ставлять багато регіонів світу на межу вимирання.

Питання очищення забруднених джерел води, особливо у світлі останніх досягнень науки і техніки, вже отримали ряд якісних рішень, що дозволяють вести економічно виправдану очищення води. Це і мембранні технології, використання зворотного осмосу, ефект надкритичної води тощо.

У регіонах, де внаслідок тих чи інших причин, води просто немає або недостатньо – потрібне принципово інше рішення. Одним з підходів, який може претендувати на роль альтернативного допоміжного напрямку, може розглядатися децентралізоване (індивідуальне) виробництво питної води. Як джерело води у разі виступає атмосферне повітря. На даний момент на ринку пропонується ряд пристроїв різної продуктивності для виробництва води з повітря. Загалом їх можна розділити на два класи – це пристрої сорбції та десорбції вологи та пристрої, що охолоджують повітря нижче точки роси, конструкційне – використовують холодильник компресорного типу. Проблема у енерговитратності цих технологій. Причому ті, для кого ці технології потрібні перш за все - це країни Африки, Південно-Східної Азії, Південної Америки, як правило, мають проблеми і з електрикою, необхідною для функціонування обладнання. Існують і інші "екзотичні" пристрої, наприклад використовуючи пропускання повітря містить водяні пари через коронний розряд [1]. Проведені лабораторні випробування вже запатентованих пристроїв, на жаль, не підтвердили їхню працездатність.

В даний час автори планують перевірити кілька конструкцій, які можуть бути використані як для холодильної техніки, так і для прикладного завдання - екстракції води з повітря.

1. «Холодильник Зісіна В.А» [2].

У схемі застосовуються дві умовно незалежні частини, тобто. охолодження йде у два етапи. Верхня частина схеми утилізує теплоту, температура якої вища за температуру навколишнього середовища (наприклад від сонячного нагрівача води – сонячного колектора). Насос подає рідкий холодоагент в перший холодильник, де робоче тіло, що охолоджується, віддає більшу частину свого тепла, охолоджуючись саме і нагріваючи холодоагент. Підігрітий холодоагент, продовжуючи залишатися в рідкому стані, надходить, за рахунок створеного насосом надлишкового тиску, в детандер, де тиск падає. У результаті

падіння тиску в детандері він частково випаровується, розширюється, охолоджується і здійснює механічну роботу, приводячи в рух насоси обох частин схеми і компресор другої частини схеми. Сепаратор подає рідку частину холодоагенту з детандер безпосередньо на вхід насоса, який відкачує охолоджений холодоагент, забезпечуючи в детандер розрідження, необхідне для часткового випаровування нагрітого холодоагенту. Відокремлені від рідини пари надходять у конденсатор, де додатково охолоджуються, конденсуються і також подаються на вхід насоса.

Нижня частина схеми по суті є звичайним компресійним холодильником, в якому охолодження холодоагенту досягається його розширенням в детандері (або дроселі), потім сепаратор направляє пару в компресор на стиск і подальшу конденсацію, а рідку холодну частину холодоагенту - через насос остаточне охолодження робочого тіла у другому холодильнику.

У результаті схема Зісіна здатна використовувати тепло охолоджуваного тіла нижче температури охолоджуючого середовища, наприклад, до температури точки роси. В принципі, спільно з додатковими пристроями, по початковому розгону насоса, а також по подачі повітря і видалення вологи, що випадає, дана схема може бути реально використана в системах "Вода з повітря".

2. Сонячний цикл теплової машини Ренкіна

На відміну від Зісіна В.А., який використовує охолоджувальне тіло в рідкій фазі, в цій схемі використовуються фазові перетворення. Ліва, силова частина призначена виключно для приводу компресора правої частини. Права частина схеми насправді, як нижня частина схеми Зісіна В.А., є звичайний холодильник. Ефективної силової частини, залежно від її конструктивних особливостей, буде в межах 7-15%. Енергетична ефективність (COP) ж правої частини, насправді теплового насоса, буде у межах 2-3, тобто. сумарна енергетична ефективність схеми буде достатньою, щоб використовувати її для виділення суттєвої кількості води з повітря.

3. Детандерна схема

Запропонована схема розроблена в Казанському державному технічному університеті ім. О.М. Туполева [3]. До цього часу схема не експериментально не випробувана. Проте ця схема, в частині охолодження, повністю кореспондується з розробками Університету Брістоля [4], які експериментально довели її працездатність.

Запропонована схема розроблена в Казанському державному технічному університеті ім. О.М. Туполева [3]. До цього часу схема не експериментально не випробувана. Проте ця схема, в частині охолодження, повністю кореспондується з розробками Університету Брістоля [4], які експериментально довели її працездатність та високу ефективність.

Висновок. В якості базової схеми для своїх розробок автори планують використовувати модернізований "сонячний" цикл Ренкіна. Конструктивні особливості конструкції знаходяться на стадії підготовки патенту. Як робоче тіло планується використовувати газ R600 (ізобутан).

Список інформаційних джерел

1. Патент РФ RU 2 288021 C2. 27.11.2006.
2. А.с. 591667 СССР, МКИ F 25 В 25/00, F 01 К 25/10, F 25 В 11/00 . Способ охлаждения рабочего тела / Я.А. Берман, В.А. Зысин, Б.Е. Иванов, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович, В.К. Смехов (СССР).– № 2302506/06; заявл. 22.12.75; Опубл. 05.02.78, Бюл. № 5.

3. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы: Казань: Издательство Казанского государственного технического университета, 2008. – 244 с. ISBN 978-5-7579-1240-0.
4. D. J. G. Butler. Using air for cooling. Environmental Engineering Centre, A Gigiel and S. Russell, University of Bristol, Building Research Establishment Ltd 2001.



УДК 621.575(088.8): 664.8

РОЗРОБКА ПОБУТОВИХ ПРИЛАДІВ КОМБІНОВАНОЇ ТЕРМІЧНОЇ ДІЇ

*Козонова Ю.О., Дмитренко Д.В., Тітлов О.С.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com*

Перспективним, з погляду енергозбереження [1], напрямом в сучасній техніці є створення побутових приладів, об'єднуючих функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини.

Разом з тим до сьогодні відсутні не тільки розробки конструкцій комбінованих побутових холодильних абсорбційних приладів, але і рекомендації по технологічних можливостях в побуті.

Ця робота і присвячена вирішенню цих завдань.

Аналіз функціональних можливостей показав, що додаткова ТК може бути використана для [2]:

- а) підігріву продукту до заданої температури;
- б) різних видів технологічної обробки, в результаті якої може бути отриманий новий продукт (сушка, в'ялення, бродіння та ін.).

Одним з найбільш поширених видів технологічної обробки харчових продуктів, вживаних в домашньому господарстві, є отримання кислого молока. Її отримують з молока, сквашеного молочнокислими бактеріями, оптимум життєдіяльності яких знаходиться в межах 30...55 °С (залежно від виду мікроорганізму).

Широко поширено приготування в домашніх умовах сиру. При приготуванні кисло-сичужного сиру пастеризоване молоко охолоджують до температури 30...34 °С і додають 5 % закваски, яку ретельно перемішують з молоком, додають в розчин хлористого кальцію і сичужного порошку. Щільний згусток, що утворився через 6...8 годин, розрізають на частини, після годинної витримки сироватку видаляють, а згусток підвішують в бязевих мішечках для самопресування.

Крім молочних і кисломолочних продуктів харчування ТК можуть бути використані для приготування тіста при випічці кулінарних виробів. Дріжджове тісто готують опарним і безопарним способами. При приготуванні опари з дріжджами змішують частину муки і води і залишають для бродіння на 2...3 години при температурі 27...30 °С. Після цього в опару додають всі інші компоненти, що залишилися по рецептурі, замішують тісто і залишають його на 1,0...1,5 години для бродіння. При безопарному способі всі компоненти вносять одночасно з дріжджами, після чого тісту дають бродити 3...4 години. При цьому хоча і

скорочується час, необхідний для приготування тіста, але виробы виходять не завжди високої якості.

Надалі ТК може бути використана і для расстойки сформованих виробів перед їх випічкою. Расстойка проводиться при температурі 30...32 °С протягом 25...120 хв залежно від маси тестової заготовки. Кінець расстойки визначають по збільшенню тестових заготовок і придбання ними правильної форми.

При зберіганні хліб усихає і черствішає. При черствінні в першу чергу відбувається зміна стану крохмалю. У свіжому хлібі крохмаль знаходиться в аморфному поляганні в білковій структурі. При зберіганні крохмаль віддає вологу і переходить в кристалічний стан, зменшується в об'ємі, між білками і зернами крохмалю з'являються повітряні прошарки, і м'якуш стає крихким. Вода, що виділяється крохмалем, частково утримується білками, частково насичує повітряні прошарки, що утворилися, внаслідок чого кірка хліба розм'якшується. У ТК можливе освіження хліба при підігріві до 60 °С — крохмальні зерна знову набухають і відновлюється еластичність м'якуша.

Процес черствіння характерний і для страв з круп'яних і макаронних виробів навіть при нетривалому зберіганні при кімнатній температурі. Підігрів цих страв до температури близько 60 °С відновлює їх первинні властивості.

Разом з підігрівом страв з круп'яних і макаронних виробів ТК можуть бути використані для підігріву перших і других страв. При цьому підігрів їжі не пов'язаний з небезпекою використання відкритого вогню, що дозволяє проводити його дітьми молодшого шкільного віку.

Одним з важливих напрямів застосування ТК може бути сушка плодів, овочів, риби, лікарських трав, ягід, грибів при температурах 40...70 °С. В процесі сушки відбувається значне зменшення вологовмісту продуктів, яке сприяє продовженню термінів їх зберігання. Мінімум вологості, при якому можливий розвиток бактерій, складає 25...30 %, а цвілеві гриби вимагають не менше 10 % вологи. При сушці вологість овочів і плодів доводять до 8...25 %, тобто до рівня, який перешкоджає розвитку мікроорганізмів.

Перед сушкою багато овочів і плоди подрібнюють. Залежно від виду сировини овочі і плоди ріжуть кружечками, часточками, кубиками, стовпчиками. Деякі плоди сушать в цілому вигляді.

Особливий інтерес в домашніх умовах представляє сушка білого коріння, зелені, грибів і інших овочів, сушка яких в осінній період особливо раціональна в нагрівальній камері.

Сушка плодів і ягід дозволяє не тільки зберегти що тривалий час містяться в них біологічно активні речовини, але і отримати делікатесні продукти. Сушці піддають яблука, груші, абрикоси, сливи, вишні, персики, виноград і інші ягоди, у тому числі і дикорослі, дині, інжир. Крупні і середні яблука і груші сушать половинками або четвертинками. Сушені абрикоси готують з абрикос сушильних сортів з яскраво забарвленими плодами, щільною м'якоттю і кісточкою, що легко відділяється. Сушені абрикоси підрозділяють на урюк (цілі плоди з кісточкою), кайсу (цілі плоди з видавленою кісточкою) і курагу (половинки плодів). Сушені сливи готують з угорок і ренклодів. Найбільш цінним є чорнослив, який отримують при сушці угорок. Для сушки використовують і інші місцеві сорти. Сушені вишні отримують з темно забарвлених м'ясистих сортів з високим вмістом сухих речовин. Сушений виноград готують з винограду сушильних сортів з високим вмістом сухих речовин і тонкою шкіркою. Сушений виноград, отриманий з безнасінних сортів, називають кишмишом, а з насінних —

родзинками. Кишмиш використовують при випічці булочних виробів, здоби і кексів, а родзинки — для приготування компотів.

У ТК можна проводити також сушку і в'ялення риби. Сушену рибу заготовлюють шляхом значного її обезводнення холодною природною або штучною сушкою при температурі не вище 35 °С. При холодній сушці в рибі не відбуваються глибокі зміни, і вона краще зберігає свої властивості. Сушать тільки худу солону або несолону рибу, що містить до 2...3 % жиру.

Практично повсюдно спостерігається заготівка в домашніх умовах лікарських рослин, які відразу ж після їх заготовляння необхідно висушити. Рослини, які містять ефірні масла, сушать при температурі не вище 25...30 °С, ті рослини, які містять алкалоїди і глікозиди, — при 50...60 °С. Для сушки соковитих плодів використовують вищі температури, біля 70...80 °С, а коріння сушать при 40...50 °С. Найбільшого поширення набула заготівка плодів шипшини, глоду, ромашки аптечної, звіробою, деревію, материнки, календули і інших трав.

Не виключено також використання ТК для розм'якшення масла і маргарину при замісі тіста різних видів (33...35 °С), підсушування насіння, сушки дріжджів, підсушування круп для видалення жучка, запарювання настоїв трав і ін.

Для проведення вище згаданих технологічних процесів, максимальна температура не перевищує 70 °С, тобто при розробці ТК у складі апарату необхідно орієнтуватися на даний температурний рівень. Для технологічних режимів з рівнем температур нижче 70 °С у ТК можуть бути використані пристрої що дозволяють відводити нагріте повітря за межі камери, наприклад, шибер, заглушки і тому подібне.

Зі всіх типів сучасного побутового холодильного устаткування таким температурним потенціалом володіють елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА)—дефлегматор і ректифікатор [1].

Розроблені різні схеми побутових холодильних приладів з додатковою ТК, що відрізняються:

- а) способом передачі тепла (безпосередній контакт дефлегматора і ТК, використання проміжних теплопередаючих пристроїв, у тому числі і з ефектом «осмосу» [3]);
- б) розташуванням ТК (зверху холодильної шафи і в нижній частині);
- в) конструктивного виконання ТК (однокамерна, двокамерна);
- г) джерелом скидного тепла і, відповідно, температурним рівнем (конденсатор, дефлегматор).

Найбільш простою в конструктивного виконання є схема з проміжним теплопередаючим пристроєм, яка припускає мінімум змін у складі побутового комбінованого приладу і АХА.

Розроблено і досліджено два типи таких побутових комбінованих приладів — з повітряною ТК (рис. 1а) і рідинною ТК (рис. 1б) [4].

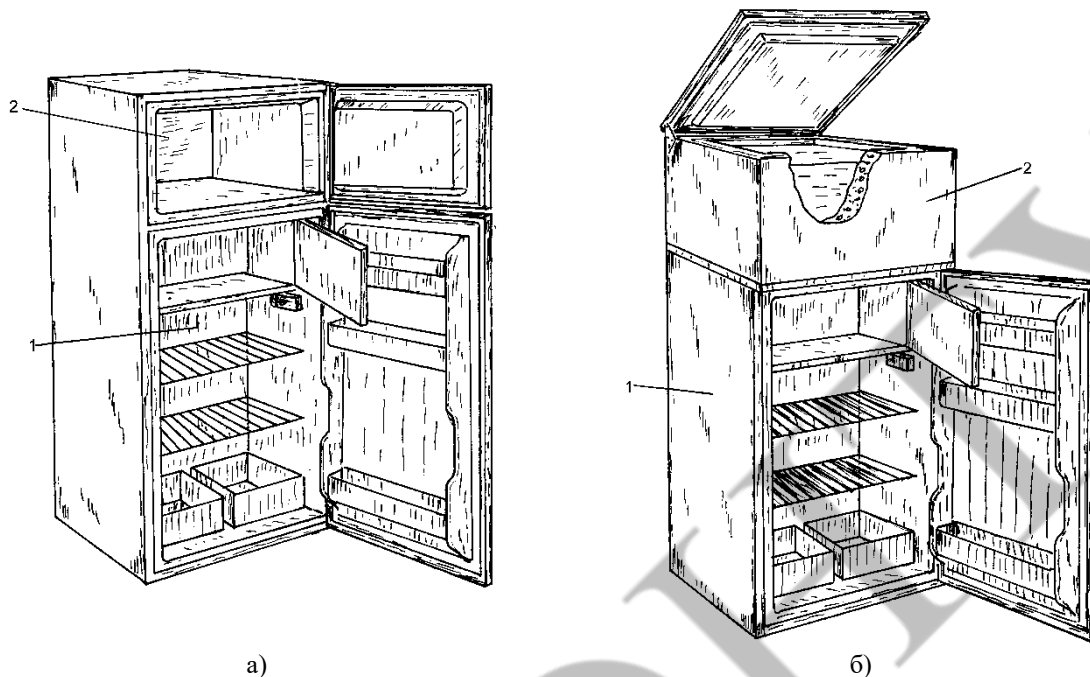
Висновки

1. Встановлено, що перспективним напрямом енергозбереження в побутовій техніці є розробка приладів, що суміщають функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини. У таких комбінованих приладах теплота, що виділяється при реалізації холодильного циклу, не відводиться в навколишнє середовище, а передається в спеціальну ТК, температура повітря в якій може досягати 70 °С.

2. Експериментальні дослідження побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, створених на базі серійної моделі ВЗХ «Кристал – 408» АШ-150 показали: введення до складу побутових абсорбційних холодильників додаткової ТК, зв'язаної в тепловому

відношенні з підйомною ділянкою дефлегматора АХА, не приводить до зростання енергоспоживання і не погіршує експлуатаційні характеристики камер охолодження.

3. Подальші дослідження і розробки в області комбінованих побутових приладів доцільно проводити для АХА, що працюють на неелектричних джерелах теплової енергії.



а) з повітряною ТК; б) з рідинною ТК; 1 — ТК; 2 — холодильна камера
Рис. 1 – Побутові комбіновані прилади з ТК

Список інформаційних джерел

1. Титлов А.С., Васылив О.Б., Вольневич С.В. Разработка бытовых холодильных аппаратов с дополнительной нагревательной камерой // Сб. науч. тр. 2-ой Междунар. науч.-техн. конф. «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (приложение к журналу «Холодильная техника и технология»). – 2002. – С. 85-90.
2. Чайковский В.Ф., Тележенко Л.Н., Тельных Э.Я., Вольневич С.В., Титлов А.С. Использование тепловой камеры комбинированного холодильника для обработки пищевых продуктов / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти. – Одесса, 1991. – 22 с. – Рус. – Деп в УкрНИИТИ 02.07.91, № 949-Ук91.
3. Декларацийний патент № 47866А України, МКИ F 25 D 11/02; Комбінований абсорбційний холодильник // О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів, С.В. Вольневич. -№ 2001106933; Заявл. 11.10.2001; Опубл. 15.07.2002, Бюл. № 7.
4. Чернышев В.Ф., Хоменко Н.Ф., Титлов А.С. Вольневич С.В. Новые конструкции АБХ // Холодильная техника. – 1991. – № 12. – С.12-13.
5. Васылив О.Б., Титлов А.С., Оргиян А.А. Моделирование тепловых режимов нагревательных камер комбинированных бытовых аппаратов абсорбционного типа // Холодильная техника и технология. – 2003. – № 2. – С.13–18.

УДК 622.692.4

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ РОЗРОБКИ НАФТОВИХ РОДОВИЩ НА ПІЗНІЙ СТАДІЇ

Нафтова промисловість більшості нафтовидобувних країн світу і України, пройшла період максимального обсягу видобутку, за яким неминуче настає спад. Максимальний рівень видобутку нафти (13,3 млн т, 1972 р.) забезпечувався введенням у розробку низки крупних родовищ. Незмінною залишилася їх роль і тепер, коли близько 20 % родовищ забезпечують 80 % видобутку нафти, а решта 80 % – лише 20 % видобутку. Спроби зменшити темпи падіння видобутку шляхом збільшення обсягів експлуатаційного буріння, а також виявлення раніше пропущених інтервалів та прошарків, мали епізодичний характер і за різних причин не змогли на більш-менш значний період змінити загальний тренд падіння видобутку нафти.

Головною причиною зменшення видобутку нафти в світі є закономірний перехід більшості основних за видобутком та запасами родовищ у пізню стадію розробки, що характеризується значним їх виснаженням. З іншого боку, час відкриття великих родовищ, за рахунок яких забезпечувався приріст запасів, минув, а геолого-розвідувальними роботами відкриваються, в основному, дуже дрібні, дрібні та середні родовища на глибинах 4,5...6 тис. м. Тому прирости розвіданих запасів не компенсують навіть поточного видобутку нафти.

Типова виснаженість родовищ супроводжується зростанням обводненості продукції до 80...85 % і більше [1]. Так, наприклад, із середнім значенням обводненості, більшим за 90 %, розробляються 14 родовищ головної нафтовидобувної компанії України ПАТ «Укрнафта». Середнє значення коефіцієнта вилучення досягло біля 30 % за проектного – 36,5 %, тоді як світовий рівень для відповідних режимів розробки становить 40–50 %.

Тому головним напрямом збільшення рівнів видобутку вуглеводнів та досягнення високих значень кінцевих коефіцієнтів їх вилучення є масштабне вдосконалення існуючих систем розробки родовищ нафти і газу з використанням сучасних наукоємних технологій [2].

Основні нафтові родовища розробляють методом заводнення [3], який на сьогодні є найбільш доступним та ефективним. Разом із тим із причини складної геологічної будови, великої фільтраційної неоднорідності, розчленованості і переривчастості колекторів, переходу родовищ на завершальну стадію розробки, ефективність заводнення на сучасному етапі стає невисокою.

Прямі потокометричні дослідження показують, що родовище (поклад) «розрізається» нагнітальною водою на окремі блоки, ділянки, що спричиняє утворення не охоплених витискуванням слабопроникних прошарків та недренованих зон. За результатами численних досліджень встановлено, що близько двох третин залишкової нафти формується через неповне охоплення пласта розробкою, а її решту утримують у поровому просторі капілярні та поверхневі сили.

Отже, недостатня ефективність вилучення нафти на пізній стадії розробки родовищ в більшості випадків залежна від недосконалості систем заводнення.

В таких умовах найкращим способом прискорення вилучення залишкових запасів нафти є упорядковане впровадження методів збільшення нафтовилучення, заснованих на виявленні та тампонуванні промитих зон (каналів) пласта.

Одним із напрямків реалізації поставленої задачі є використання індикаторних досліджень шляхів руху води в пласті та, при необхідності, тампонування найбільш проникних.

Найбільш проблемними питаннями розробки нафтових родовищ є утворення та вилучення залишкових запасів нафти. Особливо гостро ця проблема постає на пізній або завершальній стадії, коли зменшується продуктивність свердловин по нафті та катастрофічно зростає обводненість продукції.

Найбільш прийнятною системою розробки в таких умовах є застосування методів підвищення нафтовилучення і, насамперед, шляхом нагнітання води в пласт. При цьому проблемним питанням залишається відсутність надійної інформації про шляхи руху води від нагнітальних до видобувних свердловин та недосконалість методів вирівнювання профілю приймальності у нагнітальних та профілю припливу у видобувних свердловинах.

В ході дослідження використовувалися статистично-аналітичні методи аналізу стану розробки нафтових родовищ на пізній стадії та промислової апробації методів трасування руху води та обґрунтування реагентної бази для вирівнювання шляхів руху води та припливу нафти.

Досліджено та напрацьовано набір реагентів та технологічних прийомів забезпечення регулювання процесу заводнення нафтових родовищ на пізній стадії їх розробки.

Отримано перелік реагентної бази та принципові напрями технологічного забезпечення регулювання процесу заводнення нафтових родовищ на пізній стадії їхньої розробки.

Доведено, що перспективним напрямком є нагнітання разом з водою 0,1 % водного розчину полімеру «Полікар», який, першочергово проникає у високопроникні, промиті водою, проміжки пласта, сприяючи вирівнюванню профілю приймальності, зменшенню обводненості оточуючих видобувних свердловин та збільшенню їх продуктивності по нафті.

Завдяки виконаним дослідженням розроблено напрями та засоби удосконалення систем розробки родовищ на пізній стадії шляхом організації адресного (вибіркового) заводнення нафтових покладів на підставі якісного та всебічного контролю руху фільтраційних потоків в пласті, що, в кінцевому результаті сприятиме досягненню та підтриманню проектного значення пластового тиску, запобіганню зниження темпу падіння видобутку нафти, отриманню проектного значення коефіцієнта охоплення пласта заводненням та вилученню залишкових запасів нафти. Наприклад, економічно та технологічно виправдано залучення в розробку досягненню кінцевого коефіцієнту нафтовилучення 46...51 %, відповідаючому рівню сучасних світових систем розробки

Висновки

Таким чином, у результаті аналізу напрямків удосконалення систем розробки нафтових родовищ було доведено, що реалізація адресного заводнення нафтових покладів на пізній стадії розробки родовищ в комплексі з якісним і всебічним контролем спрямована на:

- досягнення і підтримання проектного значення пластового тиску;
- запобігання зниження темпу падіння видобутку нафти;
- підвищення ефективності геолого-технічних заходів у видобувних свердловинах;
- забезпечення проектного значення коефіцієнта охоплення пласта заводненням;
- прискорення темпів вилучення залишкових запасів нафти.

Наприклад, економічно та технологічно виправдано залучення в розробку на родовищах України 100...150 млн. т нафти від поточних залишкових запасів, що рівнозначно

досягненню кінцевого коефіцієнту нафтовилучення 46...51 %, відповідаючому рівню сучасних світових систем розробки [14].

Для забезпечення реалізації цих сценаріїв необхідно вирішити ряд першочергових технологічних та організаційних задач.

В складі технологічних задач, насамперед слід виділити:

- розвертання широких промислових і наукових досліджень для локалізації залишкової нафти;
- впровадження сучасних методів нафтовилучення;
- оптимізація сітки видобувних свердловин;
- буріння свердловин складної архітектури, у тому числі багатовибірних, з горизонтальними стовбурами;
- якісне первинне і вторинне розкриття продуктивних пластів;
- застосування потоковідхилюючих технологій, спрямованих методів інтенсифікації видобутку і обмеження припливу пластових вод тощо.

Список інформаційних джерел

1. Veil J.A., Puder M.G., Elcock D., Elcock D., Redweik, Jr. R.J. (2004) A white paper describing produced water from production of crude oil, natural gas, and coal bed methane (No. ANL/EA/RP-112631), Argonne National Lab, IL, USA. [CrossRef] [Google Scholar].
2. Sandrea Ivan., Sandrea Rafael. Global Oil Reserves – Recovery Factors Leave Vast Target for EOR Technologies. Oil & Gas Journal. Part 1: November 05, 2007, Part 2: November 12, 2007.
3. Al-Obaidi SH, Khalaf FH. (2019) Development Of Traditional Water Flooding To Increase Oil Recovery. INTERNATIONAL JOURNAL OF SCIENTIFIC & TECHNOLOGY RESEARCH VOLUME 8, ISSUE 01, JANUARY 2019.
4. Нафта і газ України/Головний редактор М.П. Ковалко. – Київ, Наукова думка, 1997. – 383 с.



УДК 622.692.4

АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗГЛАДЖУВАННЯ ХВИЛЬ ТИСКУ НА НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЯХ

*Бошкова І.Л., boshkova.irina@gmail.com, Тимлов О.С., titlov1959@gmail.com
Волгушева Н.В., natvolgusheva@gmail.com*

Надійність нафтоперегінних систем насамперед визначається попередженням аварійних ситуацій при експлуатації основного встаткування на нафтоперегонних станціях. При виникненні хвиль тиску поблизу нафтоперегінної станції виникає ймовірність ушкодження й руйнування основних вузлів, таких як: блок регуляторів тиску, блок фільтрів грязевловлювачів, вихідний колектор магістральної насосної, агрегатні засувки, зворотні клапани, нафтоперегінні агрегати. Хвилі тиску й гідравлічні удари в нафтопроводах здатні викликати розгерметизацію основних ліній і вузлів магістральної трубопровідної системи. Очевидно, що захист основних вузлів магістральних нафтопроводів від впливів хвиль тиску буде сприяти дотриманню вимог екологічної й промислової безпеки. Незважаючи на велику

кількість робіт з даної тематики, деякі аспекти залишилися маловивченими й не описаними повною мірою. До них, наприклад, належать питання про облік впливу розчиненого в нафті газу на параметри процесу, про можливість розрахунків втрат на тертя стосовно до несталоного режиму плинину, про реалізацію розв'язку складної граничної умови, що полягає з характеристик станції і характеристик зворотної трубопровідної арматури, можливість своєчасного спрацьовування й раціонального вибору параметрів пристроїв захисту.

Хвиля тиску являє собою різку зміну тиску в трубопроводі, що виникає в результаті зміни витрати. Виникла хвиля тиску поширюється по трубопроводу зі швидкістю від 335 м/с до 1372 м/с [1]. Для більш стисливих рідин і рідин, що містять розчинений у них газ, відповідають менші значення швидкості поширення хвиль тиску. І навпаки, чому більш нестисливе середовище, тем з більшими швидкостями поширюються хвилі тиску в трубопроводі. При виникненні хвилі ударного тиску в магістральному нафтопроводі (МН), по якому перекачується середньостатистична сира нафта, хвиля тиску поширюється зі швидкістю порядку 1000 м/с [2]. Можливі наслідки від хвиль тиску, що виникають у системі «нафтоперегінна станція – магістральний нафтопровід» («НПС – МН»): ушкодження й руйнування основного встаткування нафтоперегінних станцій (НПС); осьове роз'єднання фланцевих з'єднань; серйозні ушкодження основних елементів трубопроводів, включаючи опори й підвіски для трубопроводів при наземному й надземному способах прокладки (включаючи трубопроводи на території НПС); порушення співвідношення насосів і електромеханічних приводів; ушкодження інших компонентів трубопроводів, таких як наливні рукава, шланги, фільтри, сільфони й т.п.

Причинами виникнення хвиль тиску в магістральних нафтопроводах можуть бути наступні обставини:

- швидке закриття й відкриття відсічних і агрегатних засувок, включаючи засувки з електромеханічним приводом;
- запуск і зупинка магістральних насосних агрегатів;
- спрацьовування зворотних клапанів у напірних лініях магістральних насосних агрегатів;
- зміна величини відбору продукту з магістрального нафтопроводу;
- включення й відключення технологічних вузлів магістрального нафтопроводу.

Для запобігання прийомного колектора технологічних трубопроводів НПС від надмірних тисків на прийманні станції, що виникають при раптових відключеннях НПС, на ділянці трубопроводу між фільтрами-грязевловлювачами й магістральною насосною на байпасі передбачена система згладжування хвиль тиску (СЗХТ). Пристрій типу «Аркрон» працює по наступному принципу: при різкому наростанні тиску на приймальній станції зі швидкістю більш 0,3 МПа/с відкриваються клапани пристрою «Аркрон» і відбувається зменшення швидкості наростання тиску, що гарантує неможливість гідравлічного удару. При поступовому наростанні тиску (зі швидкістю менш 0,1..0,2 МПа/с) «Аркрон» не спрацьовує.

Досвід експлуатації розглянутих систем згладжування хвиль тиску показує, що необхідна доробка алгоритму відкачки з ємності СЗХТ. Мали місце випадки, коли після зупинки МНА й спрацьовування СЗХТ не відбувалося герметичного закриття одного або декількох клапанів внаслідок влучення в простір між сідлом і клапаном сторонніх тел. При влученні досить великих включень скидання через клапан зіставлено з його повною пропускною здатністю (до 14 м³/с). Навіть при одночасній роботі двох насосів відкачки об'єм скидання в резервуари перевищить об'єм відкачки, що неминуче приведе до зупинки НПС при досягненні максимального аварійного рівня й переповненню резервуарів.

Математична модель неусталеної течії малостисливої рідини в трубопроводі базується на застосуванні такої системи диференціальних рівнянь [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\lambda w |w|}{2d} \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + c^2 \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \end{array} \right. \quad (1)$$

де P - зведений тиск,

$$P = \rho \cdot g \cdot z + P_c' \quad (2)$$

ρ - густина рідини за умов перекачування, g - прискорення сили тяжіння.

У результаті теоретичних досліджень встановлені закономірності зміни тиску в магістральному нафтопроводі за перехідних процесів, спричинених зупинками насосних агрегатів. Встановлені залежності коефіцієнта затухання хвилі тиску від режимних параметрів роботи нафтопроводу та кількості зупинених насосів. Здійснено прогнозування величини стрибкоподібного підвищення тиску на виході попередньої НПС у випадку зупинки насосів на наступній НПС.

Список інформаційних джерел

1. Фокс, Д. А. Гідравлічний аналіз несталої течії в трубопроводах / Д. А. Фокс переклад з англійського Н. І. Хвостова. - М. : Энергоиздат, 1981. - 248 с.
2. Wylie, E. B. Fluid Transients / E. B. Wylie, Victor L. Streeter. - USA. : McGraw-hill International Book Company. - 1978. - 384 p.
3. С.Я. Григорський, М.Д. Середюк. Дослідження впливу зупинок насосних агрегатів на режим роботи магістрального нафтопроводу // Транспорт та зберігання нафти і газу. - 2014. - № 1(36). - С. 92 - 102.

УДК 629.12:621.575.932

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ НА МОРСЬКИХ СУДНАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ (АХА)

Тітлов О.С., Адамбаєв Д.Б., Нікітін Д.М.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com

Проблеми енергоресурсозбереження, що стоять сьогодні перед світовою спільнотою, найбільшої актуальності набувають на транспорті, зокрема, на морському. Для суднових систем холодильної техніки і кондиціонування повітря відомою енергоресурсозберігаючою пропозицією є застосування тепловикористовуючих апаратів, які утилізують теплоту скидних газів головних суднових двигунів і котельних установок [1]. Ефективність пропозиції пов'язана з тим, що втрати тепла зі скидними газами казанів, на сучасних суднах складають 7...8 %, втрати тепла в дизельних установках суден 28...40 % [1].

Окрім тепловологісної обробки повітря в системах кондиціонування штучний холод, вироблений тепловикористовуючими холодильними машинами може використовуватися для глибокого охолодження надувочного повітря і побутових потреб.

Потреба в штучному холоді для цих цілей складає 2000...5000 кВт, що нескладно забезпечити за допомогою тепловикористовуючих холодильних машин — пароежекторних [1] і абсорбційних [2,3].

Разом з тим при вирішенні завдань енергозбереження практично не приділяється уваги малим споживачам штучного холоду на морських суднах — апаратам низькотемпературного зберігання харчових продуктів і напівфабрикатів для потреб командного складу. Потреби холоду в таких апаратах незначні, в порівнянні з виробничими, а традиційним виробником холоду в них є фреонові парокомпресійні агрегати, що використовують тільки електричні джерела енергії.

Ряд фреонів R11, R13, R113, R502, R503 і серед них широко відомий R12 — активно руйнують атмосферний озон, чим сприяють попаданню на поверхню Землі жорсткого сонячного випромінювання, згубного для всього тваринного і рослинного світу і планети [4]. Значний внесок в ці несприятливі для екології ефекти вносять і системи холодильної техніки, більшість яких в даний час працюють на R12.

Світова спільнота реагує на погіршення екологічної обстановки цілим поряд заборон і обмежень (Монреальський протокол, 1986 р.; Конвенція ООН по клімату, Ріо-де-Жанейро, 1992; Кіотський протокол, 1997 р.), які в даний час не виконуються більшістю країн, що розвиваються, та країн з перехідною економікою, у тому числі і країнами колишнього СРСР. Таке положення значною мірою пов'язане з тим, що комплекс технічних і економічних заходів, пов'язаних з переходом холодильної техніки на екологічно чисті холодоагенти, повною мірою можуть здійснити тільки країни з розвиненою економікою.

До таких проблем переходу відносять: пошук нових синтетичних мастил; низьку енергетичну ефективність нових екологічно безпечних хладагентів; недостатній професійний рівень розробників і обслуговуючого персоналу.

Ці проблеми примушують розробників дрібних холодильних апаратів, до яких відносяться моделі побутової і торгової холодильної техніки, звертати пильну увагу на абсорбційні холодильні агрегати (АХА), які можуть стати одним з альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти.

Робоче тіло АХА — водоаміачний розчин (ВАР) з добавкою інертного газу — водню, гелію або їх суміші абсолютно екологічно безпечно — має нульові значення озоноруйнівного потенціалу і потенціалу «парникового» ефекту [5].

АХА мають і ряд таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність і тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації [6];

б) можливість використання в одному апараті декількох різних джерел теплової енергії — як електричних, так і альтернативних (теплота згорання органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згорання) [7];

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, у тому числі і електричними в діапазоні напруги мережі 160...240 В [8].

До переваг АХА слід віднести мінімальну вартість серед існуючих типів побутового холодильного устаткування, що у багатьох випадках і визначає їх популярність у користувачів [9].

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

Для роботи на морських суднах можуть бути використані два типи АХА — з повітряним [1, 6, 8] (рис. 1) і рідинним [10, 11] (рис. 2) охолодженням теплорозсіюючих елементів (конденсатора, дефлегматора і абсорбера).

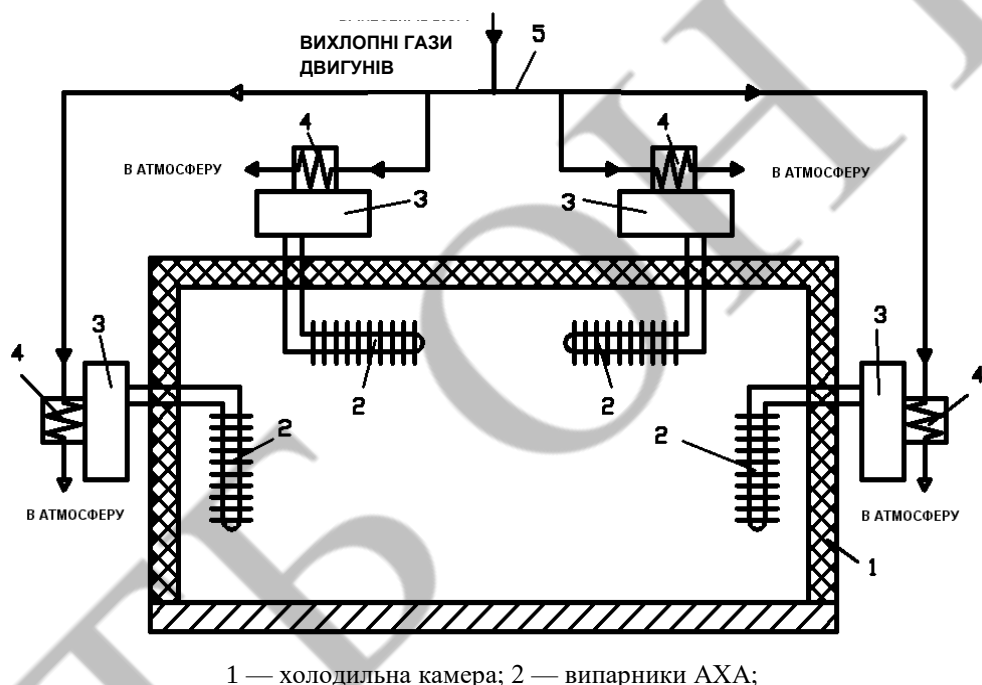


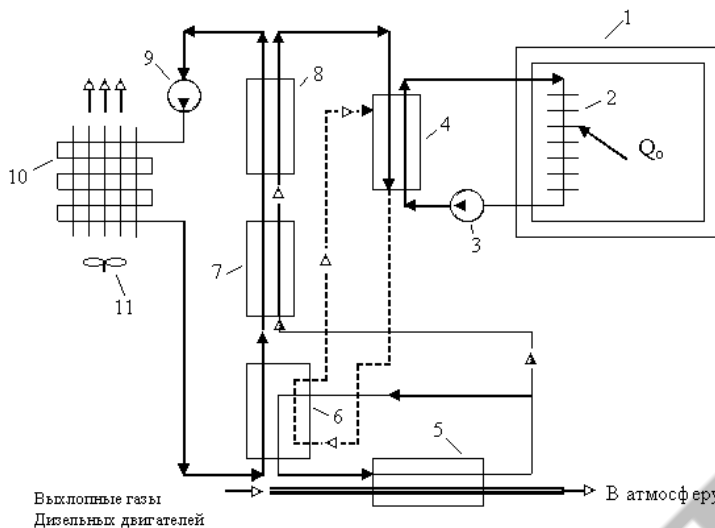
Рис. 1 – Схема використання АХА

з повітряним охолодженням теплорозсіюючих елементів

У першому випадку забезпечується повна автономність холодильного апарату, але конструкція достатньо громіздка, в другому випадку ситуація зворотна: металоємність мінімальна, але потрібний циркуляційний насос для прокачування охолоджуючої води.

Холодопродуктивність вітчизняних АХА ПО не перевищує 50 Вт, тому переважно вони використовуються в побутових і торгових холодильних апаратах ємністю від 30 літрів до 200 літрів [6, 12]. За кордоном відоме застосування АХА ПО в холодильниках ємністю понад 300 літрів [13].

Побутові і торгові абсорбційні апарати, як правило, працюють з електричними джерелами енергії потужністю від 70 до 300 Вт [6, 9, 12, 13], оскільки вони розташовуються всередині житлових і робочих приміщень.



1 — холодильна камера; 2 — охолоджувач розсолу; 3 — насос розсолу; 4 — випарник; 5 — кип'ятильник; 6 — абсорбер; 7 — дефлегматор; 8 — конденсатор; 9 — насос контура охолодження теплорозсіюючих елементів; 10 — повітряний теплообмінник; 11 — вентилятор

Рис. 2 – Схема використання АХА з рідинним охолодженням теплорозсіюючих елементів

АХА з рідинним охолодженням теплонавантажених елементів (надалі — АХА РО) розраховані на холодопродуктивність 1200...1500 Вт. В даний час вони знайшли застосування в теплових насосах, що використовуються для альтернативного опалювання невеликих житлових будинків [10, 11]. Джерелом енергії для АХА з рідинним охолодженням служать продукти згорання органічного палива (природного газу, пропана, гасу, бензину і т. д.). Пальниковий пристрій розраховується на теплове навантаження 3500...5000 Вт.

У всіх випадках застосування АХА на морських судах, не зіткнеться з типовою для тепловикористовуючих холодильних апаратів проблемою — залежністю від режиму роботи енергетичної установки, коли типовим рішенням є установка спеціального парогенератора, що включається на стоянках і забезпечує стабільну роботи холодильної машини [1], а недоліком — збільшення складу суднового енергетичного устаткування і пов'язані з цим проблеми зростання металоемності, зниження надійності і безпеки, наявності додаткового обслуговуючого персоналу і так далі. При використанні АХА у складі суднових низькотемпературних камер проблеми енергозабезпечення можуть бути вирішені і без підключення додаткового енергетичного устаткування, а тільки за рахунок утилізації тепла вихлопних газів дизель-генераторів.

Так, наприклад, сучасні типові дизельні двигуни «WARTSILA DIESEL» мають наступний діапазон параметрів експлуатації (табл. 1).

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

Необхідною умовою роботи АХА є і рівень температур джерела теплової енергії — 160...175 °С [15]. Як показує аналіз табл. 1, за цим критерієм цілком проходять всі типи дизельних двигунів у всьому діапазоні їх режимів роботи (від 100 до 50 % навантаження), причому температурний напір складає, не менше, 115 °С.

Таблиця 1 – Технічні характеристики двигунів «WARTSILA DIESEL»

Параметри	4R32D	6R32D	8R32D	9R32D	12R32D	16R32D	18R32D
Потужність двигуна, кВт	1480	2220	2960	3330	4440	5920	6660
Кількість вихлопних газів, кг/с							
(100 % навантаження)	3,0	4,4	5,9	6,5	11,8	11,8	12,9
(90 % навантаження)	2,7	4,1	5,4	5,9	8,2	10,9	11,8
(75 % навантаження)	2,4	3,5	4,6	4,9	7,1	9,2	9,8
(50 % навантаження)	1,7	2,6	3,3	3,4	5,1	6,5	6,9
Температура вихлопних газів після турбокомпресора, °C							
(100 % навантаження)	345	325	335	350	325	335	350
(90 % навантаження)	340	320	335	350	320	335	350
(75 % навантаження)	335	310	340	345	310	340	345
(50 % навантаження)	320	290	330	340	290	330	345
Теплова потужність, що йде з вихлопними газами, кВт							
(100 % навантаження)	625	820	1165	1395	2200	2335	2770
(90 % навантаження)	550	740	1070	1265	1480	2155	2535
(75 % навантаження)	475	600	935	1025	1205	1870	2050
(50 % навантаження)	310	380	635	690	750	1250	1440
Примітка.1. Результати приведені для режиму роботи дизельного двигуна 720 об/хв. 2. При розрахунку теплової потужності, що йде з вихлопними газами, використовувалася величина теплоємності газу, рівна 1,13 кДж/(кг·К), а кінцева температура газу приймалася 160 °C.							

Ефективність використання АХА, що працюють в режимі утилізації тепла скидних газів суднових дизельних двигунів, зростає за наявності системи регулювання теплового навантаження на генераторному вузлу.

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

Для даного випадку під змінними умовами експлуатації слід розуміти:

- а) зміну режиму роботи дизельного двигуна, коли витрата вихлопних газів може змінитися, практично, в два рази, а температура — на 30...35 °C (таблиця 1);
- б) зміна умов охолодження теплорозсіюючих елементів АХА в різних кліматичних зонах і при зміні погодних умови (вітер, пряме сонячне випромінювання, дощ);
- в) завантаження холодильної камери теплими харчовими продуктами.

Висновки

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

2. Перспективи застосування абсорбційних холодильних апаратів на морських судах зв'язані і з унікальною можливістю експлуатації АХА ПО в широкому діапазоні температур, у тому числі і нижче 0 °С. При низьких температурах навколишнього середовища (менше 10 °С) не рекомендується експлуатація компресійних холодильних апаратів [16], із-за можливості запусіння масла і поломки рухомих елементів компресора. У конструкціях АХА ПО рухомі елементи відсутні і, відповідно, відсутні які-небудь обмеження.

3. АХА ПО доцільно розташовувати на судах за межами житлових і господарських приміщень. В цьому випадку відпрацьовані гази за відсутності подальшої утилізації можуть бути відведені безпосередньо в атмосферу, а теплорозсіюючі елементи знаходяться в тепловій взаємодії із зовнішнім повітрям.

Список інформаційних джерел

1. Загоруйко, В.А. Судовая холодильная техника / В.А. Загоруйко, А.А. Голиков. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
2. Богданов, А.И. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины / А.И. Богданов //Холодильная техника. – 2002. – № 10. – С. 16.
3. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International // Холодильная техника. – 2000. – № 11. – С. 23-25.
4. Железный, В.П. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике/ В.П. Железный, В.В. Жидков. – Донецк: Донбас, 1996. – 144 с.
5. Perspectives in refrigerant development. –Bitzer Kuhlmaschinenban, IKK93. – 1993. – № 9306E. – 23 p.

УДК 621.575.932:621.565.92

РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Селіванов А.П., Тітлов О.С.

Одеський національний технологічний університет

E-mail: titlov1959@gmail.com

Терміном «сезонний холодильник» в даний час називають охолодний пристрій, який використовує у своїй роботі низькотемпературний потенціал повітряного середовища, що знаходиться за межами опалювальних приміщень [1, 2]. Термін перестав бути загальновизнаним, оскільки такі холодильні апарати перебувають у початковій стадії розробки.

Актуальність створення сезонного холодильника визначається проблемами енергозбереження під час експлуатації побутових та торгових холодильних приладів.

Сучасне побутове та торгове холодильне обладнання проектується для роботи в «жорсткому» ре-жимі експлуатації для даних кліматичних умов (в Україні — це забезпечення нормативних температур-них параметрів у холодильній камері при температурі повітря в приміщенні 32 °С [3]). У той же час у нашому помірному кліматі основний час експлуатації апаратів побутової та торгової техніки проходить при температурі повітря в приміщенні 16...22 °С. При таких температурах повітря холодильні апарати працюють який

завжди, і з періодичними відключеннями, т. е. в позиційному режимі [4]. За більш низьких температур повітря у приміщенні (менше 10 °С) експлуатація сучасних побутових і торгових холодильних приладів не рекомендується [3]. У разі компресійних моделей це пов'язано з можливими поломками компресора, внаслідок загусання олії, а у разі абсорбційних - зі складністю запуску з неробочого стану та неефективністю холодильного циклу через високі теплові втрати на ділянках транспортування холодоагенту в конденсатор і випарник.

Разом з тим зниження температури повітря в приміщенні сприятливо впливає на режими роботи холодильників абсорбційного типу: по-перше, зменшуються теплопритоки в холодильну камеру; по-друге, з'являється можливість додатково переохолоджувати рідкий холодоагент на вході випарника і слабкий розчин на вході абсорбера, що підвищує енергетичну ефективність роботи холодильника.

Відомим фактом є й те, що майже третина суші має помірний клімат із середньорічними температурами від мінус 5 °С до 12 °С [5].

Використовувати природний холод для зберігання харчових продуктів в даний час пропонують розробники системи з оригінальною авторською назвою "ХОЛТ" (холодильник - теплиця), що передбачають винести весь або частину холодильного апарату на відкрите повітря [1].

Апарати пропонують розмішувати у віконних отворах так, щоб одна зі стінок холодильної камери виходила в довкілля. Стверджується, що це дозволяє знизити енерговитрати при експлуатації холодильного приладу на 50...66 % [2].

Відомі системи "ХОЛТ" комплектуються парокомпресійними холодильними агрегатами або термоелектричними батареями. Для виключення заморожування продуктів використовується нагрівальний термоелемент і спеціальна система терморегулювання.

До недоліків систем "ХОЛТ" можна віднести проблеми їх встановлення в малогабаритних квартирах - типова холодильна камера 200 ... 240 дм³ займе весь віконний отвір кухні.

У розробках кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики ОНТУ розглядаються сезонні холодильники двох типів: універсальні – експлуатуються в широкому діапазоні температур навколишнього середовища, у тому числі й нижче 0 °С, у житлових та нежитлових приміщеннях, на транспорті; традиційні — експлуатуються у житлових приміщеннях із температурою повітря не нижче 16 °С.

Як універсальні сезонні холодильники розглядаються апарати абсорбційного типу, що працюють з абсорбційними холодильними агрегатами (АХА).

Слід зазначити і такий важливий в даний час факт - робоче тіло АХА складається з природних компонентів (водоаміачного розчину з добавкою інертного газу - водню, гелію або суміші водню і гелію) і має практично нульові значення величин озоноруйнівного потенціалу та потенціалу "парникового" ефекту [6].

Холодильні апарати з АХА мають і низку таких унікальних якостей, як [7]:

- безшумність, висока надійність і тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів при експлуатації;
- можливість використання в одному апараті декількох різних джерел теплової енергії - як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння);
- можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі й електричної в діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АХА слід віднести і мінімальну вартість серед аналогів. Абсорбційні

холодильники, оснащені пальниками, широко використовуються туристами і мандрівниками, тому що їм немає альтернативи в районах з відсутністю джерел електроенергії.

Аналіз результатів експериментальних досліджень дослідних та серійних моделей абсорбційних холодильників показав, що їх підвищений, порівняно з компресійними аналогами, рівень енергоспоживання визначається існуючою методологією розрахунку та способом управління при експлуатації. Відповідно до існуючих вимог до побутових холодильних апаратів, в першу чергу, необхідно забезпечити заданий температурний режим у холодильній камері в «жорсткому» режимі експлуатації, при цьому, як правило, робота АХА здійснюється в безперервному режимі - при коефіцієнті робочого часу рівному одиниці ($KPB = 1$), а значення енергоспоживання до уваги не береться. При такому підході теплові елементи АХА мають запас поверхні за умов експлуатації при помірних ($18...25\text{ }^{\circ}\text{C}$) і низьких температурах довкілля.

Запас поверхні дозволяє підвищити холодопродуктивність випарника АХА за рахунок:

- а) додаткового переохолодження рідкого аміаку у конденсаторі;
- б) підвищення ступеня очищення парогазової суміші (ПГС) в абсорбері;
- в) зниження температури ПГС на вході у випарник.

За низьких температур навколишнього середовища паровий потік аміаку лише частково заповнює конденсатор, а рівноважна концентрація аміаку в рідкому водоаміачному розчині (ВАР) зміщується в область низьких тисків. Обидва ці фактори викликають зниження повного тиску в системі та зростання інтенсивності дифузійних процесів при випаровуванні та абсорбції, що додатково призводить до зростання холодопродуктивності випарника.

До негативних моментів роботи АХА в умовах помірних та низьких температур навколишнього середовища слід віднести:

- а) часткову конденсацію парів аміаку в дефлегматорі;
- б) переохолодження міцного (насиченого аміаком) ВАР на вході в рідинному теплообміннику (РТО);
- в) зростання теплових втрат із елементів генераторного вузла.

Всі ці фактори при незмінній величині теплового навантаження, що підводиться на генератор-термосифон приводять до зниження подачі аміаку у випарник, тобто викликають зниження холодильної потужності.

Результуючий вплив на холодопродуктивність випарника АХА температур навколишнього середовища визначається особливостями конструкції, режимами та умовами експлуатації холодильного апарату.

Незважаючи на багатфакторність впливу температури навколишнього середовища на роботу елементів АХА однозначним є її вплив на значення теплопритоків в камери, що охолоджуються, тобто на значення необхідної холодопродуктивності в режимі зберігання.

Так, при експлуатації холодильної камери з рівнем температур зберігання плюс $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ у приміщенні з температурою $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ потрібна приблизно вдвічі менша холодопродуктивність, ніж у «жорстких» умовах експлуатації.

При створенні сезонного холодильника абсорбційного типу необхідно враховувати характерні особливості пускового періоду як позиційного управління.

Ці особливості пов'язані зі специфікою реалізації безнасосного холодильного циклу, насамперед, з особливостями гравітаційної циркуляції потоків робочого тіла, і полягають у наступному.

У неробочому періоді за рахунок теплових втрат у навколишнє середовище та відсутності

парового потоку температура елементів прямого контуру АХА (генератора-термосифона, ректифікатора, дефлегматора) знижується. Це супроводжується охолодженням міцного та слабкого ВАР та частковою конденсацією пар у конденсаторі та дефлегматорі АХА. У конденсатор та підйомну магістраль дефлегматора проходить ПГС, яка до цього моменту була заблокована у контурі природної циркуляції (КПЦ) паровим потоком аміаку. Чим більше час неробочого періоду, тим нижче опуститься температура і тим більшу частину дефлегматора займе ПГС.

При включенні теплового навантаження на генераторному вузлу АХА ПГС продавлюється через зрівняльну магістраль в КПЦ потоком пари. Динамічний напір парового потоку залежить від інтенсивності генерації пари в ПТС і теплових режимів транспортної магістралі. У період запуску кілька пар аміаку використовується для підігріву охолоджених елементів транспортної магістралі (ректифікатора, дефлегматора, конденсатора). Тривалість заповнення конденсатора паром аміаку в період запуску визначатиметься ступенем охолодження елементів генераторного вузла АХА в неробочому періоді, тобто тривалістю неробочого періоду та рівнем температури навколишнього середовища. Це говорить про те, що відоме становище - "що більше час неробочого періоду, тим більша економічність", безпосередньо не застосовується до холодильників абсорбційного типу.

Очевидним у разі є висновок про недопущення значного переохолодження елементів конструкції генераторного вузла АХА в неробочому періоді.

Це положення узгоджується і з висновками низки дослідників та розробників побутової абсорбційної холодильної техніки [8, 9].

Зменшити ступінь переохолодження елементів генераторного вузла можна за рахунок збільшення термічного опору теплоізоляції, або за рахунок їх прогрівання в неробочому періоді.

Перший шлях пов'язаний із зростанням масогабаритних характеристик, другий — перспективний, але нині недостатньо вивчений.

Питання, пов'язані з пошуком енергозберігаючих режимів роботи абсорбційних холодильників, розглядалися з середини 50-х років минулого століття. Ліхарева Н.В. [10] пропонувала спосіб роботи АХА з двосекційним нагрівачем, одна секція якого включена постійно, а друга періодично підключається терморегулятором. Зниження енергоспоживання становить 10...15 %. Такий спосіб керування згодом був реалізований у двокамерних холодильниках фірми «Sibir», у тому числі й у ліцензійних моделях ВЗГ «Кристал-9» та «Кристал-9М» [11].

У 60-х і 70-х роках минулого століття в СРСР практично всі нагрівачі до абсорбційних холодильників випускалися або 2-х або 3-х секційними, причому більшій кількості секцій відповідала велика економічність апарату [12]. Підключення секцій здійснювалося або вручну, або автоматично в залежності від теплового навантаження, що змінюється, на випарник АХА.

В даний час більшість вітчизняних та зарубіжних моделей абсорбційних холодильників працюють у режимі позиційного управління з односекційним електронагрівачем.

Дещо інша ситуація в холодильних апаратах з високим термічним опором огорожувальних конструкцій холодильних камер, наприклад, низькотемпературних камерах (НТК) з «суперізоляцією» [13]. На відміну від однокамерних або двокамерних моделей, у яких регламентовано співвідношення температур у камерах, НТК потенційно мають великі функціональні можливості, оскільки можуть, за наявності відповідних систем регулювання,

застосовуватися у всьому діапазоні температур зберігання, що використовується в побуті – від мінус 18 °С до плюс 12 °С, тобто стати багатофункціональним холодильним приладом.

У будь-якому випадку теплоізоляційні покриття НТК повинні проектуватися з урахуванням роботи АХА в «жорсткому» режимі експлуатації, тому багатофункціональна модель матиме значний запас холодопродуктивності при позитивних температурах зберігання в умовах помірних і низьких температур навколишнього середовища.

У багатофункціональних НТК, виконаних за класом SN* [13], можуть бути реалізовані режими холодильного зберігання з мінімумом або з повною відсутністю теплоприток, наприклад, температура в камері плюс 5...12 °С, а температура навколишнього середовища плюс 10 ± 3. Час робочого періоду у разі набагато менше неробочого, тому здійснювати постійний прогрів елементів генераторного вузла стає недоцільним, тобто. в таких умовах економічними буде позиційний режим управління.

Таким чином, можна зробити висновок про перспективність (з позицій енергозбереження) досліджень у галузі вдосконалення пускових і перехідних процесів, практичним виходом яких стануть автоматизовані системи управління універсальних сезонних холодильників абсорбційного типу.

В даний час розроблені два типи параметричних рядів НТК на базі АХА, здатних працювати в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища [14]:

- а) апарати для тривалого зберігання на рівні температур мінус 20...мінус 18 °С з корисним об'ємом – 180; 200; 220; 240; 280 дм³;
- б) апарати для зберігання плодовоовочевої продукції на рівні температур 8...12 °С з корисним об'ємом - 1,0; 1,20; 1,50 м³.

Такі камери досить громіздкі і тому розміщуються у нежитлових приміщеннях та господарських при-будовах. У сільській місцевості такими приміщеннями можуть бути веранди, сараї, комори, льохи, а в місті балкони, лоджії, підвали.

Висновки

Для ефективного використання низької температури навколишнього середовища в традиційному се-зонному холодильному апараті необхідно вирішити наступні завдання:

- а) здійснити тепловий зв'язок між холодильною камерою та теплорозсіювальними елементами холодильного апарату із зовнішнім повітрям, наприклад, за допомогою двофазних теплопередаючих термосифонів або теплових труб;
- б) забезпечити можливість акумулювання холоду за змінних кліматичних умов, у тому числі і протягом доби (вночі, як правило, холодніше, ніж удень);
- в) не допускати переморожування продуктів у холодильній камері за низьких температур зовнішнього-го повітря, наприклад, за рахунок використання регульованих теплових труб.

Список інформаційних джерел

- 1.Вагин А.В., Руссо В.Е., Шатров Ю.М. ХОЛТ – новый класс холодильной техники // Холодильная техника – 1999.– № 1. – С.9-11
- 2.Вагин А.В., Зверьков В.П., Руссо В.Е., Шатров Ю.М. Новая система терморегулирования бытовой холодильной техники класса ХОЛТ // Холодильная техника – 1999. – № 9. – С.28-30
- 3.Шелашова С.Л., Барыкина Г.П. Энергетические характеристики бытовой холодильной техники //Холодильная техника. –1991. – № 2. – С. 9-10.
- 4.Титлов А.С. Альтернативная бытовая и торговая холодильная техника на базе водоаммиачных аб-сорбционно-диффузионных холодильных машин// Холодильная техника.

5. Деклараційний патент № 50941А України, МКИ F25 В15/10; Морозильник // О.С. Тітлов, М.Д. Захаров О.Б. Василів, Г.М. Оліфер, М.Ф. Хоменко (Україна). – № 2001096075; Заявл. 04.09.2001; Опубл. 16.09.2002, Бюл. № 11.

УДК 621.57:66.081.2:628.116

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ГЕЛЕОГЕНЕРАТОРІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Осадчук Є.О., Тітлов О.С.

Одеський національний технологічний університет

E-mail: 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 більш розвинутою технологій дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна. Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з робо-тою 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 термотрансформаторов (АВТТ), що працюють від джерела низько потенційного тепла - сонячної енергії. Виконано моделювання та аналіз енергетичних характеристик термодинамічних циклів АВТТ і тепло-гідравлічних режимів дефлегматора насосної схеми АВТТ у складі систем отримання води з атмосферного повітря. Однією з особливостей АВТТ є взаємозалежність температур в характерних процесах циклу - температури гріючого середовища t_h , температури охолоджуючого середовища t_w , температури об'єкта охолодження t_{ob} . З трьох температур довільно можуть бути задані тільки дві.

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

На першому етапі аналітичних досліджень за наведеним нижче алгоритмом було виконано пошук діапазону температур гріючого джерела, який би задовольняв умовам роботи АВТТ та вимогам до об'єкта охолодження.

Алгоритм пошуку робочих режимів АВТТ полягав у наступному. Здаються температури об'єкта охолодження $t_{ob} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}; -15\text{ }^{\circ}\text{C}; -5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для кожного чисельного значення

температури t_{ob} проводився розрахунок з фіксованим значенням температурі t_w з діапазоном $25...43\text{ }^{\circ}\text{C}$ і з кроком в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для заданих значень t_{ob} і t_w проводився

розрахунок кратності циркуляції f зі змінною t_h з кроком в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. У разі, якщо $f > 0$, роблять висновок, що режим роботи АВТТ може бути реалізований, а в іншому випадку, коли $f < 0$ - режим роботи не існує.

Результати розрахунків мінімально необхідної температури гріючого джерела залежно від температур об'єкта охолодження та охолоджувального середовища представлені на рис. 1.

Представлені на рис.1. залежності характеризують граничні чисельні значення температур гріючого джерела тепла, які необхідні для реалізації циклу АВТТ при роботі в заданих кліматичних умовах. Аналіз цих результатів показує, що АВТТ в системі з сонячним колектором на воді у якості теплоносія може знайти застосування тільки в системах кондиціонування повітря при температурі охолоджуючого середовища не вище $32\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Як показав аналіз, при низьких температурах охолоджуючого середовища і гріючого джерела зона дегазації може мати від'ємне значення, тобто цикл АВТТ не може бути реалізований.

На другому етапі термодинамічних розрахунків проведено аналіз циклів насосних АВТТ і визначені енергетичні характеристики циклів — теплове навантаження на елементи та тепловий коефіцієнт залежно від температури гріючого джерела і охолоджуючого середовища.

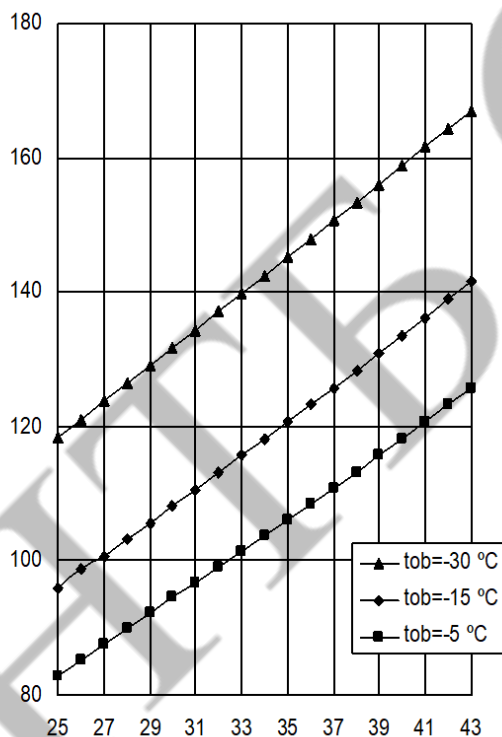


Рис. 1. Результати розрахунку мінімально необхідної температури гріючого джерела (t_h) залежно від температур об'єкта охолодження (t_{ob}) та

охлаждающего среды (t_w)

Температура об'єкта охолодження в розрахунках склала: $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура охлаждающего

среды: від 10 до 32 $^{\circ}\text{C}$. Мінімальна температура гріючого середовища при аналізі склала 90 $^{\circ}\text{C}$, максимальна — 170 $^{\circ}\text{C}$. Чисельні значення мінімальної температури вибрано на межі реалізації циклів АВТТ, а максимальної — з урахуванням початку активної корозії конструкційного матеріалу.

Розрахунок циркуляційного насоса проведено для теплового навантаження випарника АВТТ 1000 Вт.

Результати розрахунку насосної схеми АВТТ представлені у вигляді графічних залежностей на рис.2.

Аналіз наведених на рис. 2 результатів показує наступне.

У всіх випадках спостерігається максимум енергетичної ефективності циклів АВТТ.

При зниженні температури випарника максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий вигляд залежностей пояснюється:

а) при низьких температурах гріючого джерела тепла має місце висока кратність циркуляції розчину;

б) при високих температурах гріючого джерела тепла має місце зростання кількості води в паровому потоці водоаміачної суміші, наприклад, при температурі охлаждающего середовища 25 $^{\circ}\text{C}$ і температурі об'єкта охолодження $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ зростання частки води становить більше, ніж на порядок.

У розрахунковому діапазоні у всіх випадках збільшення температури гріючого джерела призводить до різкого зменшення потужності циркуляційного насоса АВТТ, що перекачує міцний розчин з абсорбера в генератор.

При температурах гріючого джерела тепла від 90 $^{\circ}\text{C}$ до 130 $^{\circ}\text{C}$ потужність циркуляційного насоса має мінімальні чисельні значення. З ростом температури гріючого джерела спостерігається її зменшення.

Проведено аналітичне дослідження циклу АВТТ з регенеративними теплообмінниками і побудовано залежності температури гріючого джерела при різних температурах об'єкта охолодження і охлаждающего середовища, що забезпечують максимальну енергетичну ефективність в даних умовах (рис. 3). У частині перспективи роботи АВТТ на низькопотенційних джерелах теплової енергії, аналіз отриманих результатів розрахунку (рис.3) дозволяє зробити наступні висновки.

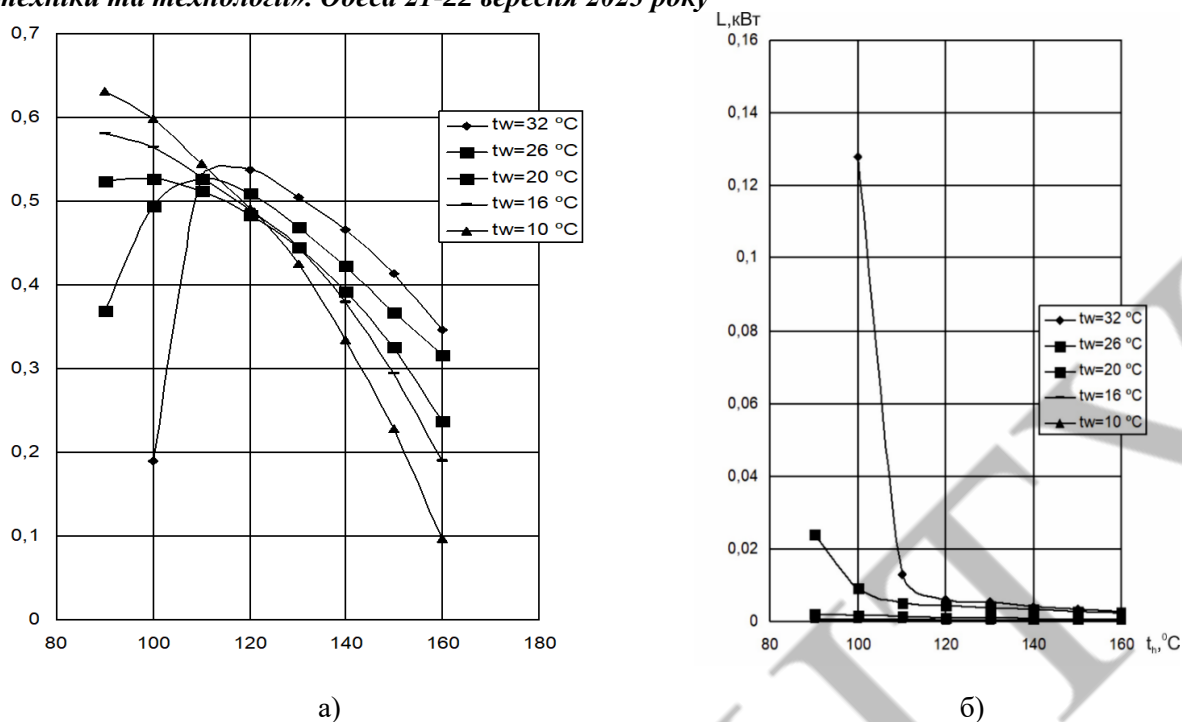


Рис. 2. Результати розрахунку енергетичних характеристик: теплового коефіцієнта циклу (а) і потужності циркуляційного насоса (б) насосної АВТТ при різних температурах навколишнього (t_w) і грійючого середовища (t_h), при температурі об'єкта охолодження $t_{ob} = -5^\circ\text{C}$

По-перше, у діапазоні розрахункових параметрів з ростом температури зовнішнього повітря (охолоджувального середовища t_w) збільшується і необхідна температура грійючого джерела t_h . Так, наприклад, при зростанні t_w від 20°C до 45°C при фіксованій температурі $t_{ob} = 5^\circ\text{C}$ температура t_h збільшиться від 65°C до 110°C .

По-друге, у діапазоні розрахункових параметрів зростання температури об'єкта охолодження, наприклад, від -30°C до 15°C при фіксованій температурі зовнішнього повітря 45°C призведе до зниження температури грійючого джерела від 138°C до 85°C .

По-третє, для роботи в умовах тропічного клімату ($t_w = 35...45^\circ\text{C}$) і при температурі об'єкта охолодження 5°C (гарантована температура «точки роси») температура грійючого джерела повинна бути вище 110°C .

З урахуванням наведеного вище аналізу була запропонована оригінальна конструкція АВТТ з бустер-компресором (рис.4) після генератора, яка захищена патентними документами України [7-9, 11].

Система (рис.4) містить сонячні колектори 1 із замкнутим циркуляційним контуром 2, заповненим рідким теплоносієм, і з теплообмінником 3. Циркуляція теплоносія по контуру 2 і теплообміннику 3 здійснюється за допомогою насоса 4.

До складу установки входить АВТТ, яка містить: генератор 5; бустер-компресор 6; повітряний конденсатор 7; дросельний вентиль холодильного агента 8; випарник 9; абсорбер 10; насос «міцного» розчину 11; дросельний вентиль 12, теплообмінник «міцного» і «слабкого» ВАР 13.

Випарник 9 і абсорбер 10 встановлені послідовно у спеціальному повітряному каналі 14 таким чином, щоб повітряний потік за допомогою вентилятора 15 надходив спочатку на випарник 9, а потім на абсорбер 10. Нижня частина випарника 9 пов'язана з ємністю для збору конденсату 16.

Охолодження конденсатора 7 здійснюється окремим вентилятором 17. У внутрішній порожнині генератора 5 встановлені канали теплообмінники 3 циркуляційного контуру 2.

У результаті розрахунку було визначено в практичному діапазоні параметрів експлуатації систем з сонячними колекторами енергетично ефективний режим для бустер-компресора.

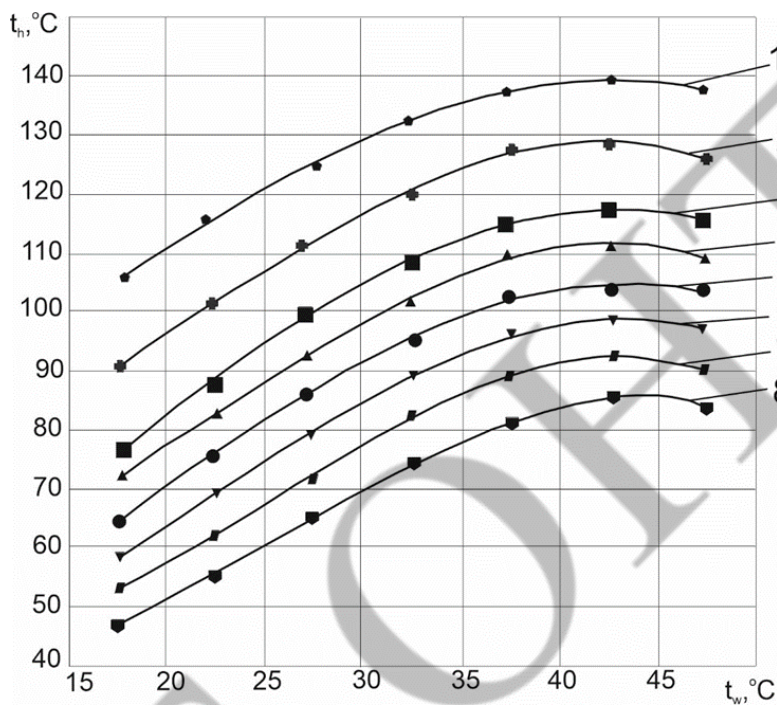


Рис.3. Залежність температури гріючого джерела від температури охолоджуючого середовища при різних значеннях температури об'єкта охолодження і при максимальному значенні теплового коефіцієнта: температура об'єкта охолодження: 1: -30 °C; 2: -20 °C; 3: -10 °C; 4: -5 °C; 5: 0 °C; 6: 5 °C; 7: 10 °C; 8: 15 °C

Для систем при експлуатації в помірному кліматі це: тиск кипіння в генераторі $1,0$ МПа і температура 80 °C. Доведено, що для умов роботи випарника при температурі 5 °C зниження електричної потужності в системах АВТТ з бустер-компресором, порівняно з ПКТ, у $3,3$ рази при експлуатації в помірному кліматі і у $2,4$ рази — у тропічному кліматі.

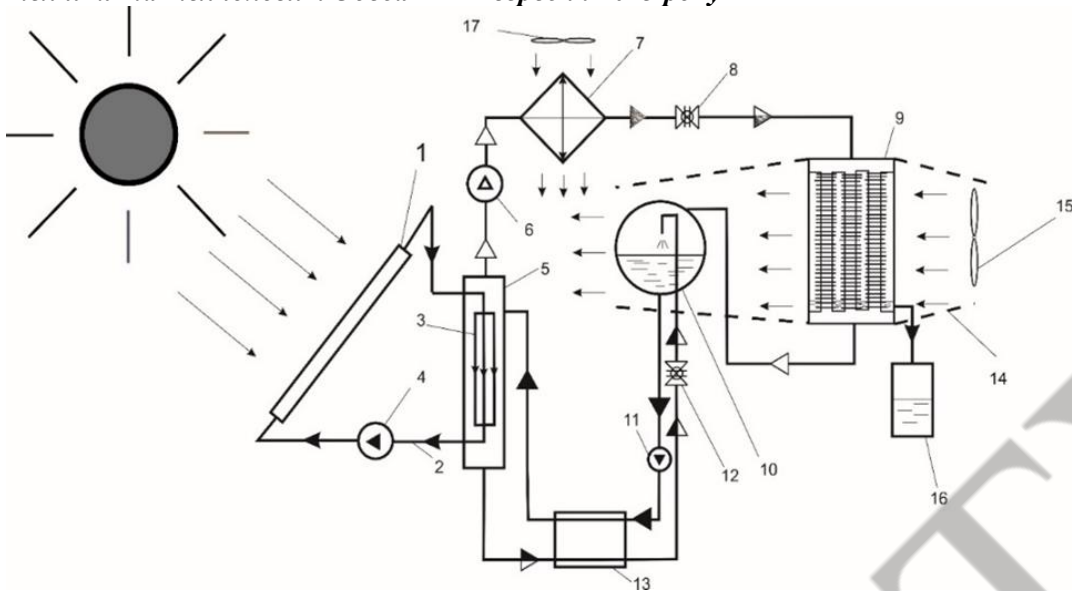


Рис.4. Схема АВТТ з бустер-компресором: 1 — система сонячних колекторів; 2 — циркуляційний контур; 3 — теплообмінник; 4 — циркуляційний насос; 5 — генератор; 6 — бустер-компресор; 7 — конденсатор пари аміаку; 8 — дросель рідкого аміаку; 9 — випарник; 10 — абсорбер; 11 — насос міцного розчину; 12 — дросель слабкого розчину; 13 — теплообмінник розчинів; 14 — повітряний кагал; 15, 17 — вентилятор; 16 — збірник конденсату

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ТЕРМОСИФОНІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Холодков А.О., Тітлов О.С.

Одеський національний технологічний університет

E-mail: titlov1959@gmail.com

В основі модельних підходів і уявлень лежить «перевірочний» розрахунок деякої конструкції теплоізованого, в загальному випадку — частково, дефлегматора АХА з відомими габаритними і теплотехнічними характеристиками: розміри дефлегматора (теплової ізоляції): довжина L_D (L_{IS}), внутрішній d_{in} (d_{in}^{is}) і зовнішній d_{out} (d_{out}^{is}) діаметри; коефіцієнти теплопровідності матеріалу стінки труби дефлегматора (λ_D) і матеріалу теплової ізоляції (λ_{TI}). Відомими вважаються умови відведення тепла до повітря навколишнього середовища: температура повітря — t_{ENV} , коефіцієнт конвективного теплообміну — α_K , ступінь чорноти поверхні стінки дефлегматора — ε . Для більшості вітчизняних і зарубіжних моделей $\varepsilon = 0,876$ (емаль чорна блискуча).

Схема роботи частково теплоізованого дефлегматора АХА представлена на рис.1.

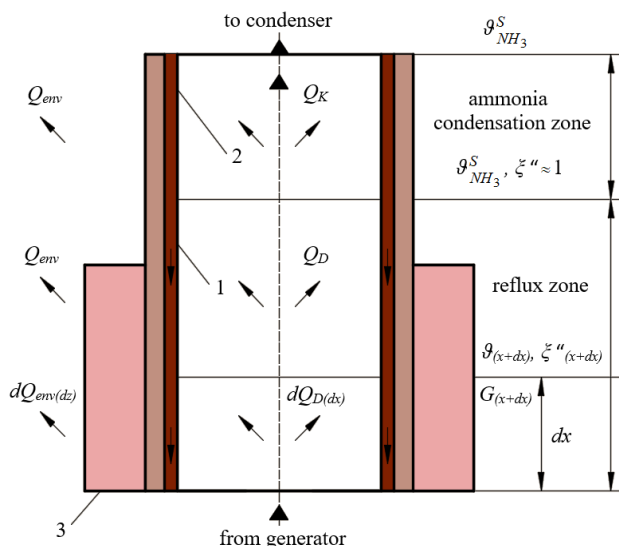


Рис. 1. Схема роботи частково теплоізованого дефлегматора АХА: 1 – стінка дефлегматора; 2 – потік флегми; 3 – теплова ізоляція

При конденсації пари води виникає різниця концентрацій по парі води в ВАС між пристінним шаром і основним потоком. Різниця концентрацій призводить до виникнення дифузійного потоку маси пари води з основного ядра потоку ВАС до стінки. При випаданні конденсату з ВАС, переважно води, інтегральна рівноважна температура потоку – ϑ знижується. Зниження температури потоку матиме місце до повного очищення пари аміаку від пари води. Надалі буде йти конденсація чистої пари аміаку при постійній температурі і потоку, і стінки дефлегматора ($\vartheta_{NH_3}^S$). Протитечією

до ВАС по внутрішній стінці дефлегматора стікає флегма, що містить переважно воду. Оцінка теплових та гідродинамічних параметрів потоку флегми в діапазоні робочих характеристик типових побутових абсорбційних холодильників показала їх незначний вплив на режими роботи дефлегматора і при подальшому моделюванні наявність флегми не враховувалася.

При тепловій взаємодії парового потоку ВАС і стінки дефлегматора відбувається часткове охолодження потоку (Q_V) та виділяється теплота (Q_{ph}) фазового переходу (теплота дефлегмації):

$$Q_D = Q_{ph} - Q_V. \quad (1)$$

Частина тепла відводиться в навколишнє середовище (Q_{ENV}), а частина, у вигляді осьових перетоків, перерозподіляється по стінці дефлегматора (Q_K), причому сумарний тепловий потік завжди спрямований вгору.

Основою математичної моделі дефлегматора АХА є рівняння збереження тепла і маси, які для елементарної i -ої ділянки дефлегматора dx :

$$\Delta Q_{Di}(\tau) = Q_{Di} + Q_{ENVi} + Q_{Ki}, \quad (2)$$

$$G''_{ent} = G''_{\Delta x} + G'_{\Delta x}, \quad (3)$$

де $G''_{\Delta x}$ і $G'_{\Delta x}$ – масові витрати парової ВАС на виході ділянки Δx і флегми, відповідно, кг/с.

Математичну модель дефлегматора АХА, як об'єкта з розподіленими параметрами, в загальному вигляді можна представити рівнянням теплового балансу елементарних комірок корпусу в частинних похідних:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial x}) + Q(x), \quad (4)$$

де θ_D – температура стінки дефлегматора АХА, °С; ρ_D, c_D, λ_D – густина, масова теплоємність, коефіцієнт теплопровідності стінки дефлегматора, відповідно, кг/м³; Дж/(кг·К); Вт/(м·К); $Q(x)$ – інтегральний тепловий потік від внутрішніх джерел тепла по висоті дефлегматора, Вт; τ – час, с. Ліва частина рівняння (4) являє собою зміну внутрішньої енергії елементарної комірки стінки дефлегматора в часі, а права – суму конвективних теплових потоків при охолодженні і дефлегмації парової ВАС Q_D , при теплорозсіюванні в навколишнє середовище Q_{ENV} та кондуктивних перетоків тепла від сусідніх комірок (в загальному випадку з двох сторін $Q_{K(i+1)}$ і $Q_{K(i-1)}$).

В результаті в загальному випадку температура $\theta_{Di}(\tau)$ кожної i -ої елементарної комірки дефлегматора визначається початковими значеннями температури на цій ділянці $\theta_{Di}(\tau=0)$ і сумарним тепловим потоком до неї

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau=0) + \frac{1}{m_{Di} c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau, \quad (5)$$

де $\Delta Q_i(\tau) = \Delta Q_D + \Delta Q_{ENV} + \Delta Q_{K(i+1)} + \Delta Q_{K(i-1)}$ – алгебраїчна сума теплових потоків в елементарних комірках дефлегматора, Вт.

Як приклад розглядається типовий АХП «Київ-410» АП-160 з дефлегматором з зовнішнім діаметром 0,0160 м, а внутрішнім – 0,0146 м.

Подальші оцінки параметрів потоку ВАС парової суміші в діапазоні роботи типових дефлегматорів побутових АХП вітчизняного і зарубіжного виконання, показали наявність ламінарного режиму руху з числами Рейнольдса 350...600 при лінійній швидкості 0,0075...0,0130 м/с.

Наявність ламінарної шаруватої течії потоку ВАС не передбачає ідеальне перемішування потоку в радіальному напрямку. В цьому випадку виникає своєрідний опір поперечному потоку речовини, і для створення максимально адекватної моделі дефлегматора за доцільне провести облік такого чинника.

Так, для циліндричних координат (висота елементарної ділянки dx) потік маси (кг/с) буде визначатися наступною залежністю:

$$dm_w = \frac{\mu_w}{8314 \cdot T} \cdot \frac{P_{W(r=r_o)} - P_{W(r=r_D)}}{\ln \frac{d = d_{in}}{d = d_D}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{AB} \cdot dx, \quad (6)$$

де $\mu_w = 18$ кг/кмоль – молярна маса дифундуючого компонента (водяної пари);

$P_{W(r=r_o)}, P_{W(r=r_D)}$ – парціальні тиски водяної пари в потоці ВАС, відповідно, в ядрі потоку та в

пристінній зоні дефлегматора, Па; D_{AB} – коефіцієнт дифузії водяної пари в ВАС, м²/с; T –

абсолютна температура дифундуючого компонента, К; d_D – поточне чисельне значення

діаметра дефлегматора, м.

При моделюванні теплових режимів дефлегматора АХА були прийняті допущення: по довжині елементарної ділянки дефлегматора dx температури стінки і парового потоку ВАС постійні в аксіальному напрямку, відповідно, $\theta = const$ і $\vartheta = const$; масовий склад парового потоку ВАС по довжині елементарної ділянки дефлегматора dx змінюється за логарифмічним законом відповідно до співвідношення (6).

З урахуванням цих припущень, алгебраїчна сума теплових потоків в елементарній комірці дефле $\tilde{\alpha}_D (\vartheta_{ent} - \theta_i) = \alpha_{D(i)} (\vartheta_i - \theta_i) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_i - t_{env}) \cdot \Delta x +$ гматора набуває такого

вигляду:

а) вхідна (початкова) ділянка:

$$\tilde{\alpha}_D (\vartheta_{ent} - \theta_1) = \alpha_{D(1)} (\vartheta_{ent} - \theta_1) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_1 - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_1 - \theta_2) \cdot F_{sec}; \quad (7)$$

б) вихідна (кінцева) ділянка (K):

$$\tilde{\alpha}_D (\vartheta_{ent} - \theta_K) = \alpha_{D(K)} (\vartheta_K - \theta_K) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_K - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{K-1} - \theta_K) \cdot F_{sec}; \quad (8)$$

в) проміжна ділянка i :

$$+ \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) \cdot F_{sec}; \quad (9)$$

де $\tilde{\alpha}_D$ – умовний коефіцієнт теплообміну при дефлегмації парового потоку ВАС, що враховує процес

фазового переходу, Вт/(м²·К); ϑ, θ – температури на ділянці Δx парового потоку ВАС і стінки

дефлегматора, відповідно, °С; $\alpha_{D(i)}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну між стінкою

дефлегматора і потоком ВАС, Вт/(м²·К); K_l – лінійний коефіцієнт теплопередачі між флегмою і

повітрям навколишнього середовища на ділянці Δx , Вт (м·К); ΔF_{in} і F_{sec} – площа внутрішньої

стінки ділянки Δx і аксіального перерізу труби дефлегматора, відповідно, м².

Для створення адіабатних умов використовувалися повітряні прошарки менші ніж 5 мм, в яких природна конвекція відсутня, а процес перенесення тепла проходить кондукторним шляхом.

З рівнянь балансу тепла і маси на деякій ділянці дефлегматора Δx можна отримати залежність для температури парового потоку на його виході g'' , знаючи температуру g' на вході ділянки, умови теплообміну і параметри потоку:

$$g'' = \left[\frac{G''_{\Delta x} \cdot c_p \cdot g' - \alpha \cdot \Delta F_{in} \cdot (g/2 - \theta)}{\alpha \cdot \Delta F_{in} / 2 + c_p \cdot (G''_{\Delta x} - dm_w)} \right], \quad (10)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність парової ВАС на ділянці Δx , Дж/(кг·К); α – коефіцієнт

конвективного теплообміну між паровим потоком ВАС і стінкою дефлегматора, Вт/(м²·К).

Модельні уявлення про теплові і гідравлічні режими дефлегматора АХА реалізовані в середовищі імітаційного моделювання Simulink програми MATLAB. Облік зміни теплофізичних властивостей парової ВАС в залежності від складу проводився за допомогою вбудованого блоку Look-Up-Table.

За наведеним вище алгоритмом виконано розрахунок температурних полів для дефлегматора діаметром 16×1,4 мм. Матеріал труби – конструкційна сталь ($d_{in} = 45$ Вт/(м·К)). Матеріал теплоізоляції кожуха – тканина зі скловолокна ($\lambda_{ti} = 0,056$ Вт/(м·К)). Було проведено

моделювання теплових режимів дефлегматора розміром 0,20 м з 20 елементарними ділянками розміром по 0,01 м. Розглянуто два варіанти роботи дефлегматора – без теплової ізоляції підйомної ділянки і робота в ідеальних адіабатних умовах.

У першому випадку моделювання проводилося за температурами: 10; 17; 25 і 32 °С, а в другому, при 10 і 25 °С. Нижня межа діапазону моделювання (10 °С) відповідає міжнародному класу виконання побутового приладу SN*, а верхня – помірного клімату. При температурі повітря в приміщенні 25 °С проводиться тестування на енергоспоживання побутового холодильного приладу.

Висновок: Розроблено математичну модель процесів тепломасообміну підйомної ділянки дефлегматора АХА для стаціонарних і перехідних процесів, що враховує особливості теплообміну стінки дефлегматора з повітрям навколишнього середовища в широкому діапазоні температур (від 10 °С до 32 °С) і наявності процесу дифузії при конденсації водяної пари з парової ВАС. Моделювання теплових режимів дефлегматора проведено як для відкритої поверхні стінки дефлегматора, так і для закритої тепловою ізоляцією («адіабатне» наближення). Була відзначена значна розрахункова різниця температур (від 10 до 36 °С) між по-током ВАС і стінкою дефлегматора в усіх режимах експлуатації. Цей результат отримано вперше і його слід враховувати при регулюванні теплового навантаження в генераторі-термосифоні по температурі в характерній точці дефлегматора. Розрахунки також показали, що для зниження втрат при транспортуванні пари аміаку в конденсатор, тепла ізоляція на підйомній ділянці дефлегматора доцільна тільки при низькій температурі повітря навколишнього середовища (10...17 °С) в діапазоні теплових навантажень генератора-термосифона 70...150 Вт.

СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ТА МОДИФІКАЦІЯ ПРОЕКТІВ І СИСТЕМ ВІДПОВІДНО ДО АНАЛІЗУ ВАРТОСТІ

Яковлева О.Ю. доц. каф ХУКП ОНТУ, Хмельнюк М.Г. проф. ОНТУ, Трандафілов В.В. доц. каф ХУКП ОНТУ, м. Одеса

Value Engineering [1], як правило, є найбільш економічно ефективним підходом до виробництва продукції, системи чи послуги, енергоефективного (ЕЕ) проєкту без шкоди для мети. Прийнято, що це співвідношення двох показників: функція до вартості. Таке співвідношення демонструє те, що цінність продукту, системи, ЕЕ проєкту можливо підвищити, через удосконалення функції, або зменшення вартості. Виробництво, проєктування, обслуговування, включно вартість заміни є частиною аналізу вартості у підході Value Engineering.

$$\text{Цінність} = \text{Функція} / \text{Вартість} [2]$$

Де функція – це те, що виконує продукт, система, послуга, ЕЕ проєкт, а вартість стосується компонентів, необхідних для їх створення.

Підхід Value Engineering використовується для успішної розробки HVAC&R систем. Клієнт, компанія замовник очікує виконання проєкту вчасно та в рамках бюджету з отриманням бажаної якості. Розробка цінностей (аналіз вартості) підтримує ці цілі, знижуючи початкові витрати, зберігаючи або навіть покращуючи функціонал та довгострокову ефективну роботу HVAC&R системи. При підході Value Engineering експерти виявляють та пропонують нові рішення, які зменшують енерговитрати або додають вартості системі. Енергоефективні проєкти вимагають менше обладнання, повітропроводів, електричних систем і структурної підтримки, також надають можливість передачі заощадження від національних відносин з виробниками обладнання (при наявності). За допомогою Value engineering можливо зекономити інвестування на ранніх етапах проєктування. При перевищенні бюджету найкращі практики та досвід розробки систем допомагає досягти мети клієнта та проводити роботи у межах бюджету проєкту. Експерти з Value Engineering допомагають уточнити цілі проєкту, визначте основні елементи HVAC&R систем, аналізувати функції, запропонуйте альтернативні рішення, розподілити витрати для найбільшого повернення інвестицій, скоординувати процес із експертами проєктної команди.

Споживання енергії становить близько 50% витрат протягом життєвого циклу типової HVAC системи в комерційних будівлях та такі витрати домінують у часи пікового споживання електроенергії. Реалізація енергоефективних проєктів може реально вплинути на прибуток замовника. Капітальні витрати та витрати на технічне обслуговування, експлуатацію HVAC систем становлять значну частину загальних витрат на їх розробку. Можливе застосування цілісної стратегії для розробки HVAC систем допоможе на базі комплексного підходу отримати зменшення попиту на електроенергію, оптимізувати існуючі HVAC системи, оновити за допомогою реалізації ефективних рішень до більш ефективних систем з належним функціоналом, бажаною якістю, надійністю та найнижчою можливою ціною. За допомогою розрахунку фактичного навантаження на HVAC систему,

оптимального підбору обладнання, оптимізації, модифікації повітропроводів, трубопроводів, можливо знизити початкові витрати на розробку проекту, також на постійне споживання енергії. Для керування енергоефективністю, отримання економії коштів протягом життєвого циклу проекту пропонується встановлювати та відповідно програмувати системи автоматизації, менеджменту будівлі.

Методологія підходу Value Engineering складається з 6 етапів:

Етап 1: Збір інформації. Під час цього етапу необхідно зібрати дані та отримати чітке уявлення про ЕЕ проект. (Розробка документації щодо вимог замовника, вимог розробника ЕЕ проекту креслення, специфікації, кошторис витрат і т. д. стають доступними для повного розуміння концепції проекту)

Етап 2: Функціональний аналіз. Протягом другого етапу необхідно проаналізувати функції елементів систем, визначених на етапі збору інформації, та оцінити їхню необхідність для встановлених цілей проекту. Розподіл йде на основні функції (життєво важливі, існування кінцевого продукту/проекта) та вторинні функції – помітні, але не критичні для суті проекту, працюють на підтримку основних функцій.

Етап 3: Творчий етап. Протягом творчого етапу необхідно розробити альтернативні рішення HVAC системи для реалізації необхідних функцій будівлі. Команда з Value Engineering проводить мозковий штурм для створення потенційних ЕЕ проектних рішень для реалізації запропонованих функцій проекту. Основне завдання – приділяти увагу речам (елементи системи, функції системи, якість, надійність), які мають найбільшу цінність. На третьому етапі надаються всі можливі варіанти HVAC системи. Потім проєктувальники та команда експертів усунуть «слабкі місця», щоб представити на **кроці 4** тільки «найсильніші» варіанти за найнижчою можливою ціною.

Етап 4: Оцінка. Протягом четвертого етапу необхідно оцінити альтернативні рішення HVAC системи. Експерти оцінюють і ставлять під сумнів доступні варіанти, та порівнюють їх один з одним. Наскільки добре, кожне альтернативне рішення ЕЕ проекту може виконувати функцію вихідного рішення, поставлене завдання? Очікування замовників та розробників ЕЕ проекту також мають значення та мають обговорюватися. Проводиться комплексна оцінка кожного вибору, оскільки зміна однієї частини об'єкта дослідження та розробки може вплинути на об'єкта цілком.

Етап 5: Аналіз витрат. Протягом п'ятого етапу необхідно розподілити витрати на альтернативні рішення ЕЕ проекту (перша вартість та весь життєвий цикл об'єкта)

Етап 6: Розробка. Команда експертів збирає всі надані рекомендації, їхні переваги та недоліки та слідом реалізує плани, щоб подати зацікавленим сторонам проекту (інвесторам).

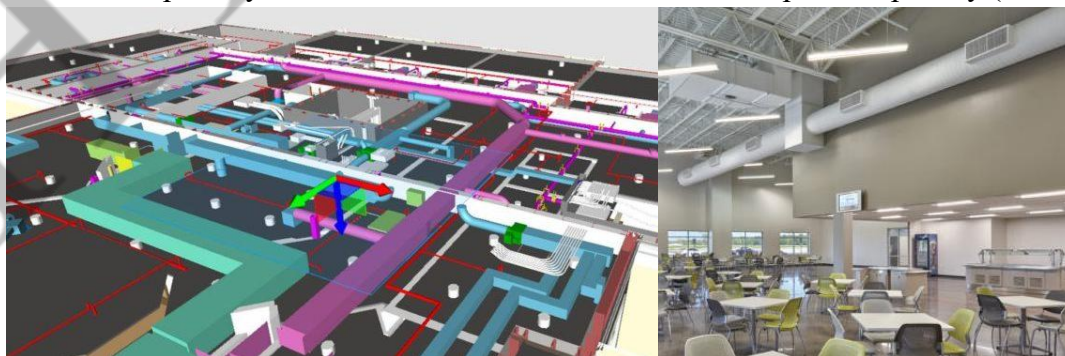


Рис.1 HVAC система, етап розробки.

Протягом етапу розробки:

- Необхідно прийняти рішення про те, які варіанти ЕЕ проєкту включити до основної документації.
- Необхідно надати перелік документів до складу осіб, які ухвалюють рішення, зазвичай входять, як основна проєктна група так і представники малого та середнього бізнесу залежно від масштабу виконання підходу з Value Engineering.
- Деякі ідеї може бути використано, як альтернативні пропозиції (або альтернативний продукт, або окрема сфера застосування, яка може бути додана або видалена в залежності від результатів торгів або появи альтернативного фінансування тощо).

Виявлено. Застосування цієї методології підходу Value Engineering не обмежується лише будівельною галуззю, а й можливе застосування у різних галузях. Аналіз вартості за допомогою Value Engineering може спростити процес вирішення проблем, пов'язаних з виробництвом нового продукту, наданням послуги, розробкою ЕЕ проєкту та його адаптуванням. Нові та вдосконалені технології з кожним днем, надають багато варіантів для вирішення проблем. Value Engineering дає можливість бути креативним та надавати нові можливості для удосконалення функціональності, як результат це підвищить ефективність проєкту разом з економічними перевагами та фінансовим прибутком.

Література.

1. *What is Value Engineering: Definition, Meaning, steps & analysis.* (2022, January 7). MENTOR ME CAREERS. FINANCIAL STATEMENT ANALYSIS, GENERAL FINANCE AND BUSINESS RESOURCES, TECHNICAL & RESEARCH. <https://mentormecareers.com/value-engineering/>
2. Tosca, C. (2018, April 23). *What is Value Analysis / Value Engineering.* Bruschtech.com. <https://www.bruschtech.com/blog/what-is-value-analysis-value-engineering>

УДК 621.311, 629.5.048.3

VALUE ENGINEERING ТА АНАЛІЗ ВАРТОСТІ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ

Яковлева О.Ю. доц. каф ХУКП ОНТУ, Хмельнюк М.Г. проф. ОНТУ, Трандафілов В.В. доц. каф ХУКП ОНТУ, м. Одеса

За останні декади підход Value Engineering (інженерія вартості, інжиніринг цінностей, цінностне проєктування) став ефективним інструментом для керування якістю, витратами, та часом, та з метою підвищення вартості (цінності) при розробці енергоефективного (ЕЕ) проєкту чи енергетичної системи. Доведено, що Value Engineering - ефективний підхід для оцінки поточних проєктів HVAC&R [1] систем у будівельному секторі. Виявлено, що дослідження за останні роки було спрямовано на удосконалення ефективності застосування найкращих практик [2] підходу Value Engineering. Але менш уваги приділялося на інтеграцію Value Engineering з іншими дисциплінами, застосуванні цього підходу в різних сферах проєктів, оцінці ефективності Value Engineering та розробці нових технологій.

Аналіз вартості життєвого циклу — це підхід, спрямований на проведення оцінки загальної вартості володіння об'єктом (енергетична система) або виконання енергоефективного проекту (Рис.1). При проведенні аналізу [3] розраховуються витрати від отримання, володіння до відчуження інвестицій.



Рис.1 Аналіз вартості життєвого циклу ЕЕ проекту чи енергетичної системи.

Коли ЕЕ проект чи енергетична система мають декілька альтернатив, які відповідають вимогам ефективності, при цьому відрізняються як початковими, так і експлуатаційними витратами, тоді можливо сказати, що використання аналізу вартості життєвого циклу має доцільність при порівнянні запропонованих рішень, щоб знайти то, за допомогою якого клієнт отримує можливість максимально заощадити. Але основна мета використання аналізу не в розподілі інвестицій, а в запропонуванні клієнту більш дешевший (загальна вартість) ЕЕ проект з бажаною якістю, стосовно його функціоналу (оптимального процесу проектування). Виходячи з цього, аналіз вартості життєвого циклу проводиться на перших етапах проектування для внесення змін і вдосконалень при виявленні економічного впливу запропонованого рішення ЕЕ проекту чи енергетичної системи та інвестиції.

Value Engineering. Існує декілька альтернатив, щодо визначення Value Engineering, як наприклад Міжнародне товариство американських інженерів описує Value Engineering як «функціонально орієнтований, систематичний, командний підхід до забезпечення цінності продукту, системи чи послуги». При цьому Національний інститут будівельних наук США представляє Value Engineering як «усвідомлений та чіткий набір дисциплінованих процедур, призначених для пошуку оптимальної вартості як початкових, так і довгострокових інвестицій». Управління загального обслуговування США визначає Value Engineering, як «організовані зусилля, спрямовані на аналіз спроектованих особливостей будівлі, систем, обладнання та вибору матеріалів з метою досягнення основних функцій за найменших витрат життєвого циклу, що відповідають необхідним характеристикам, якості, надійності та безпеці».

Таким чином Value Engineering аналізує спроектовані характеристики енергетичної системи чи ЕЕ проекту, обладнання та вибір матеріалів для отримання основних функцій і удосконалення результатів (якість, надійність, безпека) при зниженні вартості життєвого циклу. При розробці ЕЕ проекту слід укласти договори, як на виконання підходу

дослідження Value Engineering після розробки концепції, так і після завершення процесу розробки ЕЕ проєкту цілком, де експерт надає оцінки можливим змінам, які спрямовані на підвищення цінності з боку функціоналу для задоволення вимог клієнтів та одночасно зменшення витрат на розробку чи експлуатацію. На ранніх етапах розробки ЕЕ проєкту виконання підходу Value Engineering надає можливість отримання більшої економії та зміни напрямку у проєктуванні, при необхідності, при цьому, без впливу на кінцеві терміни виконання ЕЕ проєкту. Заощаджені ресурси (гроші), можна перерозподілити на функції, які нададуть ЕЕ проєкту чи енергетичної системі більшої цінності протягом їх життєвого циклу. Для розробки енергетичної системи чи ЕЕ проєкту потрібно «суворе моделювання». При «суворому моделюванні» нові проблеми в будь-якому бізнесі, промисловому секторі, де задіяні концепції, мають динамічну природу, змінюються з великою швидкістю уявляють собою набори проблем, які вимагають чіткості (суворого моделювання). «Чіткість» у цьому контексті – є засіб підтвердити, перевірити та узгодити розуміння складних концепцій проблеми. Після встановлення того, саме «ЩО» буде розроблено та «ЯК» буде появлятися, розкриватися під час процесу проєктування ЕЕ проєкту чи енергетичної системи, тільки тоді розроблені моделі стають часткою управління процесом.

«Суворе моделювання» ґрунтується на аналізі вартості життєвого циклу з розробкою цінностей, виконання підходу Value Engineering з метою зниження витрат ЕЕ проєкту. Основні процедури виконуються через тестування на вартість операцій. Процес моделювання з використанням аналізу вартості життєвого циклу для корегування типів витрат, щодо матеріального забезпечення та активів протягом життєвого циклу ЕЕ проєкту чи енергетичної системи вимагає гнучкості. Команда експертів з розробки отримує доступ до інформації економічного, фінансового впливу, який пов'язаний напряду з вибором запропонованих варіантів ЕЕ проєкту чи енергетичної системи.

За допомогою підходу Value Engineering можливо зменшити час на проєктування системи чи проєкту на основі «суворого модулювання», встановлення чіткості розуміння концепцій та прийняття своєчасного рішення, щодо адаптування варіанту ЕЕ проєкту чи енергетичної системи з встановленою якістю за вимогами клієнту, бажаним функціоналом та за нижчою можливою вартістю.

Література

1. Al-Ghamdi, M. A., & Al-Gahtani, K. S. (2022). Integrated value engineering and life cycle cost modeling for HVAC system selection. *Sustainability*, 14(4), 2126. <https://doi.org/10.3390/su14042126>
2. Liang, Q., Liang, H., Li, Q., Tam, V. W. Y., Yu, J., & Zhu, L. (2023). Function matters: Development of a value engineering building–function–assessment framework from stakeholders' perspectives using hybrid analytical methods. *Journal of Building Engineering*, 68(106025), 106025. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2023.106025>
3. Mokesh prabu, E., & Rakesh, P. (2023). Influence of various parameters on lifecycle cost of buildings with active energy efficiency measures. *IOP Conference Series. Earth and Environmental Science*, 1130(1), 012048. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1130/1/012048>

СЕКЦІЯ №2 – НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ГАЗОТУРБИННИХ УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

СЕЗОННІ АКУМУЛЯТОРИ ТЕПЛА В АБСОРБЦІЙНИХ СИСТЕМАХ З НИЗЬКОПOTЕНЦІЙНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ

Проф. Морозюк Л.І., асистент, асп. Басов А.М., ОНТУ, м. Одеса

Для систем тригенерації комерційного призначення на базі тепловикористальних термотрансформаторів з широким впровадженням сонячної енергії необхідність акумуляторів теплоти виражається: у приведенні у згоду графіків виробництва і споживання теплоти, у виключенні з експлуатації холодильної установки з неповним навантаженням та отриманні холоду на декількох температурних рівнях. На підставі викладеного, у роботі [1] представлено технологічну схему тригенерації на базі абсорбційного термотрансформатора з устаткуванням геліосистем – ФЕП, високо- і низько потенційної та акумуляторів теплоти – сезонного і добового (рис 1).

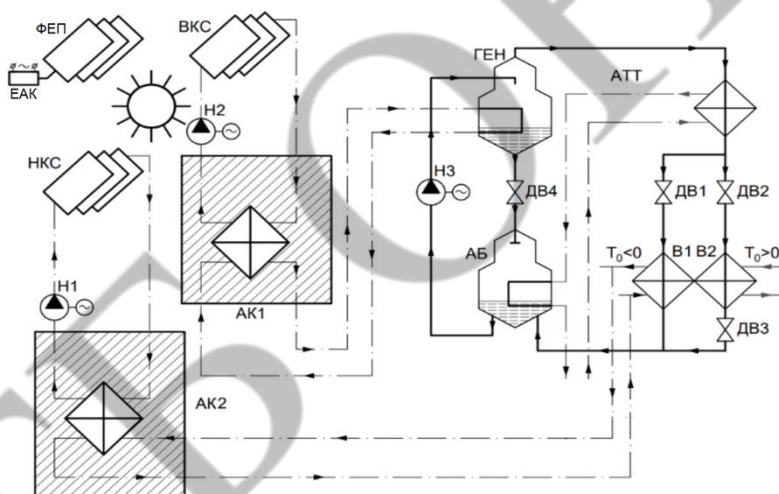


Рисунок 1.Схема геліосистеми з абсорбційною машиною та акумуляторами тепла

Високотемпературний сонячний колектор ВКС об'єднаний з добовим акумулюванням АК1, забезпечуючи стабільний обігрів генератора абсорбційної машини за зміною сонячного випромінювання. Низькопотенційний сонячний колектор НКС та випарник абсорбційної машини пов'язані з сезонним акумулюванням в АК2. ФЕП забезпечує електрикою усі насоси, управління енергоперетворювальної системи та побут споживача. Робота системи тригенерації ґрунтується на двох графіках: надходження сонячної радіації та споживання гарячої води. Багато досліджень присвячено правильному підбору компонентів комбінованих сонячних систем, які передбачають зберігання теплової енергії [1.2]. Використання сонячних комбінованих систем та накопичення теплової енергії в будинках з низьким енергоспоживанням здатне значно знизити потреби в опаленні приміщень та постачанні гарячої води.

Можливі два варіанти сезонного зберігання теплоти та холоду: у теплоакумуляторі та льодоакумуляторі наповнювального типу, розміщених під землею Як теплоносія в підземних смостях може використовувати воду та водний лід. У зв'язку з тим, що кожен акумулятор

має свої переваги та недоліки, робота з вибору оптимального рішення для впровадження в існуючу систему енергопостачання акумуляторів теплової енергії є актуальним науково-технічним завданням

Льодоакумулятор з вбудованим теплообмінником встановлюється нижче за глибину промерзання ґрунту, наповнюється підготовленою водою і використовується як низькопотенційне джерело тепла. Абсорбційна машина повинна працювати в режимі охолодження та теплового насосу. Застосування теплового акумулятора схоже на льодоакумулятор, але його відмінною особливістю є те, що температура в ємності в теплий період року підвищується за допомогою сонячних колекторів до 60–70°C, а сама ємність вимагає застосування ізоляції.

Прогноз сезонної зміни температури в акумуляторах енергії різного типу надано на рис.2.

Як видно з графіків, температурний режим в теплому акумуляторі у пікових точках досягає позначки в 60°C, що дозволить відбирати тепло на потреби опалення безпосередньо з ємності в жовтні і листопаді. Подібна експлуатація дозволить отримати суттєву економію на експлуатації теплового насоса, проте спричинить суттєві фінансові витрати на застосування теплоізоляційних матеріалів. У січні та лютому теплоакумулятор може вийти на режим, аналогічний льодоакумулятору, тобто на 0°C. У березні та квітні можна буде опалювати будинок безпосередньо від сонячних колекторів, минаючи підземний акумулятор. Отже, абсорбційна машина працюватиме замість семи місяців лише три — із суттєвою економією енергії. Ці припущення мають бути досліджені.

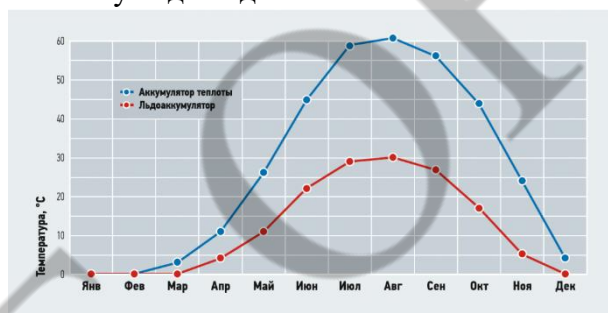


Рисунок 2. Прогноз сезонної зміни температури в акумуляторах енергії різного типу

Льодоакумулятор не передбачає застосування теплоізоляційних матеріалів, тим самим забезпечуючи безперервний теплообмін з ґрунтом (відновлюючи теплову енергію при зниженні температури води в ємності нижче 5–8°C). Перегрів теплоносія в ємності більше 30°C призводить до великих тепловтрат в навколишнє середовище та зменшення вологовмісту ґрунту (зниження його регенеративних властивостей).

Виходячи з того, що в існуючій практиці немає моделі та програмного забезпечення для розрахунку льодоакумулятора та теплового акумулятора, пропонується рішення: шляхом мінімальних змін теплоізоляції впровадити один з двох видів акумулятора. Для прийняття рішення необхідно провести термодинамічний аналіз не тільки акумулятора, але й усієї системи теплопостачання існуючого об'єкта із застосуванням BIM-, BEM і CFD-моделювання.

На закінчення слід зазначити, що з огляду на енергозберігаючу та екологічну цінність систем підземного акумулювання тепла, цей напрямок підтримується міжнародними організаціями, зокрема IEA (International Energy Agency).

Список використаної літератури

1. Морозюк, Л., Косой, Б., Куколев, А., Псарьов, С., & Басов, А. (2023). EN Аналіз температурних режимів і температурних напорів у тепло-обмінниках абсорбційних холодильних систем на сонячній енергії. *Refrigeration Engineering and Technology*, 59(1), 4-13. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2610>
2. Medved D. Trigeneration units / D. Medved // Intensive Programme “Renewable Energy Sources”. – 2011. – P.47–50.
3. Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257. doi: http://doi.org/10.1007/978-3-319-33658-9_8.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПОРІВ В АПАРАТАХ КОМПРЕСОРНИХ ТА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Проф. Морозюк Л.І., доц. Грудка Б.Г., ОНТУ, м. Одеса

Визначення техніко-економічних характеристик холодильних машин, як і будь-яких енергетичних систем пов'язано з значними труднощами. Насамперед необхідно мати вихідні вартісні показники, які самі не є незалежними величинами і тісно пов'язані з характером навантаження. Нарешті вартісні показники дійсні лише нетривалий час і змінюються з підключенням нових споживачів, з прогресом техніки та інших кон'юнктурних факторів. Тим не менш, характеристики складені за єдиною методикою, якщо і не відрізняються точністю абсолютних величин, то все ж достатньо об'єктивно висвітлюють відносний зв'язок між показниками, і тому можуть бути використані при порівнянні машин.

У цьому дослідженні, використовуючи особливості термодинамічних циклів компресорних та абсорбційних холодильних машин, спробуємо з'ясувати як залежать характеристики машин тільки за рахунок модернізації теплообмінного обладнання. Холодильна машина повинна забезпечувати потрібну температуру об'єкту, що охолоджується, або холодоносія при відомій температурі охолоджуючого середовища. Температури кипіння та конденсації можна при цьому змінювати у деяких межах. Вибір температур кипіння і конденсації залежить від черги факторів, поєднання яких обумовлює найменшу вартість холоду, що виробляється: первинна вартість холодильної машини, що визначає величину амортизаційних відрахувань, вартість електрики та води, інші експлуатаційні витрати. При зменшенні температурних напорів у випарнику та конденсаторі може бути досягнуто збільшення поверхні апаратів і деяке збільшення витрати тепло-і холодоносіїв. Такі дії сприяють зростанню капітальних і деяких експлуатаційних витрат. З другого боку, зростає холодопродуктивність машини і зменшується загальна витрата енергії. Очевидно, існують напори, при яких досягається оптимальна економічна ефективність машини.

Питання вибору температурних напорів в апаратах компресорних машин висвітлені у багатьох роботах на протязі майже півсторіччя, визначенню таких величин для тепловикористальних машин, зокрема абсорбційних машин, до теперішнього часу приділено мало уваги. Між тим, специфіка абсорбційних машин не дозволяє вирішувати питання оптимізації за аналогією з компресорними. Для розуміння проблеми звернемося до компенсаційних процесів у машинах: механічного (рис.1) та термохімічного (рис.2) стиснення. На рисунках зображено зв'язок між температурами зовнішніх середовищ і температурними напорами в апаратах. У компресорних машинах два головних теплообмінника пов'язані з різними зовнішніми середовищами, і взаємного впливу на

теплопередавання немає. Зовсім по іншому організовано теплообмін в абсорбційній машині. На рис.2 для кожного процесу нанесено ізотерми на вході і виході потоку робочої речовини та напори у відповідних теплообмінниках. Докладно аналіз температурних режимів теплообмінників надано у роботі. За умови взаємозв'язку трьох джерел тепла T_h , T_w , T_o в абсорбційній машині існує загальний сумарний напір температур, обмежений різницею температур дійсного та теоретичного циклів $(T_h - T_{ht})$. Температурні напори в апаратах взаємопов'язані: за зміною одного з них змінюються і інші або змінюється зона температур у генераторі.

Для визначення оптимальних напорів температур в апаратах будь-якої машини звернемося до вираження розрахункових витрат. Для абсорбційної машини залежність має вигляд

(1)

$$B_{tot} = (E_a + E_p + E_n)K + 3600z(b_h Q_c + b_w \frac{Q_k}{c_w \theta_w}) + B_o.$$

Тут E_a , E_p , E_n – коефіцієнти амортизаційних відрахувань, поточного ремонту та нормативної ефективності; K – змінна частина капітальних витрат, що залежить від температурних напорів в апаратах; z – термін використання апарату; b_h – вартість тепла та води; Q_c – тепло конденсації; B_o – постійні витрати, що не залежать від напорів температур. Для компресорних машин перший доданок у дужках необхідно змінити на вартість електричної енергії та ефективну потужність компресора. Потужність компресора буде змінюватися за зміненням режиму роботи машини.

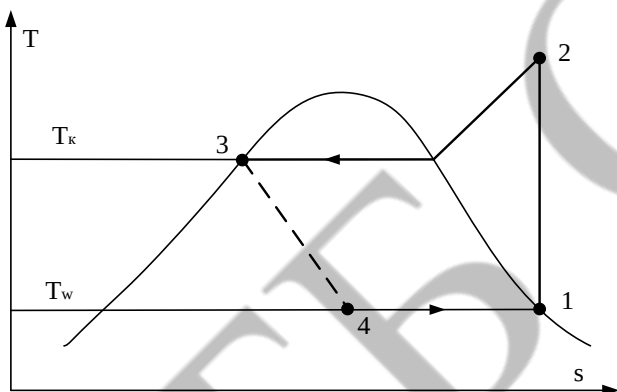


Рис. 1. – Процеси в компресорній машині у діаграмі T-s: 1-2 у компресорі; 2-3 у конденсаторі; 3-4 у дросельному вентилі; 4-1 у випарнику

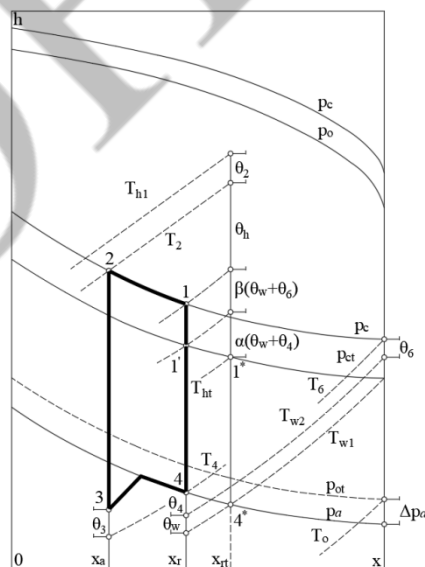


Рис. 2. – Процеси в абсорбційній машині у діаграмі h-x: 1-2 у генераторі; 2-3 та 4-1 у теплообміннику розчинів; 3-4 в абсорбері

Для оцінки обраного рішення модернізації теплообмінного апарату може використовуватися частина річних наведених витрат K , яка віднесена до апарату і є у даному випадку змінною величиною. Величина K – змінна складова вартості апарата з урахуванням витрат на транспортування монтаж, пуск, налагодження та інші витрати, представлена як

$$K = s_g F_g + s_a F_a + s_c F_c + s_{he} F_{he} + \dots, \quad (2)$$

Де s_g, s_a, s_c, s_{he} – змінна складова вартості конкретного апарату; F_g, F_a, F_c, F_{he} – відповідна теплопередавальна поверхня.

Теплопередавальна поверхня F_i будь-якого апарату залежить від середнього напорів θ_{im} в апараті, а через його теплове навантаження Q_i від напорів у інших апаратах, тоді K можна надати як функцію багатьох змінних

(3)

$$K = \sum s_i \frac{Q_i}{k_i \theta_{mi}}$$

Використовуючи рів. (1) та (3) знаходять похідну від B_{tot} по одній з незалежних змінних. Задача вирішується методом послідовних наближень. Задаючись значеннями температурних напорів, $\theta_2, \theta_3, \dots, \theta_i, \dots, \theta_w$ розраховують установку.

На закінчення вкажемо, що наведена методика визначення характеристик машин дозволяє мати інформацію для проведення модернізації абсорбційних машин, що дуже важливо для розвитку гібридних машин на базі абсорбційних.

СХЕМНІ РІШЕННЯ ЕЖЕКТОРІВ-БУСТЕРІВ НА ЛІНІЇ НИЗЬКОГО ТИСКУ АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

*Проф. Морозюк Л.І., асп. Псарьов С.О., ОНТУ, м.Одеса
Наук.сп. Єрін В.О, Китай*

Останній час відзначається появою різних гібридних циклів на основі абсорбційних машин з приводом від сонячної установки. В одноступеневих абсорбційних машинах зі зниженням температури охолоджуваного об'єкту $T_{хол}$ і температури гарячого джерела $T_{гар}$ загальний тепловий напір зменшується. Це призводить до зниження температурних напорів в апаратах, зменшення зони дегазації розчину, що збільшує витрату зовнішніх джерел енергії (тепла, води та електрики). Використання пристроїв для підвищення тисків дозволяє збільшити загальний тепловий напір і розширити зону дегазації. Найбільш перспективною є схема з одноступеневим абсорбційним контуром та контуром ежектора-бустера. У звичайних ежекторних холодильних машинах ежектори працюють при великих ступенях розширення $p_c/p_o > 50$ і великих ступенях стиснення $p_k/p_o > 2,5$, тоді як у гібридних установках вони працюють в режимі бустера: розширення p_k/p_o , стиснення p_a/p_o . Детальна інформація про сонячні ежекторні систем охолодження викладена у роботі [1], проте, дефіцит літератури про ежектори-бустери і потреби проєктантів призводять до необхідності викладу основ розрахунку і конструювання подібних апаратів. Отже, об'єднуючи процеси абсорбційних машин з процесами ежекторних можна створювати різні цикли, що узгоджуються з зовнішніми умовами.

Способи здійснення таких схемно-циклових рішень в залежності від температурних умов автори показують на окремих прикладах водоаміачних термотрансформаторів. В дослідженні розглянуто цикли гібридних термотрансформаторів, що задовольняють умовам: первинною енергією є сонячна ($T_{гар} = const$), постійна температура охолоджувального середовища ($T_{сер} = const$), одно- або двотемпературний об'єкт охолодження

В основу покладено термодинамічний аналіз циклів, що є початковою стадією будь-якого дослідження енергоперетворювальних систем. В роботі представлено початковий етап термодинамічного аналізу на прикладі двох типів ежекторів-бустерів: парового та рідинно-парового, що здійснюють цикл на лінії низького тиску абсорбційного контуру. Проведено аналіз процесів в ежекторах залежно від розв'язуваного завдання проєктування. Технологічну схему та відповідний цикл парового ежектора для низькотемпературного термотрансформатора надано на рис.1.

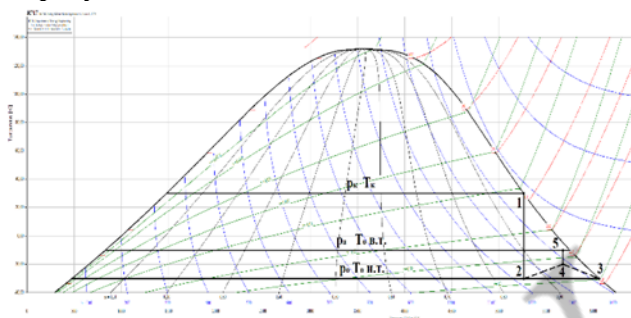
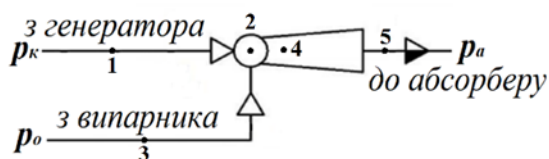


Рисунок 1. Принципова технологічна схема та цикл ежектора-бустера з використанням енергії пари холодоагенту високого тиску

Частка пари аміаку (точка 1) з генератора відводиться до сопла ежектора, де при розширенні (точка 2) відсмоктує пару з випарника (точка 3). Суміш, що утворилася (точка 4), стиснена у дифузорі і надходить у абсорбер (точка 5), де поглинається слабким розчином. Система працює при трьох тисках: високому $p_k = f(T_{сер})$, середньому p_a та низькому p_o . Зону дегазації розчину у генераторі абсорбційного контуру розширено у сторону високих концентрацій за умови постійної температури охолоджуючого середовища $T_{сер}$. Особливістю циклу є параметри пари, що відводиться до сопла. Можна відводити пару після дефлегматора (рис.2а), тоді концентрація її становить $x=0.997-1.0$ і цикл ежектора відповідає процесам з чистими компонентами, що зображені на рис.1. Можна відводити пару, рівноважну міцному розчину (x_r, p_k, T_{min2}) що надходить до генератора після теплообмінника розчинів (рис.2б), і цикл ежектора здійснюється в сумішню.

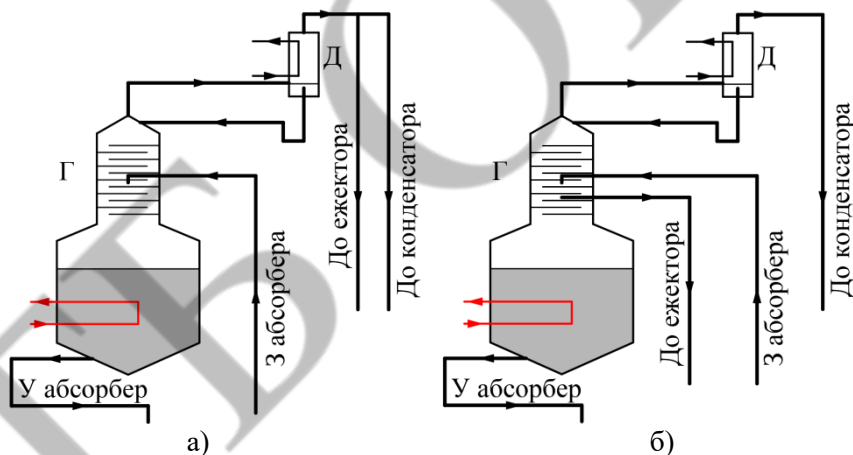


Рисунок 2. Схема підключення парового ежектора:
а) після дефлегматора; б) після теплообмінника розчинів.

Енергія, що звільняється при розширенні рідкого холодоагенту, є механічною і на відміну від теплової може безпосередньо приводити в дію ежектор. Незважаючи на невелику кількість, при раціональному її використанні можна отримати відчутний результат. Потреба у холоді двох температурних рівнів може бути задоволена установкою ежектора-бустера, що використовує енергію рідини при розширенні від тиску конденсації p_k до тиску $p_{онт.}$ у випарнику низького тиску. Технологічну схему та цикл рідинно-парового ежектора надано на рис.2.

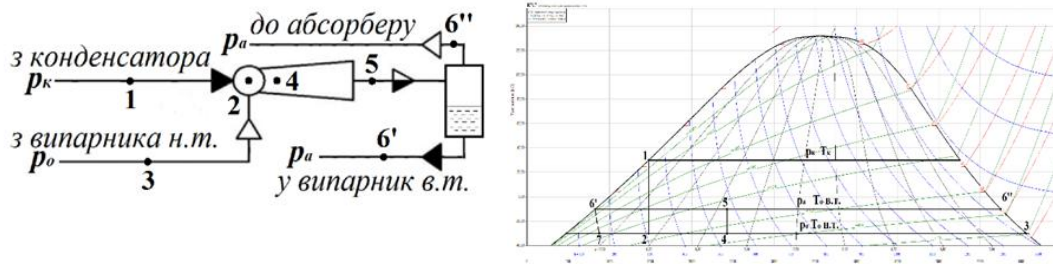


Рисунок 3. Принципова технологічна схема та цикл ежектора-бустера з використанням енергії рідини холодоагенту після конденсатора

Активне середовища насиченої рідини (точка 1), що закипає при витіканні з сопла, формує надзвуковий струмінь парорідинної структури (точка 2) та відсмоктує пару з випарника н.т. (точка 3). Суміш, що утворилася (точка 4) і стиснена у дифузори (точка 5), надходить у сепаратор (відокремлювач рідини). Пара, що утворилася у ежекторі, з'єднується з паром, що утворилася у випарнику в.т., і суміш надходить у абсорбер (точка 6''), Рідина (точка 6'), прямує у випарники, де здійснюється отримання холоду на двох температурних рівнях.

Для подальшого аналізу повинна бути надана вихідна інформація щодо продуктивності об'єктів охолодження, інформація про температурний режим роботи машини для об'єкту та статистична інформація про інтенсивність сонячної радіації в місцевості, якщо сонячна енергія є джерелом живлення абсорбційної машини. Зв'язки системи здійснюється за класичними рівняннями термодинаміки, тепломасообміну, гідрогазодинаміки [2]. Рішення конкретизованих зв'язків замикається набором балансових рівнянь елементів: витрат, енергії, гідролічних напорів, зміни ентальпій. Величина перевиробництва пари у генераторі визначається коефіцієнтом ежекції, оскільки масову витрату холодоагенту на роботу ежектора необхідно повернути в цикл для збереження матеріального балансу.

Література

1. Konstantinos Braimakis, (2021), Solar ejector cooling systems: A review. Int. J. Renewable Energy 164 566-602.
2. Ierin, V., Chen, G., Volovyk, O., Shestopalov, K., 2021. Hybrid two-stage CO₂ transcritical mechanical compression-ejector cooling cycle: Thermodynamic analysis and optimization. Int. J. Refrigeration 132, 45-59.

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СОНЯЧНОЇ АБСОРБЦІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З МАТЕРІАЛЬНОЮ РЕГЕНЕРАЦІЄЮ

Проф. Косой Б.В., асп. Куколев А.К., ОНТУ, м. Одеса

Для практичної реалізації сонячних абсорбційних машин з сучасними температурними рівнями експлуатації, необхідно удатися до застосування спеціальних схем з «розширеною зоною дегазації». До них відносять машини з використанням матеріальної регенерації. Принципові спрощені схему та цикл абсорбційної машини надано на рис.1. Такі обмеження не впливають на якість дослідження, залишаючи саму ідею машини.

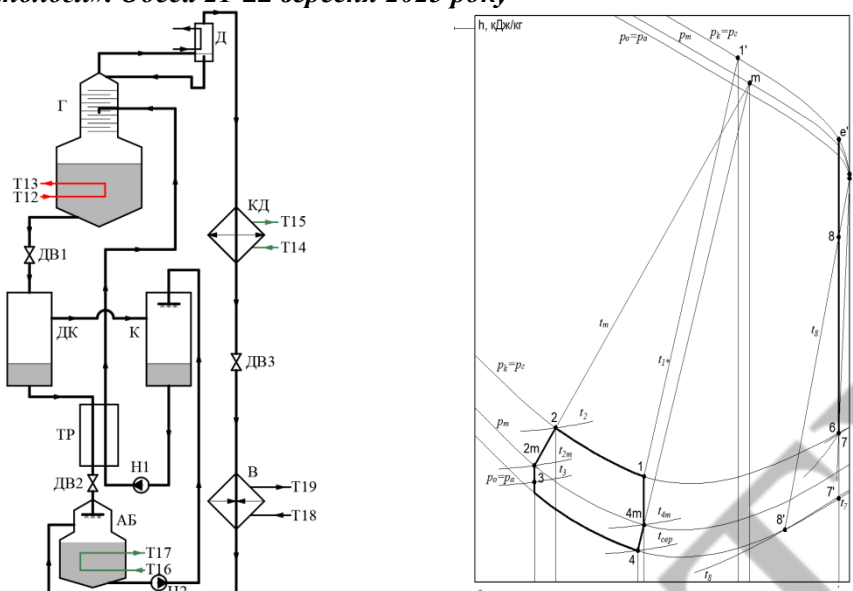


Рисунок 1. Принципова технологічна схема та цикл абсорбційної машини з матеріальною регенерацією: АБ – абсорбер; В – випарник; Г – генератор; Д – дефлегматор; ДВ – дросель; ДК – деконцентратор; К – концентратор; КД – конденсатор; Н – насос; ТР – теплообмінник розчинів.

У загальному вигляді слабкий розчин, що виходить з генератора, дроселюється при тисках між p_k та p_o . Внаслідок зниження тиску концентрація слабого розчину зменшується і його температура при частковому пароутворенні знижується. Пара поглинається міцним розчином після абсорбера, причому при підвищенні тиску його масова концентрація підвищується. Отже, завдяки використанню матеріальної регенерації можна здійснити роботу генератора у зоні підвищених концентрацій розчину. Внаслідок цього задовольняються умови: низькопотенційний температурний рівень гріючого джерела або підвищена температура охолоджуючого середовища.

Реальні умови роботи системи холодопостачання встановлюють різні поєднання вихідних параметрів для холодильної машини і визначають її енергетичну ефективність. Вибір вихідних параметрів полягає в забезпеченні реалізації технічного завдання споживача з максимальною ефективністю термодинамічного циклу тепловикористальної машини. Оцінку енергетичної ефективності абсорбційної машини здійснює ексергетичний аналіз, поглиблює розуміння причин термодинамічних неефективностей та, як наслідок, вказує на способи вдосконалення машини в цілому.

Моделювання теплових потоків, визначення енергетичної та ексергетичної ефективності водоаміачної абсорбційної холодильної машини з матеріальною регенерацією здійснюється за класичними термодинамічними методиками [1]. Складнощі пов'язано з підготовкою незалежних та похідних даних для розрахунку. Незалежними вихідними параметрами є: температура гріючого джерела $T_{гр}$; температура охолоджувального середовища $T_{сер}$; температура споживача холоду $T_{хол}$, похідні параметри (стан у вузлових точках циклу 1, 2m, 3, 4m, 4) з енергетичних балансів конкретних елементів схеми. Температурні напори у теплообмінних апаратах вибирають згідно до рекомендацій у роботі [2].

Головними напрямками ексергетичного аналізу є питання розрахунку ексергії потоку. Аналіз ґрунтується на ексергетичному балансі, який записано в термінах вхідної та вихідної ексергії: $E_{ex} = E_{вих} + \Delta E$, з подальшим визначенням ексергетичного ККД: $\varepsilon = E_{вих} / E_{ex}$

.Такий підхід використовується досі, так як є простим, легким у застосовуванні до хіміко-технологічних систем.

Високотемпературне джерело тепла Q_{ep} з T_{ep} виступає у якості зовнішньої енергії (ексергії)

для генератора. Це джерело тепла асоціюється з «паливом» для всієї абсорбційної абсорбційної машини, тобто $E_{F,\Gamma} = E_{F,tot}$. Середньотемпературне джерело тепла

$Q_{сер}$ з $T_{сер}$ служить охолоджувальним середовищем для конденсатора і абсорбера.

Низькотемпературне джерело тепла $Q_{хол}$ з $T_{хол}$ є продуктом для випарника. Це джерело асоціюється з «продуктом» усієї абсорбційної машини, тобто $E_{P,E} = E_{P,tot} = const$ для

аналізу. Визначення точок 0 для значень ексергії сумішей з різними концентраціями пояснимо за допомогою діаграм $h-x$ і $s-x$ (рис. 2).
($x_{a1}, x_{a2}, x_{r1}, x_{r2}, x_d, x_m, x_e$)

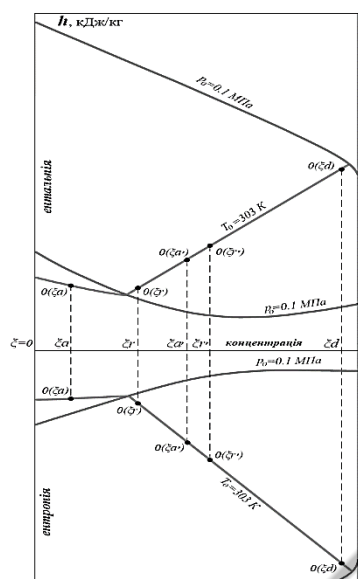


Рисунок 2. Визначення точок 0 для значень ексергії сумішей з різними концентраціями [3].

Принципова відмінність абсорбційної машини полягає в тому, що два процеси фазових перетворень робочої речовини (суміші) відбуваються за змінними температурами: підведення тепла в генераторі і, відведення тепла охолоджувальним середовищем в абсорбері. В аналізі ця особливість врахована підсумовуванням фізичної і хімічної ексергії для кожного потоку речовини. На окремому прикладі з роботи [3], наведено спосіб визначення параметрів точок рівноваги з навколишнім середовищем для розрахунку фізичної ексергії сумішей з різними концентраціями за допомогою діаграм. Параметри точок 0 для розрахунку фізичної ексергії залежать від концентрації суміші ξ . Ізотерма T_0 (наприклад, $T_0 = 303 \text{ K}$) є геометричним місцем точок з різною концентрацією при p_0 (наприклад, $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$).

В результаті, для ексергетичного аналізу абсорбційної машини з матеріальною регенерацією повинно бути визначено питома хімічна ексергія, також точок 0 для розрахунку фізичної ексергії при відповідних концентраціях суміші
($x_{a1}, x_{a2}, x_{r1}, x_{r2}, x_d, x_m, x_e$).

Вихідними незалежними постійними параметрами є: холодопродуктивність $Q_{хол}$, температури $T_{12}, T_{14}, T_{16}, T_{18}, T_{19}$. Температури T_{13}, T_{15}, T_{17} також задані, але в процесі аналізу можуть змінюватися. (рис.1). Робочою речовиною є водоаміачна суміш. Всі процеси теплопередавання можна вважати ізобарними. Реальний термодинамічний цикл в АХМ включає усі необоротності.

Аналіз проводиться для кожного компонента індивідуально з урахуванням відповідних необоротностей в припущенні, що всі інші компоненти є теоретичними.

Література

1. Morosuk T. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // International Journal of Refrigeration. – 2008. – Vol. 33, Issue 6. – P. 890-907. – Режим доступу: doi:10.1016/j.energy. 2007.09.012

2. Analysis of the temperature regime and temperature difference in heat exchangers of solar powered absorption refrigeration systems» у співавторстві Косой Б.В., Морозюк Л.І., Псарьов С.А. (фахова публікація у науково-періодичному виданні).

3. Грудка Б.Г. Введення в ексергетичний аналіз абсорбційно-резорбційної холодильної машини [Текст] / Б.Г. Грудка, Л.І. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №4 (52). – С. 4-10.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОМИСЛОВОГО ЛЬОДОГЕНЕРАТОРА КУБИКОВОГО ЛЬОДУ

доц. Соколовська-Єфименко В.В., ст. викл. Мошкатюк А.В., аспірант Москін В.В., ОНТУ, м. Одеса

Акумуляція теплової енергії (АТЕ) різного температурного потенціалу відбувається завдяки широкому спектру технологій. Залежно від конкретної технології, воно дає можливість зберігати та використовувати надмірну теплову енергію (тепло чи холод) протягом кількох годин, днів або навіть кількох місяців у масштабах, характерних для окремих користувачів.

Приклади використання природних процесів – баланс попиту енергії протягом доби, зберігання тепла влітку для опалення взимку чи зимового холоду для літнього кондиціювання повітря. Іншими джерелами теплової енергії для зберігання можуть бути тепло або холод, штучно вироблені термотрансформаторами. Найбільш швидко і просто зберегти продукти можна, застосовуючи водний лід, отриманий природним шляхом або за допомогою спеціальних холодильних машин., що мають назву «льодогенератор».

У зв'язку з великою сферою застосування виробництво водного льоду є важливим технічним завданням. *Харчовий*. лід виготовляється з води, якість якої відповідає стандарту на питну воду. Крім того, при його виготовленні та зберіганні повинні виконуватися всі санітарно-гігієнічні заходи, які потрібні для харчових виробництв. Бажано, щоб це була прозора крига.

Конструктивно склад і пристрій льодогенератора такий же, як у звичайної холодильної машини. Усі основні елементи присутні в його компонуванні: Відмінністю в пристрої та принципі роботи льодогенератора від звичайної холодильної машини є наявність системи подавання та очищення води, системи вивантаження готового льоду та конструкції випарника. Промислові моделі, які використовують на харчових підприємствах, можуть виробляти лід цілими тоннами

Льодогенератори виробляють формений лід (у вигляді кубиків, циліндрів, конусів, куль, блоків, луски і т.ін.).

Льодогенератори, що створюють лід у формі кубиків, є найпопулярнішими побутовими моделями. Льодогенератор може робити лід лише однієї форми

Існує багато досліджень холодильної системи, що генерує лід; а робочі характеристики льодогенератора вивчені менш глибоко. Отже, є актуальним продовження наукових досліджень, пов'язаних із вивченням робочих характеристик діючих льодогенераторів.

Випробування малих комерційних холодильних машин проводяться з метою визначення достовірних нормативних показників якості холодопродуктивності, споживаної потужності, та експлуатаційної надійності

Для дослідження використано промисловий льодогенератор з отриманням водного льоду у формі кубиків, Експеримент передбачає роботу машини у реальному режимі експлуатації, тому експериментальний стенд являє собою льодогенератор промислового виконання Стенд обладнаний контрольно-вимірювальними приладами, для визначення параметрів холодоагенту та води. Споживчі характеристики машини, характеристики

випарника, час циклу льодоутворення в процесі випробування визначають, з використанням прямих вимірювань. Характеристики процесу виробництва льоду за результатами експерименту представлено у графічній формі на рис.1.

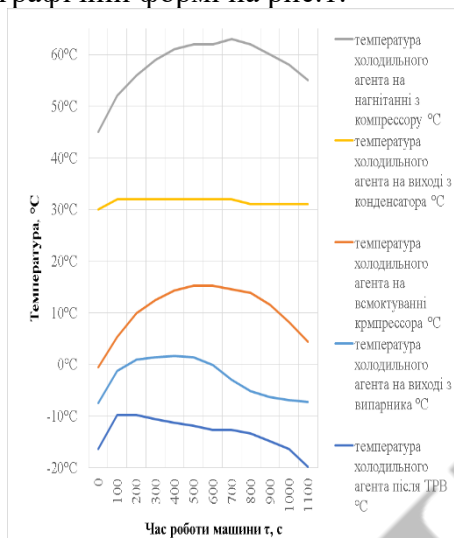


Рисунок 1– Характеристики процесу виробництва льоду за результатами експерименту

Експеримент показав, що загальний час процесу льодоутворення становить 1100 с з двома періодами: 0-600с та 600-1100с. У перший період спостерігається вихід машини на робочий режим. Другий період починається з виходу температури кипіння у випарнику 0°C.

Аналіз накопичення льоду показав, що встановлений інтервал часу заморожування не задовольняє якості льоду. Для отримання якісного продукту (кубиків льоду) необхідно переглянути параметри машини. Аналіз термодинамічного циклу машини показав: немає впливу регенерації тепла на енергетичну ефективність циклу.

У процесі експерименту виявлено, що продуктивність льодогенератора не відповідає продуктивності, заявленої в паспорті агрегату.

Розглядання льодогенераторів за схемними рішеннями окремих блоків дозволяє оцінити якісний і кількісний склад елементів для подальшого удосконалення процесу льодоутворення конкретної форми готового продукту та математичного моделювання процесу акумуляції водного льоду. Вимагає впровадження термодинамічного аналізу льодогенератор як енергоперетворювальної системи для визначення незворотностей вже на етапі проектування промислових акумуляторів холоду.

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛУ УСТАНОВКИ ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ ГАЗУ LNG НА СУДНІ-ГАЗОВОЗІ

Проф. Морозюк Л.І., доц. Соколовська-Єфименко В.В., асп. Єфименко О.О,
ОНТУ, м.Одеса

Зріджений природний газ (LNG) має різноманітне застосування у комерційному, промисловому, транспортному та енергетичному секторах, оскільки він є чистим та екологічно стійким паливом. Торгівля LNG стає гарячою точкою на світовому енергетичному ринку. Для далеких морських та океанських перевезень LNG транспортується лише танкерами-газовозами LNG. Зростаючий попит на LNG у всьому світі спонукав розвиток морської галузі будувати нові танкери-газовози.

Світова тенденція в морському транспортуванні LNG полягає у мінімізації витрати пального та збільшенні вантажопідйомності суден, що доставляють у порти розвантаження

з мінімальним впливом на навколишнє середовище.

Залежно від суміші LNG температура випаровування при атмосферному тиску становить близько -162°C . Низька температура зберігання у поєднанні з циклічним навантаженням роблять транспортування LNG вимогливим. Об'єктивні чинники, такі як теплоприпливи до танків, качка судна та інше призводять до часткового випаровування LNG з утворенням відпорного газу (BOG).

Сучасні танкери-газовози обладнані установками повторного зрідження для повернення -надлишкового BOG у рідкий вантаж.

Система повторного зрідження є великим споживачем енергії, має значну масу та займає великий фізичного простор. Усі судна підпорядковуються обов'язковим стандартам енергоефективності: EEDI, SEEMP [1]

Підрозділ Babcock LGE розробив революційну технологію на ринку LNG. Система ecoSMRT® повторно зріджує BOG із значним скороченням викидів у порівнянні з існуючими технологіями повторного зрідження на борту танкерів-газовозів LNG.

Як заявляє виробник, система ecoSMRT® забезпечує скорочення вуглецевого сліду до 50%, зниження витрат на технічне обслуговування на 50%, скорочення необхідного фізичного простору на 40% та підвищення енергоефективності до 20% порівняно з існуючими системами [2].

Тому метою роботи є визначення характеристик окремих процесів установки повторного зрідження LNG ecoSMRT® типового танкера-газовозу LNG на основі розвитку методів дослідження термодинамічної ефективності, аналізу та ходових випробувань.

За способом перевезення вантажу цільове судно відноситься до газовозів-LNG/C. Система утримання вантажу складається із чотирьох вантажних танків типу Mark III Flex]

Відпорний газ BOG що утворився, видаляється з вантажних танків за допомогою вантажної системи паливного газу і подається до головного двигуна, до генераторів та установки повторного зрідження, а також може направляється на установку спалювання газу.

Установка повторного зрідження працює за технологією ecoSMRT, з використанням одного змішаного холодоагенту (SMR-Single mixed refrigerant). На рисунку 1 показано принципова технологічна схема установки ecoSMRT. Технологічна схема складається з двох циркуляційних контурів: контур BOG/LNG (прямий потік) і контур MR (зворотний потік).

Холодоагент MR являє собою азеотропну багатокомпонентну суміш, що містить п'ять складових: ізобутан (C_4H_{10}), ізопентан, (C_5H_{12}), метан(CH_4), азот (N_2), етан (C_2H_6). Такий склад холодоагенту забезпечує постійний температурний напір по довженні теплообмінної поверхні при рекуперації прямого і зворотного потоків у кріогенному теплообміннику, що мінімізує необоротності, пов'язані з процесом теплообміну.

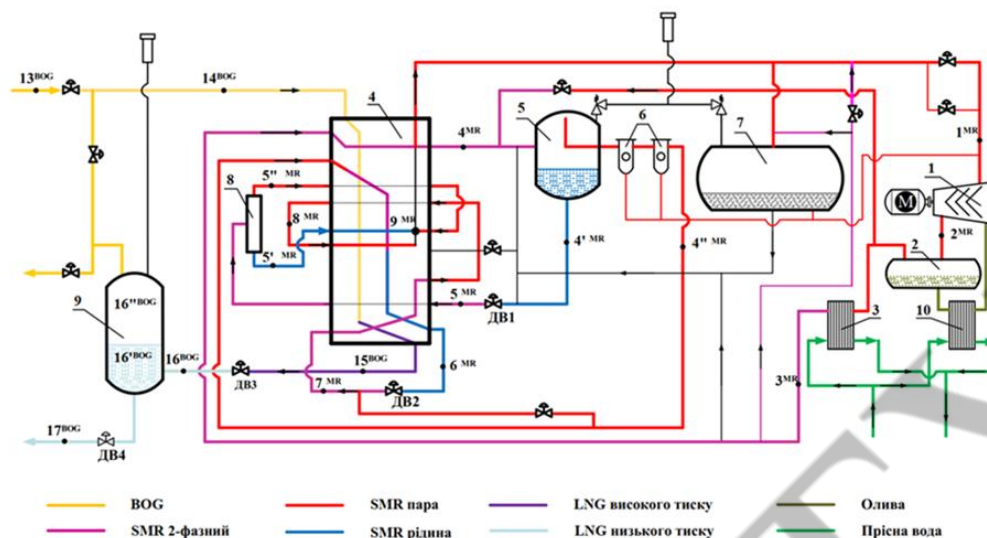


Рисунок.1 – Технологічна схема установки повторного зрідження eSO-SMRT: 1–гвинтовий компресор; 2–сепаратор-ресивер; 3– водяний теплообмінник; 4– кріогенний теплообмінник; 5– сепаратор холодоагенту; 6– фільтри холодоагенту; 7–розширювальний бак; 8– сепаратор(віддільник рідини); 9– сепаратор; 10– водяний теплообмінник оливи;

На підставі даних ходових випробувань проведено енергетичні розрахунки установки. Визначено характеристики циклів контуру BOG та MR, мінімальна робота зрідження та коефіцієнт зрідження. Для оцінки термодинамічної ефективності установки проведено термодинамічний аналіз. ентропійно-статистичним методом [3]. Оцінка ефективності роботи установки виконувалася за питомими витратами споживаної потужності компресорів та значенням показника термодинамічної ефективності.

Аналіз отриманих результатів показав, що більшість витрат енергії (більше 62%) припадає на контур BOG/LNG. При зіставленні результатів аналізу розподілу питомих витрат електроенергії на компенсацію виробництва ентропії в елементах установки виявлено: основний внесок у невірноваженість процесів повторного зрідження вносить недосконалість у вантажному компресорі системи паливного газу (57%). Водночас термодинамічна ефективність установки за циклом eSO-SMRT на 30% вище, ніж подібна установка, що працює за зворотним циклом Брайтона.

У контурі MR великі втрати спостерігаються в дросельному пристрої ДВ2 (12,1%) вони сумірні з втратами в компресорі MR (14,9%). Для підвищення термодинамічної ефективності циклу MR необхідно удосконалювати цей елемент або замінювати його, наприклад на ежектор. Але такі твердження потребують додаткових досліджень.

Дослідження, проведені у роботі, підтвердили інформацію, представлену компанією Babcock Liquid Gas Equipment Limited. Розроблена установка справді має високі енергетичні показники порівняно з існуючими системами повторного зрідження на танкерах-газовозах LNG.

Список використаної літератури

1. International Maritime Organization (IMO). Fourth IMO Greenhouse Gas Study: Executive Summary; International Maritime Organization: London, UK, 2021.
2. <https://macrobertaward.raeng.org.uk/previous-winners-and-finalists/2020-winner-and-finalists> (accessed 20.03.23).

3. Морозюк, Л., Соколовська-Єфименко, В., Єрін, В., Єфименко, О. і Мошкатюк, А. 2022. EN Термодинамічний аналіз циклу дійсної суднової холодильної установки круїзного лайнера «Scarlet Lady». Refrigeration Engineering and Technology. 58, 2 (Чер 2022), 80-91. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2384>

ДОСЛІДЖЕННЯ СОРБЦІЙНОГО ПОДІЛУ НЕОНУ НА ІЗОТОПИ МЕТОДОМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХРОМАТОГРАФІЇ

Проф. Симоненко Ю.М., ОНТУ, м. Одеса

З розвитком нових технологій з'явилася необхідність у розширенні виробництва чистих та особливо чистих стабільних ізотопів інертних газів, таких як: гелій, неон, аргон, криптон, ксенон. Зокрема, дедалі ширше застосування знаходять стабільні ізотопи неону. Газова суміш ізотопів неону (^{20}Ne і ^{22}Ne) є активним середовищем лазерного гіроскопа, що застосовується в навігаційних системах. Робота гіроскопа ґрунтується на ефекті Жоржа Саньяка. Сутність ефекту полягає в появі фазового зсуву зустрічних електромагнітних хвиль в кільцевому інтерферометрі, що обертається. Такі гіроскопи не чутливі до механічних впливів і мають стабільний масштабний коефіцієнт.

Ізотоп неону ^{22}Ne застосовується для синтезу трансуранових хімічних елементів. Такі елементи як курчатовій, нобелій, францій і астат у природі практично не зустрічаються, проте існує можливість їх одержання в результаті ядерних реакцій. Реакції протікають в результаті синтезу ізотопів неону і ряду важких радіоактивних ізотопів шляхом бомбардування останніх ізотопами неону ^{22}Ne .

Ізотоп неону ^{21}Ne представляє великий інтерес у медицині, зокрема застосовується як біомаркер при МРТ – діагностиці легень, печінки, мозку, кровоносної та лімфатичної систем. Завдяки своїм атомним і фізичним властивостям допускається застосування його у якості альтернативи ізотопу ^3He і ^{129}Xe . Застосування таких стабільних ізотопів, що не мають радіоактивного випромінювання, безпечно для людини і дозволяє багаторазово проводити процедуру МРТ-діагностики без шкоди для пацієнта. Крім того, застосування таких біомаркерів зменшують у десятки разів робоче магнітне поле томографа, що особливо важливо при проведенні досліджень на головному мозку.

Ще однією особливістю виробництва ізотопів неону в перспективі є, можливо, нижча вартість. Це зумовлено тим, що з усіх інертних газів саме ізотопи неону більш доступні. Оскільки відомо, що чим важчий хімічний елемент, тим більш трудомісткий процес його поділу у зв'язку з великою кількістю ізотопів. Так, наприклад: криптон включає п'ять стабільних ізотопів, а ксенон – сім. У випадку з більш легким елементом, таким як гелій, який містить всього два ізотопи (^3He і ^4He), основною проблемою в отриманні затребуваного ізотопу гелію ^3He є дуже низький вміст останнього в ізотопній суміші природного складу.

Мета дослідження – створення експериментальної адсорбційної установки для поділу неону на ізотопи з визначенням робочих параметрів.

В основі дослідження лежить комплексний підхід до розгляду та дослідження системи поділу неону на ізотопи. Попередньо проведено огляд науково-технічної літератури для ознайомлення з існуючими та застосовуваними адсорбційними матеріалами, виділено технічні рішення, що обмежують технологію, та проведено пошук можливих шляхів їх вирішення. Зроблено детальне порівняння з технологіями, що конкурують.

Проведено аналіз існуючих методик отримання ізотопів неону. Як найперспективнішими видаються сорбційні методи поділу. Простота апаратного оформлення, а також можливість проведення процесу поділу при температурах, що значно перевищують нормальні температури кипіння речовин, що розділяються, за рахунок використання капілярних ефектів, які виникають у порах мікропористих сорбентів.

Тому у дослідженні максимально використані потенційні можливості сорбційних методів, до яких належить і газова хроматографія. Поставлена задача поділу ізотопів вирішується шляхом застосування процесу низькотемпературної адсорбції в методі газової хроматографії.

Для дослідження технології сорбційного поділу ізотопів неону створена спеціальна лабораторна установка. В результаті проведених експериментів на установці при варіаціях різних параметрів проведено дослідження ефективності поділу неону на ізотопи. Знайдено значення параметрів, за яких може ефективно протікати процес поділу. Доведено можливість поділу неону на ізотопи хроматографічними методами за низьких температур. Вивчено вплив температури на процес поділу.

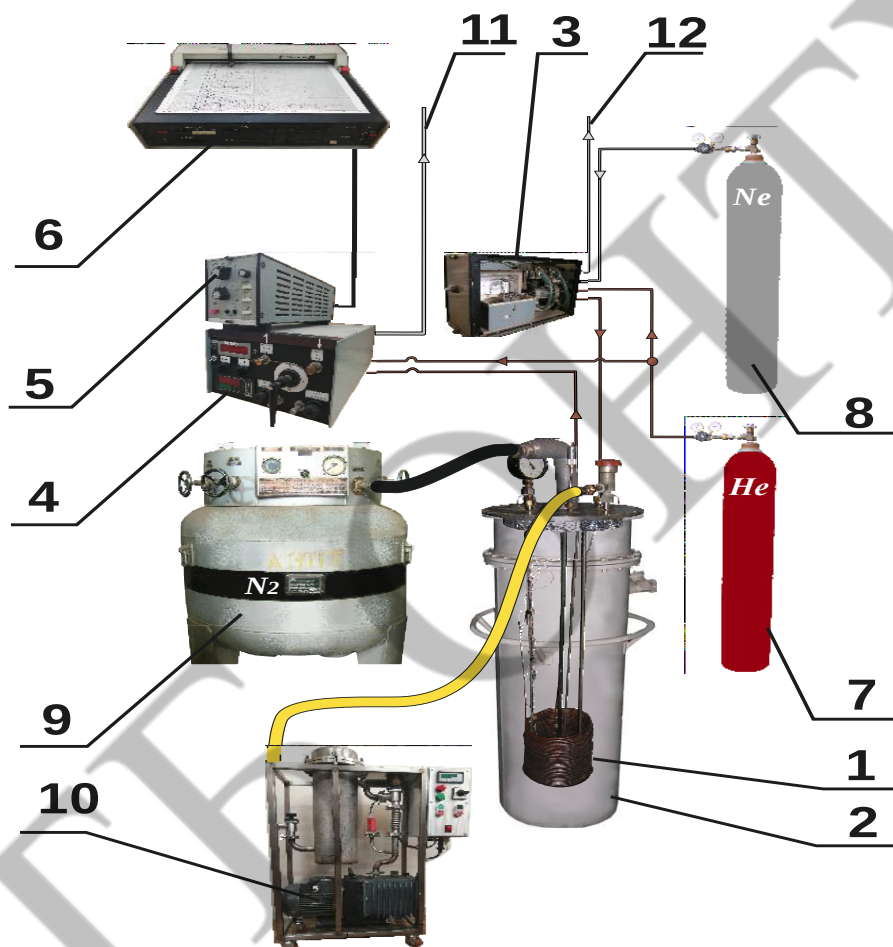


Рисунок – Зображення кріогенної експериментальної хроматографічної установки у зборі:

- 1 – хроматографічна колонка; 2 – кріостат; 3 – БДГ-115; 4 - компаратор; 5 – БД-36;
6 – самопишучий пристрій; 7 – балон із газом-носієм гелієм; 8 – балон із неоном; 9 – ємність із рідким азотом;
10 – вакуумний насос 2НВР-5ДМ; 11 – лінія контролю об'ємної швидкості газу-носія з колонки; 12 – лінія контролю витрати дозованого неону

Надалі дані напрацювання можуть бути використані для оптимізації процесу хроматографічного поділу. Пропонується використовувати мікропористі та ультра мікропористі сорбенти для того, щоб максимально посилити топологічні ефекти поверхні, зокрема, ефект капілярної конденсації, і за рахунок цього спробувати підняти температуру поділу.

У ході дослідження були отримані наступні результати:

1. Проведено порівняльний аналіз існуючих методик поділу неону на ізотопи. Досліджено методи такі методи як: дифузійні, термодифузійні, центрифугування, ректифікація, електромагнітний та сорбційний.

2. Запропоновано та обґрунтовано вибір методики поділу неону на ізотопи в області низькотемпературної адсорбції, окремим випадком якої є хроматографія. Перспективність даного методу порівняно з відомими напрямками полягає у простоті апаратного оформлення та порівняно низьких енергетичних витрат процесу.
3. Спроековано експериментальну установку для поділу неону на ізотопи.
4. Для хроматографічних досліджень підібрано ультра мікропористий сорбент марки СКН-2, який дає можливість максимально посилити топологічні ефекти поверхні, зокрема, ефект капілярної конденсації, і за рахунок цього проводити процес поділу неону на ізотопи на рівні температур 65-77 К. При цьому необхідний рівень температур досягається шляхом вакуумування рідкого азоту.
5. Експериментально встановлено, що поділ ізотопів неону відбувається у вузькому інтервалі температур 70 ± 2 К та обсягів дозованого неону $4 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ при цьому не є повним.
6. Експериментально встановлено необоротну адсорбцію неону на полімерному вугіллі марки СКН-2 при температурі 55 К.
7. Проведено розрахунок та побудову ізотерм адсорбції $n^S = f(c)$ та $n^S = f(p)$ неону на вугіллі СКН-2 при температурах 77 К, 69 К, 65 К.
8. Висунута гіпотеза, що поділ ізотопів неону відбувається насправді не за рахунок його адсорбції поверхнею вугілля, а за рахунок розчинення в обсязі фази рідкого неону, деяка кількість якого утворюється в порах сорбенту.
9. Сформульовано рекомендації щодо подальшого дослідження та оптимізації сорбційних процесів поділу неону на ізотопи.

АНАЛІЗ ЦИКЛА ТЕРМОКОМПРЕСОРА ІЗ ЗОВНІШНІМ РОЗТАШУВАННЯМ РЕГЕНЕРАТОРА

Проф. Симоненко Ю.М., асп. Костенко Є.В., м.н.с. Чигрін А.О., ОНТУ, м. Одеса

Перший аналог теплового компримуючого пристрою був випробуваний в 1680 р. Д. Папеном і являв собою товстостінний посуд з запобіжним клапаном. У зв'язку з появою поршневих компресорів термокомпримуючі пристрої втратили актуальність. Новим поштовхом для розвитку на початку XIX століття стала потреба у фізичних дослідженнях чистих речовин при високих тисках. Завдяки простоті та надійності знову «винайдені» теплові апарати набули широкого поширення в промисловості у вигляді реакторів, автоклавів та газифікаторів.

Найпростіші моделі термокомпресорів ґрунтуються на каскадному включенні кількох балонів, оснащених електричними нагрівачами. Але за такого способу підведення тепла область застосування обмежується лабораторними завданнями.

Головною відмінною особливістю приладів термічної дії, що компримують, є простота, надійність, довговічність і безшумність роботи. До недоліків слід віднести періодичність дії, малу об'ємну продуктивність та відносно високі енергетичні витрати. Відносно низька ефективність перших компримуючих пристроїв пояснюється великими втратами в теплообмінних апаратах. У перших пристроях тепловий потік підводився і відводився в тому самому місці, а крім зміни температури самого газу доводилося періодично охолоджувати і нагрівати масивні і теплоємні стінки судини.

Якісним стрибком у створенні теплових компресорів стало рознесення місць підведення та відведення тепла. Таке рішення значно скорочувало втрати від нерівноважності теплообміну. У пристрої, запропонованому 1888 р. М. Хонігманом, з'явився циліндр з витіснювачем, які розділяли холодну та теплу порожнини. Незважаючи на

додаткові витрати механічної енергії на привід витіснювача, його присутність у схемі дозволила суттєво спростити систему тепловідведення.

Черговим етапом у вдосконаленні теплових машин стало запровадження регенерації тепла в процесі перештовхування газу між порожнинами. Вперше таке конструктивне рішення реалізовано в машині В.Буша у 1939 р. Введення внутрішньої регенерації тепла дозволило скоротити час циклу та збільшити продуктивність. У цьому термомеханічні компресори зберегли свої основні експлуатаційні переваги – безпосереднє перетворення теплової енергії на енергію стиснутого газу та «всеїдність», тобто можливість використовувати будь-яке джерело тепла.

Процес підвищення тиску і виштовхування середовища, що перекачується в термокомпресорі здійснюється за рахунок періодичного охолодження і нагрівання деякої частини газу при перештовхуванні витіснювачем з однієї порожнини в іншу. На рис. 1 показана послідовність процесів для установки із зовнішнім розташуванням регенератора. При русі витіснювача обсяг кожної порожнини циклічно змінюється від максимального значення V_w до мінімального. Сума об'ємів теплої V_h та холодної V_c порожнин залишається постійною протягом усього циклу.

Для робочої порожнини $V_w = V_c + V_h = \text{const}$

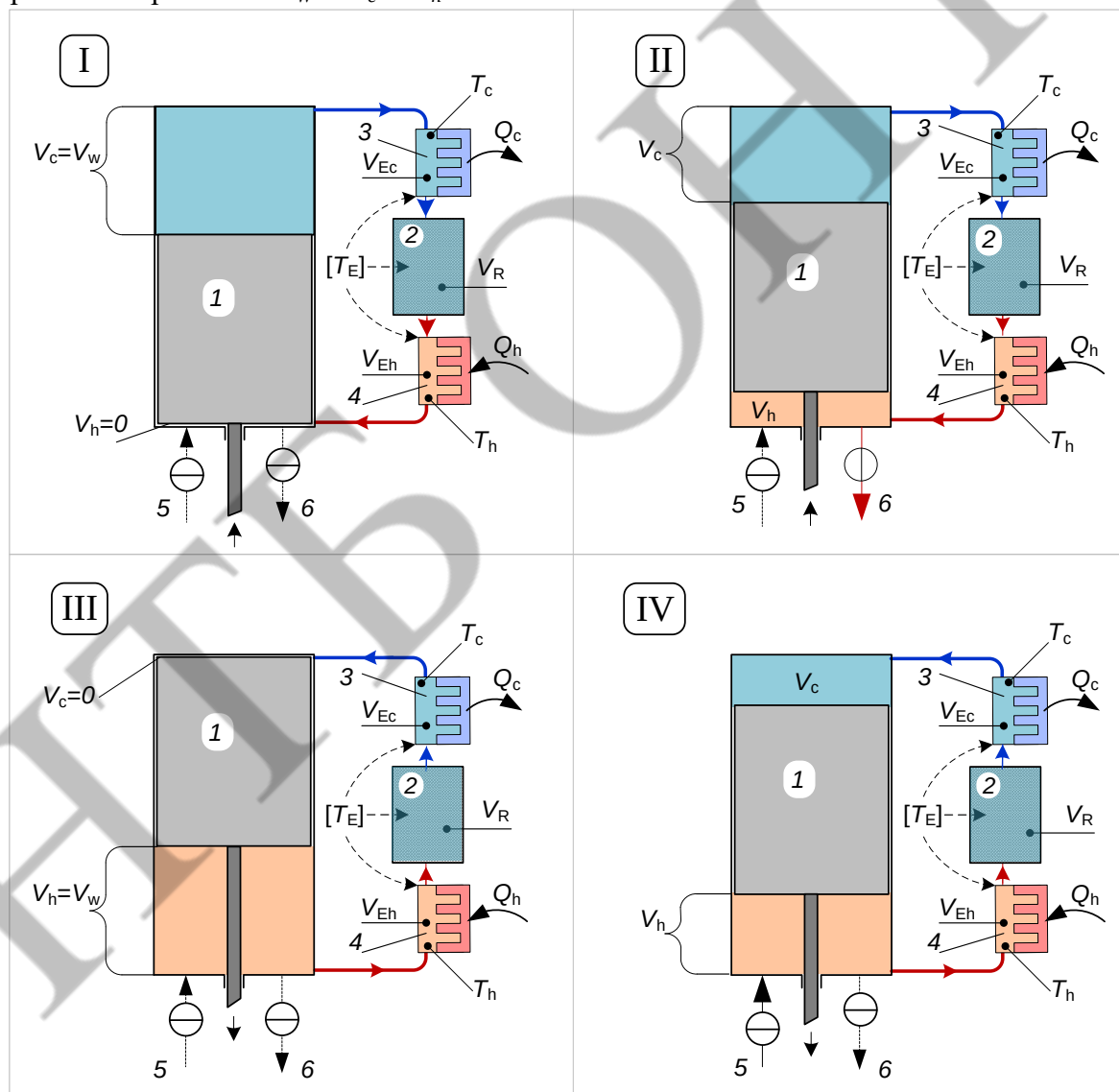


Рисунок 1 – Принцип роботи компресора з зовнішнім розташуванням регенератора:

1 – рухливий витіснювач; 2 – вбудований регенератор; 3, 4 – холодна та тепла порожнини; 5, 6 – всмоктувальна та нагнітальна лінії (клапани не показані); Q_h – тепло, яке підводиться

до теплої порожнини; Q_c – тепло, що відводиться від холодної порожнини; V_R , V_{Eh} та V_{Ec} – гідравлічні об'єми регенератора, нагрівача та холодильника

Також залишаються незмінними внутрішні обсяги теплообмінних апаратів: регенератора (V_R), нагрівача (V_{Eh}) та холодильника (V_{Ec}). Умовно роботу термокомпресора можна розділити на чотири окремі такти в залежності від стану витіснювача. На рис. 2 представлений робочий цикл у діаграмі $P - V$.

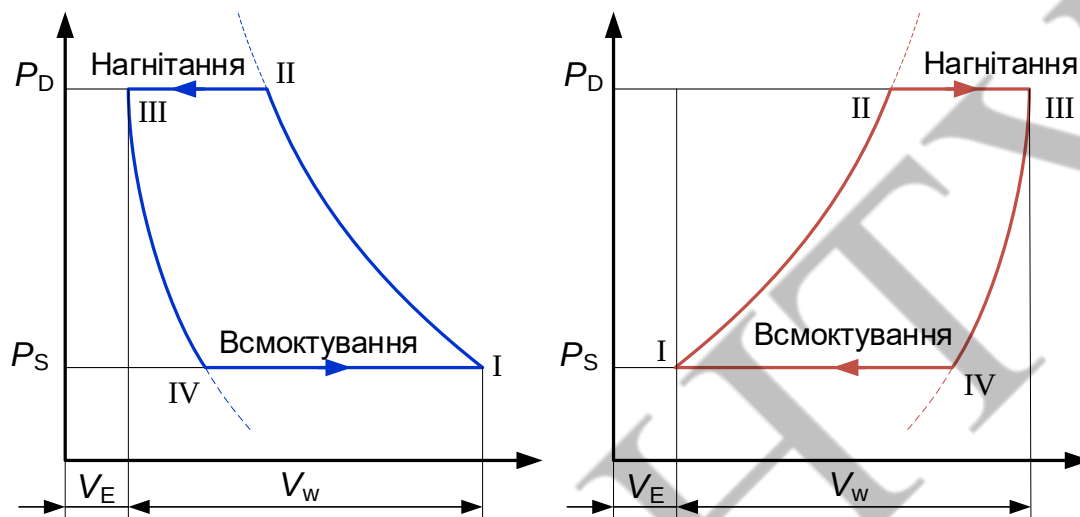


Рисунок 2 – Робочий цикл у діаграмі $P - V$ для холодної (а) та (б) теплої порожнин.

[I – II] – Процес підвищення тиску. Витіснювач 1 знаходиться в крайньому нижньому положенні та об'єм теплої порожнини дорівнює нулю. У міру переміщення витіснювача газ починає перештовхуватися з обсягу V_c обсяг V_h через теплообмінні апарати, і температура його зростає. Внаслідок цього починає зростати тиск у робочій порожнині. Це зростання триває доти, доки у точці II тиск досягне величини нагнітання P_D (табл. 1).

[II - III] – Процес випуску. Витіснювач продовжує рухатися вгору. Частина газу продовжує перетікати через теплообмінники у теплу порожнину. Друга частина через відкритий клапан витікає в лінію нагнітальну 6 при тиску P_D (рис. 5.).

[III – IV] – Процес зменшення тиску. На початку зворотного (вниз) ходу витіснювача в точці III клапан нагнітальний лінії 6 закривається. Стиснутий газ, що залишився в теплій порожнині, назад перештовхується через теплообмінники в холодну порожнину V_c . Внаслідок охолодження тиск в апаратах падає до P_S (табл. 1, рис. 5.).

[IV – I] – процес всмоктування. При тиску P_S відкривається клапан на лінії всмоктування 5. За рахунок зменшення об'єму газу при його охолодженні починається заповнення циліндра свіжою порцією газу. Всмоктування закінчується, коли витіснювач опиниться в нижній точці (фрагмент I). Далі цикл повторюється.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ТЕМПЕРАТУРНОМУ РІВЕНІ 120K

Проф. Кравченко М.Б., асп. Кокул С.В., ОНТУ, м. Одеса

Холодильні установки малої продуктивності, які здатні підтримувати температуру на рівні $-90...-160^{\circ}\text{C}$, знаходять використання у медицині та кріобіології, наприклад для

консервації тканин і органів. В техніці такі установки використовують для охолодження елементів в оптоелектричних пристроїв, поліпшення якості виробів зі сталі, і таке інше.

Холодильні машини, які працюють по циклу Джоуля-Томсона – це найпростіші та найпоширеніші пристрої для вирішення даних задач. У порівнянні з чистими холодоагентами охолоджувачі, що використовують зеотропні суміші, мають певні технічні та економічні переваги та недоліки. Найголовнішою з переваг є можливість отримувати дуже низькі температури при одноступеневому стисненні холодильного агенту.

Математичні моделі холодильних циклів, на зеотропних сумішах, прийнято розраховувати базуючись на те, що в агрегаті циркулює задана молярна маса робочої речовини. Але, на практиці, це не так. Продуктивність поршневого компресору суттєво залежить від ступеня стиснення, та тиску всмоктування компресору. Тому, при оптимізації складу сумішей зеотропних холодоагентів необхідно враховувати особливості роботи об'ємних компресорів. В доповіді розглядається оптимізація роботи холодильної машини, працюючої на зеотропній суміші природних холодильних агентів, та побудованої на базі герметичного компресору «Tecumseh TAG2513Z» виробництва фірми Tecumseh.

Побудова математичної моделі такої установки почалася з теоретичного дослідження роботи компресора типу «Tecumseh TAG2513Z» з метою створення математичної моделі, яка пов'язує тиск нагнітання, ступінь стиснення та об'ємну подачу компресору. Ця модель, надалі буде використовуватись для оптимізації складу суміші холодоагентів та режиму роботи холодильної установки при температурах нижче 120K.

Математична модель компресора базується на паспортних даних про холодопродуктивність та електричну потужність компресора TAG 2513Z при роботі з холодоагентом R404a. Ці дані використовуються для розрахунку об'ємної холодопродуктивності та об'ємної подачі компресора при різних тисках.

Графіки наведені на рис.1 показують, що залежність об'ємного коефіцієнту подачі від ступеня стиснення холодоагенту та температури кипіння є нелінійною та складною.

Рисунок 2 показує залежність об'ємного коефіцієнту подачі від ступеня стиснення та температури конденсації. Дослідження залежності об'ємного коефіцієнту подачі холодильного компресора TAG 2513Z від різних факторів дало практично лінійну залежність між об'ємним коефіцієнтом подачі та ступенем стиснення компресора. Ця проста емпірична залежність була використана при побудові математичної моделі установки.

Розрахункова схема холодильної установки, що оптимізується, наведена на рис. 3. Установка складається з компресора TAG 2513Z (Compr_1), повітряного теплообмінника для зняття перегріву (Cooler_1), рекуперативного теплообмінника (Cooler_2–Heater_1), сепаратора фаз (Flash_4), першого дросельного вентиля (Velve_1), основного дроселя (Velve_2) та випарника (Heater_0).

В якості цільової функції для оптимізації режиму роботи установки обраний максимум холодопродуктивності на температурному рівні 120 K, який можна досягти при використанні компресора TAG 2513Z. В якості параметрів, що варіюються, обрані наступні: концентрації азоту, метану, етану і пропану в суміші на якій працює установка, тиск нагнітання компресора, тиск всмоктування компресора, температура холодильного агенту на вході в сепаратор фаз і температура суміші перед основним дроселем. Вміст п'ятого компоненту суміші - ізобутану визначався з матеріального балансу суміші.

Після побудови математичної моделі холодильної установки в потоковому симуляторі СОСО, яка не враховувала особливостей роботи компресору TAG 2513Z, була проведена оптимізація режиму роботи холодильної установки з урахуванням роботи компресору.

Для оптимізації холодильної машини було складено тривірневий восьмифакторний план чисельного експерименту. Кінцевою метою чисельного експерименту є отримання аналітичної залежності холодопродуктивності установки від восьми експериментальних факторів. Список натуральних та кодованих рівнів факторного експерименту наведено у таблиці 1.

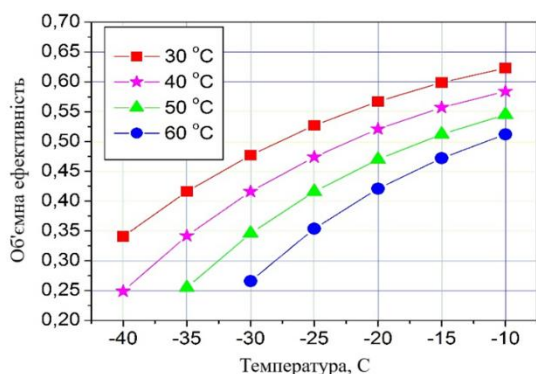


Рис.1 Залежність об'ємної ефективності компресора TAG 2513Z від температури кипіння холодоагенту при різних температурах конденсації холодоагенту.

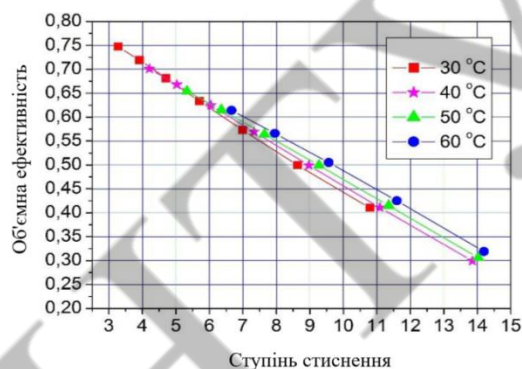


Рис.2 Залежність об'ємної ефективності компресора від ступеня стиснення та температури конденсації холодоагенту (тиску нагнітання) для компресора TAG 2513Z.

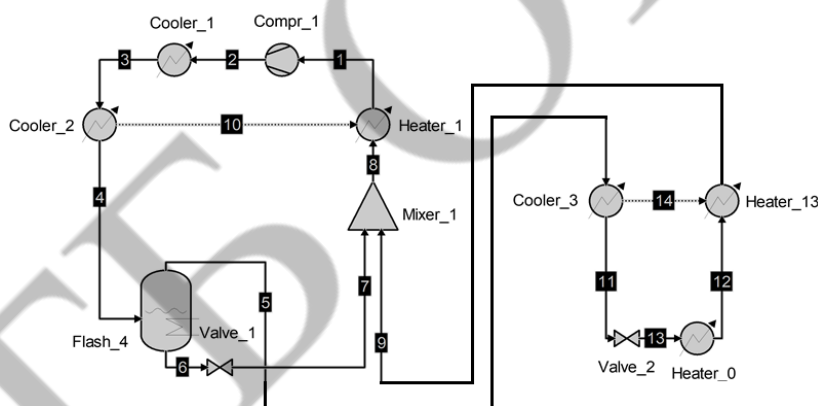


Рис. 3 Схема холодильної установки.

Всього було виконано вісімнадцять розрахунків компонування різних значень восьми факторів, що варіюються. Холодопродуктивність агрегату перерахована з урахуванням об'ємного розходу компресора в останньому стовпчику таблиці 2. Результати розрахунків холодопродуктивності на суміші п'яти компонентів оброблені для отримання аналітичної залежності холодопродуктивності агрегату від восьми факторів.

Аналітичну функцію восьми незалежних параметрів шукали як суму функцій, кожна з яких залежить лише від одного фактору. Це дало можливість отримати аналітичний вираз, який апроксимує поведінку холодильної установки в залежності від восьми параметрів

Таблиця 1. Дійсний та кодований рівні факторного експерименту.

№	Назва фактору	Дійсне значення	Кодоване значення
1	Тис нагнітання компресора, бар	1 4	–1
		1 6	0
		1 8	1
2	Вміст азоту (молярна доля)	9	–1
		10	0
		11	1
3	Вміст метану (молярна доля)	47	–1
		48	0
		49	1
4	Вміст етану (молярна доля)	10	–1
		1 2	0
		1 4	1
5	Вміст пропану (молярна доля)	3	–1
		4	0
		5	1
6	Тиск всмоктування компресора, бар	2,0 _	–1
		2,2	0
		2,4	1
7	Температура на вході в сепаратор, К	288	–1
		289	0
		290	1
8	Температура перед головним дроселем, К	134	–1
		135	0
		136	1

План багатовимірний чисельний експерименту наведено в таблиці 2.

Таблиця 2. Матриця планування чисельного експерименту.

№	Назва фактора	Природна цінність	Кодоване значення
1	Тиск нагнітання компресора, бар	16,03 бар	0,01
2	Вміст азоту (молярна частка)	10,1 %	0,07
3	Зміст метану (молярна частка)	48,5%	0,48
4	Зміст етану (молярна частка)	11,1%	-0,45
5	Зміст пропану (молярна частка)	4,0%	0,00
6	Тиск всмоктування компресора, бар	2,35 бар	0,74
7	Температура на вході до сепаратора, К	288,9 К	-0,13
8	Температура перед головним дроселем,	136,8 К	1,85

Прогнозована холодопродуктивність агрегату становила 150,6 Вт. Підстановка оптимальних параметрів роботи холодильної установки в COCO ChemSep[®] дає холодопродуктивність 147,7 Вт. У таблиці 3 наведено результати оптимізації холодильної установки.

Висновки.

У ході багатовимірної чисельної експерименту було обрано значення параметрів оптимізації. При оптимальному режимі роботи холодильної установки тиск всмоктування становить 2,35 бар, тиск нагнітання – 16,03 бар. За оптимального складу робочого тіла досягається максимальна холодопродуктивність 147,7 Вт при енергоспоживання компресором 2,36 кВт.

Таблиця 3. Результати оптимізації режиму роботи холодильної установки, побудованої на базі компресора TAG 2513Z

№	Умовний рівень фактору								Р, Вт
	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	105,0
2	1	-1	-1	1	1	1	1	1	108,3
3	0	0	-1	1	0	0	0	-1	132,7
4	1	0	-1	-1	-1	1	1	1	145,9
5	-1	1	-1	1	0	-1	-1	1	113,1
6	0	1	-1	-1	1	0	0	1	145,1
7	0	-1	0	0	0	1	-1	-1	142,5
8	1	-1	0	1	1	-1	0	0	122,0
9	-1	0	0	0	1	0	1	1	132,1
10	0	0	0	1	-1	1	-1	1	142,8
11	-1	1	0	1	0	0	-1	-1	128,9
12	1	1	0	0	-1	-1	0	-1	115,1
13	-1	-1	1	-1	-1	1	0	0	132,5
14	0	-1	1	0	0	-1	1	0	119,1
15	-1	0	1	0	1	1	0	0	143,3
16	1	0	1	-1	0	0	-1	-1	133,8
17	0	1	1	-1	1	-1	1	0	120,2
18	1	1	1	0	-1	0	-1	0	132,3

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОВІТРЯНИХ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

Доц. Яковлев Ю.О., маг. Семко А.С., бак. Гроздев Г.В., ОНТУ, м.Одеса

Більшість повітряних компресорів об'ємної дії, що виготовляються, займають поршневі компресори. Поршневі компресори завжди мали актуальність, і не втрачають її в даний час. Вони володіють достатньою надійністю, широким діапазоном дії, є недорогими у виготовленні та невибагливими у використанні. Поршневі компресори набули поширення у промисловості, а й у побуті. Тому завжди гостро стоїть питання про постійне поліпшення саме цих типів компресорів.

Основними шляхами підвищення індикаторного ККД об'ємного компресора є [1]:

1. Поліпшення охолодження повітря, що стискається, і наближення процесу стиснення до ізотермічного.
2. Зменшення витоків і перетікань повітря, що стискається.
3. Зменшення роботи сил тертя.

4. Упорскування охолоджуючої рідини.

5. Утилізація теплоти стиснення

Необхідно відзначити, що є досить багато варіантів для реалізації кожного з представлених шляхів, розглянемо основні.

Поліпшення охолодження повітря, що стискається.

З теорії поршневих компресорів відомо що [2, 3] процес стиснення може здійснюватися за трьома різними процесами: політропне, адіабатне або ізотермічне стиснення (рис. 1).

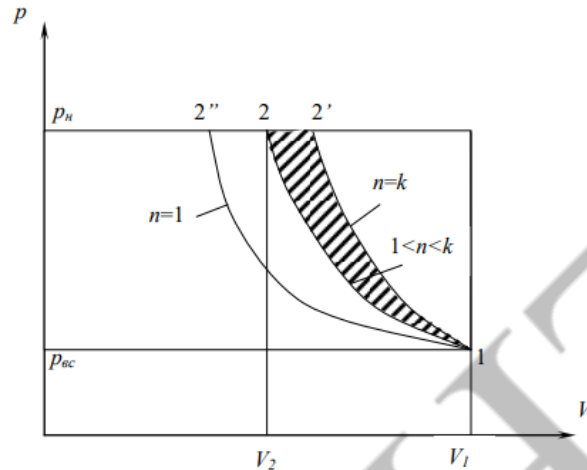


Рис. 1. Індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора: 1-2'' – при ізотермічному стисканні; 1-2 – при політропному стисканні; 1-2' – при адіабатному стисканні

Мінімальні витрати енергії під час роботи поршневого компресора досягаються при ізотермічному стисканні газу, тобто, коли температура газу, що нагнітається, дорівнює температурі навколишнього середовища. Слід зазначити, що для охолодження газу нижче за початкову температуру необхідно витратити додаткову роботу під час стиснення, що економічно недоцільно.

Для реалізації ізотермічного стиску необхідно повне відведення теплоти, що виділяється в даному процесі, внаслідок чого температура газу, що стискається, залишатиметься постійною. На практиці досягнення ізотермічного стиску в поршневому компресорі неможливе. Однак питання прагнення максимального наближення процесу стиснення до ізотермічного процесу (значення показника політропи стиснення має бути максимально близьким до одиниці) залучає розробників та дослідників компресорів об'ємної дії, і досі.

Таким чином, щоб підвищити ефективність роботи поршневого компресора за рахунок поліпшення охолодження газу, що стискається, необхідно:

- організувати інтенсивне відведення теплоти в процесі стиснення газу;
- прагнути забезпечити інтенсивне охолодження та обмежити теплопритоки до порожнини всмоктування.

Аналіз літературних джерел та патентів показав, що для організації інтенсивного відведення теплоти в процесі стиснення можна використовувати такі методи:

1. Обмежити рівень підвищення тиску в одному ступені і перейти до багатоступеневого стиснення газу. Даний метод дозволяє зменшити температуру газу в процесі стиснення, але при цьому збільшуються масогабаритні показники компресорної установки. Крім того, цей метод не можна застосувати до існуючого парку компресорних машин.

2. Використовувати водяну систему охолодження стінок циліндра, кришок та проточних елементів. Даний метод дозволяє знизити температуру газу, що всмоктується, і зменшити роботу, що витрачається на стиск газу, так як наближає процес стиснення до ізотермічного (рис. 1). В результаті підвищується продуктивність та ефективність роботи поршневого

компресора. Однак використання даного методу призводить до ускладнення всієї конструкції компресорної машини, збільшується вартість виготовлення та експлуатації.

3. Використовувати впорскування охолоджуючої рідини. Впорскування охолоджуючої рідини забезпечує більш інтенсивне охолодження стисливого газу, що призводить до суттєвого збільшення ефективності роботи компресорної установки, так само скорочуються витрати газу, що стискається, і зменшуються втрати енергії на механічне тертя. Однак даний метод має низку серйозних недоліків, основними з яких є необхідність додаткових витрат на дроблення рідини, збільшення масогабаритних показників компресора, необхідність додаткових енергетичних і матеріальних витрат на відділення рідини та її парів від стисненого газу.

Зменшення витоків повітря, що стискається.

У поршневих компресорах мають місце витік та перетікання газу внаслідок негерметичності робочої порожнини компресора. Наявність витоків та перетікань газу призводять до зменшення продуктивності компресора та ефективності його роботи. У роботі [4] було запропоновано кілька методів зменшення витоків стисливого газу:

1. Збільшити кількість обертів приводного валу компресора. Зі збільшенням кількості обертів валу при постійному обсязі робочої камери компресора, відносна площа щілин (нещільності) не змінюється, отже, величина відносних витоків зменшується. Однак зі збільшенням числа обертів збільшуються втрати в клапанах, що призводить до збільшення роботи витрачається на стиск газу, і, в деяких випадках, це перекидає позитивний ефект.

2. Використовувати впорскування охолоджуючої рідини. Охолодна рідина, потрапляючи в зазори робочої камери в процесі стиснення, перешкоджає перетіканню газу через них. Найбільший ефект ущільнюється досягається в тому випадку, якщо рідина має максимальне зчеплення з поверхнями ущільнюваних зазорів. З цією метою до складу охолоджуючої рідини вводять поверхнево активні речовини або проводять спеціальну попередню обробку рідини, що впорскується, наприклад, магнітну.

Зменшення роботи сил тертя.

Для зменшення роботи сил тертя в поршневих та штокових ущільненнях можна використовувати такі методи:

1. Організувати інтенсивне мастило поверхонь, що труться. Однак, наявність інтенсивного мастила часто небажано, оскільки є джерелом домішок у газі, що компримується.

2. Використовувати як поршневі ущільнення самозмащувальні ущільнювальні матеріали. Ці ущільнення не забруднюють газ і мають низький коефіцієнт сили тертя. Єдиний недолік цього – висока вартість ущільнень.

3. Використовувати газовий підвіс поршня. У цьому випадку сили тертя зменшуються за рахунок створення між дотичними поверхнями (поршень-циліндр) потоку повітря, що перешкоджає їхньому контакту.

4. Використовувати безконтактні ущільнення. Цей метод реалізується двома способами. Перший спосіб – це зменшення шорсткості поверхонь, що труться (циліндра і поршня). Другий спосіб – це цілеспрямоване формування структури поверхонь, що труться, що виключає молекулярний контакт на більшій частині дотичних площ, але не перешкоджає їх взаємному переміщенню.

Упорскування охолоджуючої рідини.

Охолодження упорскуванням рідини застосовується там, де необхідно підвищити ефективність відведення теплоти стиснення. При впорскуванні рідина розпорошується в робочій порожнині компресора, у результаті утворюється суміш газу та дрібних частинок рідини. Площа контакту рідини з нагрітим газом суттєво зростає, що дозволяє суттєво знизити температуру газу та наблизити процес стиснення до ізотермічного.

Крім очевидного поліпшення охолодження газу, упорскування рідини має низку інших переваг:

- Зменшується витікання та перетікання газу, що стискається. Впорскнута рідина потрапляє в щілини та нещільності робочої камери, герметизуючи їх.
- Збільшується термін служби клапанів. Впорскнута рідина потрапляє на поверхні сідел і запірних органів клапанів, знижуючи ударну напругу на них, що збільшує термін їх служби.
- Зменшується робота сил тертя та зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) компресора. Багато охолодних рідин мають мастильні якості, що зменшує силу тертя в ЦПГ і істотно скорочує знос деталей ЦПГ.
- Збільшується продуктивність компресора. Упорскування охолоджуючої рідини призводить до зменшення витоків газу, що веде за собою збільшення продуктивності компресора. Застосування упорскування рідини має і ряд недоліків:
- Ускладнення конструкції компресора та збільшення масогабаритних показників за рахунок встановлення додаткового обладнання для здійснення упорскування рідини.
- Додаткові витрати енергії для розпилення охолоджуючої рідини.
- Додаткові витрати енергії на відділення рідини, що охолоджує, та її парів від стисненого газу.
- Можливість гідравлічного удару. При впорскуванні великої кількості рідини виникає ймовірність гідравлічного удару, що руйнівні позначиться на клапанах та на приводі компресора.

Утилізація теплоти стиснення

Приблизно 10% всієї електроенергії, що використовується в промисловості, припадає на системи стисненого повітря. З точки зору термодинаміки, приблизно 95% цієї енергії перетворюється на тепло і випускається в атмосферу разом з теплом, що розсіюється двигуном і системою охолодження, причому переважна частина втрачається через масляний охолоджувач.

Тепло може накопичуватися при використанні проміжного охолодження повітря безпосередньо водою та мастилом або з використанням теплообмінників, а потім використовуватись. Це дозволяє знизити витрати енергії. Нижче наведено три можливі способи утилізації тепла:

Гаряче повітря для опалення. Тепло охолоджуючого повітря використовується для опалення приміщень, що мають повітряну систему опалення, за допомогою терморегулюючих клапанів для керування температурою в приміщенні. Довжина повітряної системи опалення становить від 4 до 8 метрів.

Взимку тепло охолоджуючого повітря частково або повністю використовується для опалення; влітку охолоджуюче повітря видаляється з приміщення через витяжну систему.

Гаряча вода для опалення. У контур циркуляції мастила вбудовується додатковий теплообмінник – кожухотрубний чи пластинчастий – залежно від потужності компресора. Нагрів води відбувається в теплообміннику за рахунок теплообміну з гарячою компресорною олією.

Розташування системи нескладне та додаткові інвестиції дуже незначні. Завдяки заощадженням на оплаті опалення система окупається менш ніж за один рік.

Тепло для побутової води. Процес рециркуляції тепла такий самий, як для нагрівання води для опалення. Використання спеціальних безпечних теплообмінників або систем міжступеневого охолодження запобігає попаданню олії в побутову воду, навіть якщо вони пошкоджені. Це досягається при використанні подвійних трубопроводів, де з'єднані дві труби. Вода, яка має бути нагріта, тече внутрішньою трубою. Між двома трубами є простір, тиск у якому контролюється. У разі пошкодження однієї з труб, контрольний пристрій включає сигналізацію.

Найчастіше теплота, що відводиться від стисненого газу в газоохолоджувачах між ступенями стиснення компресора, сприймається охолоджувальною водою, яка нагрівається до 25-27 °С. Використання такої води в процесі виробництва є досить проблематичним через її низьку температуру.

Підвищити температурний потенціал охолодної води можливо двома шляхами:

Перший шлях - подача в кінцевий холодильник очищеної води, яка надходить на догрівання в котел з подальшим використанням її в системі опалення промислових та адміністративних будівель. Таким чином, вода охолоджена після системи опалення нагрівається в кінцевих холодильниках компресорних установок.

Іншим шляхом підвищення температурного потенціалу води, що охолоджує, є використання в системі охолодження компресорів двосекційних холодильників. У першій секції таких холодильників відбувається нагрівання меншої кількості охолоджуючої води стисненим повітрям (температура 160-170 ° С) до температури 85-95 ° С, а в іншій секції холодильника відбувається до охолодження стисненого повітря до температури, обумовленої технологічним циклом (40-0 °С). Таким чином, від компресорних установок відводиться 15-17% теплової потужності стисненого повітря з температурним потенціалом, що дозволяє успішно використовувати це тепло у системі опалення або гарячого водопостачання промислового підприємства.

ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОМПРЕСОРА ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦІОНЕРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ

Доц. Яковлев Ю.О., маг. Слесар В.О., бак. Брюшков К.Ю., ОНТУ, м. Одеса

З 2017 року всі автомобілі, що випускаються зобов'язані використовувати в системах кондиціонування холодоагент R1234yf, який замінює R134a і має низький потенціал глобального потепління (GWP = 4).

Оскільки деякі параметри R1234yf трохи поступаються аналогічним R134a, то в даний час проєктувальникам холодильного обладнання необхідно звести до мінімуму витрати, пов'язані з принциповою зміною конструкції компресорних машин та переоснащенням виробничої бази у зв'язку із застосуванням нових холодильних агентів.

В даній роботі було проведено чисельний експеримент з використанням порівнюваних холодоагентів в якості робочого тіла в термодинамічному циклі холодильної установки транспортного кондиціонера. Дослідження проводилися в інтервалах температур кипіння (-10 °С, -5 °С, 0 °С, +5 °С, +10 °С,) і конденсації (+40 °С, +50 °С, +60 °С), характерних для умов роботи транспортних систем кондиціонування повітря.

Порівняльна оцінка ефективності **R-1234yf** і **R-134a** проводилася за такими параметрами термодинамічного циклу: питома масова холодопродуктивність, питома об'ємна холодопродуктивність, питома адіабатна робота стиснення, питома об'ємна адіабатна робота стиснення, температура кінця адіабатного стиснення в компресорі і коефіцієнт перетворення.

На рис. 1 *а)* і 1 *б)* показані діаграми **lgp - h** (тиск - ентальпія) для **R1234yf** і **R134a** відповідно. На діаграмах для достовірного порівняння досліджуваних холодоагентів наведено холодильний цикл при температурі кипіння -23,3 ° С і конденсації 54,4 ° С і ефективності регенеративного теплообмінника (РТО) 100%, що дозволить збільшити найбільш значущі відмінності між холодоагентами.

Холодоагенти **R1234yf** і **R134a** мають досить близькі значення критичних температур відповідно 95,65 ° С і 101,1 ° С. Форми циклів даних холодоагентів подібні. Температурний глайд відсутній.

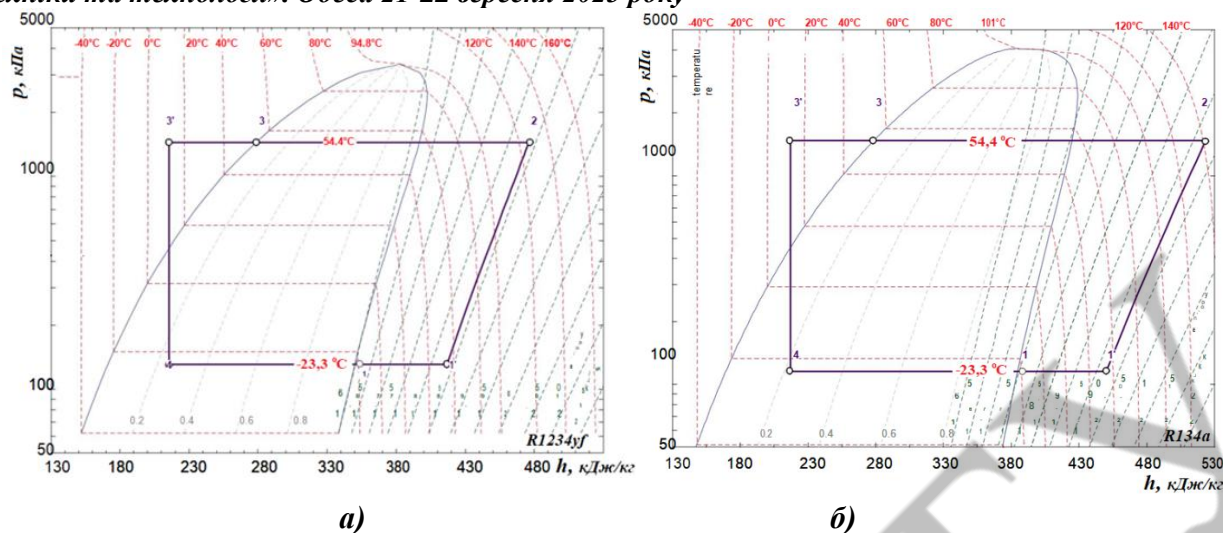


Рис. 1. Діаграми $lg p - h$ для $R1234yf$ – а) і $R134a$ – б).

На рис. 2. а) і 2. (б) у вигляді графіків представлені залежності питомої масової холодопродуктивності q_o і питомої об'ємної холодопродуктивності q_v від температур кипіння і конденсації для $R1234yf$ і $R134a$ відповідно. $R-134a$ має більш високі значення q_o і q_v , ніж $R-1234yf$. Отже для отримання заданої холодопродуктивності необхідна більша масова витрата холодильного агенту і більша об'ємна продуктивність компресора при роботі холодильної машини на $R-1234yf$. Питома масова холодопродуктивність $R134a$ перевищує q_o у $R1234yf$ на 25...40%, а q_v у $R134a$ перевищує q_o у $R1234yf$ на 4...11 %. Великі значення перевищення відносяться до максимальної різниці температур кипіння і конденсації.

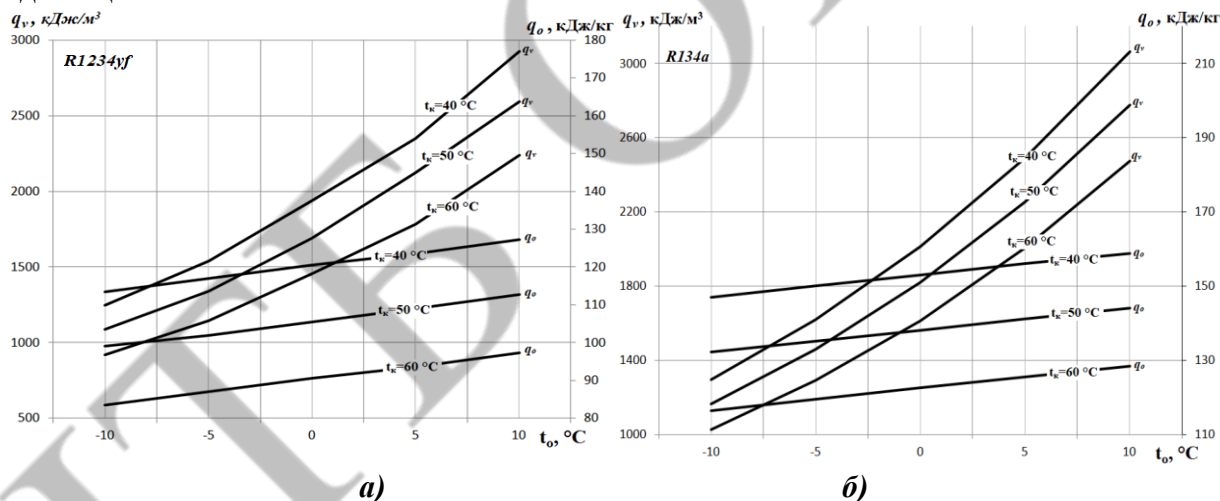


Рис.2. Залежність питомої масової холодопродуктивності q_o і питомої об'ємної холодопродуктивності q_v від температур кипіння і конденсації для $R1234yf$ - а) і $R134a$ – б)

На рис. 3 а) і 3 б) представлені залежності питомої адиабатної роботи стиснення l_a і питомої об'ємної адиабатної роботи стиснення l_v холодильного компресора від температур кипіння і конденсації для $R1234yf$ і $R134a$ відповідно.

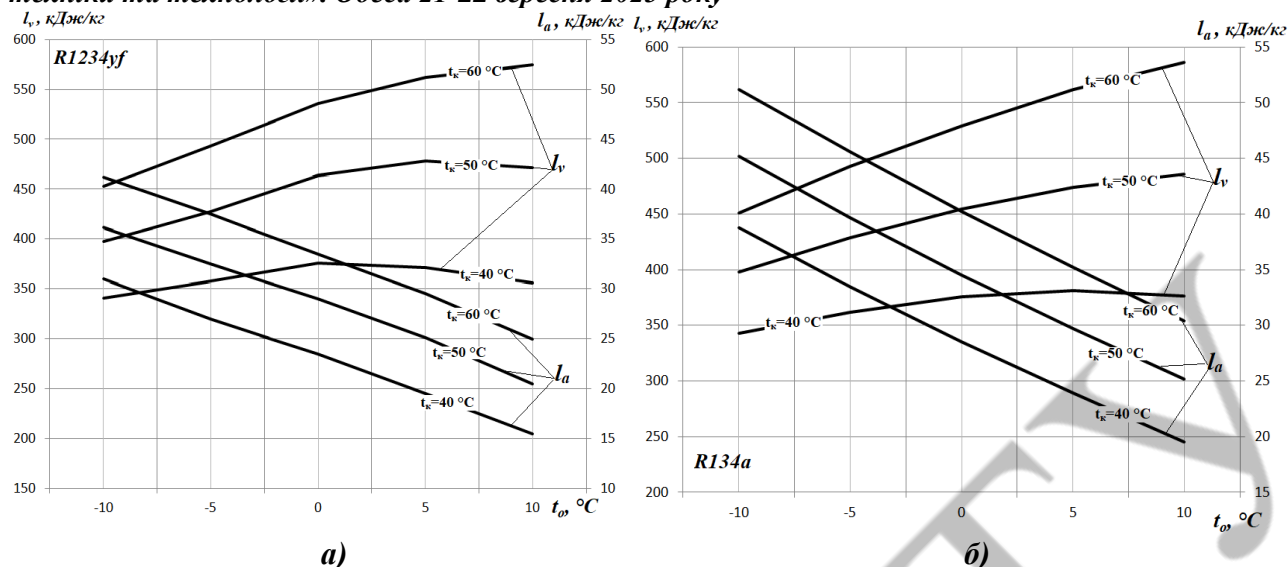


Рис. 3. Залежність питомої адиабатної роботи стиснення I_a - а) і питомої об'ємної адиабатної роботи стиснення I_v - б) холодильного компресора від температур кипіння і конденсації для **R1234yf** і **R134a**

Як і очікувалося, питома адиабатна робота стиснення зменшується і збільшується зі зміною температури кипіння і температури конденсації для обох холодоагентів однаково. Однак величина I_a більше для **R134a**, тому що збільшення похідною $\partial p / \partial h$ при $s = \text{const}$ зі збільшенням температури кипіння є більш крутим для **R1234yf** (див. рис.1 а) і 1 б)). В результаті температура нагнітання компресора буде нижче для **R1234yf**, як видно з рис.4. Фактично значення $\partial p / \partial h$ при $s = \text{const}$ у **R1234yf** такі, що в граничному випадку при адиабатному стиску насиченої пари при нагнітанні холодоагент може вийти з компресора у вигляді вологої пари при тиску конденсації (рис. 1а).

Об'ємна робота оборотного адиабатного стиснення являє собою середнє ефективне тиск, що діє на поршень ідеального компресора з заданим об'ємом робочої порожнини і, отже, вона пов'язана з потужністю, необхідної для приводу компресора. Для обох холодоагентів тенденції дуже схожі, але у **R1234yf** значення питомої об'ємної адиабатної роботи буде менше ніж у **R134a** і ця різниця буде більше при низьких температурах кипіння і високих температурах конденсації.

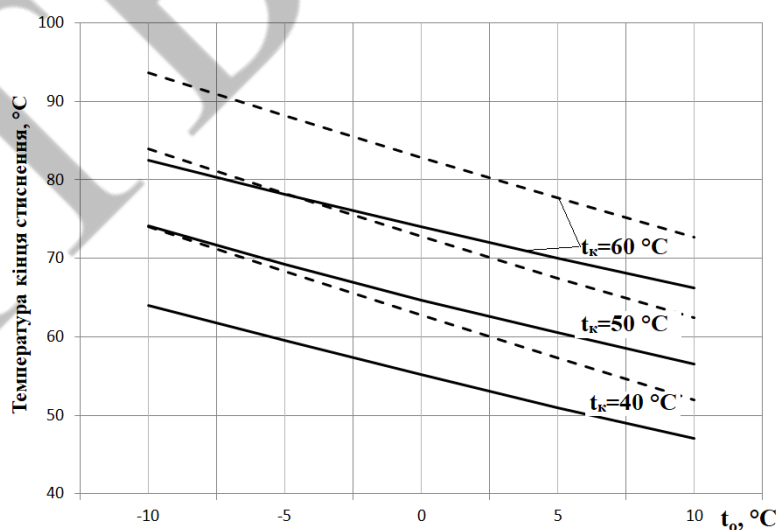


Рис. 4. Залежність температури кінця стиснення в компресорі від температури кипіння і конденсації для **R1234yf** (—) і **R134a** (---)

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА У СХЕМІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З «ПЛАВАЮЧИМ» ТИСКОМ КОНДЕНСАЦІЇ

Доц. Яковлев Ю.О., маг. Шараєв О.Л., бак. Гітрук М.А., ОНТУ, м. Одеса

Використання штучного холоду у різних галузях нафтохімічної, харчової промисловості, а також у побуті пов'язані з значними витратами енергії при його виробництві. Для зниження споживаної холодильними машинами електроенергії необхідною умовою є підвищення енергетичної ефективності поршневих компресорів, тому що в середньому на частку компресора припадає близько 47% споживаної холодильною машиною електроенергії.

У структурі енергоспоживання галузями промисловості України частку холодильних установок припадає до 8 % усієї виробленої електричної енергії. Холодильна галузь в Україні використовує енергію вкрай неефективно. потенціал енергозбереження для холодильних систем становить близько 60% загального споживання електроенергії

Якщо проаналізувати способи підвищення енергоефективності холодильних установок, то виходить, що ефективність холодильного обладнання можна підвищити як внесенням змін до конструкції системи, так і шляхом вибору оптимального алгоритму його роботи.

Сьогодні в більшості випадків компресори працюють із постійним ступенем стиснення при незмінному тиску конденсації, що можливо при постійній температурі навколишнього середовища. Реальна температура довкілля змінюється протягом року, місяця. Типова зміна температури для південного регіону України (Одеса) наведена в таблиці 1.

Таблиця 1. Клімат Одеси за останні 10 років (2012–2022 рр.)

Місяць	Абсолютний максимум, °C	Середній максимум, °C	Середня температура, °C	Середній мінімум, °C
Січень	15,1	2,2	0,0	-2,2
Лютий	19,2	3,9	1,4	-1,0
Березень	24,1	8,7	5,6	2,5
Квітень	29,4	14,2	10,7	7,1
Травень	33,3	20,9	17,0	13,2
Червень	37,2	26,2	22,0	17,8
Липень	39,3	28,6	24,0	19,5
Серпень	38,0	28,8	24,2	19,5
Вересень	35,4	22,8	18,8	14,9
Жовтень	30,5	15,4	12,5	9,5
Листопад	26	9,3	7,2	5,1
Грудень	17	4,7	2,6	0,5

З пониженням температури навколишнього середовища нижче розрахункового значення вживаються заходи для підтримки встановленого значення тиску і температури в конденсаторі. Підтримка постійного тиску конденсації викликано тим, що продуктивність терморегулюючого вентиля (ТРВ) залежить від перепаду тисків на ньому. Занадто низький тиск конденсації призводить до недостатнього перепаду тиску на розширювальному

пристрої, в результаті чого випарник погано забезпечується холодоагентом. Для збільшення тиску конденсації при низькій температурі навколишнього середовища перед конденсатором встановлюють клапан регулювання тиску конденсації. Виходить, що стабільна робота холодильної машини з ТРВ проводиться за рахунок витрат зайвої роботи при стисненні пара в компресорі. Відомо, що підвищення температури конденсації на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ збільшує витрату електроенергії та зменшує холодопродуктивність компресора на 1,5-2 %.

Разом з тим ясно, що при більш низькій температурі конденсації робота холодильної машини ефективніше (рис. 1):

зростає питома масова холодопродуктивність, оскільки збільшується частка рідкого холодоагенту після дроселювання;

зменшується масова витрата холодоагенту, яка необхідна для підтримки заданої холодопродуктивності;

зменшується питома адиабатна робота компресора, що дає додаткову можливість економії енергії.

Однак існуючі холодильні установки із постійним ступенем стиснення працюють по неоптимальному з точки зору термодинаміки алгоритму: можливістю економії енергії жертвують заради стабільності роботи машини.

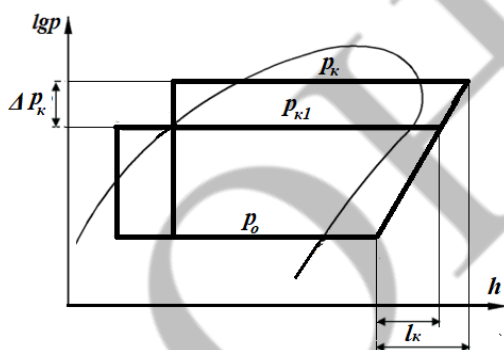


Рис. 1. Цикл холодильної машини при «плаваючому» тиску конденсації: p_o, p_k – тиск кипіння та конденсації при проектному режимі роботи холодильної машини; p_{kl} – тиск конденсації при зниженні температури навколишнього середовища; l_k – робота стиску компресора

Режим "плаваючої" конденсації передбачає зниження її температури за зниженням температури навколишнього середовища. А для підвищення тиску рідкого холодильного агента до величини, що відповідає тиску конденсації проектного режиму, в аміачній установці у контурі між конденсатором і розширювальним пристроєм а у фреоновій (рис. 2) між регенеративним теплообмінником та регулюючим вентилем встановлено герметичний електронасос. В даному випадку насос рідкого холодоагенту використовується як другий ступінь стиснення, що створює тиск подачі, необхідний для забезпечення достатньої пропускної здатності розширювального вентиля.

Робота, витрачена насосом на підвищення тиску рідкого холодоагенту значно менша за додаткову роботу на стиск пари в компресорі, а перепад тисків на ТРВ забезпечував його стабільну роботу.

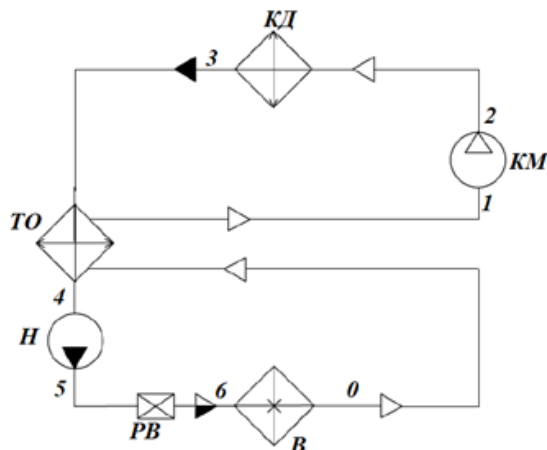


Рис. 2. Схема фреонові холодильної машини з плаваючим тиском конденсації: КД - конденсатор; ТО - теплообмінник; Н - насос; РВ - регулюючий вентиль; В - випарник; КМ – компресор

Застосування холодильних установок із плаваючим тиском конденсації дозволяє отримати додаткову ефективність за рахунок модернізації традиційних аміачних та фреонових холодильних циклів.

Досвід експлуатації парокомпресійних холодильних систем з «плаваючим» тиском конденсації в кліматичних умовах США показує, що їх застосування дозволяє заощадити від 10 до 30 % споживаної енергії.



ТЕХНОЛОГІЯ АКУМУЛЯЦІЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ СТИСНЕНИМ ПОВІТРЯМ В СИСТЕМАХ ТРИГЕНЕРАЦІЇ

Проф.Косой Б.В., асп.Шумський О.А., ОНТУ, м.Одеса

У зв'язку з недавнім розвитком технологій малої енергетики та відновлюваних джерел енергії, енергетичні системи швидко змінюються від традиційної централізованої моделі до нових, децентралізованих конфігурацій, що потребують систем акумуляції енергії [1].

Системи полігенерації на базі технології накопичення електричної енергії стисненим повітрям це перспективна технологія зберігання енергії з перевагами великої ємності та відсутності географічних обмежень, яка може задовольнити потребу в довгострокових змінах навантаження на охолодження, опалення та електроенергію.

Запропоновані конфігурації [2, 3] засновані на принципі акумуляції енергії, у період відсутності пікових навантажень в енергосистемі, для подальшого відстроченого використання в режимі виробництва тепла, холоду та електроенергії. Ключова особливість представлених систем це повторне використання тепла, що виробляється у процесі стиснення повітря (для нагріву) та розширення (для охолодження). Це збільшує складність усієї системи, оскільки блоки теплообміну та акумулювання тепла повинні відповідати продуктивності блоків стиснення/розширення повітря. Також серед недоліків автори виділяють меншу загальну ефективність системи, якщо стиснене повітря використовується тільки для перетворення механічної енергії в електричну [3].

Рішенням цієї проблеми полягає в тому, щоб забезпечити акумуляцію при додатковому виробництві енергії з відновлюваних джерел, таких як сонячна та вітрова. Кінцевий споживач використовує енергією, що виробляється сонячними колекторами або

вітрогенератором, а у часи відсутності пікових навантажень використовують надмірну енергію для акумуляції. Коли вироблення енергії менше за навантаження, система спочатку звертається до накопичувача стисненого повітря, а потім, при необхідності, споживає її безпосередньо з електромережі.

Інтеграція відновлюваних джерел енергії до систем тригенерації на основі технології зберігання електроенергії стисненим повітрям являє собою важливу перспективу розвитку, що відкриває нові можливості для проектування децентралізованих моделей енергосистем.

Література

1. Francesco Calise, Giulio de Notaristefani di Vastogirardi, Massimo Dentice d'Accadia, Maria Vicidomini, Simulation of polygeneration systems, Energy, Volume 163, 2018, Pages 290-337, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.052>
2. Zhaozhao Gao, Luna Guo, Wei Ji, Hao Xu, Baolin An, Junjie Wang, Thermodynamic and economic analysis of a trigeneration system based on liquid air energy storage under different operating modes, Energy Conversion and Management, Volume 221, 2020, 113184, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113184>
3. Paolo Maria Congedo, Cristina Baglivo, Lorenzo Carrieri, Hypothesis of thermal and mechanical energy storage with unconventional methods, Energy Conversion and Management, Volume 218, 2020, 113014, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113014>

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

Доц.Ярошенко В.М., маг. Петушков Я.Л., ОНТУ, м.Одеса

При практичному впровадженні будь якої енерготехнологічної установки необхідно враховувати цілий ряд обмежень таких як капітальні витрати, енергетична ефективність, експлуатаційні особливості, різнопланові екологічні, безпекові, кредитно – фінансові, соціально - політичні вимоги та інше [2]. Загальна ефективність, як правило, повинна відповідати мінімуму суспільно необхідних затрат, які розраховуються за допомогою приведених витрат з урахуванням усіх фінансових складових, пов'язаних з проектуванням, впровадженням та експлуатацією установки.

Загальні економічні (фінансові) затрати визначаються на основі приведених витрат, які розділяються на капітальну складову (aK_i) та експлуатаційну E_i .

$$P = \sum_{i=1}^{i=n} (aK_i + E_i)$$

K_i – капітальні витрати на складовий елемент установки;

a – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань;

E_i – експлуатаційні витрати в складовому елементі установки;

i – кількість складових елементів установки.

До капітальні витрат відносяться усі категорії витрат, включаючи загальну вартість, витрати на монтаж, автоматизацію, екологічну безпеку та інші, які пов'язані з впровадження установки в експлуатацію

До експлуатаційних витрат відносяться фінансові витрати на енергетичні ресурси, суміжні споживні матеріали (вода, хладону, мастила та інше), обслуговування, заробітну плату, плановий ремонт, оренду та інше

Незважаючи на те що в енергетичних системах, у тому числі і в когенераційних установках, остаточне рішення завжди обумовлюється мінімумом суспільно необхідними затрат (техніко- економічною ефективністю), термодинамічна складова відіграє фундаментальну роль, визначаючи як межі технічно можливих рішень, так і дозволяючи мінімізувати енергетичні витрати. Тому при аналізі таких енергетичних систем доцільно розділяти експлуатаційні витрати на енергетичні та неенергетичні.

Неенергетичні затрати відповідають сумарній постійній частині приведених затрат. Ці затрати складаються з амортизаційних відшкодування капітальних затрат та з усіх експлуатаційних витрат, які не пов'язані з витратами на енергію.

Енергетичні витрати, як правило, обумовлюються термодинамічною ефективністю процесів енергетичних перетворювань і залежать, в тому числі, від якості, а значить від технічної досконалості та вартості технічного обладнання в яких реалізуються процеси. Тому, як правило, бажання підвищення енергетичної ефективності завжди супроводжується збільшенням фінансових (економічних) затрат).

При аналізі та розподілі загальних суспільно необхідних витрат в енерготехнологічних установках з різними за якістю енергетичними потоками важливо та необхідно враховувати не тільки кількість енергії але і її якість. Особливо це важливо при впровадженні комбінованих (когенераційних систем) в переважній більшості яких мають місце енергетичні потоки різної якості. Класичні (традиційні) методи порівняння потоків енергії, побудовані на енергетичному підході, що базуються виключно на першому законі термодинаміки, коли враховується тільки кількість енергетичного потоку без врахування їх якості, не дозволяють оцінювати їх собівартість та ефективно впроваджувати відповідні резерви енергозбереження [1]. Пошук методів компромісного одноразового обліку термодинамічних та економічних складників привів до впровадження термoeкономічного методу, при застосуванні якого економічні витрати можуть враховуватись та розподілятись на основі універсальної термодинамічної функції з врахуванням кількості та якості енергетичних потоків. В основі цього методу лежить універсальна термодинамічна функція (ексергія), за допомогою якої враховуються енергетичні потоки відповідно їх якості [3,4]

Термoeкономічний метод, як інструмент для аналізу, синтезу та оптимізації дійсних технічних систем з різними за якістю енергетичними потоками, представляє унікальну комбінацію термодинамічного та економічного аналізів, що є потужним інструментом для розуміння взаємозв'язку між якістю енергетичного потоку (енергетичною складовою) та його вартістю (економічною складовою)

Енергетична ефективність системи (окремого процесу) при цьому оцінюється за допомогою ексергетичного коефіцієнта корисної дії (коефіцієнту термодинамічного рівню), як відношення ексергії на виході (Ex_2) до ексергії входу (Ex_1).

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_2}{Ex_1} < 1$$

Термoeкономічний баланс системи (установки), на основі якого визначається загальна техніко економічна ефективність, можливо записати в такому виді [3].

$$Ex_2 c_2 = Ex_1 c_1 + \sum_{i=1}^{i=n} (aK_i + E_i)$$

Ex_2 , Ex_1 кількість ексергії на виході та кількість ексергії на вході відповідно

c_2, c_1 - вартість одиниці ексергії на виході та вході відповідно

Загальна техніко-економічна ефективність системи (термoeкономічна) визначається за допомогою коефіцієнту техніко-економічного рівню який розраховується на основі співвідношення вартості одиниці вхідної ексергії (корисного ефекту) до одиниці вартості ексергії на виході.

$$\beta = \frac{c_1}{c_2} = \frac{\eta_t}{1 + \frac{\sum_{i=1}^n (aK_i + E_i)}{E_1 C_1}}$$

Коефіцієнт техніко-економічного рівню може змінюватись від 0 до 1 та зростає з підвищенням ексергетичного коефіцієнту корисної дії до оптимального значення, а потім знижується в результаті підвищення впливу затрат. При цьому доцільне (оптимальне) техніко-економічне рішення відповідає максимальному значенню коефіцієнта техніко-економічного рівню, а не ексергетичному коефіцієнту корисної дії як це робиться при енергетичному (термодинамічному) аналізі.

Термoeкономіка, як специфічний метод техніко-економічного аналізу, обумовлює та визначає умови на основі яких можна отримати максимальну енергоефективність будь якої когенераційної системи при мінімальних суспільно-необхідних витратах.

В загальному виді при термoeкономічному методі (аналізі) враховуються кількість і якість енергетичних потоків та кількість супроводжуючих економічних затрат тому він може використовуватися при [4]:

- оптимізації параметрів в окремих елементах та всієї системи в цілому з урахуванням техніко-економічних показників;
- порівнянні нових схем та циклів когенераційних енергетичних систем при виборі оптимального техніко-економічного варіанту;
- роздільному розрахунку собівартості енергетичних потоків в залежності від їх якості;
- визначенні структурно-параметричних характеристик з урахуванням взаємозв'язку та взаємовпливу елементів енерготехнологічної установки на основі аналізу механізму формування вартості потоків ексергії.

УДК 629.4.048

IMPROVING THE OPERATIONAL EFFICIENCY OF INTEGRATED POWER PLANT SUPPLY AIR CONDITIONING SYSTEMS BASED ON MONITORING

Artem Hrych Ph.D Admiral Makarov National University of Shipbuilding Mykolayiv, Ukraine

Abstract

The results of treatment of gas engine efficiency monitoring proved non-effective operation of conventional chilling all the ambient air, coming into the engine room, because of increased air temperature at the inlet of turbocharger (TC), caused by heat influx from surroundings in the engine room. A new method of gas engine inlet air two-stage cooling at increased ambient air temperatures and advanced cyclic air cooling system with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant

ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage.

Keywords— gas engine, integrated energy system, fuel consumption, air cooling, chiller

Introduction

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of trigeneration plant are limited to engine out-cycle use of a cold (for external consumers), and owing to this do not provide realization of the additional reserves through conversing heat, released from the engine, in its working cycle. A realization of in-cycle trigeneration concept would broaden the applicability of trigeneration systems due to their applications even without enough heat and cooling demands.

A conventional method of chilling all the ambient air, coming into the engine room, from where it is sucked by engine turbocharger (TC), is non-effective because of heat influx from surroundings to the air stream sucked, that results in increased air temperature at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity required for chilling all the ambient air coming into the engine room. The problem of engine cyclic air cooling arises especially actually for increasing ambient air temperature above 25...30 °C.

To solve this problem a new method of gas engine inlet air two-stage cooling to stabilize its inlet temperature at increased ambient air temperatures with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage.

Results

The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at the factory "Sandora"—"PepsiCo Ukraine" (Nikolaev, Ukraine). The integrated energy system is equipped with 2 cogeneration Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (rated electric power $P_{eISO} = 1400$ kW, heat power $Q_h = 1500$ kW) and absorption lithium-bromide chiller.

The heat taken away from exhaust gas by waste heat recovery boiler (economizer), from charged gas-air mixture in a high-temperature stage of an intercooler (IC_{HT}), from engine jacket and lubricant oil cooling water in corresponding coolant radiators, is used by absorption chiller for producing a chilled water with temperature of around 11...12°C. Chilled water is used for technological process cooling and by central conditioners for cooling engine room intake air, from where cooled air is sucked by engine turbochargers.

Because of heat influx from the engine room the temperature of engine intake air t_{in} is higher than its value at the outlet of central air conditioner (CAC) t_{AC2} (Fig. 1).

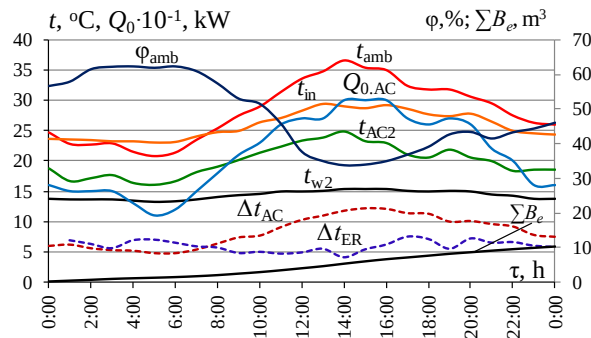


Fig. 1. Daily variation of temperature t_{amb} and relative humidity ϕ_{amb} of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger t_{in} , air at the outlet of central air conditioner CAC t_{AC2} , cooling water at the outlet of air cooler of CAC t_{w2} , air temperature drop in the air cooler of CAC $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{AC2}$, air temperature increase in the engine room $\Delta t_{ER} = t_{in} - t_{AC2}$, cooling capacity of air conditioner $Q_{0.AC}$ with air flow $G_a = 60000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Sigma \Delta B_e$ — full daily savings of natural gas due to cooling of air of ER, m^3

The scheme of two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) as a coolant in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} is presented in Fig. 2.

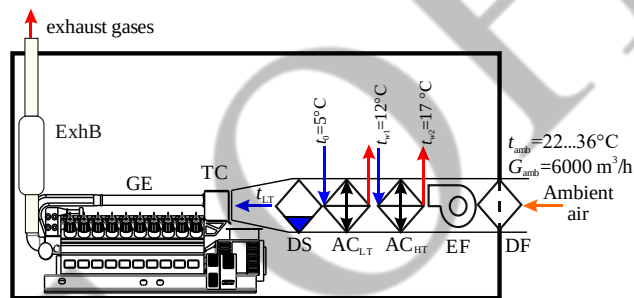


Fig. 2. The scheme of two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the ACh in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT}: ExhB – exhaust heat boiler; GE – gas engine; EF – electric fan; DF – dust filter; DS – droplet separator; TC – turbocharger; AC_{LT} and AC_{HT} – low- and high-temperature air coolers

Current values of air temperature at the exit from the high-temperature stage AC_{HT} t_{HT2} and low-temperature stage AC_{LT} t_{LT2} of two-stage air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage AC_{HT} Δt_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} Δt_{LT} and full temperature reduction in the air cooler $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT2}$, heat load on the high-temperature stage AC_{HT} $Q_{0,HT}$ and low-temperature stage AC_{LT} $Q_{0,LT}$ and full heat load on the whole air cooler $Q_{0,AC}$, corresponding current reduction of specific fuel consumption due to cooling engine cyclic air in the high-temperature $\Delta b_{e,HT}$ and low-temperature $\Delta b_{e,LT}$ stages and in the whole air cooler Δb_e and the total daily reduction of fuel consumption ΣB_e are presented in Fig. 3 and 4.

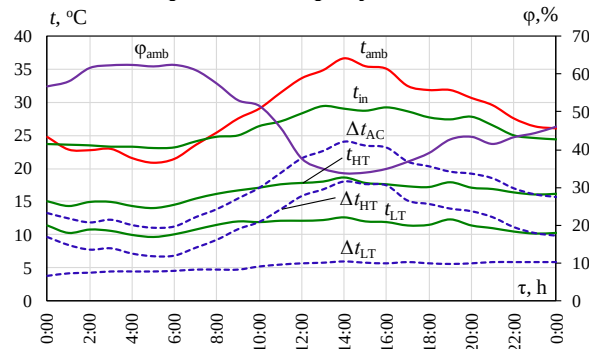


Fig. 3. Current values of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger t_{in} in basic version with central conditioner (Fig.2), air temperature at the exit from the high-temperature stage AC_{HT} t_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} t_{LT} of air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage AC_{HT} Δt_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} Δt_{LT} of air cooler and full temperature reduction in the air cooler $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT}$ with air flow $G_a = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

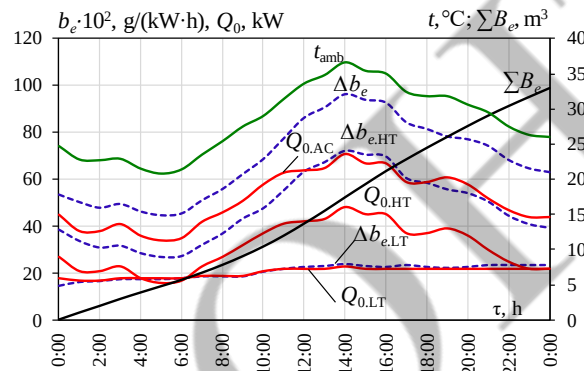


Fig. 4. Current values of ambient temperature t_{amb} , heat load on the high-temperature stage $Q_{0,HT}$ and low-temperature stage $Q_{0,LT}$ and full heat load on the air cooler $Q_{0,AC}$, current reduction of specific fuel consumption due to cooling air in the high-temperature $\Delta b_{e,HT}$ and low-temperature $\Delta b_{e,LT}$ stages and in the whole air cooler Δb_e and the total daily reduction of fuel consumption ΣB_e : air flow $G_a = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

A proposed two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} can provide decreasing engine inlet air temperature by about 20...25 °C compared with a typical scheme of gas engine inlet air system with cooling the engine room intake air in the central conditioner by chilled water from the ACh and sucking the chilled air by the engine turbocharger from engine room, that results in reduction of engine specific fuel consumption by about $\Delta b_e = (1...2) \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, i.e. about 2...3 % decrease in specific fuel consumption at increased ambient air temperatures $t_{amb} = 30...35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Conclusions

A new method of gas engine inlet air two-stage cooling to stabilize its inlet temperature at increased ambient air temperatures with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage. An advanced gas engine inlet air cooling system with

References

1. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. E3S Web of Conferences (HTRSE–2018), 70, 2018, 6 p.
2. Radchenko N.: A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 25 (4), 2004, pp. 3–19.
3. Radchenko R., Radchenko A., Serbin S., Kantor S., Portnoi B. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. E3S Web of Conferences (HTRSE–2018), 70, 2018, 6 p.
4. I, Sugiartha N, Ge Y-T, Marriott D.: Application of tri-generation systems to the food retail industry. Energy Convers Manage, 48, 2007, pp. 2988–2995.
5. Trushliakov E., Radchenko M., Radchenko A., Kantor S., Zongming Y.: Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions. The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018", Jiangsu, Nanjing, China, 2018, pp.1303–1307.

УДК 629.4.048

СИСТЕМА ДВОСТУПЕНЕВОГО ТЕХНІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З АБСОРБЦІЙНО-ПАРОКОМПРЕСОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

*Грич А.В. к.т.н., доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації ;
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв,*

Анотація

Виконано аналіз ефективності кондиціювання припливного повітря машинного відділення газових двигунів автономної теплоелектростанції. Розглянуто систему двоступеневого кондиціювання повітря із застосуванням комбінованої каскадної абсорбційно-парокомпресорної холодильної машини і зональною повітроподачею. Запропоновано способи обробки припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження.

Ключові слова: кондиціювання, автономна теплоелектростанція, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

Вступ

Температура повітря в машинному відділенні (МО), звідки повітря надходить на всмоктування турбокомпресорів (ТК) газових двигунів (ГД) автономних електростанцій, зазвичай підтримується системою вентиляції або охолодженням припливного повітря в центральному кондиціонері з подачею в повітроохолоджувачі (ВО) холодної води з температурою 7 ... 10 ° С, що надходить від абсорбційної бромістолітєвої холодильної

машини (АБХМ), що утилізує скидну теплоту ГД. В роботі запропонована система охолодження припливного повітря МО з подачею охолодженого повітря безпосередньо на вхід ГД окремим воздухопроводом, яка дозволяє істотно скоротити витрату повітря і збільшити глибину його охолодження при зниженні витрат холоду.

Результати дослідження

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати. У стандартних системах кондиціювання МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидну теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоки і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ) 7 °С.

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпресорної холодильної машини (ПКХМ), що служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціювання МО вельми обмежена, особливо при дефіциті холоду на технологічні потреби.

Використання ПКХМ як джерела холоду для другого ступеня охолоджувачів повітря на вході двигунів передбачає додаткові витрати електроенергії на привід компресора, що при наявності технологічних виробництв в якості пріоритетних споживачів холоду вкрай проблематично і вимагає раціонального його витрачання. Це завдання може бути вирішена шляхом збільшення холодопродуктивності ПКХМ з використанням для цього холоду, одержуваного трансформацією скидний теплоти в АБХМ.

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня ПО2 від каскадної абсорбційно-парокомпресорній холодильної машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система дозволяє підвищити холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від $\epsilon_k=3,1$ до $\epsilon_k=7$ згідно характеристик компресора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації t_k від 45 °С до 20 °С.

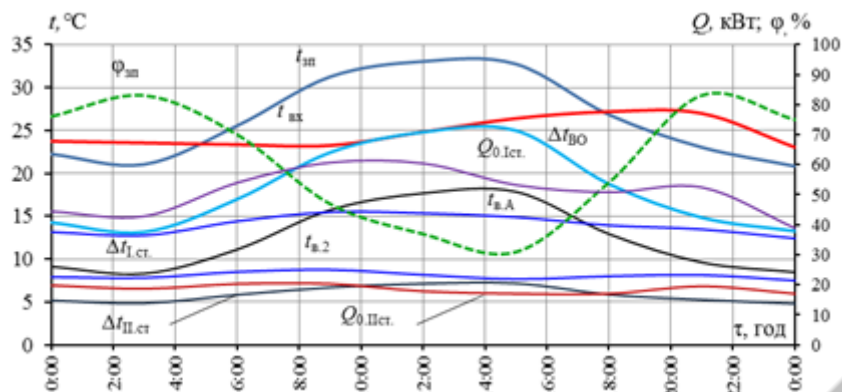


Рис. 1 Залежність холодильного коефіцієнта ε_k , споживаної електричної потужності N_k компресора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q_0 від температури конденсації t_k .

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40 ... 50%.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря на вході ГД в КАПКХМ. Як видно з графіків, зниження температури повітря становить $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ВТ} = 14 \dots 26$ °С, що значно більше, ніж в базовому варіанті $\Delta t_{ПО(60)} = t_{зп} - t_{ПО.2} = 5 \dots 13$ °С. Звідси можна зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціонування з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження $\Delta t_{ПО}$ в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціонування.

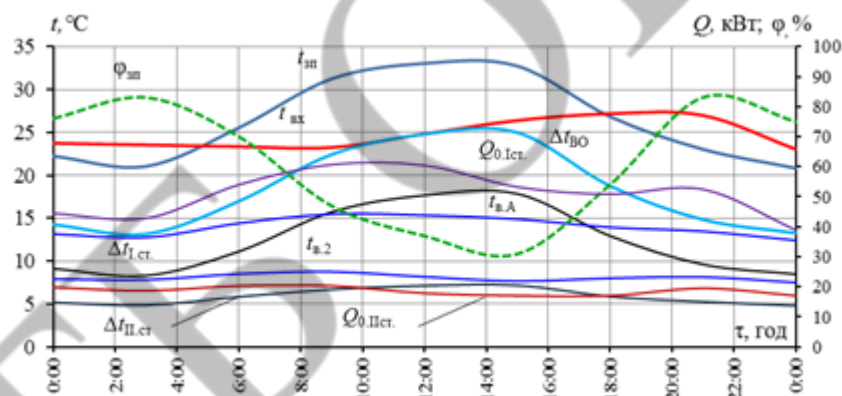


Рис. 2 Температури зовнішнього повітря $t_{зм}$, на вході ТК ГД $t_{вх}$ при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня $ПО_1$ $t_{ВТ}$, зниження температури повітря в $ПО_1$ $\Delta t_{ВТ} = t_{зп} - t_{ВТ}$, на виході з другого ступеня $ПО_2$ $t_{НТ}$, зниження температури повітря в ступені $ПО_2$ $\Delta t_{НТ} = t_{ВТ} - t_{НТ}$, повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{НТ}$ протягом доби при витраті повітря 35000 м³/год, холодопродуктивності першого ступеня $ПО_1$ $Q_{0.ВТ}$ і другого ступеня $ПО_2$ $Q_{0.НТ}$

На рис.3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплого навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

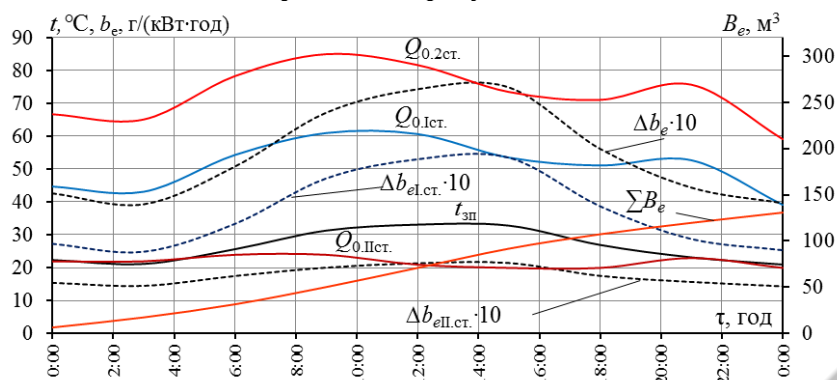


Рис. 3 Зміна холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.ВТ}$, другого ступеня ПО₂ $Q_{0.НТ}$, сумарною холодопродуктивності ПО $Q_{0.ПО}$, повного теплового навантаження ПО $Q_{0.НТ}$, Δb_e – скорочення питомої витрати палива, г / (кВт · год), $\Sigma \Delta B_e$ – добова економія природного газу, м³

Як видно, максимальне теплове навантаження складе близько 112 кВт, що на 68% менше, ніж в базовому варіанті ($Q_{0(60)} \approx 350$ кВт), а навантаження на ПО зменшилася на 76%, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби.

Висновки

Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний теплоти ГД в каскадний абсорбційної-парокомпресорній холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня ПОВТ від АБХМ і низькотемпературного ступеня ПОНТ від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10 ... 15% за рахунок глибокого (до 7 ... 10 °С) охолодження повітря на вході ГД в порівнянні з його охолодженням в АБХМ до 15 °С

Список інформаційних джерел

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 6. - С. 20-25.
2. Радченко А. М., Грич А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич, Б.С. Портной // Холодильна техніка та технологія. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.
3. Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.
4. Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії/ Ткаченко С.Й., М.М.Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1.– С.54-57
5. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде/ Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12-17.

ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ З СТУПЕНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

*Грич А.В. к.т.н., доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації;
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Анотація

Виконано аналіз ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення газових двигунів автономної теплоелектростанції. Розглянуто систему двоступеневого охолодження повітря з використанням абсорбційної холодильної машини і зональної повітроподачею. Запропоновано способи обробки їх припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження

Ключові слова: кондиціювання, автономна теплоелектростанція, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

Вступ

В результаті аналізу існуючих систем кондиціювання машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

Результати дослідження

Для скорочення витрат холоду на кондиціювання циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціювання повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня ПО_{ВТ}, (Рис 1.) в який подається холодоносієм – вода з температурою 7 °С від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ}, з температурою холодоносія-води 4 °С, охолоджуваної в парокомпресорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь ПО_{ВТ}, де його температура знижується на величину $\Delta t_{\text{ПО.ВТ}} = 12 \dots 19$ °С, а потім в низькотемпературний ступінь ПО_{НТ}, де воно охолоджується на величину $\Delta t_{\text{ПО.НТ}} = 5 \dots 7$ °С, і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою 8 ... 10 °С.

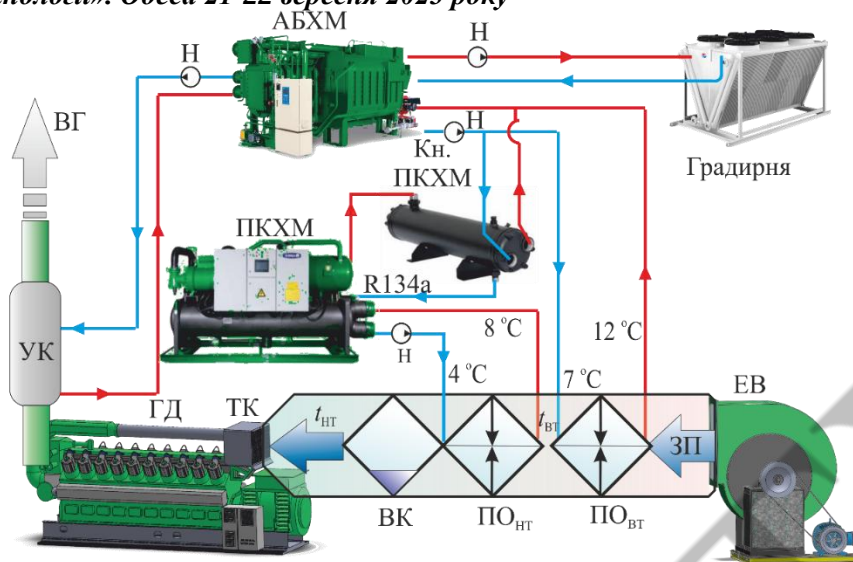


Рис. 1 Схема системи кондиціонування повітря з двоступеневим повітроохолодженням та прямою подачею охолодженого повітря на вхід в ТК ГД. Де: ГД – газовий двигун; АБХМ – абсорбційна бром-літєва холодильна машина; ПКХМ – парокомпресорна холодильна машина; Кн. ПКХМ – конденсатор ПКХМ; ПО_{ВТ} – повітроохолоджувач високотемпературного ступеня; ПО_{НТ} – повітроохолоджувач низькотемпературного ступеня; ЕВ – електровентилятор; ВК – відділювач конденсату; ТК – турбокомпресор; УК – утилізаційний котел; ЗП – зовнішнє повітря; ВГ – відхідні гази;

На рис. 2 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{пв}$, після високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} $d_{в1}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} $d_{в2}$, питоме теплове навантаження високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} q_{02} і всього ПО q_0 , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Система зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціонування припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м³/год до 7500 м³/год).

З рис. 2 видно, що глибина охолодження припливного повітря становить $\Delta t_b = 8...24$ °С. Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціонування повітря МВ.

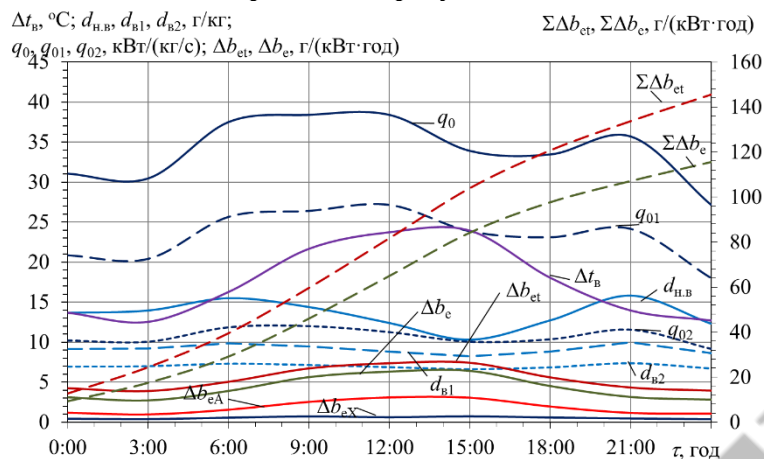


Рис. 2 Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО d_{hB} , вологовмісту після високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} d_{h1} і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} d_{h2} ; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} q_{02} і всього ПО q_0 ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Слід зазначити, що зональна система кондиціонування дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохолоджене повітря, яке подається ізольованим каналам на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура $10...18^\circ\text{C}$ та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину $\Delta P = 280 \dots 490 \text{ Па}$, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на $20 \dots 25 \%$.

Висновки

Проаналізовано ефективність глибокого охолодження припливного повітря МВ автономної теплоелектростанції. Показано, що двоступенева охолодження припливного повітря холодною водою спочатку від АБХМ, а потім від ПКХМ з температурою відповідно 7 і 4°C забезпечує в $1,4 \dots 1,5$ рази більше зниження температури повітря в порівнянні з традиційним охолодженням водою від АБХМ.

Список інформаційних джерел

1. Трушляков, Є. І. Підвищення ефективності систем кондиціонування повітря шляхом роз-поділу теплового навантаження за ступеневим принципом [Текст] / Є. І. Трушляков, М. І. Рад-ченко, А. М. Радченко, С. Г. Фордуй, С. А. Кантор, В. С. Ткаченко, Б. С. Портной // Авиационнокосмическая техника и технология. – 2019. – № 8 (160). – С. 49–
2. Радченко А.М., Грич, А.В., Портной Б.С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции //Холодильна техніка та технологія, Одеса, ОНАХТ. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.
- 3.Радченко А.М., Грич А.В. Охлаждения приточного воздуха машинного відділення газо-вих двигунів тригенераційної установки//Холодильна техніка та технологія. Одеса, ОНАХТ,- 2014. - № 6. - С. 20-25.
4. Радченко Р.М., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки//Авиационнокосмическая техника и техно-логия, Харків, – 2014. – № 6. – С. 103–107
5. Радченко М.І., Бохдаль Л., Грич А.В., Єсин І.П. Повышение эффективности системы обратного охлаждения газопоршневого двигателя //Авиационно-космическая техника и техноло-гия, Харків, ХАИ – 2015. – № 4 (121). – 113 с. С. 103–107.

XIV ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY

21-22 вересня 2023 року

ЗБІРНИК ДОПОВІДЕЙ

Збірник тез доповідей XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології 21-22 вересня 2023 року – Одеса: ОНТУ, 2023. –190 с.

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

Редакційна колегія: Хмельнюк М.Г., Жихарєва Н.В., Когут В.О.

Комп'ютерний набір і верстка: Жихарєва Н.В.