



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
АСОЦІАЦІЯ ІНЖЕНЕРІВ ПО ВЕНТИЛЯЦІЇ, ОПАЛЕННЮ ТА  
КОНДИЦІОНУВАННЮ «АВОК України»  
СПІЛКА ХОЛОДИЛЬЩИКІВ УКРАЇНИ  
МІЖНАРОДНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ**

**XI Всеукраїнська науково-технічна конференція  
XI Всеукраинская научно-техническая конференция  
XI International scientific conference**

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

**21-22 вересня 2017 року**

**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ**



**ОДЕСА 2017**

УДК 621.565 (075.6)

**Сучасні проблеми холодильної техніки та технології** / Збірник тез доповідей XI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2017. – 243 с.

У збірнику наведені матеріали XI 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, дослідженням робочих тіл та процесів в елементах холодильних та криогенних систем, застосуванням нано та когенераційних технологій, використанням холоду в харчових технологіях, застосуванням і впровадженням нетрадиційних джерел енергії.

В сборнике представлены материалы XI Всеукраинской научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии» и рассмотрены различные аспекты научно-технических вопросов, связанных с проектированием, изготовлением и эксплуатацией холодильного оборудования различного назначения, исследованием рабочих тел и процессов в элементах холодильных и криогенных систем, применением нано и когенерационных технологий, использованием холода в пищевых технологиях, применением и внедрением нетрадиционных источников энергии.

Рекомендовано до видання Вченою Радою Одеської національної академії харчових технологій протоколом №6 від 07.11.2017 р.

Відповідальність за достовірність інформації несе автор публікації.  
Матеріали публікуються мовою оригінала, наданого автором.

**Голова конференції** – *Єгоров Богдан Вікторович* – ректор Одеської національної академії харчових технологій, член-кореспондент НААН України, Заслужений діяч науки і техніки, д-р техн. наук, професор.

**Заступник голови** – *Косой Борис Володимирович* – директор Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, д-р техн. наук, професор.

Члени наукового комітету:

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

Лагутін А.Є – академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор.

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

Желізний В.П. – зав. кафедрою теплофізики та прикладної екології ОНАХТ, д-р техн. наук, професор.

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

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

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

Бондаренко В.Л. – д-р техн. наук, професор.

Лавренченко Г.К. – д-р техн. наук, професор.

Семенюк В.О. – к.т.н., директор НВФ «Терміон».

### **ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ**

Голова – проф. Хмельнюк М.Г.

Науковий секретар – к.т.н. Зімін О.В.

Члени – к.т.н. Буданов В.О., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Стоянов П.Ф., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н. Ерін В.А., к.т.н. Гайдук С.В., к.т.н. Соколовская В.В., к.т.н. Подмазко І.О., к.т.н. Федоров О.Г.

## ТЕМИ ДОКЛАДОВ ПЛЕНАРНОГО ЗАСІДАННЯ

### **1. 30 РОКІВ МОНРЕАЛЬСЬКОГО ПРОТОКОЛУ. СТРАТЕГІЇ В СФЕРІ ОБІГУ ОЗОНОРУЙНУЮЧИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ**

Возний В.Ф., к.т.н., президент ВГО «Спілка холодильщиків України»

### **2. РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ І СПОЖИВАННІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ**

Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, м. Москва;

Биканов О.М., «KLA–Tencor Corporation», Milpitas, California, USA;

Симоненко Ю.М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса

Чигрин А.А., інженер-технолог, ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;

e-mail: [ysim1@yandex.ua](mailto:ysim1@yandex.ua)

### **3. ТЕХНОЛОГИИ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭНЕРГИИ, ТЕПЛА И ХОЛОДА: РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НА КАФЕДРЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И РЕФРИЖЕРАЦИИ НУК ИМ. АДМИРАЛА МАКАРОВА**

Радченко Н.И. доктор техн. наук, професор, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев, [nirad50@gmail.com](mailto:nirad50@gmail.com)

### **4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ**

Трушляков Е.И., к.т.н., доц., Радченко А.Н., к.т.н., доц., Грич А.В., к.т.н., ассистент

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,

[nirad50@gmail.com](mailto:nirad50@gmail.com)

### **5. СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ В СВЕТЕ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ. СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО-ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

А.В. Дорошенко, доктор техн. наук, професор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики

### **6. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ВЫБОРЕ КОМПРЕССОРА. СРАВНЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО ВИНТОВОГО И ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРОВ**

В. Гринько Региональный представитель J&E Hall и GEA ВОСК/Генеральный директор ООО «Еврокул

## ЗМІСТ

<b>СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.</b>		<b>стр.</b>
<b>ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ</b>		
1.	<b>EFFICIENCY OF REFRIGERATING EJECTOR SYSTEMS FOR CONDENSATION OF LIQUID HYDROCARBONS OF OIL PRODUCTS</b> I. D. Butovskyi, V. E. Kogut	11
2.	<b>MATHEMATICAL MODEL OF VAPOUR CONDENSATION IN THE CONTACT HEAT EXCHANGER</b> I. D. Butovskyi	14
3.	<b>ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ОБОРОТНОЇ ВОДИ У СОДОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ</b> Цейтлін М.А., Райко В.Ф.	15
4.	<b>ВПЛИВ РІЗНИЦІ ТЕМПЕРАТУР МІЖ ВНУТРІШНІМ І ПРИПЛИВНИМ ПОВІТР'ЯМ НА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТР'Я ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ</b> Гарасим Д.І., Лабай В.Й.	18
5.	<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТР'ЯНОГО СЕРЕДОВИЩА В ОБ'ЄМІ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР ДЛЯ ЗБЕРЕЖЕННЯ ОВОЧІВ</b> Кудрін О.Б., Данько В.П.	20
6.	<b>РОЗРОБКА ТА АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВОДООХОЛОДЖУВАЧІВ ВИПАРНОГО ТИПУ</b> Дорошенко А.В., Цапушел А.М., Іванова Л.В.	22
7.	<b>АНАЛІЗ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ VRF СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТР'Я</b> Піщанська Н.О., Подмазко І.О.	25
8.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СИСТЕМАХ ТЕРМОСТАТУВАННЯ ДЛЯ ЖОРСТКИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ</b> А. В. Лоза, Ю. А. Єланський, В. Н. Покатаєв	28
9.	<b>ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВИЗОРА В ДИАГНОСТИКЕ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ</b> Жук Н.П.	29
10.	<b>ТРАНСПОРТНИЙ РЕФРИЖЕРАТОР НА БАЗІ АВТОМОБІЛЮ ГАЗЕЛЬ ГАЗ-3302</b> Коломієць О.В., Сухий К.М.	32
11.	<b>ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ І ЕКОЛОГІЯ</b> Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.	34
12.	<b>АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ДЛЯ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ, НАПІВФАБРИКАТІВ І СИРОВИНИ</b> Приймак В.Г.	36
13.	<b>РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТР'Я</b> Озолін М.Є., Осадчук Є.О., Мазуренко С.Ю.	37
14.	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАКЕТІВ ТРУБ З НАХИЛЕНИМИ ПОПЕРЕЧНИМИ РЕБРАМИ</b> Князюк В.І., Лагутін А.Ю., Стоянов П.Ф., Гоголь М.І.	39
15.	<b>ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОПАНА В БЫТОВОМ КОНДИЦИОНИРОВАНИИ</b> Жук Н.П.	42
16.	<b>ВИМОГИ ДО КЛІМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ТИПОВИХ БІОЛАБОРАТОРІЙ ТА БІОФАБРИК, ЩО ЗДІЙСНЮЮТЬ ВИРОБНИЦТВО ЕНТОМОФАГІВ</b> Піщанська Н.О., Бельченко В.М.	44
17.	<b>АНАЛІЗ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЛОГІСНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СИСТЕМИ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ ПРИМІЩЕНЬ ЕНТОМОЛОГІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА</b> Піщанська Н.О., Подмазко І.О.	45
18.	<b>ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ</b> Подмазко О.С., Подмазко І.О.	46
19.	<b>РЕФІТ (РЕТРОФІТ) ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ, ТА ЙОГО НЕОБХІДНІСТЬ У ФРЕОНОВИХ ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ</b> Подмазко О.С.	48
20.	<b>ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ АКУМУЛЯТОРІВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ</b> Р.В. Грищенко, А.В. Форсюк, Я.І. Засядько, О.Ю. Пилипенко, Р.І. Колодзінський	50

<b>СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.</b>		<b>стр.</b>
<b>ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ</b>		
21.	<b>ПЕРВИННІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАНІ ЛЬОДОУТВОРЕННЯ НА ВЕРТИКАЛЬНІЙ ТРУБІ ЗА ЇЇ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ ВОДИ</b> Колодзінський Р.І., Пилипенко О.Ю., Форсюк А.В., Засядько Я.І., Грищенко Р.В.	53
22.	<b>ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ</b> Грич А.В.	55
23.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЕЗПРОВІДНОГО ЗВ'ЯЗКУ ZIGBEE ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ</b> Миرونчук О.Ю.	57
24.	<b>ВДОСКОНАЛЕНА УСТАНОВКА НА БАЗІ ГАЗОВОГО ДИГУНА З АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ</b> Остапенко О. В.	61
25.	<b>ВПЛИВ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ НА ТЕРМОЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОНДИЦІОНЕРІВ</b> Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О.	63
26.	<b>ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ</b> Ольшамовский В.С., Гоголь Н.И.	66
27.	<b>МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ СИСТЕМ ТЕРМОСТАТУВАННЯ РАКЕТ КОСМІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ НА НИЗЬКО - І ВИСОКОКИПЛЯЧИХ КОМПОНЕНТАХ ПАЛИВА</b> С.О. Бігун	69
28.	<b>ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ ВО ВРЕМЯ ПРЕДСТАРТОВОЙ ПОДГОТОВКИ</b> Бигун С.А., Лагутин А.Е., Демьяненко Ю.И., Гоголь Н.И.	70
29.	<b>АНАЛИЗ УДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ ОПРЕДЕЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ</b> Козаченко И. С., Лагутин А.Е	72
30.	<b>ЗАМІНА ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ВЕЛИКОТОННАЖНОЇ АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ВОДЯНИМ</b> Вассерман О.А., Слинько О.Г.	75
31.	<b>ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНО-ЛОПАСТНОЙ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ УМЕРЕННОГО ХОЛОДА</b> Трандафилов В.В., Хмельнюк М. Г.	76
32.	<b>АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ І МОДЕЛЕЙ РОЗРАХУНКУ СТУПЕНЯ НЕБЕЗПЕКИ ТА ОЦІНКА РІВНЯ РИЗИКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРОМИСЛОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ</b> Сливинська М.В., Желіба Ю.О., к.т.н., Желіба Т.А.	78
33.	<b>ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БІНАРНОГО ЛЬОДУ ЯК ХОЛОДОНОСІЯ НА СУДАХ РИБНОГО ФЛОТУ</b> Зімін О. В.	81
34.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛ. МАШИНАМИ В УСЛОВИЯХ УМЕРЕННОГО КЛИМАТА</b> Радченко А.Н., Портной Б.С.	83
35.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ТЕПЛЫМ НАСОСОМ</b> Радченко Н.И, Калиниченко И.В.	86
36.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОВОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ</b> Богданов Н.С	88
37.	<b>ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С АККУМУЛЯЦИЕЙ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОЛУЧЕННОГО КОНДЕНСАТА</b> Прядко А.С.	90
38.	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ НА ЯКІСТЬ ПЛОДОВИХ СОКІВ ПРИ ЇХ ВИРОБНИЦТВІ</b> Загорко Н.П., Тарасенко В.Г., Буденко С.Ф.	93
39.	<b>ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ МАЛОШУМЯЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ С ОТТАЙКОЙ ГОРЯЧИМ ГАЗОМ</b> Липневич Д. В	95

<b>СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.</b>		стр.
<b>ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ</b>		
40.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ АЕРОТЕРМОПРЕСОРА ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК</b> Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Котік Х.А.	97
41.	<b>РОЗРОБКА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ ВСТАВКИ ДЛЯ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОБМІННОГО АПАРАТУ</b> Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А.	99
42.	<b>OPERATIONAL EFFICIENCY IMPROVEMENTS FOR REFRIGERATION SYSTEMS DURING SUMMER PERIOD</b> Nesterov P.S., Buyadgie O.D., Khmelniuk M.G., Yakovleva O.Y.	102
43.	<b>АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАВЧАЛЬНО-АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ ХЕРСОНСЬКОЇ ФІЛІЇ НУК</b> Калініченко І.В., Сидорова В.І.	104
44.	<b>EFFICIENCY EVALUATION OF DOMESTIC SOLAR ASSISTED GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEM FOR SOUTHERN UKRAINIAN REGION</b> O. Ostapenko, O. Yakovleva, M. Khmelniuk	105
45.	<b>МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОБМІНУ В СИСТЕМАХ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДРІБНОСЕМ'ЯНИХ КУЛЬТУР</b> Петушенко С.М.	108
46.	<b>К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ КИПЕНИЯ КАПЕЛЬ ХЛАДАГЕНТА В ФИЛЬТРЕ ЭЖЕКТОРЕ</b> Когут В.Е., Бушманов В.М.	110
47.	<b>КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ</b> Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Грич А.В.	112
48.	<b>УВЕЛИЧЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПРИ НЕИЗМЕННЫХ ГАБАРИТАХ ТЕПЛООБМЕННОГО БЛОКА</b> Козаченко И. С., Лагутин А.Е.	115
49.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОПРЕСОРНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ЕКОЛОГІЧНОГО ЗВОЛОЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВЗ</b> Коновалов Д.В., Джурина А.О., Смоляний Є.С.	118
<b>СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ.</b>		стр.
<b>ТЕПЛОВІ НАСОСИ</b>		
50.	<b>РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ І СПОЖИВАННІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ</b> Бондаренко В.Л., Биканов О.М., Симоненко Ю.М., Чигрин А.О.	119
51.	<b>МЕТОДИ ОЧИЩЕННЯ ГЕЛІЮ ВІД ВАЖКИХ ІНЕРТНИХ ГАЗІВ</b> Чигрин А.О.	122
52.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ МАЛОМАШТАБНИХ ВИХРОВИХ ТРУБ В КРІОГЕННІЙ ТЕХНІЦІ</b> Симоненко Ю.М., Тишко Д.П.	124
53.	<b>ВИРОБНИЦТВО ГЕЛІЮ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ ШЛЯХОМ ПЕРІОДИЧНОЇ АДСОРБЦІЇ ПРИ T=28...78 K</b> Бондаренко В.Л., Башкиров Г.В., Пилипенко Б.О.	126
54.	<b>ОТРИМАННЯ ІЗОТОПІВ ЛЕГКИХ ГАЗІВ МЕТОДОМ РЕКТИФІКАЦІЇ</b> Бондаренко В. Л., Емельянов О. М., Меркулов М. Ю., Симоненко Ю. М.	130
55.	<b>ВИКОРИСТАННЯ БАРОМЕМБРАННОГО ПРОЦЕСУ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ НЕОНОГЕЛІЄВОЇ СУМІШІ</b> Башкиров Г. В., Кошовий С. О., Симоненко Ю. М.	133
56.	<b>MODELING OF THERMAL MODES OF THE REFLUX CONDENSER OF THE ABSORPTION REFRIGERATION UNIT</b> Kholodkov A.O., Titlov A.S.	136
57.	<b>THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER-ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES</b> Osadchuk E.A., Kirilov V.Kh., Mazurenko S.Yu.	137
58.	<b>DEVELOPMENT OF UNIVERSAL ABSORPTION REFRIGERATION DEVICES FOR OPERATION IN A WIDE RANGE OF AMBIENT TEMPERATURES</b> Selivanov A.P.	138
59.	<b>DESIGN OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS</b> Ozolin N.E., Titlov A.S.	139

<b>СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ. ТЕПЛОВІ НАСОСИ</b>		<b>стр.</b>
60.	<b>АНАЛІЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛІВ ТЕРМОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ</b> Арсеньев В.М., Мелейчук С.С., Проценко М.І.	142
61.	<b>СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ГЕНЕРАТОРА МІКРОХВИЛЬОВОЇ ЕНЕРГІЇ</b> Георгієш К.В.	144
62.	<b>ОЦІНКА ОБСЯГІВ ПОТУЖНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В УКРАЇНІ</b> Басок Б.І., Дубовський С.В.	146
63.	<b>ДО ПРОБЛЕМ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ КИПІННІ ВОДИ НА ПОРИСТИХ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХНЯХ</b> Шаповал А.А., Стрельцова Ю.В., Шаповал І.О.	149
64.	<b>ОЦІНКА ПОТЕНЦІАЛУ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ ОДЕСЬКОЇ ОБЛАСТІ</b> Басок Б.І., Кравченко В.П., Веремійчук Ю.А.	152
65.	<b>ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СИСТЕМЕ ТРИГЕНЕРАЦИИ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ</b> Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук, Б.Г. Грудка	153
66.	<b>ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК</b> Л. И Морозюк, В. В. Соколовская, А. В. Мошкатюк	155
67.	<b>ЕФЕКТИВНІСТЬ ПАРКОМПРЕСІЙНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ БУДИНКІВ НА ОСНОВІ ЕНЕРГІЇ ХОЛОДНОЇ ВОДИ І ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ</b> Петраш В.Д., Полунін Ю.М., Висоцька М.В.	157
68.	<b>EXTENDING MAISOSENKO CYCLE APPLICATIONS THROUGH A NEW MATERIAL</b> Levchenko D.A., Yurko I.V.	160
69.	<b>ДОЦІЛЬНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СУДНОВИХ СИСТЕМАХ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ</b> Ярошенко В.М., Подмазко О.С.	162
70.	<b>RADIATIVE COOLING METHOD IN THE AIR CONDITIONING SYSTEM</b> Tsoy A.P.; Tsoy D.A.	165
71.	<b>ТРАНСКРИТИЧНІ ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ У СИСТЕМАХ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТОРГОВЕЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ</b> Петренко О.В., Семенюк Д.П.	167
72.	<b>АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ</b> Редунов Г.М., Гожелов Д.П., Тимофеев І.В.	170
<b>СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ</b>		<b>стр.</b>
73.	<b>ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ВХОДЕ В РОТОР СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ</b> Ванев С.М., Т.С. Родимченко	172
74.	<b>ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ В УСЛОВИЯХ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ</b> Петренко М.А.	175
75.	<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА, ПРАЦЮЮЧОГО З ДОМІШКАМИ НАНОЧАСТОК TiO2 ДО МАСТИЛА</b> Балашов Д.О., Мілованов В.І.	177
76.	<b>УЧБОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУВАННОГО ОБ'ЄКТУ</b> Водяницька Н.І., Мельников В.Д.	178
77.	<b>АКТУАЛЬНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ УГЛЕКИСЛОТЫ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ</b> Водяницкая Н.И., Паскаль А.А.	179
78.	<b>ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ КАМЕРИ ЗМІШУВАННЯ РІДИННО ПАРОВОГО СТРУМЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА НА ВЕЛИЧИНУ ТИСКУ ВСМОКТУВАННЯ ПАСИВНОГО ПОТОКУ</b> Арсеньев В.М., Прокопов М.Г., Чех О.Ю.	180

**СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ  
ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ**

стр.

<b>79.</b>	<b>МЕТОДИ АНАЛІЗУ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ</b>	<b>181</b>
	С. А. Задорожний, С.Г. Потапов, А.В. Форсюк	
<b>80.</b>	<b>ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОГО ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ТЕПЛОВІДДАЧІ БАГАТОШАРОВОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ СТІНКИ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ УМОВАХ</b>	<b>183</b>
	С.А. Задорожний, С.Г. Потапов, А.В. Форсюк	
<b>81.</b>	<b>ДИНАМІКА ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ГАЗІВ В МАЛОРУХОМОМУ ШАРІ ЗЕРНА</b>	<b>184</b>
	Гапонюк І. І.	
<b>82.</b>	<b>АНАЛІЗ ПРИРОДНИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ В ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ І КОМПРЕСОРАХ МАЛОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ</b>	<b>186</b>
	В.І. Мілованов, А.В. Зажий	
<b>83.</b>	<b>ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ</b>	<b>188</b>
	В.І. Мілованов, О.Л. Клебан	
<b>84.</b>	<b>ЗАСТОСУВАННЯ SCHUKER-ДВИГУНА ДЛЯ КОНДИЦІОНУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ</b>	<b>191</b>
	Мілованова В.В	
<b>85.</b>	<b>ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ ГІДРОУДАРІВ У ГІДРОСИСТЕМАХ</b>	<b>193</b>
	Скалозубов В.І., Чулкін О.А, Пірковський Д.С.	
<b>86.</b>	<b>ОСОБЛИВОСТІ ВИРОБЛЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ</b>	<b>194</b>
	Іщук В.І., Козлов Я.М.	
<b>87.</b>	<b>СУЩЕСТВУЮЩІЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ</b>	<b>195</b>
	Яковлев Ю.А., Дяченко И. А., Чербаджи С. В.	
<b>88.</b>	<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОЇ РЕГАЗИФІКАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ЗПГ</b>	<b>197</b>
	Ярошенко В.М. к.т.н., Бабамірадов Максат,	
<b>89.</b>	<b>УТИЛІЗАЦІЯ АВТОТРАКТОРНИХ ШИН НА ОСНОВІ ТУРБОХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ</b>	<b>199</b>
	Ярошенко В.М., Кусік О.	
<b>90.</b>	<b>АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ З РТО ПРОМІЖНОГО ТИСКУ</b>	<b>201</b>
	Ярошенко В.М., Переход О.,	
<b>91.</b>	<b>ВРАХУВАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ЗАПІЗНЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ХВИЛІ В ОГОРОДЖЕННІ</b>	<b>203</b>
	Миرونчук Ю. А	
<b>92.</b>	<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА НАКЛОНА СОПЛА ДВУХПОТОЧНОЙ ВИХРЕВОЙ ТУРБИНЫ С ВНЕШНИМ ПЕРИФЕРИЙНЫМ КАНАЛОМ НА ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ</b>	<b>206</b>
	Ванеев С.М., Д.В. Мирошниченко,	
<b>93.</b>	<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФІЛЬТРАЦІЙНОГО СУШІННЯ ПІД ДІЄЮ ВИСОКОГО ТИСКУ</b>	<b>208</b>
	Потапов В.О., Гриценко О.Ю	
<b>94.</b>	<b>ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УЛЬТРАЗВУКОВОГО І НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГЕМОЛІЗУ ЕРИТРОЦИТІВ КРОВІ</b>	<b>210</b>
	Євлаш В.В., Погожих М.І., Потапов В.О.	
<b>95.</b>	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВОК НАНОЧАСТИНОК TiO<sub>2</sub> НА ВНУТРІШНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ КИПІННЯ ХОЛОДОАГЕНТУ R141B</b>	<b>213</b>
	Хліва О.Я., Гордейчук Т.В., Семенюк Ю.В.	
<b>96.</b>	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОКАЛЬНИХ КОЕФІЦІЕНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ КИПІННІ РОБОЧИХ ТІЛ R600A/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО ТА R600A/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО /ФУЛЕРЕНИ C<sub>60</sub> У ТРУБІ</b>	<b>216</b>
	Мороз С.О., Хліва О.Я., Железний В.П.	
<b>97.</b>	<b>МОДЕЛЬ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОЄМНОСТІ НАНОФЛЮЇДІВ</b>	<b>219</b>
	Железний В.П., Мотовий І.В.	
<b>98.</b>	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВОК НАНОЧАСТИНОК TiO<sub>2</sub> НА В'ЯЗКІСТЬ І ПОВЕРХНЕВИЙ НАТЯГ ХОЛОДОАГЕНТУ R141B</b>	<b>222</b>
	Гордейчук Т.В., Лук'янов М.М., Семенюк Ю.В.	

**СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ.  
ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ**

стр.

<b>99.</b>	<b>КАЛОРИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РОЗЧИНІВ R600a / МИНЕРАЛЬНОЕ МАСТИЛО ТА DME / TEG</b>	<b>225</b>
	Мотовой І.В., Івченко Д.О., Железний В.П	
<b>100.</b>	<b>ПРОЦЕС ТЕПЛООБМІНУ МІЖ ЗЕРНІВКАМИ ТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНИМ ПОВІТРЯМ У ЗЕРНОСХОВИЩІ</b>	<b>228</b>
	Кюрчев С.В., Кюрчева Л.М., Верхованцева В.О.,	
<b>101.</b>	<b>ЗАСТОСУВАННЯ МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА ДЛЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК</b>	<b>230</b>
	Андреев А.А., Максимов В.І.	
<b>102.</b>	<b>ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ</b>	<b>231</b>
	Федоров О.Г.	
<b>103.</b>	<b>НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВС</b>	<b>233</b>
	Буданов В.О., Мілованов В.І., Губінов Д.О.	
<b>104.</b>	<b>ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВИХ ЕЖЕКТОРІВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ ЗА ПРИНЦИПОМ СТРУМІННОЇ ТЕРМОКОМПРЕСІЇ</b>	<b>236</b>
	Шарапов С.О., Арсеньев В.М.	
<b>105.</b>	<b>ІНТЕНСИФІКАЦІЯ МІЖФАЗОВОГО ВОЛОГООБМІНУ КАПЛІАРНО-ПОРИСТИХ ТІЛ</b>	<b>237</b>
	Гапонюк І. І.,	
<b>106.</b>	<b>30 РОКІВ МОНРЕАЛЬСЬКОГО ПРОТОКОЛУ. СТРАТЕГІЇ В СФЕРІ ОБІГУ ОЗОНОРУЙНУЮЧИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ</b>	<b>238</b>
	Возний В.Ф.	
<b>107.</b>	<b>СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ В СВЕТЕ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ</b>	<b>239</b>
	Дорошенко А.В.	

## **СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ. ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ**

UDC 621.574+621.564+621.892

### **EFFICIENCY OF REFRIGERATING EJECTOR SYSTEMS FOR CONDENSATION OF LIQUID HYDROCARBONS OF OIL PRODUCTS**

I. D. Butovsky<sup>✉</sup>, V. E. Kogut

Odessa national academy of food technologies, Odessa, 65082, Ukraine

✉: ariesoon@gmail.com

Annually by different estimates more than 1 million t of hydrocarbons are thrown out. Specific losses of hydrocarbon only at each operation of draining (filling) of oil make 1,1-1,5 kg on 1 m<sup>3</sup> of the poured product.

The simple traditional methods of prevention of losses of oil product having the low cost (the respiratory valve, gas-leveling system) are insufficiently effective. The known basic approaches of storage of oil products by introduction of superficially active agents. However, in practice these ways have not found broad application.

Essential source of economy of oil resources - elimination of losses at their production, processing, transportation and storage. By estimates of specialists, only at the expense of it it is possible to receive up to 20% of all economy of fuel and energy resources.

Damage caused by these losses consists not only in reduction of fuel resources and cost of the lost products, but also in negative ecological effects which are result of environmental pollution by oil products. Therefore, fight against losses of oil products gives not only economic effect, but also is vital for ensuring conservation.

Negative influence of petrol stations on a circumambient, in comparison with other storages of oil products, is shown more. It relates to the fact that, on the one hand, gas stations are placed in the large cities with a high density of building and considerable concentration of motor transport, and with another – with the fact that emissions come from them at the height only 2 ... 3 m above the ground.

Despite quite considerable losses of gasoline from evaporation, reservoirs of gas station, as a rule, have no means of reduction of losses, except respiratory valves. It is impossible to apply pontoons in them since with change of a fluid level in the reservoir the area of a mirror of its surface also significantly changes.

In the conditions of petrol stations, the most preferable means of reduction of emissions of vapors of gasoline in the atmosphere are systems of the catching of light fractions (CLF).

In Ukraine definitions of losses of oil product, it is regulated according to normative documents. According to it the general losses of oil products consisting of natural losses at storage, reception, issue, transportation is defined. Also in the general losses it is included one-time losses at accidents, repairs, etc. Natural losses are defined as a difference between the general and one-time losses.

Results of experiments have confirmed relevance of use of nitrogen for cooling of a flow of mix of air with hydrocarbons in the heat exchanger the ejector, for condensation of hydrocarbons of different brands of gasolines, bioethanol and diesel fuel, and then their divisions.

Application of installation with the ejector heat exchanger for condensation of the easily boiling hydrocarbons on oil depot will allow to protect a circumambient from hit of vapors of hydrocarbons in it.

### Justification of what efficiency of the developed ULF system.

Let's define, what quantity of emissions is formed at functioning of the tank farm consisting of 8 tanks, and annual turnover of oil equal to 300000 tons.

The following designations and assumptions are accepted for calculation:

The volume of the tank is 20000 m<sup>3</sup>.

B - The quantity of liquid that is soaked in tanks during the year, t / year.

M - maximum emissions of pollutants into the atmosphere, g / s; G - annual emissions of pollutants into the atmosphere, t / year;  $t_{HK}$  is the temperature of the beginning of the liquid, C;

$t_{zhmax}$ ,  $t_{zhmin}$  - temperature corresponding to the maximum and minimum injection of liquid into the reservoir, C;  $\rho_w$  is the density of the liquid, t / ub. m;

$N_p$  - number of tanks, pieces;

$P_{38}$  is the pressure of the acidified vapors of oil and gasoline at  $T = 38^\circ C$ ;

$K_{tmax}$ ,  $K_{tmin}$  - experimental coefficients equal to 0.78 and 0.42 respectively;

$K_{PCP}$  - an experimental coefficient of 0.62;

$K_{OB}$  - coefficient of turnover;

$Q_{CHMAX}$  - the maximum volume of the steam-air mixture expelled from the tanks during its application, ub. m / hour;

$K_B$  - the experimental coefficient is equal to 1;

$\rho_j$  is the density of the liquid, t / ub. m;

Table 1

Data of products

Product	P38, MM.PT. St	$t_{HK}$ , °C	°C		V m3/hour	In, ton/year	RZh, t/m3
			Tmin	Tmax			
Oil	420	42	10	32	56	300000	0,74

Gross emissions of vapors of oil are calculated according to a formula

(1.1) and (1.7) [4]:

- maximum emissions (M, / c): (1.1)

$$M = \frac{0.163 \times P_{38} \times m \times K_t^{\max} \times K_p^{\max} \times K_B \times V_q^{\max}}{4}$$

- annual emissions (G, ton/year):

$$G = 0.294 \times P_{38} \times m \times K_t^{\max} \times K_B + K_t^{\min} \times K_p^{cp} \times K_{OB} \times B \quad \text{ton/year} \quad (1.2)$$

The maximum emissions and annual emissions will make:

$$M = 0,163 \cdot 420 \cdot 63,7 \cdot 0,78 \cdot 0,62 \cdot 1,0 \cdot 56/104 = 11,8100 \text{ g / page.}$$

$$G = 0,294 \cdot 420 \cdot 63,7 \cdot (0,78 \cdot 1,0 + 0,42) \cdot 0,62 \cdot 1,35 \cdot 300000/107 = 324,6692/\text{year.}$$

Thus, with the functioning of a tank farm consisting of 8 tanks and an annual oil turnover of 300,000 tons, 325,000 tons of pollutants are emitted into the atmosphere.

### CONCLUSIONS

Often, existing technological equipment at refinery facilities does not provide the necessary operating parameters even after optimization, and the introduction of highly efficient resource-saving equipment becomes economically feasible.

In many cases, along with increasing the energy efficiency of such equipment, other equally important tasks are being solved: reducing metal consumption, increasing operational reliability and maintainability.

The introduction of a developed system of atmospheric protection, based on the capture of light fractions of petroleum hydrocarbons, will reduce the loss of light oil fractions up to 98%. This is 20 times less than the annual emission of pollutants into the atmosphere from reservoirs functioning without capture systems.

Advantages of the above scheme is the absence of a separate pump, which makes it possible to reduce investments in the capture system of light fractions at the stage of its implementation, as well as during its operation due to energy savings; minimization of maintenance and increasing the reliability of means of reducing losses.

*LIST OF REFERENCES:*

1. V. E., Hmelnyuk M Konut. Questions of safety during the transporting and storage oil products / Zbornik rez dopov\_dy Mezhnarodn's 7-a of a naukovo-tekhnichn konferentsiya" Suchasni to a problem holodilnoi tekhniki i tekhnologii", Odessa, 2011 rubles of page 102.
2. RND 39.-142-00. A method of calculation of emissions of harmful substances in a circumambient from unorganized sources of the oil and gas equipment.
3. RND 211.2.02.09-2004. Methodical directions for to definition of emissions of pollutants in the atmosphere from reservoirs.
4. Patent of Ukraine "Method of hydrocarbon vapor condensation" No. 92548, 26.08.2014
5. Patent of Ukraine "Unit for condensation of hydrocarbon vapors in the stream" No. 92555, 26.08.2014

UDC 621.574+621.564+621.892

## MATHEMATICAL MODEL OF VAPOUR CONDENSATION IN THE CONTACT HEAT EXCHANGER

I. D. Butovskyi✉

Odessa national academy of food technologies, Odessa, 65082, Ukraine

✉: ariesoon@gmail.com

Authors offer use condensation and cooling system based on the contact ejector heat exchanger. Such system allows to exclude completely losses at evaporation of hydrocarbons of oil products, and as a result, to exclude the environmental pollution connected with "small" breath of fuel tanks. Prospects of use of such systems are caused by the possibility of their placement in shallow regions, enough remote from large settlements that ensures additional safety of operation of reservoir parks, gas station. Now there is the sufficient volume of scientific and technical developments and operating experience allowing to create these objects considering specific regime characteristics of work of system and climatic conditions around its placement. At the same time, for ejector heat exchangers of contact type of the data, necessary for perspective design, are extremely limited. In addition, the specified limitation relates to especially empirical calculation procedure, fair, in fact, only for specific regime and geometrical parameters of such heat exchanger investigated in the experiment.

The offered mathematical model has no traditional limitation empirical approach that allows to have the calculation base for design of contact ejector heat exchangers and, therefore, the raised technical and economic indicators.

The model of process of the vapor condensation produced by nozzles and on the films of liquid which are flowing down on internal walls of the heat exchanger forms in the form of the following equations:

Motion equation of the single drop i-oho discharge in the moving steam-air environment the Runge-Kutta method:  $m_i = \frac{dW_{ki}}{d\tau} = \pm mg + C_d \varphi(D_k) P_n$

Distribution function of volumes of drops on diameters:  $V(D_k) = \frac{2}{3\pi} \beta^3 D_k^3 K_i(\beta D_k)$

The quantity of heat apprehended by drops during flight.  $Q_{kj} = \Sigma_i \Sigma_j M_{ki} C_{pjk} \Delta_{ki}$

Flight trajectory of drops the Runge-Kutta method in Mason's modification

$$M_{kj} = M_{jk} \int_{D_{k2}}^{D_{k1}} V(D_k) dD$$

The amount of steam condensed on drops on j-m site

$$M_{HK} = \frac{M_{jk} C_{pjk}}{r} \sum_{i=1}^{i=2} [t_k(\tau_{ct}) - t_{ko}] \int_{D_i - \Delta D/2}^{D_i + \Delta D/2} V(D_k) dD$$

Unfortunately, we have no rather generalized results of the experiment allowing to evaluate influence of concentration of air in couple on heat exchange rate in the contact ejector heat exchanger. The presented mathematical model allows to define amount of the condensed steam.

Stated allows to consider that the offered mathematical model can be used as when performing test calculations of the existing contact heat exchangers in the modes, excellent from rated, and for creation of new contact ejector heat exchangers in which on the basis of the optimized decisions creation of ejector heat exchangers with the raised technical and economic indicators is possible. This mathematical model is based on some sheathe the physical analog of the contact condensation including condensation on drops of the dispersed liquid and on the surface of the liquid film which is flowing down on the surfaces of the device.

Thus, the considered structures of the fluid phase are the general for any devices of contact type, and the used boundary conditions of heat exchange have no the specific restrictions caused by private features and heat-technological function of the device. It allows to use the offered mathematical model for calculation and design of contact ejector heat exchangers of any assignment.

УДК: 661.333

## ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ОБОРОТНОЇ ВОДИ У СОДОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Цейтлін М.А., Райко В.Ф., Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків, [michelzeitlin@gmail.com](mailto:michelzeitlin@gmail.com)

У виробництві кальцинованої соди для досягнення регламентних температур технологічних потоків зазвичай використовують оборотні системи охолодження, у яких вода охолоджується у градирнях до температур, які у залежності від кліматичних та погодних умов коливаються у інтервалі від 10 до 30 °С. Така температура оборотної води задовольняє потребам майже усіх стадій виробництва за виключенням стадії карбонізації, де за рахунок обробки у спеціальних, так званих, карбонізаційних колонних апаратах насиченого аміаком розчину хлориду натрію газом, що містить діоксид вуглецю, власне і утворюється продукт. Згідно норм технологічного режиму розчин у колоні має охолоджуватися до температури 30 °С. Але у теплу пору року, коли навіть на підприємствах розташованих у середній полосі температура охолоджувальної води вдень сягає 25-30 °С, дотримання технологічної норми стає неможливим. Як результат, знижується ступінь використання усіх видів сировини та, відповідно, знижується продуктивність і підвищуються витрати енергетичних ресурсів.

Очевидно, що проблема може бути вирішена за допомогою застосування штучного охолодження води. Оцінка можливості та доцільності використання штучного холоду для підвищення влітку економічних показників содового виробництва і була метою наведеного нижче дослідження. Основні питання, які вирішувалися у цій роботі були наступні: якою є тривалість періоду, коли температура охолоджувальної води перевищує 22 °С (вища межа, коли ще можна витримувати норму технологічного режиму), як температура впливає на ступінь використання сировини та яку техніку доцільно використовувати для штучного охолодження.

Організації охолодження карбонізаційних колон присвячено ряд публікацій (див., наприклад, [1]). Однак зазвичай в них розглядається вплив охолодження на якість отриманих кристалів соди. Нажаль інформація щодо впливу температури охолоджувальної води на ступінь використання сировини та енергоресурсів у доступних джерелах практично відсутня. Деякі дані щодо залежності температури води від пори року можна отримати зі заводських звітів. Зокрема, з них видно, що на підприємствах, які розташовані у середній полосі та на півдні, температура води перевищує норму головним чином у третьому кварталі та такий період в залежності від розташування заводу займає від двох до шести тижнів. В залежності від часу доби у цей період температура становить від 22 °С вночі до 30 °С вдень.

Для визначення залежності ступеню використання сировини від температури охолоджувальної води було виконано обстеження роботи карбонізаційних колон на одному з содових підприємств. У цьому обстеженні фіксували добову продуктивність технологічної лінії по соді, температури суспензії на виході з колони і охолоджувальної води на вході та виході з неї. Також виконувався хімічний аналіз суспензії та велась реєстрація її складу.

Як показали спостереження за веденням технологічного процесу при підвищенні температури охолоджувальної води вище 22 °С технологічна норма підтримується за рахунок зниження продуктивності, що у добовому обчисленні в інтервалі зміни температури води від 22 до 27 °С змінюється від 5 до 15 %. Отримані дані добре корелюють з інформацією про зниження продуктивності содових підприємств, яку можна отримати з відповідної звітності.

При подальшому підвищенні температури доводиться підвищувати температуру суспензії на виході з колони, яка при охолоджувальній воді 30 °С, досягає 34-35 °С

Вплив цього підвищення температури суспензії на ступінь використання сировини (у содовому виробництві прийнятий термін «ступінь використання натрію», далі  $U_{\text{Na}}$ ) досліджувався окремо. Слід зазначити, що на цей показник окрім температури суспензії впливають ще декілька технологічних факторів. Щоб запобігти цьому впливу на результат дослідження у якості параметру, що представляє ступінь використання сировини, був обраний добуток розчинності (далі  $DP$ ) гідрокарбонату натрію (тобто добуток концентрацій іонів натрію та гідрокарбонату у суспензії), який функціонально пов'язаний зі ступенем використання натрію, але на відміну від останнього не залежить від інших факторів окрім температури. Метою опрацювання результатів обстеження було отримання у вигляді математичних формул залежності  $DP$  від температури суспензії та останньої від температури охолоджувальної води. Для цього використовували методи математичної статистики, зокрема регресійного аналізу.

Отримана за результатами обстеження залежність  $DP$  від температури суспензії наведена на рис. Там же над графіком наведена ця залежність у математичній формі. Середньоквадратичне відхилення розрахунку від результатів експерименту виявилось досить низьким, як для промислового дослідження, та становить 4 %, коефіцієнт детермінації (доля поясненої варіації) – 98 %.

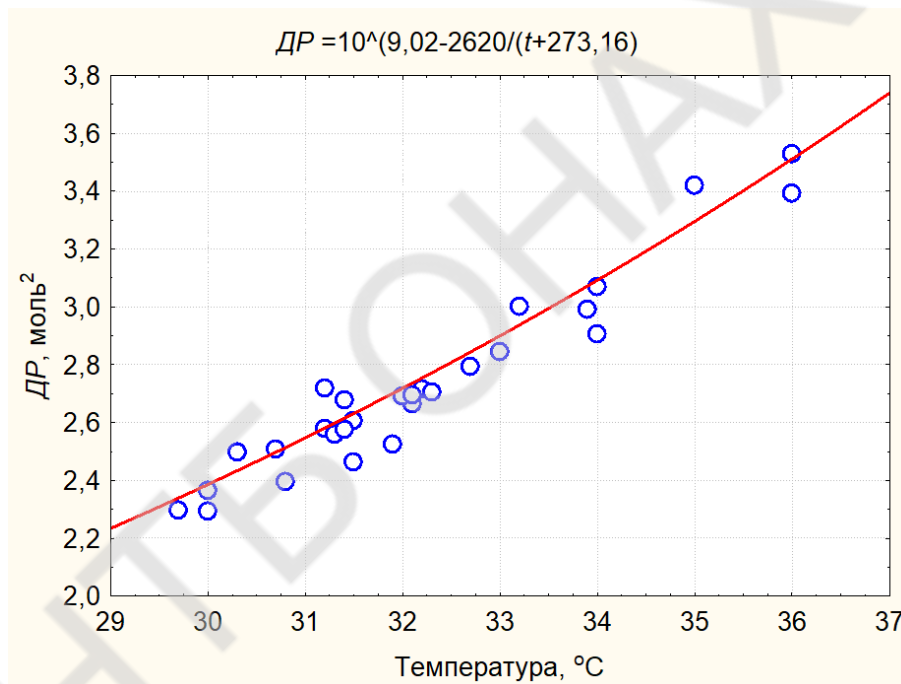


Рис.1 Залежність добутку розчинності гідрокарбонату натрію від температури.

Перерахунок зміни добутку розчинності у ступінь використання натрію у кожному окремому випадку можна зробити з використанням даних про склад суспензії. Але для орієнтовних розрахунків була отримана відповідна формула, що для середніх значень технологічних параметрів, у яких проводилось обстеження, має наступний вигляд:

$$U_{\text{Na}} = 0,87 - 0,06 DP \quad (1)$$

З графіку на рис. можна знайти що зміна  $DP$  на одиницю відбувається при зміні температури суспензії приблизно на 5,5 °C, а з формули (1) видно це призводить до зниження  $U_{\text{Na}}$  на 6 %. Інакше кажучи, підвищення температури суспензії на виході з колон на 1 °C призводить до зниження ступеню використання основної сировини – розчину хлориду натрію – на 1,1 %.

Отримані результати дозволяють розрахувати втрати сировинних матеріалів та енергетичних ресурсів у разі підвищення температури охолоджувальної води вище 26 – 27 °C у відповідності до

витрат сировинних матеріалів та їх ціни, які різні на кожному окремому виробництві. Орієнтовно, для умов підприємства, на якому проводилось обстеження, собівартість зміни ступеню використання натрію н 1 % становила \$0,8 у розрахунку на 1 т готової кальцинованої соди.

На закінчення слід зупинитися на конкретних технічних засобах отримання штучного холоду. Використання компресійних холодильних машин навряд може бути економічно обґрунтованим в зв'язку з значною вартістю електричної енергії та дуже нетривалого періоду роботи (лише півтора два місяці на рік). Більш економічними можуть виявитися абсорбційні установки у зв'язку з наявністю на содових заводах великої кількості вторинних енергетичних ресурсів, які можуть бути використані у генераторах замість платної теплоти та можливості їх роботи у режимі теплонасосів у холодну пору року. Однак проблеми можуть виникнути внаслідок відносно високої ціни такого устаткування та потреби у кваліфікованому персоналі для його обслуговування. На думку авторів найбільш перспективним рішенням було б використання тієї обставини, що у технології виробництва соди вже є аміачний цикл, у який може бути включена система отримання холоду. Таким чином додаткове охолодження води могло б відбуватися з використанням звичного для персоналу підприємства обладнання без значних додаткових капіталовкладень.

1. Томенко В.М. Испытание однопоточной схемы охлаждения карбонизаци-онных колонн содового производства// Интенсификация технологических процессов и аппаратов содового и смежных производств// Харьков: Тр. НИОХИМ. - 1985. -Т.60. - С. 35-42.

УДК 697.94.(075)

## ВПЛИВ РІЗНИЦІ ТЕМПЕРАТУР МІЖ ВНУТРІШНІМ І ПРИПЛИВНИМ ПОВІТР'ЯМ НА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТР'Я ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ

Гарасим Д.І., аспірант, Лабай В.Й., професор,  
НУ «Львівська політехніка», м. Львів, e-mail: [harasym.d@gmail.com](mailto:harasym.d@gmail.com)

Питання економії паливно-енергетичних ресурсів має нині першорядне значення під час експлуатації енерготехнологічних систем (ЕТС), до яких належать системи кондиціонування повітря (СКП) [1].

У сучасних технологіях, пов'язаних з перетворенням енергії, а саме у СКП, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких може бути встановлена тільки на основі їх ексергетичного методу аналізу [2]. Цей метод був обґрунтований у роботах Р.К. Клаузіуса, Дж.В. Гіббса, Ж. Гюї, А. Стодоли, Я. Шаргута та Р. Петели. Він пов'язаний з введенням поняття *ексергії*, яка дозволяє врахувати той факт, що енергія залежно від зовнішніх умов має різну цінність для практичного використання. Ексергетичний баланс будь-якої ЕТС складають на основі її принципової схеми (рисунок 1).

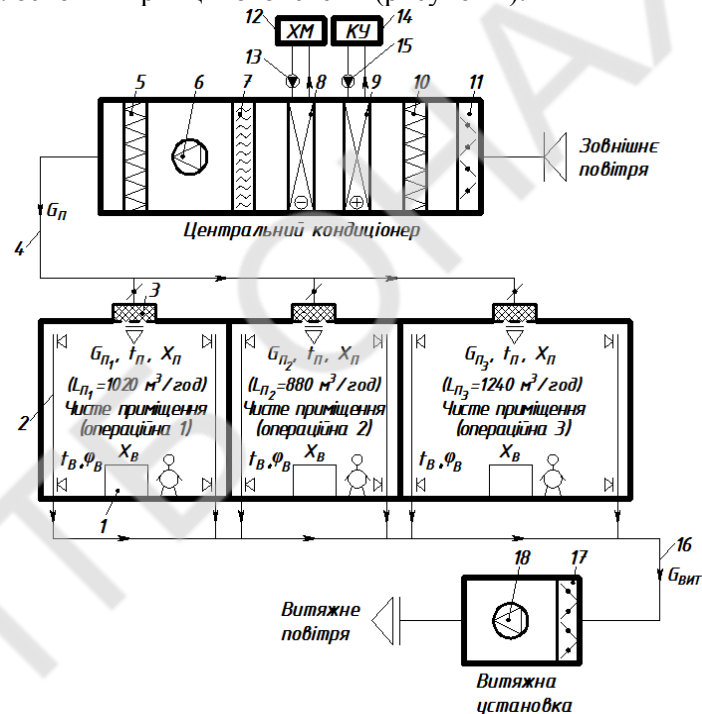


Рисунок 1. Принципова схема впровадженої центральної прямооточної СКП для операційних чистих кімнат:

- 1 – технологічне обладнання; 2 – витяжні канали у приміщеннях; 3 – фільтри припливного повітря у приміщеннях; 4 – припливний повітропровід; 5 – фільтр припливного повітря у кондиціонері; 6 – вентиляторний агрегат кондиціонера; 7 – краплевлоник кондиціонера; 8 – повітроохолодник кондиціонера; 9 – повітронагрівник кондиціонера; 10 – фільтр зовнішнього повітря у кондиціонері; 11 – клапан зовнішнього повітря у кондиціонері; 12 – холодильна машина ХМ; 13 – насос холодної води ХМ; 14 – котельна установка КУ; 15 – насос гарячої води; 16 – витяжний повітропровід; 17 – клапан витяжного повітря; 18 – вентиляторний агрегат витяжної установки

Для раціональної оцінки досконалості впровадженої системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат користувались поняттям ексергетичного ККД, який визначався як відношення приросту ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні  $E_{\text{вих}}$  до ексергії приводу

СКП  $E_{\text{ВХ}}$ , яка витрачалась на підтримання процесу [2]:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{ВИХ}}}{E_{\text{ВХ}}}. \quad (1)$$

Ексергетичний баланс для даної ЕТС має такий вигляд:

$$E_{\text{ВХ}} = E_{\text{ВИХ}} + \sum_{i=1}^n D_i, \text{ Вт}, \quad (2)$$

де  $\sum_{i=1}^n D_i$  – сума ексергетичних втрат ЕТС, Вт.

Отримана нами залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$  подана на рисунку 2.

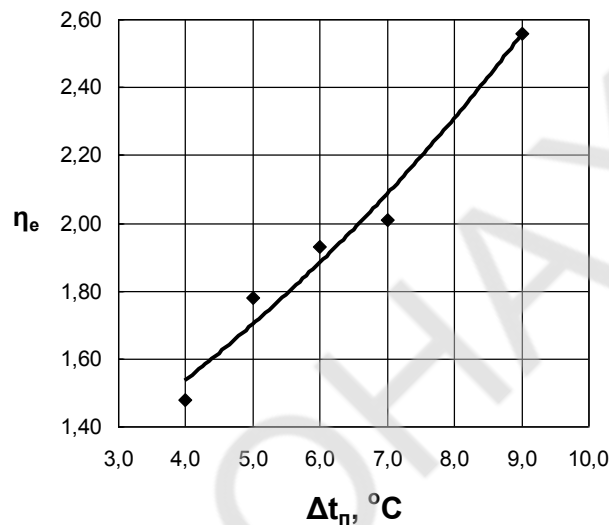


Рисунок 2. Залежність ексергетичного ККД  $\eta_a$  впровадженій центральній проточній системі кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат у ТПП від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\text{п}}$ : 1 точка –  $\Delta t_{\text{п}} = 4,0^\circ\text{C}$  ( $t_3 = 40^\circ\text{C}$ ;  $\phi_3 = 36\%$ ;  $t_{\text{в}} = 29^\circ\text{C}$ ;  $\phi_{\text{в}} = 64\%$ ;  $\phi_{\text{п}} = 79\%$ ); 2 точка –  $5,0^\circ\text{C}$  ( $38^\circ\text{C}$ ;  $38\%$ ;  $28^\circ\text{C}$ ;  $64\%$ ;  $84\%$ ); 3 точка –  $6,0^\circ\text{C}$  ( $35^\circ\text{C}$ ;  $40\%$ ;  $27^\circ\text{C}$ ;  $60\%$ ;  $84\%$ ); 4 точка –  $7,0^\circ\text{C}$  ( $32^\circ\text{C}$ ;  $42\%$ ;  $26^\circ\text{C}$ ;  $55\%$ ;  $82\%$ ); 5 точка –  $9,0^\circ\text{C}$  ( $30^\circ\text{C}$ ;  $44\%$ ;  $25^\circ\text{C}$ ;  $54\%$ ;  $92\%$ )

Ця залежність отримана нами також у вигляді аналітичної формули для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\text{п}} = 4,0\text{-}9,0^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 1,023 \cdot \exp(0,102 \cdot \Delta t_{\text{п}}). \quad (3)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3) становить 4,3%.

Для отримання цих результатів використана авторська інноваційна математична дослідницька модель впровадженій центральній проточній системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат для комп'ютерного оцінювання ексергетичної ефективності досліджуваної системи кондиціонування залежно від різних факторів, що впливають на її роботу.

Отже, досліджувану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям, а саме, наприклад  $\Delta t_{\text{п}} = 9,0^\circ\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання такої системи кондиціонування повітря.

#### Інформаційні джерела:

1. Федотов А.Е. Чистые помещения. Второе изд., перераб. и доп. – М.: АСИНКОМ, 2003. – 576 с.
2. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.

УДК 536.7:621.5

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯНОГО СЕРЕДОВИЩА В ОБ'ЄМІ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР ДЛЯ ЗБЕРЕЖЕННЯ ОВОЧІВ

Кудрін О.Б., Данько В.П., РЕУ ім. Г.В. Плеханова, vladislav.danko@mail.ru

Основною системою повітророзподілу, застосовуваної на сучасних холодильниках, є безканална система з розміщенням повітроохолоджувачів на стелі або стіні камери і подачею повітря у верхню частину камери уздовж довгої чи короткої осей симетрії перекриття. Швидкість руху охолодженого повітряного струменя у протилежній стіні огороження камери повинна бути в межах 0,25...0,5м/с. Занадто висока швидкість циркуляції повітря приводить до збільшення втрат продукції від усушки, занижена - до утворення застійних зон і нерівномірності температурного і вологісного полів в об'ємі камери і до відхилення параметрів збереження в різних частинах камери від нормованих значень.

Температура збереження, що рекомендується, різна для різних видів складованої продукції і міняється вона в діапазоні від +12°C (для бананів, лимонів, томатів) до -1...-2°C (для цибулі, винограду, черешні). Для більшості овочів і фруктів відхилення від нормованої температури викликає погіршення якості і зменшення терміну збереження.

Нами виконано експериментальні дослідження з визначення параметрів повітряного середовища в холодильній камері схову моркви і капусти, розташованої в селі Гнаровське Запорізької області й у камері для збереження моркви, розташованої в місті Курахово.

Вимір температури, відносній вологості і швидкості руху повітря в охолоджуваному об'ємі проводилися після виходу холодильної установки на стаціонарний режим роботи, при включеному компресорі і вентиляторі повітроохолоджувача.

Місця вимірів параметрів повітряного середовища визначали наступним способом. Площа сховища рівномірно поділяється на зони. Для досліджуваних приміщень було прийнято по дев'ять таких зон. У центрі зони проводилися виміри параметрів повітряного середовища на висоті від полу 4 і 5,8м (на іншій висоті дослідження не проводилися із за повного завантаження камери піддонами з овочами).

Для визначення температури і швидкості руху повітря використовували автономний термоанімометр АVM - 03 – портативний прилад, призначений для виміру середніх значень швидкості і температури неізотермічних повітряних потоків.

Для виміру відносної вологості повітря в об'ємі приміщення використовували цифровий термогігрометр ДТН - 1628.

Аналіз отриманих результатів показує, що максимальні швидкість і температура повітря спостерігаються в точках, які розташовані по осі потоку охолодженого повітря, формованого повітроохолоджувачем.

На відстані 1,5м від повітроохолоджувача швидкість повітря складає до 12м/с. По мірі видалення від повітроохолоджувача швидкість потоків повітря знижується: на відстані 6,5м вона склала 4,0м/с, 12м – 3м/с. Більшому значенню швидкості руху відповідає менше значення температури повітря.

Застійними виявилися кутові точки, у яких спостерігається досить висока від заданої температура, низька вологість повітря, а швидкість повітря доближається до нуля.

Аналізуючи значення параметрів повітряного середовища у покриття холодильника (5,8м від рівня полу) необхідно відзначити, що швидкість руху повітря знижується. У середньому, зниження швидкості склало 0,4м/с на один метр висоти сховища. Температура повітря у покриття мала максимальні значення, якщо порівнювати їх значення на висоті 4,0м і 5,8м. Середній градієнт температури за висотою склав 0,42°C/м.

Недостатній рівень відносної вологості в холодильних камерах пояснюється роботою повітроохолоджувача. Вологе повітря, проходячи через його ламелі, осушується за рахунок конденсації великої кількості вологи. Установлено, що при стандартній різниці температури між киплячим холодильним холодоагентом і повітря в камері 8°C, на поверхні повітроохолоджувача буде конденсуватися від 0,2 до 0,4г води з 1кг повітря, що проходить через нього.

Для камер схову плодів і овочів не підходять класичні повітроохолоджувачі з прямим потоком повітря, оснащені осьовими вентиляторами. Швидкість руху повітря на виході з таких повітроохолоджувачів складає 6...9м/с, а наприкінці штабеля довжиною 15...20м - 0,2м/с. Це призводить до інтенсивної усушки продукту, розташованого в безпосередній близькості до повітроохолоджувача і гниття продукту в застійних зонах. Найбільш доцільне й ефективним представляється використання двопоточних повітроохолоджувачів зі зміною напрямку потоку повітря і розташуванням їх над центральним проходом камери. Повітря циркулює від центра камери уздовж стелі до стін, униз між рядами продуктів і назад нагору через центр камери.

Таким чином, на підставі досліджень параметрів повітряного середовища в об'ємі холодильних камер для збереження овочів визначено зони, у яких температура, відносна вологість і швидкість руху повітряних потоків не відповідають вимогам холодильної технології. Проаналізовано і рекомендовані технічні рішення, що дозволяють оптимізувати параметри повітряного середовища в об'ємі камер схову овочевої продукції.

УДК 536.248.2:532.529.5

## РОЗРОБКА ТА АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВОДООХОЛОДЖУВАЧІВ ВИПАРНОГО ТИПУ

Дорошенко А.В., Цапушел А.М., Іванова Л.В.,  
Інститут холоду, криотехнологій та екоенергетики  
Одеська національна академія харчових технологій, Україна, andrei.tsapushel@ukr.net

Інтерес до можливостей випарного охолодження середовищ в останні роки неухильно зростає, що обумовлено їх малим енергоспоживанням і екологічною чистотою [1-6]. Широке практичне застосування знаходять випарні охолоджувачі ВО прямого типу (повітроохолоджувачі і водоохолоджувачі-градирні ГРД, cooling tower, CTW) та непрямого типу (повітря- і водоохолоджувачі НВО, indirect evaporative cooling, ІЕС). Можливості таких охолоджувачів по досягнутому температурному рівню охолодження обмежені температурою зовнішнього повітря по мокрому термометру  $t_m$ , що є природною межею охолодження, їх ефективність істотно залежить від місцевих кліматичних умов. Областю практичного застосування методів ВО є енергетичні системи, холодильні системи та системи кондиціонування повітря. Значний інтерес в останні роки викликають ВО зі зниженою межею випарного охолодження середовищ [3-6]. Зниження температурного рівня охолодження забезпечує і загальне зменшення кількості води, використаної в ВО, що для сучасних енергетичних систем означає реальне зменшення кількості води, необхідну для компенсації втрат на випаровування.

**Розробка водоохолоджувачів зі зниженою межею випарного охолодження Ch-Rw.** На мал. 1 наведені схемні рішення випарних водоохолоджувачів, градирні ГРД (А) та водоохолоджувача-чілера Ch-Rw (Б). На мал. 1Б наведене рішення для водоохолоджувача Ch-Rw, виконане по роздільній схемі з винесеним повітря-водяним теплообмінником. При зниженні температури вхідного в ВО повітря, при його незмінному вологістці, знижується і значення межі випарного охолодження. Для Ch-Rw межа охолодження теоретично знижена до температури точки роси навколишнього повітря  $t_p^1$ .

**Порівняльний аналіз можливостей випарних водоохолоджувачів, градирні ГРД і чілера Ch-Rw.** Вивчалися порівняльні можливості випарних водоохолоджувачів, градирні ГРД і чілера Ch-Rw. Основою для порівняльного аналізу послужили досвідчені дані, раніше отримані в ОГАХ [1-2]. У ТМО використовувалася насадка багатоканальної структури, виконана з полімерних матеріалів. На мал. 1В на діаграмі Н-Х вологого повітря наведен порівняльний аналіз можливостей випарних водоохолоджувачів: градирні ГРД (CTW) та розробленого водоохолоджувача-чілера Ch-Rw при умовах  $l = G_r/G_{ж} = 1.0$  для обох схем охолоджувачів. Для чілера Ch-Rw додатково прийнято співвідношення розходів рідини в основних контурах охолодження, - в водо-водяному та водо-повітряному теплообмінниках:  $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1.0$ . Стан води умовно показано точками на кривій насичення. Використання Ch-Rw дозволяє охолодити воду нижче  $t_m^1$  зовнішнього повітря.

Висновки:

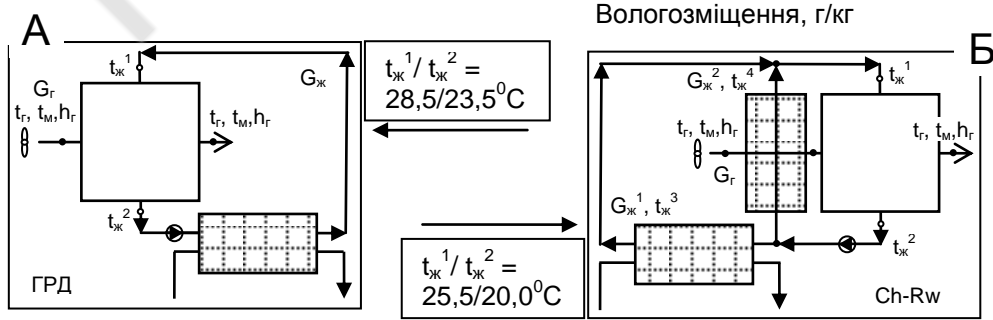
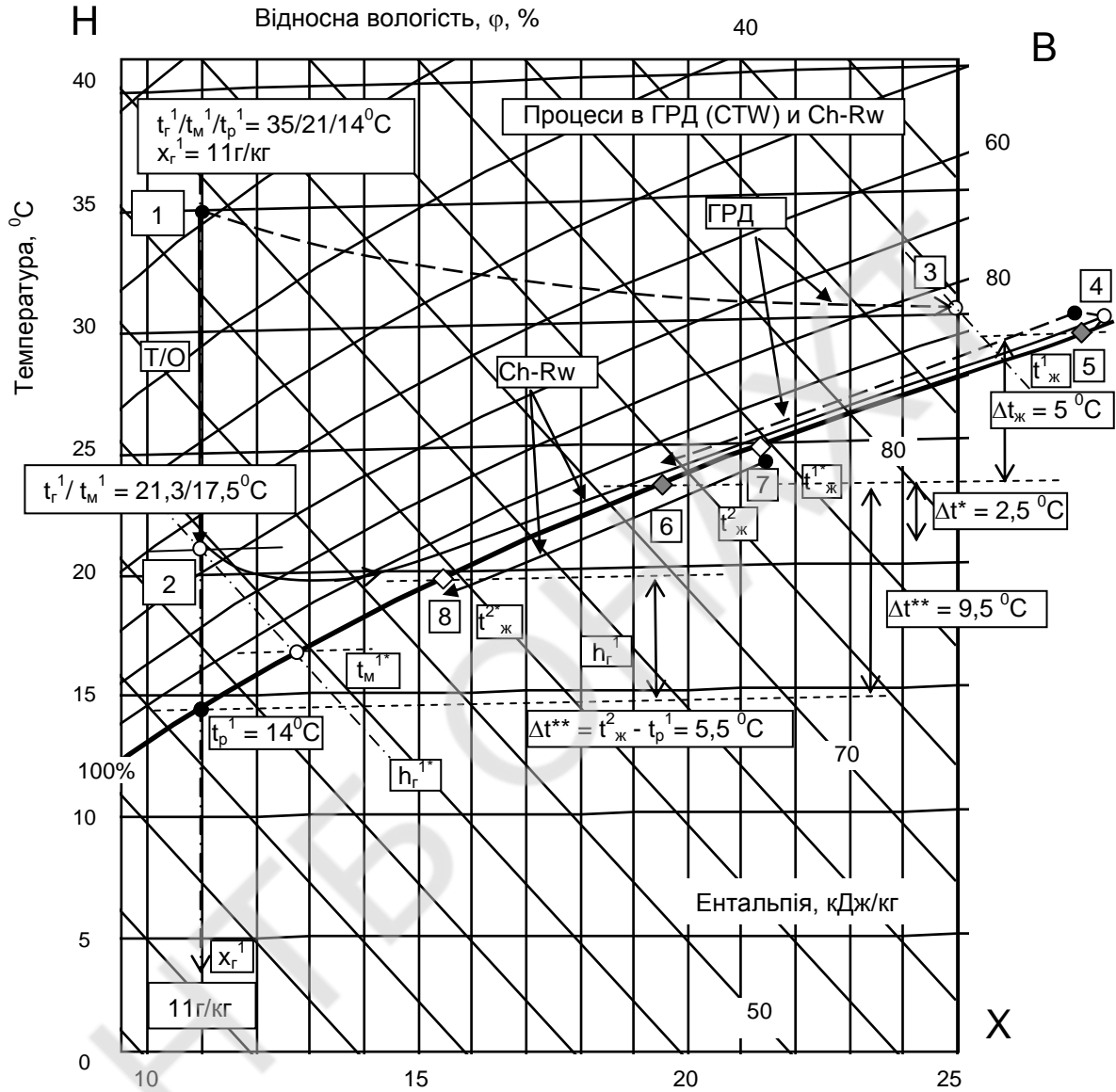
1. Порівняно з прямим випарним охолодженням води в градирні ГРД, охолодження в охолоджувачі-чілері Ch-Rw забезпечує можливість значного зниження температури, так що, в підсумку, межею охолодження являється температура точки роси зовнішнього повітря, що значно розширює кордони практичного використання таких водоохолоджувачів.
2. Подальше наближення до межі охолодження в Ch-Rw забезпечує варіювання співвідношення витрат рідини в основних контурах охолодження  $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$ , і може бути знижена при зростанні величини  $l = G_r/G_{ж}^2$ .
3. Для чілера-водоохолоджувача Ch-Rw лінія зміни стану повітряного потоку наближається і в подальшому слідує лінії повного насичення  $\phi = 100\%$ , що може привести до

реконденсації водяних парів та різькому зниженню ефективності процесу охолодження; це питання потребує окремого вивчення та в теперішньому часі в науковій літературі практично не розглянутий.

4. Цілком очевидно, що перехід на «глибоке охолодження» води в Ch-Rw, зрівняно з градирней, неминуче призводить до зростання питомих енерговитрат; з цієї точки зору інтерес представляє вивчення оптимальних умов роботи такого водоохолоджувача, зокрема, вивчення впливу співвідносин контактуючих потоків газу та рідини  $l = G_r / G_{ж}$  на ефективність процесу, а також впливу величини  $l^* = G_{ж}^1 / G_{ж}^2$ , розходів рідини в основних контурах охолодження чілера Ch-Rw.

#### Літературні джерела:

1. Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Альтернативная энергетика, Солнечные системы тепло-хладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.
  2. Doroshenko A., Shestopalov K., Khliyeva O. Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems, International Sorption Heat Pump Conference 2014, March 31 - April 2, 2014, Washington.
  3. Maisotsenko V., Leland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21<sup>st</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
  4. Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle International Journal of Refrigeration 34 ( 2011 ) 980 – 990
  5. USA Patent No.: US 6,497,107 B2. Dec. 24, 2002. Method and Apparatus of Indirect-Evaporative Cooling
- Denis Pandelidis, Sergey Anisimov, William M. Worec. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. Intern. Journal of Heat and Mass Transfer 81 (2015) 207-221



УДК 697.91.94.97

## АНАЛІЗ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ VRF СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

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

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування (БСКП) 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.

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

Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі: підвищення комфорту мікроклімату об'єкта, точність і надійність його забезпечення при цілорічній експлуатації; підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла; • 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; зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища; вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціонування повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника; акумулятор теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління; інтеграція багатозональних систем с, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції; легкість інтеграції з системою "розумного будинку" (BMS з протоколами BACnet або LONwork, порти SC-LGW або SC-BGW); перевірочні розрахунки з розробкою монтажної схеми і повної специфікації; розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління.

Підвищення енергоефективності та комфорту можливо за рахунок змінної температури холодоагенту, інверторного приводу і рекуперації тепла [2]. Мінлива температура холодоагенту, постійно регульована автоматично за величиною поточної сезонної і добової температур зовнішнього середовища і внутрішньої температури, що залежить так само від теплового навантаження внутрішніх джерел / стоків тепла і зміни вологості повітря та дозволяє отримати високі величини EER (коефіцієнт енергоефективності при роботі в даному режимі), COP і особливо високі сезонні величини ESEER (коефіцієнт сезонної ефективності), SCOP. Технологія використання змінної температури холодоагенту, наприклад в серії VRV IV [2], забезпечує максимальне значення сезонної ефективності ESEER = 8. Ця технологія заснована на інтелектуальній системі управління з повним інверторним приводом і системою датчиків, які досліджують температуру і вологість в приміщенні і зовнішнього середовища, наявність людей в приміщенні і концентрацію CO<sub>2</sub>. Вбудований мікропроцесор розраховує поточне теплове навантаження і вибирає оптимальну температуру і витрата хладагента, що забезпечує оптимальну сезонну ефективність, а по концентрації CO<sub>2</sub> витрату свіжого повітря в припливно-витяжній вентиляції, інтегрованої в систему багатозональних систем.

Рекуперація тепла в громадських об'єктах, наприклад в готельних комплексах, де в залежності від орієнтації вікон в номерах, інших локальних джерел теплоприпливів і тепловтрат можуть бути реалізовані режими охолодження і нагрівання в різних номерах.

Синергетичний ефект від цих підходів дозволяє отримати максимальну ефективність.

Вплив на підвищення ефективності в сучасних багатозональних системах кондиціонування повітря має удосконалення основних апаратів і агрегатів:

**Компресори** - інверторне керування і система датчиків забезпечують змінну температуру холодоагенту, малі значення пускового струму і безступінчасте регулювання продуктивності, а амплітудно-імпульсна модуляція - дозволяє наблизити струм ланцюга харчування інверторної схеми до синусоїдальної форми, що забезпечує плавність обертання і підвищення ККД.

**Вентилятори** . Двигун постійного струму з зовнішнім ротором більшого діаметру дозволяє отримати велику діючу силу при тому ж магнітному полі. Оптимізація синусоїдального інвертора забезпечує більш плавне обертання і підвищення ККД електродвигуна, яке найбільш істотно при низьких швидкостях, т. е. в міжсезоння. Досконалий направляючий апарат осевого вентилятора зовнішнього блоку CITY MULTI дозволяє отримати підвищений статичний напір при меншій частоті обертання і меншому енергоспоживанні.

**Теплообмінники** Більш ефективне використання теплообмінника зменшує теплообмін між перегрітим газом і недогрітою рідиною. У новій серії KXZ була істотно поліпшена конструкція теплообмінника. Збільшена теплопередаюча поверхня і система розподілення холодогенту з використанням схеми "павук" з мікроканалами, яка дозволила зменшити кількість холодних точок і відповідно підвищити надійність роботи при низьких температурах.

Нами розглянуті лише деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання багатозонльних системах кондиціонування повітря (БСКП) .

Вибір номіналу зовнішнього блоку і режиму його завантаження з метою отримання найбільшої енергоефективності та енергозбереження в річному циклі розглянуто на прикладі FUJITSU . Підбір обладнання зроблений по програмі розрахунку [3,4,5] з урахуванням функції оптимізації.(рис.1)

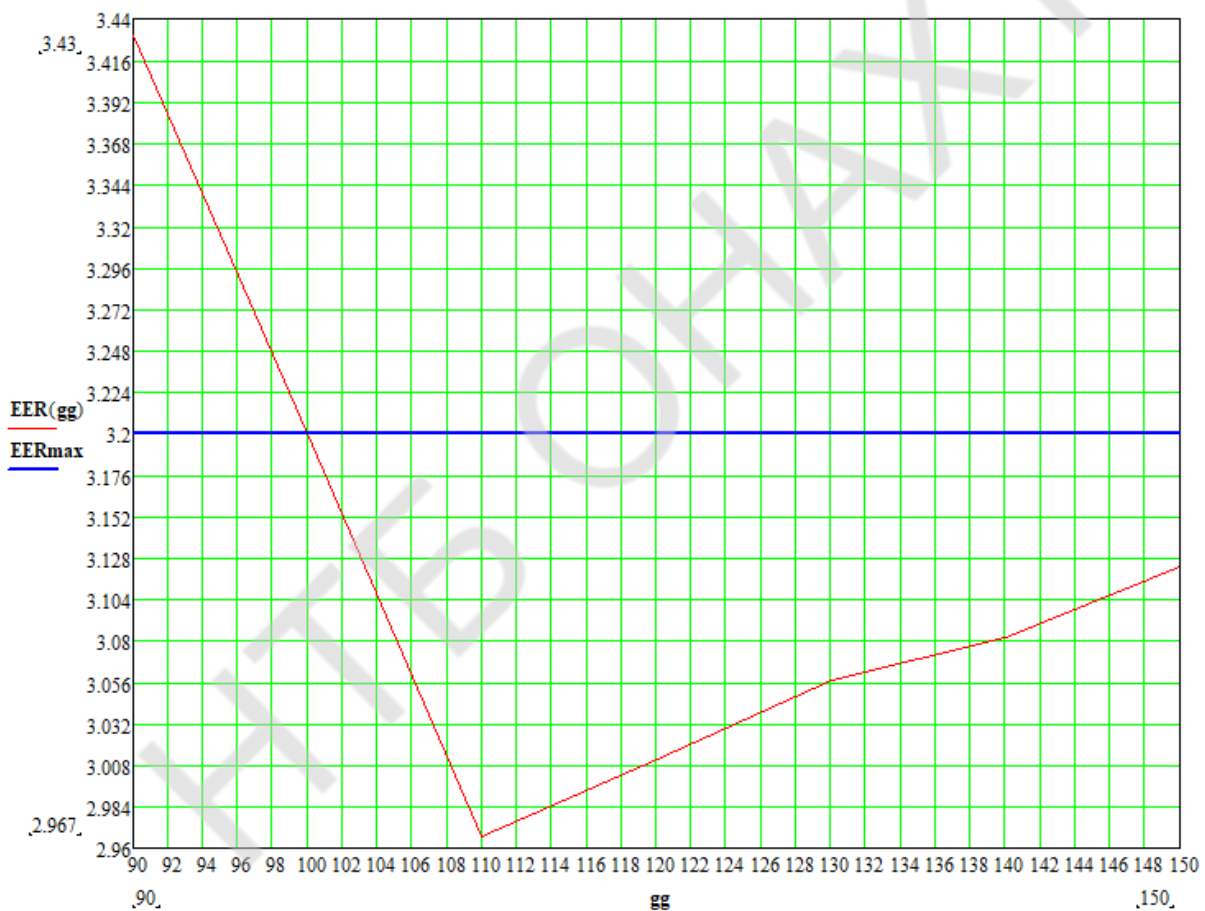


Рис.1. Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП (EER) від сумарного індексу gg(сумарною номінальною холодопродуктивності в%) підключених внутрішніх блоків

Для більш зрозумілого і об'єктивного порівняння БСКП ми розглядали показники 4-х японських фірм - світових лідерів в секторі виробництва кліматичних ого обладнання: Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi Heavy. Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії (ВДЕ), об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання.

Розглянуто шляхи підвищення ефективності багатозональних систем кондиціонування повітря та за розробленою програмою підібране кліматичне обладнання з урахуванням цільової функція спільної оптимізації сумарної величини капітальних і експлуатаційних витрат на тепловий захист приміщень і кліматичне енергозберігаюче обладнання протягом терміну їх експлуатації.

При підборі обладнання враховується вплив параметрів чинники(мінлива температура холодоагенту, інвертний привід, рекуперація та обладнання (компресор, вентилятор, теплообмінники, фільтри.). Враховуючи ці фактори розроблена розглянуто експрес-аналіз для вибору моделі зовнішнього блока VRF на підставі таблиць фірм-представників та проведені розрахунки. Розроблена оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату припливно-витяжної системи кондиціонування повітря з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування.

#### Література

1. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
2. Перепека В.И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
3. Zhikhareva N. Modeling of energy efficient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
4. Zhikhareva N. Optimization of conditioning system for premises with non stationary heat exchanger // N. Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94– 99.
5. Жихарєва Н.В. Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень // Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк/ Холодильна техніка і технологія 2016. –Том.52 №6. –С. 71 – 75.

УДК 615.84+613.72

## ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СИСТЕМАХ ТЕРМОСТАТУВАННЯ ДЛЯ ЖОРСТКИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

А. В. Лоза, Ю. А. Єланський, В. Н. Покатаєв,  
Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне», Дніпро, Україна

Для забезпечення стійкої роботи системи термостатування космічних апаратів в жорстких кліматичних умовах при низькій температурі - мінус 20 °С (місця розташування пускових центрів РКН «Циклон-4М»), підвищеній температурі - плюс 60 °С (місця розташування пускових центрів РКН «Маяк»), підвищеній вологості (місця розташування пускових центрів РКН «Маяк SL»), а також при пилових бурях, необхідна додаткова система нагрівання та охолодження повітря, так як деякі елементи системи термостатування, не можуть функціонувати в штатному режимі при вище перерахованих кліматичних умовах.

Одним з найбільш перспективних рішень є застосування додаткової системи охолодження і нагрівання повітря на основі термоелектричних модулів. Термоелектричний модуль використовується для охолодження або нагрівання за допомогою електричного струму (ефект Пельтьє). Одиницним елементом термоелектричного модуля є термопара, що складається з двох різнорідних елементів з р- і n-типом провідності. Елементи з'єднуються між собою за допомогою комутаційної пластини з міді. Як матеріал елементів використовуються напівпровідники на основі вісмуту, телуру, сурми і селену. Термоелектричний модуль являє собою сукупність термопар, електрично з'єднаних, як правило, послідовно.

Система охолодження і нагрівання повітря на основі термоелектричних модулів, являє собою два незалежних контури охолодження, які включають в себе по два теплообмінники. Перший контур включає в себе радіатор системи охолодження повітря, що поступає з навколишнього середовища в головний блок ракети і теплообмінник для охолодження теплоносія термоелектричними модулями.

Другий контур включає в себе теплообмінник, призначений для відводу тепла з гарячою межею термоелектричних модулів і радіатор для скидання тепла в навколишнє середовище. Основними перевагами термоелектричної системи охолодження є відсутність рухомих частин і, як один з наслідків - вібрацій, а також відсутність необхідності застосування рідин або газів під високим тиском (перетворення відбувається в самому термоелектричному речовині).

Термоелектричні модулі стійкі до впливу сонячної радіації, пилових бур, високих і низьких температур, підвищеної вологості. Працездатність не залежить від просторового положення і наявності гравітації.

УДК 621.644

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВИЗОРА В ДИАГНОСТИКЕ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Жук Н.П., Белорусский национальный технический университет, г. Минск, kollen@tut.by

Проведение диагностики холодильного оборудования всегда вызывает трудности, т.к. визуально не видно процессов, которые проходят внутри трубопроводов, аппаратов и корпусов оборудования. О режиме работы можно судить только по внешним признакам, таким как давление и температура. Для измерения давления применяются манометры, однако если они не подключены к системе или их подсоединение затруднено или вообще невозможно, тогда остается единственная информация – температура поверхностей. Ее можно замерять термометрами и только в отдельных точках, полную картину распределения температур составить сложно. В этом случае большим подспорьем является тепловизионная диагностика. Тепловизионная съемка производится по методу получения информации об объекте путем бесконтактной регистрации всех видов излучения объекта в инфракрасном диапазоне спектра (термографический метод) с помощью прибора – тепловизора. На экране тепловизора выводится цветная картинка распределения температур во всем поле видения прибора, где разным температурам соответствуют разные цвета.

Современные тепловизоры нашли широкое применение как на крупных промышленных предприятиях, где необходим тщательный контроль за тепловым состоянием объектов, так и в небольших организациях, занимающихся поиском неисправностей сетей различного назначения. Применение тепловизионной съемки особенно широко распространено в строительной области для так называемого «термоаудита» зданий для выявления потерь тепла. Использование инфракрасной диагностики с применением тепловизора все более завоевывает популярность в различных отраслях. Для обследования холодильных систем тепловизионная съемка является пока новым и не очень распространенным методом.

Инфракрасное обследование может быть использовано в холодильной отрасли для следующих диагностических целей.

1. Контроль теплоизолированных конструкций и помещений, например холодильных камер и шкафов. В этом случае можно выявить так называемые мостики холода или огрехи в качестве и целостности тепловой изоляции, возникшие как в результате недобросовестно выполненных монтажных работ, так и появляющиеся в процессе эксплуатации помещений. Особенно хорошо просматриваются излишние теплопритоки на стыках панелей, в дополнительных накладках, в местах заполнения монтажной пеной, в меньшей степени в самих строительных конструкциях. Ярко видны неплотности прилегания дверей.

2. Исследование работы теплообменных аппаратов, в первую очередь воздушных испарителей и конденсаторов. При съемке видна степень заполнения жидким холодильным агентом змеевиков аппаратов, можно определить степень перегрева и переохлаждения. Что особенно важно, это есть возможность наблюдать фазовые переходы холодильного агента в динамике, при изменении режимов работы холодильной установки, при включении или переключении, например компрессоров, вентиляторов. По степени заполнения можно судить о достаточности или недостатке холодильного агента в системе. Очень впечатляет картина наблюдения за работой терморегулирующего вентиля (ТРВ) при заполнении испарителя кипящим холодильным агентом. Наглядно видно как подстраивается ТРВ на соответствующий перегрев при изменении тепловой нагрузки на испаритель.

3. Наблюдение за циркуляцией холодильного агента в жидкостных трубопроводах с холодильным агентом. В этом случае можно выявить и соответственно устранить места увеличения гидравлического сопротивления движению холодильного агента, это могут быть фильтры-

осушители, соленоидные клапаны, запорные вентили и т.п. Внимательно проследив за жидкостным трубопроводом можно определить степень переохлаждения жидкого холодильного агента по мере его перемещения от конденсатора к дросселирующему устройству. Определив истинное переохлаждение на работающей установке можно расчетным путем по диаграмме хладагента скорректировать ее холодопроизводительность.

4. Диагностика работы холодильного компрессора. На снимках с тепловизора есть возможность выявлять степень нагрева корпуса компрессора и локализацию мест нагрева. Это позволяет своевременно увидеть излишний нагрев компрессора и иногда даже предварительно определить причину возникновения такой ситуации. Похожим образом выявляется и недопустимое охлаждение компрессора, причиной которого чаще всего бывает залив компрессора жидким холодильным агентом и его докипание в картере, что чревато гидроударами, вскипанием хладагента в масле, загустеванием масла и как следствие недостаточность смазки с выходом компрессора из строя. На тепловизионных снимках хорошо просматривается холодная зона на корпусе компрессора.

5. Выявление утечки холодильного агента. Это одно из интересных особенностей применения тепловизионной съемки. В данном случае выявить утечку из жидкостных магистралей не представляет особого труда, т.к. выходящий и кипящий холодильный агент виден особенно ярко. Более сложно увидеть утечку из магистралей, по которым перемещается газообразный горячий или холодный холодильный агент. В этом случае картина на снимке не такая яркая, может быть размыта или вообще не просматривается. Поиск утечки по таким магистралям требует внимательности и большего опыта пользования тепловизором.

6. Контроль тепловой изоляции по изолированным технологическим трубопроводам с холодильным агентом, хладоносителем или холодной водой. Хорошо выполненная и ненарушенная тепловая изоляция при тепловизионном контроле выглядит равномерной без локальных мест с более низкой температурой. Любые места, где выявляются такие понижения температуры, должны быть уже более тщательно визуально осмотрены на предмет качества изоляции. В большинстве случаев огрехи в изоляции обнаруживаются.

7. Тепловизионное исследование электрической части холодильной установки. Подвергать диагностике можно всю электрическую часть холодильной установки, начиная от нагрева электрических проводов и заканчивая контролем пускозащитных систем (магнитные пускатели, различного типа реле, тепловая защита и т.д.). Наблюдаемая картина позволяет по излишнему нагреву выявить высокие токовые нагрузки на фазы и их неравномерное распределение, слабые контакты в местах соединения проводов, проконтролировать срабатывание тепловых реле и т.п. Диагностике можно подвергать и сам электродвигатель, особенно если он хорошо просматривается и не закрыт в корпусе. Изучается характер нагрева статора электродвигателя, а также нагрев его подшипников.

8. Определение степени нагрева электронных и других электрических устройств для возможности расчетов выделяемого при их работе тепла, особенно при отсутствии паспортных данных. Это позволяет более точно и корректно подобрать средства вентиляции и кондиционирования помещений, правильно разместить охлаждающие конструкции с учетом зон локализации тепловыделений.

9. Отдельно стоит упомянуть возможности использования тепловизора в учебных целях. На сегодняшний момент автор статьи не встретил более наглядного примера показа всех сложных теплофизических процессов, которые происходят при работающей холодильной установке. Высокий уровень наглядности могут дать анимации, которые достаточно широко используются фирмами производителями оборудования и могут быть скопированы из интернет источников. Однако на реализацию конкретной анимации приходится подключать специалистов, владеющих навыками работы с соответствующими компьютерными программами. Тепловизор показывает происходящие процессы на существующем объекте и сразу. Есть возможность очень наглядно увидеть в

непрозрачных трубопроводах теплопередачу и циркуляцию рабочих веществ, что позволяет лучше понять все происходящие процессы, более ярко и глубоко усвоить учебный материал.

В данной статье приведены лишь некоторые возможности тепловизионной съемки, которые были накоплены автором за небольшой период пользования тепловизором. Главным фактором, который существенно тормозит применение такого оборудования, является достаточно высокая его стоимость из-за сложности изготовления основных узлов. Несмотря на это у тепловизионной диагностики широкие перспективы применения в холодильной отрасли, тем более что современная стоимость тепловизоров неуклонно снижается.

ИТЬ ОНАХТ

## ТРАНСПОРТНИЙ РЕФРИЖЕРАТОР НА БАЗІ АВТОМОБІЛЮ ГАЗЕЛЬ ГАЗ-3302

Коломієць О.В., Сухий К.М., ДВНЗ «Український держаний хіміко-технологічний  
університет», Дніпро, lenysik\_kol@i.ua

Зараз доставка швидкопсувних продуктів харчування від виробника до пунктів реалізації здійснюється за допомогою великогабаритних транспортних засобів оснащених холодильними камерами, що споживають велику кількість пального, або малогабаритним транспортом, який не має холодильного устаткування, що призводить до зниження якості чи навіть псування продуктів. Отже існує необхідність розробки маневрених малогабаритних транспортних засобів для перевезення охолоджених харчових продуктів маленькими партіями.

Метою роботи є розробка транспортного рефрижератора на основі автомобілю ГАЗ-3302.

Адсорбційний рефрижератор (Рис. 1 а) виконано на базі існуючої газелі ГАЗ-3302. Він складається з холодильної камери 1, роботу якої забезпечує подовжений контур циркуляції антифризу 2 (рис.1 б.), адсорбера 3, що розташований над холодильною камерою 1, та випарника 4.

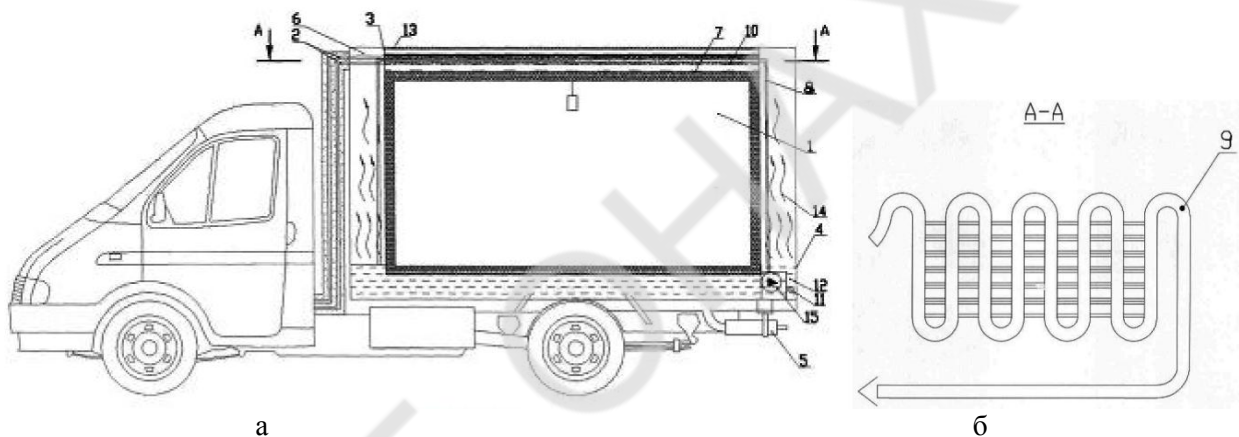


Рис. 1. Транспортний рефрижератор: 1 – холодильна камера; 2 – контур циркуляції антифризу; 3 – адсорбер; 4 – випарник; 5 – вихлопна труба; 6 – додаткові стінки; 7 – сталеві жалюзі; 8 – гідравлічний контур для циркуляції охолоджувальної води; 9 – змійовик; 10 – теплоакumuлюючий матеріал; 11 – патрубок 12 – дистильована вода; 13 – кришка; 14 – водяна пара; 15 – насос; 16 – кришка з відбиваючим сонячне проміння покриттям.  
а - загальний вигляд адсорбційного рефрижератора; б - контур циркуляції антифризу [1.]

Робота здійснюється в два етапи.

Перший етап – отримання холоду. Антифриз циркулює по звичайному колу. Відкривають жалюзі 7. Дистильована вода 12 у випарнику 4 випаровується, що викликає холодильний ефект в холодильній камері 1. Водяна пара 14 з випарника 4 надходить в адсорбер 3, де сорбується теплоакumuлюючим матеріалом 10 (в якості теплоакumuлюючого матеріалу використано композитний сорбент «силікагель/ $\text{Na}_2\text{SO}_4$ »), з виділенням теплоти сорбції. Для охолодження адсорбера 3 насосом 15 по гідравлічному контуру для циркуляції охолоджувальної води 8 прокачується холодна дистильована вода 12, яка повертається у випарник 4.

Другий етап – регенерація сорбенту. При десорбції закривають сталеві жалюзі 7, що припиняє доступ водяної пари 14 до теплоакumuлюючого матеріалу 10, знімають кришку 13 з відбиваючим сонячне проміння покриттям та прокачують антифриз по контуру циркуляції антифризу 2. Нагрітий антифриз та сонячні промені, що потрапляють на полімерний матеріал 10 вмонтованого в адсорбер колектора, прогрівають теплоакumuлюючий матеріал 10 та сорбовану ним воду до температури регенерації. При цьому відбувається десорбція води. Вода конденсується та збирається на сталевих жалюзях 7, з яких потім стікає у випарник 4 і процес починається знову.

Усереднений графік зміни температури в холодильній камері впродовж 10-ти годин експлуатації автомобіля, при зростанні температури навколишнього середовища з 22 до 55 °С, наведено на рис. 2.

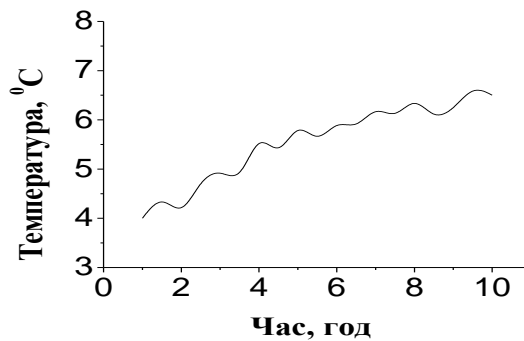


Рис.2 Зміна температури в холодильній камері

Дана конструкція є екологічною тому, що в якості холодоагенту використовується вода. Як видно із рис.2 температура в холодильній камері не перевищує 10 °С, що задовольняє вимогам Правил перевезень вантажів автомобільним транспортом в Україні №363 та робить транспортний рефрижератор придатним для перевезення швидкопсувних продуктів.

Список інформаційних джерел

1. Патент 107051 Україна, МПК В 60 Р 3/20, F 25 В 27/00 Транспортний рефрижератор / Сухий К.М., Сухий М.П., Коломієць О.В. [та ін.]; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”.– № у 2015 08069; заявл. 13.08.2015; опубл. 25.05.2016 , Бюл. №.10.

## ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ І ЕКОЛОГІЯ

Зацеклянний М.М., Столевич Т.Б., ОНАХТ, м. Одеса, [doczmm@ukr.net](mailto:doczmm@ukr.net)

Холодильна промисловість представляє собою величезну галузь. Вона включає у себе холодильні та криогенні установки, торгове холодильне обладнання, побутові холодильники і кондиціонери. Ця галузь має вплив на економіку, промисловість, екологію і соціальну сферу, тому використання штучного холоду вимагає особливої уваги. Сьогодні, коли штучний холод присутній практично у кожному будинку, ця галузь споживає чверть електроенергії, що генерується в усьому світі. У багатьох країнах розвиток цієї галузі знаходиться під контролем держави.

Використання штучного холоду завдає значної шкоди всій планеті. Основні її аспекти це руйнування озонового шару землі і парниковий ефект.

*Руйнування озонового шару.* Озоновий шар знаходиться у стратосфері на висоті від 20 до 25 км від Землі. Цей шар захищає від смертельно небезпечної ультрафіолетової радіації. Руйнування озонового шару на 50% призводить до збільшення ультрафіолетової радіації в 10 разів, що згубно вплине на всі живі організми. Повне руйнування озонового шару може привести до зникнення життя на Землі.

Основною причиною руйнування озонового шару є утворення хлору і фтору внаслідок розкладання хлорфторвмісних фреонів, які широко використовують у холодильній техніці.

*Парниковий ефект.* Підвищення середньої температури на планеті здійснює згубний вплив на якість життя живих організмів.

Основною причиною парникового ефекту є збільшення викидів в атмосферу таких газів як водяна пара і діоксид вуглецю. Вчені припускають, що появі глобального потепління вплинула діяльність людини.

Створення штучного холоду вимагає великої кількості енергії. А у процесі виробництва цієї енергії виділяється величезна кількість CO<sub>2</sub>.

Крім величезного викиду діоксиду вуглецю, так само збільшують парниковий ефект холодоагенти, які використовуються у холодильній техніці. Наприклад, викид 1кг фреону R134a надає стільки ж шкоди, скільки 1300кг діоксиду вуглецю.

Вирішити екологічні проблеми холодильних установок можна здійснити наступним чином:

### 1. Монреальський протокол і Паризька хартія.

У 1987 році для скорочення викидів речовин, що руйнують озоновий шар, був впроваджений Монреальський протокол. Країни, що підписали протокол зобов'язалися обмежити виробництво та споживання озоноруйнівних речовин.

Монреальський протокол передбачав скорочення озоноруйнівних речовин на 20% до 1993 року, а до 1998 року на 30%.

Монреальський протокол значно знизив світове виробництво речовин, що руйнують озоновий шар, але повністю його не припинив.

Паризька хартія, з якою пов'язані основні надії у сфері боротьби з глобальною зміною клімату, набрала чинності 4 листопада 2016 року для країн, що приєдналися до домовленості. До 24 листопада документ ратифікували 139 держав. Мета угоди - не допустити підвищення середньої температури на планеті до 2100 року більш ніж на 2 градуси Цельсія у порівнянні з доіндустріальною епохою. Вчені вважають, що більш значне зростання температури може призвести до незворотних наслідків для екології.

### 2. Застосування природних холодоагентів.

На сьогоднішній день цей напрямок інтенсивно розвивається у країнах Західної Європи. Як холодоносії використовують дешеві природні речовини, такі як аміак, пропан, діоксид вуглецю. Всі

зазначені речовини екологічно чисті і не вимагають великих потужностей для промислового отримання.

Однак використання цих речовин у холодильній техніці вимагає спеціальних запобіжних заходів. Наприклад використання отруйного аміаку вимагає наявності особливого рівня герметичності холодильної машини. Як правило, холодильне обладнання, що використовує природні холодильні агенти, має більш високу вартість. Додаткових витрат вимагають зміни конструкції холодильного обладнання, які необхідні, щоб забезпечити безпеку при роботі з аміаком, вибухозахист при використанні вуглекислоти і пожегобезпечними при користуванні зрідженим газом.

*3. Удосконалення екологічно чистої холодильної техніки, заснованої на низькоефективних принципах отримання холоду.*

До даної категорії холодильного обладнання відносяться пароежекторні, повітряні, сорбційні холодильні машини, пристрої, що використовують ефект Пельтьє, Ранка тощо. Мета робіт даного напрямку - підвищити ефективність отримання холоду.

Енергетично неефективні холодильні машини не руйнують озоновий шар, але для нормальної роботи вимагають величезної кількості електроенергії. Виробництво енергії для даного обладнання збільшить глобальне потепління Землі.

*4. Розробка нових принципів отримання холоду.*

До нових принципів отримання холоду відносяться розроблені відносно недавно «звукові компресори» і «холодильні чіпи». У першому випадку для отримання холоду використовують звук, дослідженнями у даній області займається компанія "Magco Sorix Co" (США). Розробкою «холодильних чіпів» займається компанія "Бореалис Технікал". Дана технологія заснована на термоіонному охолодженні. Згідно з оцінками фахівців цей тип охолодження в 2 рази ефективніше компресорних систем.

Однак, у даний час ціна на холодильне обладнання, яке працює на цих принципах, значно перевищує вартість парокompресійного обладнання.

*5. Виробництво холодильних машин Стірлінга помірного холоду.*

На сьогоднішній день у світі створенням машин Стірлінга займається близько 140 компаній і науково-дослідних центрів, багато з яких вже вийшли на серійне виробництво. Уже найближчим часом у Південній Кореї планується масовий випуск побутових холодильників, які використовують цикл Стірлінга. Отримані результати досліджень показують, що машини Стірлінга помірного холоду в 1,5 рази ефективніше кращих зразків парокompресійних холодильних машин, а масогабаритні характеристики менші на 25...30%.

Отже на сьогоднішній день для досягнення екологічної безпеки при експлуатації холодильних машин необхідно розробити документи, що сприяють просуванню на ринку прогресивних технологій у цій галузі, а так само використовувати екологічно безпечні холодоагенти. Особливу увагу слід приділити виробництву та експлуатації холодильних машин Стірлінга, так як саме цей метод виробництва холоду здатний вирішити екологічні проблеми пов'язані з холодильною промисловістю.

УДК 621.575.932:621.565.92

## **АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ДЛЯ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ, НАПІВФАБРИКАТІВ І СИРОВИНИ**

Приймак В.Г., здобувач, [vlad.priymak.88@mail.ru](mailto:vlad.priymak.88@mail.ru)

Перспективним, з погляду енергозбереження, 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. Аналіз функціональних можливостей показав, що додаткова ТК може бути використана для:

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 кислотно-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 виробі 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 придбанню ними правильної форми.

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.

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

УДК 621.575:620.91:662.997

## РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Озолін М.Є., Осадчук Є.О., Мазуренко С.Ю., ОНАХТ, м. Одеса [lintekor@gmail.com](mailto:lintekor@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 рости в досяжному майбутньому. Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, у грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя».

Близько 70 відсотків поверхні земної кулі покрито водою, проте на 97,5 відсотка вона складається з солоної води. Решта 2,5 відсотка припадають на прісну воду, майже дві третини якої знаходиться в замороженому стані в льодовикових шапках. Між тим, основна частина прісної води знаходиться в 1 кілометровому шарі атмосфери. Її сумарний обсяг становить не менше 1000,000,000,000,000 літрів. За даними роботи середня абсолютна вологість поблизу земної поверхні становить 11 г / м<sup>3</sup>, а в тропічних регіонах вона доходить до 25 г/м<sup>3</sup> і вище. Велика кількість країн тропічного поясу страждає від відсутності прісної води, хоча її зміст в атмосфері досить значно. Наприклад, в Джібуті протягом усього року практично не буває дощів, але абсолютна вологість становить 18-24 г/м<sup>3</sup>. Кількість води, проносяться над кожним квадратом в 10 км<sup>2</sup> Аравійської пустелі або Сахари, одно за обсягом озера площею 1 км<sup>2</sup> і глибиною 50 м.

Тому одним з найважливіших завдань є розвиток технологій дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна.

З давніх часів прісну воду, в дуже обмежених кількостях, отримували шляхом збору сконденсованих крапель з повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні (охолодження в нічний час пористих каменів з утворенням роси). Наприклад, в Нуакшоті (Мавританія) середня місячна температура в травні-жовтні становить 27-30 °С, відносна вологість 60-80 %. Це означає, що в кожному кубічному метрі повітря міститься 20-24 г води. При зниженні температури на 10-15 °С з кожного кубічного метра можна виділити 10-14 г води. В Ізраїлі, наприклад, 190-200 ночей характеризуються вигідними умовами для отримання прісної води з атмосферного повітря (в Ашдот, Тель-Авіві дуже часто влітку буває 100 % вологість повітря). Для підвищення ефективності процесу конденсації пари води в цих умовах використовують інтенсифікують елементи - холодоакумулятори (щобінь), теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані і систему сорбентів, що працюють в циклічному режимі «зарядки-розрядки».

Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою автономних генераторів штучного холоду – холодильних машин, які гарантовано забезпечують температуру нижче температури точки роси. Відомо, що для отримання 1 літра води потрібно затратити близько 1 кВт·год електроенергії, а в середньому з потоку повітря 1 кг/с виділити ~ 10 г / с води. При холодильному коефіцієнті компресійної холодильної машини, рівному 3, на виробництво 1 літра води буде витрачається енергія порядку ~ 0,33 кВт·год.

В даний час, основний обсяг ринку обладнання по виділенню води з повітря припадає на системи, що мають у своєму складі компресійну холодильну установку з електричним приводом. Разом з тим застосування компресійних установок перспективно тільки для продуктивності до 3-4 літрів води на годину. При більш високої продуктивності відбувається суттєве зростання габаритів установки.

Необхідною умовою роботи компресійної холодильної машини є наявність електричної енергії. У теж час переважна кількість країн, що зазнають дефіцит води, обмежені і в енергоресурсах. Чи не єдиним доступним джерелом енергії у них є сонце.

Таким чином проблема отримання води з атмосферного повітря - актуальна наукова та практична задача, яка до цього часу не знайшла свого рішення, а більшість технічних пропозицій залишаються на рівні патентів.

Тому, як найбільш перспективного напрямку нами вибрано використання модернізованих абсорбційних холодильних машин (АХМ), що працюють від джерела нізкопотенціального тепла - сонячної енергії. Одним з перспективних напрямків є можливість використання існуючої інфраструктури сонячних нагрівачів води, сумарний обсяг площ колекторів яких у світі більше 110 млн.м<sup>2</sup>.

Аналіз режимних характеристик АХМ показав, що основні проблеми, які треба вирішити при їх використанні в системах отримання води наступні: по-перше, розробити конструкції АХМ з повітряним охолодженням теплорозсіюючих елементів, а по-друге, запропонувати цикл, який можна було б реалізувати в умовах тропічних температур зовнішнього повітря і рівні температур традиційних водяних сонячних колекторів (80-100 °С).

У таких умовах найбільші перспективи мають абсорбційні водоаміачних холодильних машин (АВХМ), які дозволяють провести необхідну модифікацію циклу.

У зв'язку з вибором АВХМ необхідно відзначити, що в останні роки у зв'язку з несприятливим техногенним впливом на навколишнє середовище систем холодильної техніки все більша увага приділяється природним холодильним агентам. Останні документи вже чітко регламентують застосування конкретних природних холодильних агентів для різних типів холодильних машин: для побутових і торгових холодильників - пропан; для середніх холодильників - вуглекислота; для великих систем - аміак.

АВХМ на відміну від аналогів - бромістолітєвих абсорбційних холодильних машин і пароежекторних водяних холодильних машин, холодильним агентом в яких є вода, мають більш широку сферу застосування, зокрема, в області негативних температур до мінус 50 °С. Для їх роботи можна використовувати самі різні джерела теплової енергії: технологічний пар, гарячу воду, газу печей, вихлопні газу двигунів внутрішнього згорання. АВХМ крім завдань кондиціонування повітря можуть бути використані і в холодильниках при тривалому зберіганні заморожених продуктів і сільськогосподарської сировини.

Особливий інтерес представляють АВХМ працюють на поновлюваних джерелах енергії, зокрема, на енергії сонячного випромінювання. Такий інтерес пов'язаний з можливістю цілолітнього використання сонячних колекторів, що знаходять в даний час широке застосування в системах опалення та гарячого водопостачання. Передбачається, що при надлишку сонячної енергії в теплий період року частина її можна направляти на генератор АВХМ для виробництва штучного холоду. Отриманий холод можна використовувати як в системах кондиціонування, так і в холодильниках.

Цикли АВХМ реалізовані в насосній і безнасосній схемі. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають у своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосні схеми автономні, але недостатньо ефективні.

На підставі наведеного вище аналізу різних холодильних систем абсорбційного типу та результатів аналізу енергетичних характеристик циклів АВХМ, а також з урахуванням простоти конструкції і способу реалізації для подальшої розробки був обраний варіант традиційної АВХМ з теплообмінником розчинів і з бустер-компресором на магістралі подачі пари аміаку в конденсатор ,

Був проведений аналіз енергетичної ефективності циклів АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором.

Інтерес представляв своєрідний «модифікований холодильний коефіцієнт» циклу АВХМ, який являє собою відношення корисного ефекту (штучного холоду) до витраченої в циркуляційному насосі і бустер-компресорі електричної потужності. З урахуванням того, що тепла енергія гріє джерела надходить від неелектричного джерела, вона не враховується при аналізі.

Було показано, що з підвищенням температури гріє джерела від 80 °С до 100 °С ефективність АВХМ зростає майже в 2 рази.

УДК. 621.184.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАКЕТІВ ТРУБ З НАХИЛЕНИМИ ПОПЕРЕЧНИМИ РЕБРАМИ

Князюк В.І., Лагутін А.Ю., Стоянов П.Ф., Гоголь М.І.

Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, palfomich@gmail.com

Експериментальні роботи присвячені дослідженню тепло-аеродинамічних характеристик поверхонь теплообміну з нахиленими ребрами [1; 2] підтвердили факт підвищення енергетичних характеристик таких поверхонь. В даній роботі запропоновано альтернативний варіант компоновки теплообмінного пакету. Оригінальність даного технічного рішення підтверджена отриманим патентом на винахід [3]. Для визначення можливих умов підвищення енергетичної ефективності теплообмінної поверхні, на базі застосування нахиленого оребрення, були проведенні дослідження при варіюванні орієнтації оребрених поверхонь відносно напрямку потоку повітря.

Дослідження теплообміну та аеродинамічного опору обраних поверхонь виконано в умовах примусової конвекції в аеродинамічній трубі розімкнутого типу прямокутного перерізу. Аеродинамічний опір досліджуваних пакетів труб ( $\Delta P$ ) визначався в ізотермічних умовах по різниці значень статичних тисків, що вимірювались до і після робочої ділянки із допомогою мікроманометра із нахиленою шкалою типу ММН-240 (5)-1,0. Витрату повітря в каналі аеродинамічної труби визначали двома незалежними методами, із допомогою термоанемометра Mastercool 52235 встановленого на вході і по тепловому балансу. Розходження значень швидкості потоку повітря, що були отримані обома способами не перевищували  $\pm 0,1$  м/с.

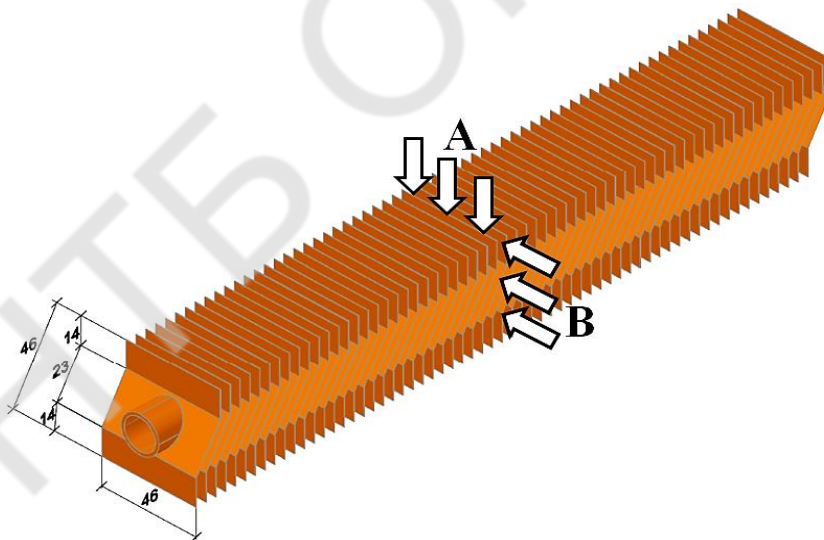


Рис.1. Варіанти розміщення ребер відносно руху повітря.

Із врахуванням геометричних особливостей нахилених ділянок оребрення в роботі досліджувались пакети труб при різних варіантах обтікання ребер щодо потоку повітря. При будь-якому із розглянутих варіантів розміщення ребер забезпечувалось обтікання елемента труби по еліпсу, а змінювалася лише приведена довжина ребра вздовж потоку повітря. Для варіантів А і В вона, відповідно, складала 51 і 46 мм. (рис.1).

Варіанти В мають менші розбіжності перепадів тиску при збільшенні швидкості, тому практично не залежать від зміни повздовжнього кроку труб в діапазоні  $S_2=0,05\div 0,06$ м.

Табл. 1. Характеристики труб

Показники	Номер пакета труб									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Позначення	○	●	◻	◐	△	▲	◇	◆	□	■
Розміщення труб в пакеті: К – коридорне, Ш – шахове	К	К	К	К	Ш	Ш	Ш	Ш	Ш	Ш
Поперечний крок труб – $S_1$ м.	0,050					0,050				
Повздовжній крок труб – $S_2$ м.	0,050				0,060		0,055		0,050	
Число труб по глибині пакета - z, шт.	4		6		4		4		4	
Варіант розміщення ребер відносно напряму потоку повітря (див. рис 1)	А	В	А	В	А	В	А	В	А	В
Коефіцієнт компактності – $\Pi$ , м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	391				326		356		391	
Відношення площ живого перерізу пакета труб до вільного перерізу, ( $F_{\text{жп}}/F_{\text{вп}}$ )	0,59				0,59					
Довжина ребра вздовж потоку повітря, - L, мм	51	46	51	46	51	46	51	46	51	46

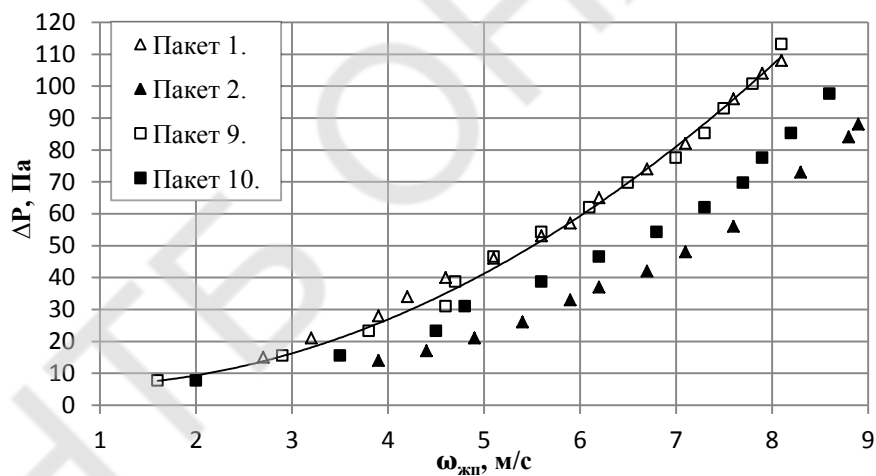
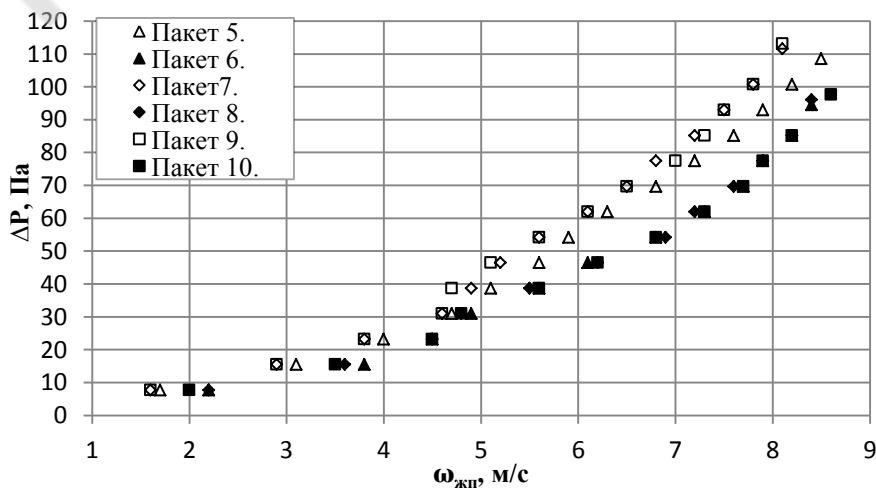
Рис. 2. Залежності  $\Delta P = f(\omega_{\text{жп}})$  для чотирьохрядних коридорних (пакети № 1, 2) та шахових (пакети № 9, 10) пакетів труб

Рис. 3. Залежності  $\Delta P = f(\omega_{жп})$  для чотирьохрядних шахових пакетів труб

Серія експериментів дозволила провести порівняння аеродинамічного опору оребрених пакетів труб із нахиленими ребрами для коридорної та шахової компоновки. Із графіка 2 очевидно, що компоновання пакетів труб практично не впливає на їх аеродинамічний опір повітря, який більше залежить від орієнтування ребра відносно руху повітря чим від компоновки оребрених труб в пакеті.

Результати аеродинамічних досліджень 4-х рядних пакетів оребрених труб узагальнені робочими залежностями виду

$$\Delta P = C \cdot \omega_{жп}^n \quad (1)$$

Коефіцієнти рівняння (1) приведені в таблиці 2. Область застосування рівнянь можна прийняти по графікам, представленим на рис. 2, 3.

Табл. 2. Коефіцієнти рівняння (1)

Коефіцієнти рівняння	Номера пакетів труб			
	1	2	6, 8, 10	5, 7, 9
C	0,73	0,30	0,41	0,67
n	1,69	1,89	1,84	1,72
R <sup>2</sup>	0,982	0,972	0,985	0,977

де R - коефіцієнти детермінації.

Із аналізу результатів проведених аеродинамічних досліджень, можна стверджувати, що кращі аеродинамічні характеристики має коридорний пакет труб №2. Проте, очевидної переваги коридорної компоновки над шаховою не спостерігалось, максимальне відмінність, згаданих вище компоновок, коливалась в межах 3,2% ÷ 17,5%. Крім того, варіант орієнтації ребер (B), з точки зору втрати напору, більш перспективний ніж варіант (A).

### Список літератури

1. Лагутин А.Е., Князюк В.И., Стоянов П.Ф. Исследование аэродинамического сопротивления пакетов труб с поперечными наклонными ребрами// Холодильна техніка і технологія. – 2012, № 1(135) . –с.28-32.

2. Лагутин А.Е., Стоянов П.Ф. Численное исследование аэродинамических характеристик поверхностей теплообмена с поперечными наклонными ребрами // Problemele energeticii regionale. Academia de stiinte a Moldovei Institutul Energetica. – 2016. - №3(32). -С.91-100

3. Патент на винахід " Теплообмінний пакет" Лагутін А.Ю., Князюк В.І., Стоянов П.Ф. № 107745 С2 Україна, МПК F28F 1/24 (2006.01); заявка від 01.07.2013 а 2013 08245; опубл. 12.01.2015, Бюл. №1

УДК 621.574.7

## ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОПАНА В БЫТОВОМ КОНДИЦИОНИРОВАНИИ

Жук Н.П., Белорусский национальный технический университет, г. Минск, kollen@tut.by

Современные кондиционеры, хотя и в меньшей степени, но продолжают использовать в качестве рабочих веществ синтетические хладагенты — гидрохлорфторуглероды (ГХФУ). В ближайшем будущем необходимо полное прекращение применения таких веществ, являющихся озоноразрушающими веществами. В настоящее время климатическая техника в большей степени продолжает использовать вещества группы гидрофторуглеродов (ГФУ), применение которых в перспективе также необходимо сокращать, т.к. они являются сильными парниковыми газами.

За последнее десятилетие в мировой практике широкое распространение получили холодильные системы на углеводородных (УВ) хладагентах. В Японии, Китае, Индии организовано производство кондиционеров с малой заправкой пропаном (200-300 г).

В настоящее время в Республике Беларусь практически отсутствует климатическая техника с применением углеводородных хладагентов. Главным препятствием для их более широкого использования является недостаточная осведомленность и слабая практическая подготовка инженеров и техников для проектирования и эксплуатации установок на этих хладагентах. С принятием соответствующей нормативно-технической базы, а именно Межгосударственного стандарта ГОСТ EN 378 «Установки холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды» [1] возможности применения углеводородов в качестве хладагентов уже юридически закреплены.

Пропан (R-290) обладает великолепными термодинамическими, физическими и технологическими характеристиками по сравнению с применяемыми в кондиционировании на сегодняшний день хладагентами. Одними из основных таких характеристик являются [2]:

- более низкие рабочие давления, особенно давление нагнетания;
- ниже степень сжатия, которую требуется создать компрессору, тем самым нагрузки на детали компрессора ниже;
- меньшие по габаритам теплообменные аппараты, отсюда материало- и металлоемкость оборудования ниже;
- массовая заправка требуется ниже по причине большей теплоты парообразования и более низким удельным массовым расходом циркулирующего в холодильном контуре пропана;
- более высокая удельная объемная холодопроизводительность;
- это однокомпонентное вещество, поэтому нет технических проблем с заправкой или дозаправкой;
- достаточно простая технология производства, а также возможность очистки природных веществ снижает его стоимость;
- наличие возможности организации производства в стране;
- при использовании чистого хладагента не возникает проблем с выбором конструкционных материалов для изготовления всех компонентов холодильной системы;
- полная совместимость с минеральными маслами.

С экологической точки зрения – пропан природный хладагент, озонобезопасное вещество и обладает малым показателем потенциала глобального потепления ( $GWP = 3$ ), тем самым оказывает минимальное влияние на окружающую среду.

Как правило, кондиционерные установки, работающие на пропане, в том числе бытовые кондиционеры, обладают хорошими показателями энергоэффективности (удельное

энергопотребление установки ниже, более высокий показатель эффективности работы компрессора – холодильный коэффициент выше).

Сравнительный анализ свойств хладагентов, применяемых в холодильной технике показывает, что, пропан (R-290) несмотря на имеющиеся отличия по ряду показателей, может использоваться для замены многих синтетических фреонов, как ГХФУ, так и ГФУ. Наиболее близок к R-290 по большинству показателей хладагент R-22. Комплектуемые компоненты находящихся в эксплуатации сегодня холодильных установок на фреоне R-22 и на пропане не имеют существенных отличий. Именно для систем, работающих на фреоне R-22, пропан может являться экологически чистой и экономически целесообразной альтернативой для проведения ретрофита. Технология ретрофита в целом подробно разработана и может быть реализована [3].

Наряду с положительными сторонами применения пропана имеется и ряд существенных особенностей. Углеводороды, к которым относится и пропан, обладают повышенной воспламеняемостью, поэтому их использование в холодильном контуре требует строгого соблюдения норм пожарной безопасности при проектировании, монтаже, а также эксплуатации и ремонте холодильной техники.

Чистый пропан не обладает цветом, запахом и вкусом, что затрудняет его обнаружение в результате утечки. Эта проблема решается с помощью применения специальных течеискателей и анализаторов.

Необходимо особенно тщательно отнестись к вопросу проектирования и монтажа холодильной техники на пропане. Основная цель обеспечения безопасности – это недопущение возникновения пожаровзрывоопасной ситуации при возникновении утечки холодильного агента в одном локальном неблагоприятном месте. Это требует правильности выбора мест монтажа с учетом категории и объема помещения, повышенных мер к герметичности оборудования, особых требований к электрическому оборудованию, выполнения всех требований безопасности во время проведения работ по пусконаладке оборудования. Рассмотрение всех требований безопасности в рамках статьи не представляется возможным. Во время эксплуатации холодильного оборудования также необходимо как владельцу, так и обслуживающей организации, строгое выполнение мероприятий по техническому обслуживанию.

Применение пропана в качестве хладагента в бытовой кондиционерной технике представляет практический интерес в силу его термодинамических свойств и доступности на рынке, но в связи с отсутствием практики на сегодняшний день находится на начальном этапе.

Современный уровень развития техники и технологий позволяет обеспечить без особых финансовых затрат комплектацию и безопасную эксплуатацию оборудования на пропане, в том числе и бытовое кондиционирование.

Перспективы применения пропана существенно улучшаться только при выполнении нескольких условий. Важным условием для внедрения углеводородов в холодильной технике является создание материальной базы и условий для подготовки и повышения квалификации специалистов - холодильщиков. Монтаж, обслуживание и ремонт холодильных установок на пропане должны проводить квалифицированные специалисты, так как эти работы связаны с риском возникновения взрывопожароопасной ситуации. Важной задачей для индустрии сервиса холодильного и кондиционерного оборудования является обучение и адаптация вопросам техники безопасности при применении углеводородных хладагентов.

1. ГОСТ EN 378-2014 "Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды". В 4-х частях. – Минск: Госстандарт Республики Беларусь, 2017. - Дата введения: 2016-02-01.

2. Обзор хладагентов. Издание 13. A501-13. – Bitzer Internftional – 36 с.

3. GIZ Proklima (2011): Operation of split air conditioning systems with hydrocarbon refrigerant. A conversion guide for technicians, trainers and engineers. - [Электронный ресурс] URL: <http://starwww.giz.de/fetch> - Дата доступа: 2017-06-13.

УДК 621.6

## ВИМОГИ ДО КЛІМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ТИПОВИХ БІОЛАБОРАТОРІЙ ТА БІОФАБРИК, ЩО ЗДІЙСНЮЮТЬ ВИРОБНИЦТВО ЕНТОМОФАГІВ

*Піщанська Н.О., к.т.н., ІКХЕ ОНАХТ, м. Одеса  
Бельченко В.М., к.т.н., ІТІ «Біотехніка» НААН України, смт Хлібодарське*

У світовій практиці в штучних умовах масово розмножують десятки ентомофагів для біологічного захисту рослин. Специфіка масового розведення певного ентомофага і його лабораторного господаря істотно відрізняється між собою. Тому для кожного ентомофага і його лабораторного господаря необхідно окремо створювати оптимальні умови розведення та використовувати відповідний комплект обладнання.

При проектуванні нових приміщень ентомологічного виробництва, технічне переозброєння і реконструкцію діючих біолабораторій і біофабрик, необхідно передбачати прогресивні технології та технічні рішення, що забезпечують економію паливно-енергетичних ресурсів, підвищення якості біоагентів, зниження собівартості продукції, ефективне використання капітальних вкладень, сприятливі умови праці та охорону навколишнього середовища.

Однією з найважливіших умов отримання якісного біоматеріалу є підтримання стабільних гідротермічних параметрів (температури і вологості) в різних технологічних процесах виробництва, для чого біофабрика повинна мати примусову систему кондиціонування повітря, постійне джерело теплопостачання та датчики для реєстрації зміни температури і вологості повітря.

Наприклад, при проектуванні механізованої лінії по виробництву Браконно обов'язковим є наявність наступного обладнання:

- системи кондиціонування повітря (центральні та автономні);
- зволожувачі повітря;
- холодильні установки;
- кліматичні універсальні шкафи, що призначені для розведення та зберігання бракону.

Механізована лінія по виробництву златоглазки передбачає термостатуєме приміщення, призначене для розміщення гекселей і імаго златоглазки в процесі виробництва. Дане приміщення характеризується параметрами повітря: температура –  $26 \pm 1$  °С, відносна вологість повітря –  $70 \pm 5\%$ .

Для безпеки життєдіяльності працюючого персоналу на біофабриках слід забезпечувати гігієнічні нормативи, встановлені в санітарних нормах, за оптимальними параметрами мікроклімату (температура, вологість, швидкість руху повітря), хімічним складом повітряного середовища.

При проектуванні нових, технічному переозброєнні і реконструкції діючих біолабораторій і біофабрик, а також окремих будівель і споруд, що входять в їх інфраструктуру, окрім перелічених умов, щодо обладнання приміщень ентомологічного виробництва кліматичним обладнанням, слід керуватися чинними будівельними нормами і правилами (СНіП), санітарно-гігієнічними правилами і нормами (СанПіН) та іншими нормативними документами, затвердженими в установленому порядку.

УДК 621.6

## АНАЛІЗ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЛОГІСНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СИСТЕМИ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ ПРИМІЩЕНЬ ЕНТОМОЛОГІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

Піщанська Н.О., к.т.н., Подмазко І.О., к.т.н.,  
Одеська національна академія харчових технологій

Температура та відносна вологість повітря - це абіотичні фактори, які мають безпосередній та сигнальний вплив на життя пойкилотермних тварин, до числа яких відносяться і комахи. Діапазони змін цих параметрів, при яких характеризується активна життєдіяльність, для різних видів комах різняться.

Система кондиціювання повітря (СКП), метою роботи якої є створення необхідного мікроклімату для технологічних цілей в ентомологічному виробництві, ще має відповідати сучасним вимогам за різними показниками. Вона має відповідати енергоекономічним і екологічним вимогам, також характеризуватися мінімізацією капітальних та експлуатаційних затрат. Тому постає задача в проектуванні системи життєзабезпечення з урахуванням всіх чинників, що нададуть цій системі оптимальних показників.

Ентомологічне виробництво складається як правило з декілька приміщень. У кожному з яких здійснюються певні етапи виробництва, тому вони відрізняються між собою вологісним та тепловим навантаженнями. При розрахунку навантаження системи обов'язково мають враховуватися оцінки впливу сонячної радіації та інфільтрації повітря у приміщенні. Особливу увагу слід приділити визначенню необхідної витрати повітря, у тому числі зовнішнього та рециркуляційного. Мінімізація кількості зовнішнього та збільшення рециркуляційного повітря забезпечить економічну роботу системи, але призведе до необхідності вирішення проблеми щодо його попередньої очистки. Розрахунок системи має відбуватися у вигляді комплексної задачі, що включатиме в себе – оцінку факторів впливу, тепловологісний розрахунок, навантаження системи, представлення прямого та компенсуючих процесів в  $d-h$  діаграмі, рекомендації щодо використання сучасних матеріалів, приладів та апаратів. Температура навколишнього середовища закономірно змінюється протягом доби та від сезону до сезону. Спроектована система повинна мати змогу забезпечити оптимальні біокліматичні умови культивування комах відповідно до цих змін.

Запропонована методика розрахунку системи життєзабезпечення відзначається суттєвими позитивними перевагами:

- враховує вплив всіх тепло- та вологонавантажень приміщень, в тому числі від перегородок, межповерхових перекриттів, інфільтрації, тощо;
- демонструє спрощену методику розрахунку теплонадходжень за рахунок сонячної радіації;
- витрата повітря системи оцінюється за кількома показниками, і дає змогу обрати оптимальне її значення;
- зроблений розрахунок дозволяє перейти до іншого етапу проектування системи життєзабезпечення - побудові процесів в  $d-h$  діаграмі та визначенню характеристик апаратів.

УДК 621.6

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ

Подмазко О.С., Подмазко І.О.  
Одеська національна академія харчових технологій

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

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

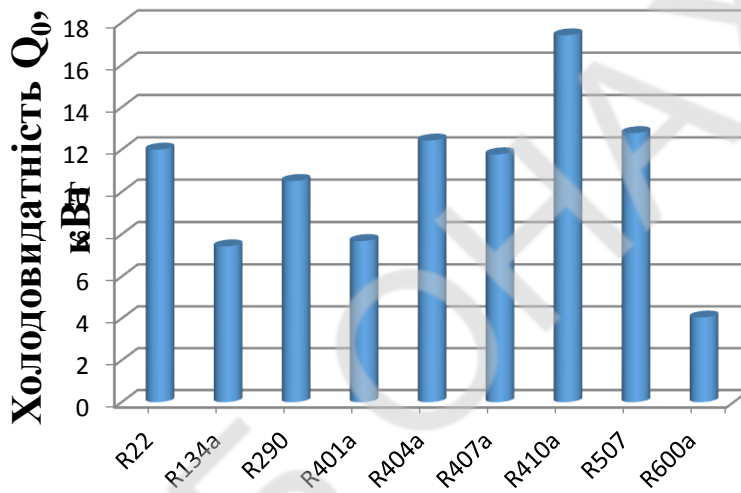


Рис. 1

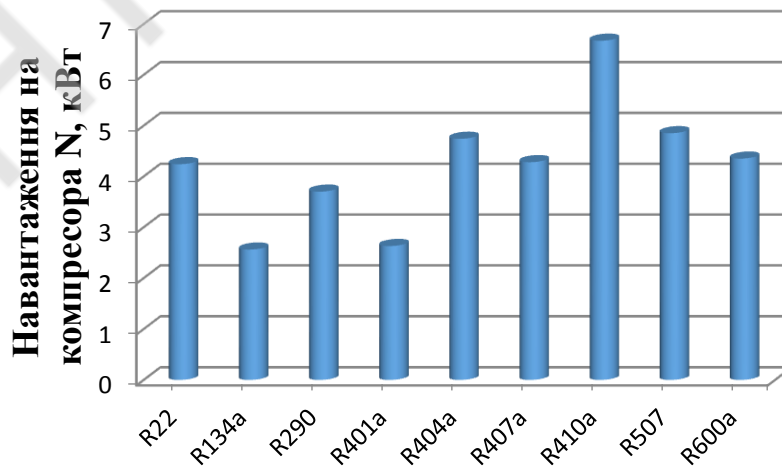


Рис. 2

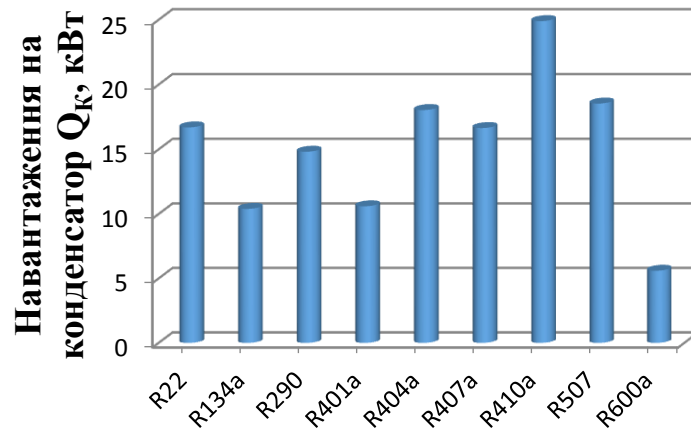


Рис. 3

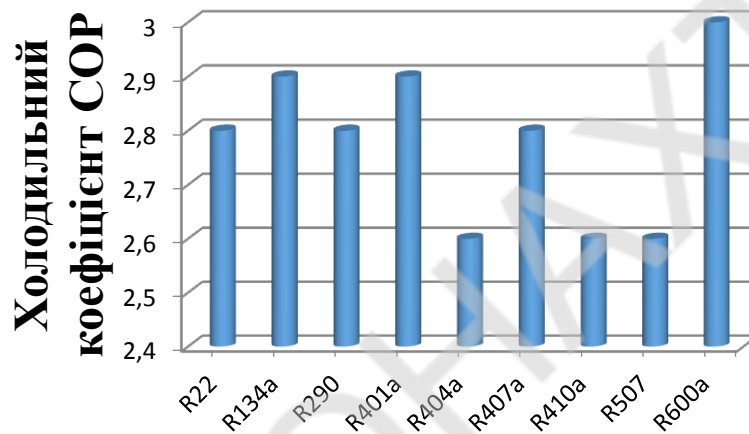


Рис. 4

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що використання холодильних агентів, таких, як R134a, R401a, R600a, не дозволить забезпечити роботу ХМ в потрібному режимі. Крім того, слід зазначити, що тільки  $V_h$  являється незмінним параметром (з деякими припущеннями), а всі інші взаємно пов'язані один з одним.

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

УДК 621.564.

## РЕФІТ (РЕТРОФІТ) ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ, ТА ЙОГО НЕОБХІДНІСТЬ У ФРЕОНОВИХ ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ

Подмазко О.С.

Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса, 65082, Украина

Згідно Монреальської угоди, країни, які її підписали, вирішили відмовитись від холодильних агентів, які, на їх думку, шкідливо впливають на озонову атмосферу Землі, та перейти на «екологічно» чисті фреони (провідна фірма DuPont de Nemours). Це, як правило, так звані зеотропні холодильні суміші. Наприклад, представником цього класу є R404a, який складається із суміші R125/R134a/R143a, відповідно пропорції (%) 44/4/52. Цей холодильний агент, рекомендований для заміни традиційного R22. Заміна, або рефіт (від англійського слова refit – споряджати заново), відбувається наступним чином. Спочатку проходить утилізація з холодної установки R22, далі – промивка трубопроводів і внутрішньої поверхні всіх теплообмінних апаратів з метою видалення мінерального мастила. Оскільки всі «екологічно» чисті фреони потребують синтетичного мастила, а суміш мінерального і синтетичного приводить до того, що на стороні високого тиску проходить «коксування», а на стороні низького тиску – «парафінізація» суміші мастил.

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

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

Останні три десятка років людство лякають різноманітними катаклізмами розвитку подій на нашій планеті. Це і глобальне потепління і в одно час і похолодання. Розтануть всі льодовики і затопить сушу, то настане ера страшного холоду і все живе на землі замерзне. Це все нагадує відомого барда і актора Висоцького В.С. – «...то тарелками пугают, дескать подлые летают ... то у вас руины говорят, ... а Бермудский теугольник не закрытый пуп Земли». Цілий ряд екологів, кліматологів та «грінпісовців» прийшли до висновку, що озонові діри це справа людини. Очолив «похід» проти озонового прокляття колишній віце – президент США Альберт Гор. В 2007 році він навіть отримав за це Нобелівську премію (вважають, що це був не останній його бонус). Вся справа була в тому, що R12 містить хлор, котрий вступає в реакцію з озоном і руйнує його. Піар - компанія цієї теми була настільки потужною, що всі повірили в її правдивість і нікому не прийшло в голову, що R12 важче повітря і не може проникати в верхні шари атмосфери, і ще концентруватись в абсолютно незаселеному районі Землі Антарктиці.

Завдяки цій «проблемі» були захищені не один десяток кандидатських і навіть докторських дисертацій. Постає питання яка від цього користь (окрім здобувачів) ?

Зараз після деякого часу істину підґрунтя можливо легко відновити і зрозуміти. Почалось все з того, що корпорація «DuPont de Nemours» втратила ексклюзивні права на виробництво R12 і разом з другим гігантом світової хімічної промисловості «The Imperial Chemical Industry» перейшла на фреон R134a. (Було запевнено, що R134a по термодинамічним характеристикам на 98% відповідає R12, але на практиці при проведенні рефіту температура конденсації R134a на 4С вище в порівнянні з R12). Це привело до того, що всі виробники були змушені повністю перейти на новий «озоно» безпечний фреон. Складно порахувати скільки трильйонів заробили на цій тематиці за чверть століття виробники – монополісти. Явно не за дарма відпрацювала пропаганда в обличчі «вчених», «екологів», «журналістів», та й сам Альберт Гор.

Оскільки «експеримент» вдався, то підприємливі «захисники природи» вирішили на цьому не зупинятись. Наситив ринок збуту R134a, вони несподівано прийшли до висновку, що і цей газ небезпечний і запропонували заміну – зеотропні фреони.

Бізнес є бізнес! До речі озонові дірки як були так і залишились, не зважаючи на повну заборону «шкідливих» газів. А, що з похолоданням – потеплінням? – приблизно теж саме. Дійсні вчені вважають ці модні теорії не більш чим псевдонауковими міфами і затверджують, що озонові дірки, які деякі шахраї називають лихом нашого часу існували завжди.

Якщо ураховувати запуск космічних ракет та штучних супутників, то постає питання: так вже було необхідно переходити на «екологічно» чисті суміші для збереження озонної атмосфери Землі? На наш погляд, відповідь одна. Фірма Дупон, і причетні до неї вирішили заробити «трохи» грошей (тільки в США на сьогодні більше 240 млрд. доларів) і не тільки ускладнивши процес експлуатації холодильних машин та установок, але і підвищити його собівартість.

Враховуючи це не важко спрогнозувати, що в недалекому майбутньому буде повна відмова від зеотропних фреонів і здійснений перехід на аміак, та природні речовини, які можливо використовувати в якості холодильних агентів.

Використані джерела

1. Знание – Сила! №15, 2015г.

## ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ АКУМУЛЯТОРІВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Р.В. Грищенко, А.В. Форсюк, Я.І. Засядько, О.Ю. Пилипенко, Р.І. Колодзінський  
Національний університет харчових технологій, м. Київ, [rgryshchenko@gmail.com](mailto:rgryshchenko@gmail.com)

Сучасний обчислювальний експеримент на етапі наукових досліджень, є одним із важливих при вирішенні лінійних і нелінійних, стаціонарних і нестационарних просторових задач різного роду. Інформація, отримана за допомогою чисельних розрахунків, дозволяє не тільки правильно осмислити і зрозуміти фізичні ефекти, що спостерігаються, наприклад, на експериментальних установках, а й у деяких випадках замінити реальний експеримент - комп'ютеризованим. Іноді комп'ютерний експеримент є єдиним можливим. Враховуючи подальший прогрес в області розвитку обчислювальної техніки, очікувано, що в найближчому майбутньому зросте роль комп'ютерного моделювання як у створенні нових зразків промисловості, так і в дослідженні процесів і явищ, що відбуваються в навколишньому світі. В даний час широке поширення одержали пакети обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну, міцності та електродинаміки для проведення інженерних розрахунків.

Під час дослідження процесів плавлення та генерації водного льоду на вертикальній, охолоджуваній, циліндричній поверхні, що омивається водою – виникають складні і внутрішньо взаємопов'язані проблеми тепломасообміну. Вони відносяться до класу процесів, які згадувались раніше. В даному випадку маємо справу з рідиною, що має помітний екстремум густини при температурі 4<sup>0</sup>С. Це суттєво впливає на потік води, що омиває охолоджувану поверхню з температурою 0<sup>0</sup>С або нижче. Цілком очевидно, що таке складне явище являє собою проблему для прямого експерименту. На прикладі 3D моделі дослідної секції для вивчення процесів генерації та плавлення водного льоду на вертикальній циліндричній поверхні, виконано моделювання процесу охолодження води при температурах близьких до точки аномалії густини.

Геометрична модель дослідної ділянки побудована в пакеті програм ANSYS. Ядро геометричної моделі є областю коаксіального циліндра в середині якого протікає вода. Чотири впускних на впускних патрубків для води знаходяться на нижній та верхній частині циліндра. Охолоджувана циліндрична поверхня моделюється вздовж центральної осі, Рис. 1.

Для того, щоб забезпечити найбільш досягну точність розрахунку при розумному числу ітерацій, дослідна секція побудована, як сектор 90 градусів. Особливу увагу було приділено належному рівню створення сітки. Це дало можливість генерувати 500000 вузлів сітки в межах сектора, що дорівнює 2 млн. вузлам, для розрахунку цілого циліндра. Для більш точних розрахунків, а також щоб сформувати сітку прикордонного шару, використано спеціальну межу інфляції, Рис. 2. [1].

Температура внутрішнього циліндра запрограмована як поверхня з температурою 0 ° С, щоб уникнути можливого обмерзання на поверхні охолоджуваної стінки. Температура води, коливалася в межах інтервалу +10 +40°С. Модель турбулентності обрано SST (Shear-Stress-Transport), оскільки дана модель ефективно поєднує стійкість і точність стандартної k-w моделі в пристінних областях та k-ε моделі в ядрі потоку. Для належного розрахунку поставленої задачі, в програмний модуль введено фізичні параметри охолоджуваної води, а саме густина води та теплоємність, з кроком в один градус Цельсія, в межах дослідного інтервалу температур.

Для проведення розрахунку нестационарного теплообміну в ANSYS CFX, встановлено наступні вихідні параметри: загальний час симуляції 600 секунд, інтервал 10 секунд. Вихідні параметри, а також початкові умови симуляції обрано на базі стаціонарного розрахунку.

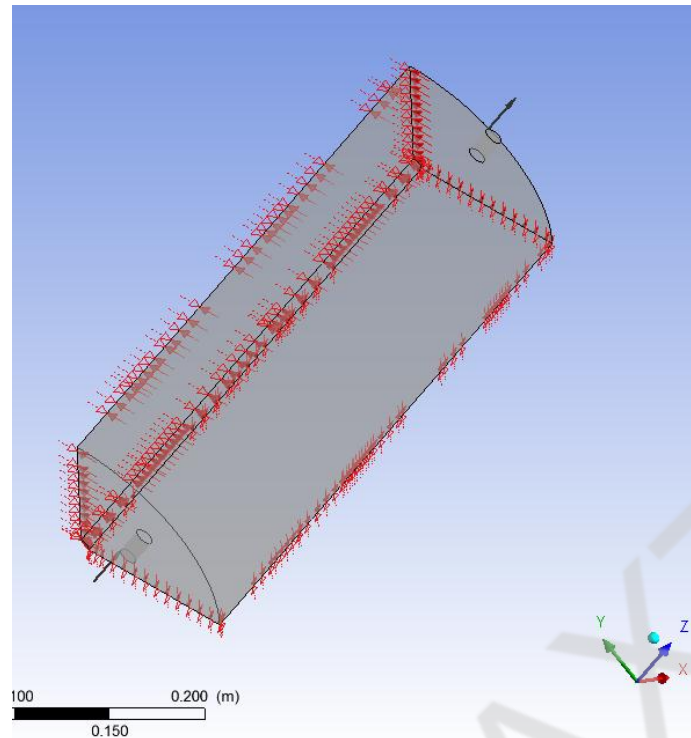


Рисунок. 1 - Геометрична модель дослідної секції

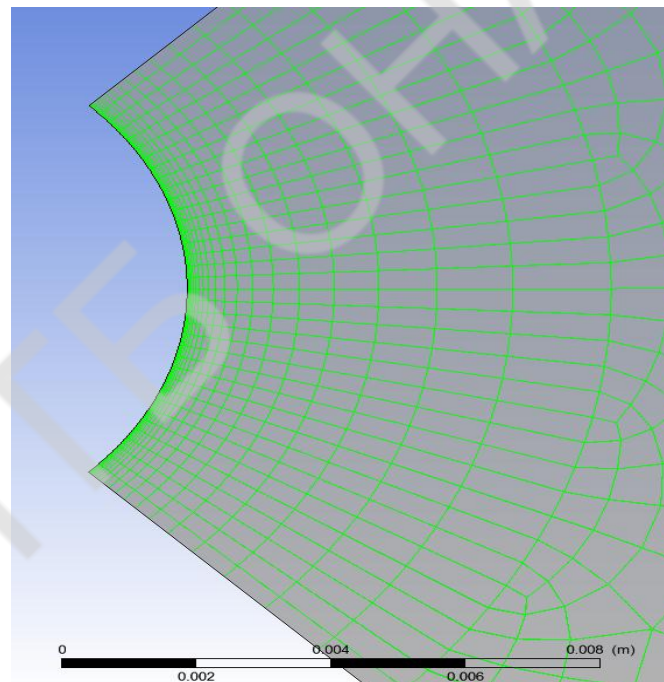


Рисунок. 2 - Межа інфляції в граничному прошарку( охолоджувана стінка - теплоносіє)

Розрахунки проводились в менеджері CFX – Solver. Точність отриманих результатів демонструється сходженням розрахованої системи рівнянь та складає понад 1520 ітерацій.

Отримані результати імпортовано до CFD-Post. Представлені профілі швидкості і температури, а також векторні зображення руху рідини всередині дослідної секції, дають можливість оцінити вплив режимних параметрів на процес охолодження води.

Отримані результати тривимірного моделювання нестационарного охолодження і руху води, дозволяють оцінити вплив температури води, що знаходиться поблизу точки інверсії, на динаміку

плавлення та генерацію водного льоду, а також на конструктивні параметри акумуляторів холоду на стадії проектування.

Список інформаційних джерел:

1. 3D modeling of water flow and cooling down within the temperature range close to inversion point / Roman Gryshchenko, Yaroslav Zasiadko, Oleksiy Pylypenko, Andriy Forsiuk, // Journal of Faculty of Food Engineering, Ștefan cel Mare University of Suceava, Romania Volume XV, Issue 4- 2016, pag. 323 - 328

НТБ ОНАХТ

УДК 621.565.2:4

## ПЕРВИННІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАНІ ЛЬОДОУТВОРЕННЯ НА ВЕРТИКАЛЬНІЙ ТРУБІ ЗА ЇЇ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ ВОДИ

Колодзінський Р.І., Пилипенко О.Ю., Форсюк А.В., Засядько Я.І., Грищенко Р.В., Національний  
університет харчових технологій, м. Київ, [kolodzinsky.r@gmail.com](mailto:kolodzinsky.r@gmail.com)

Акумуляція холоду методом періодичного накопичення льоду на теплообмінній поверхні є тривалою та затратною. З метою зменшення експлуатаційних витрат при намерозуванні льоду є доцільним визначити граничні умови процесу «зарядки» акумулятора, а саме: оптимальний час кристалізації та товщина накопиченого льоду за певних температур процесу.

Для досягнення поставленої мети проведено ряд експериментальних досліджень процесу льодоутворення на вертикальній трубі за її безпосереднього охолодження хладоном-22 та вільної конвекції води. Експерименти виконано на установці та за методикою описаній в [1]. Початкова температура води визначалася планом експерименту і обиралася з діапазону від  $+2^{\circ}\text{C}$  до  $+10^{\circ}\text{C}$ . Кристалізація льоду відбувалася за температур випаровування холодильного агенту  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $-15^{\circ}\text{C}$  та  $-20^{\circ}\text{C}$ . Початком експерименту вважався момент появи перших кристалів льоду або досягнення тиску випаровування хладоном заданого значення. Його закінченням – досягнення товщини льоду асимптотичного значення.

Покази температур та тисків визначалися та реєструвалися автоматизованою системою зібраною на базі первинних перетворювачів I-7018. Запис даних проводився з кроком в 5 секунд.

Тиск випаровування підтримувався сталим, а установка працювала в стаціонарному режимі. Зазвичай досягнення сталого тиску відбувалося в продовж  $2\div 5$  хв., що в порівнянні з часом експерименту, а це  $150\div 210$  хв., є несуттєвим (рис. 1). Значна зміна тиску в трубах дослідних ділянок пояснюється заповненням останніх холодоагентом та одночасним значним надходженням теплоти від інтенсивної кристалізації. Після досягнення повного заповнення випарних труб хладоном та стабілізації тиску випаровування зміна температури холодоносія коливалась у межах  $2\text{K}$ .

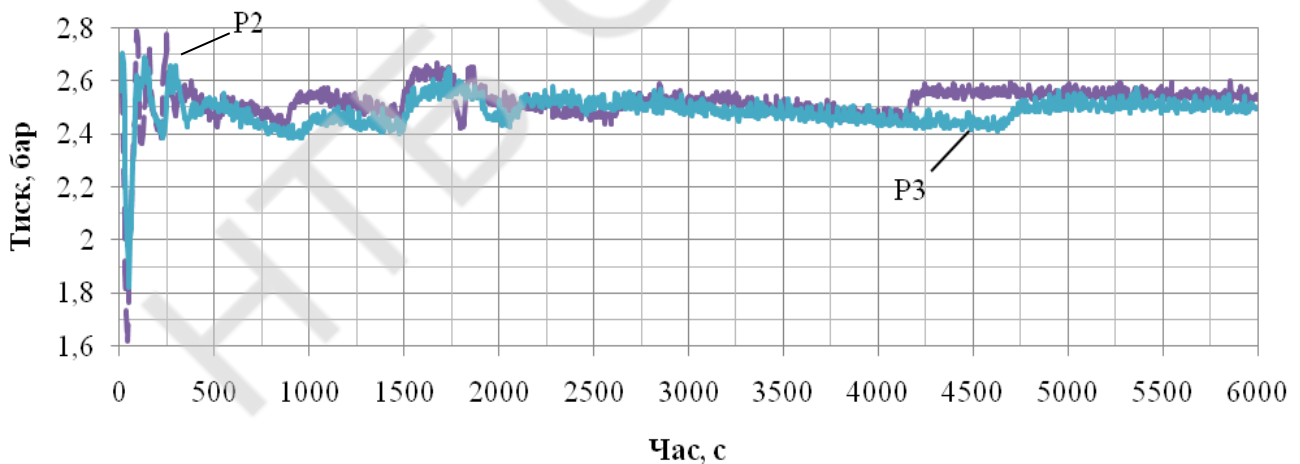


Рис. 1. Тиск випаровування за  $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$  та  $t_w = +10^{\circ}\text{C}$ :

*P2, P3 – тиски на 2-ій та 3-ій експериментальних ділянках відповідно*

Як видно з рис. 2, динаміка зміни температури з плином часу подібна для обох колб. Температура води у верхній частині дослідної секції зростає, оскільки мали місце значні теплонадходження від повітря приміщення. Це впливає на поступове танення льоду у цій частині і, як наслідок, утворення конусу, що добре демонструє рис. 3.

На початку експерименту, коли вода мала приблизно однакову температуру, льодоутворення було рівномірним по усій висоті дослідної ділянки. З часом спостерігалось утворення «конусу». У верхній частині апарату товщина льоду починала зменшуватись при подальшому стабільному збільшенні у нижній його частині. Експерименти за температури води близькій до  $+4^{\circ}\text{C}$  відзначалися утворенням «зворотного конусу», тобто товщина льоду у зверху перевищувала товщину у нижній

частині. На нашу думку, це зумовлено саме аномалією густини, оскільки вода з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  опускалась вниз апарату, а холодніша вода підіймалась доверху.

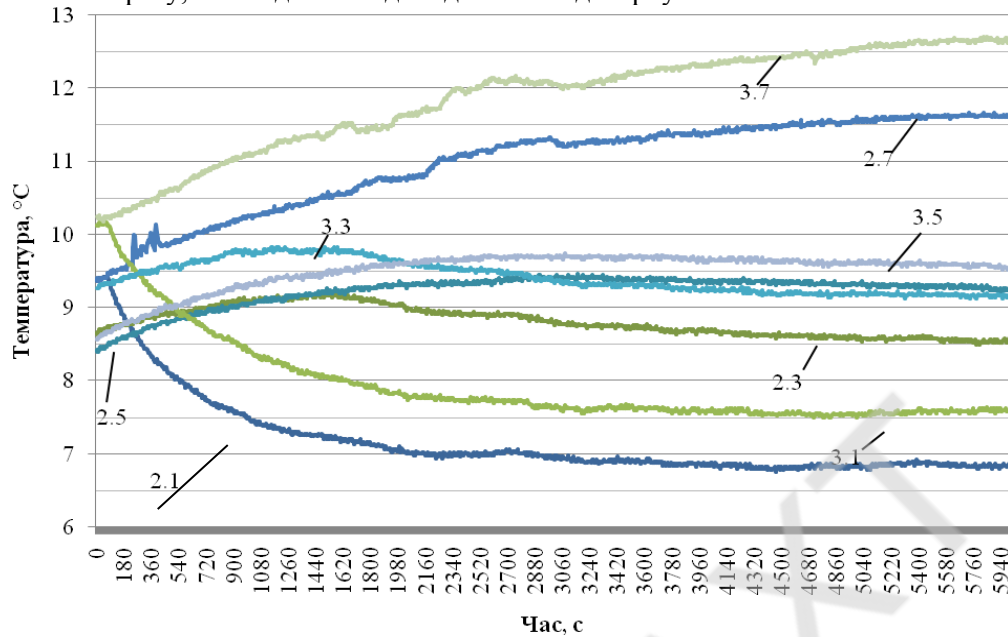


Рис. 2. Поле температур води по висоті 2-ої та 3-ої колби на відстані 40 мм від осі апарату за  $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$  та  $t_w = +10^{\circ}\text{C}$ :

2.1, 2.3, 2.5, 2.7 – нумерація термпар по висоті 2-ої колби (знизу догори);  
3.1, 3.3, 3.5, 3.7 – нумерація термпар по висоті 3-ої колби (знизу догори)

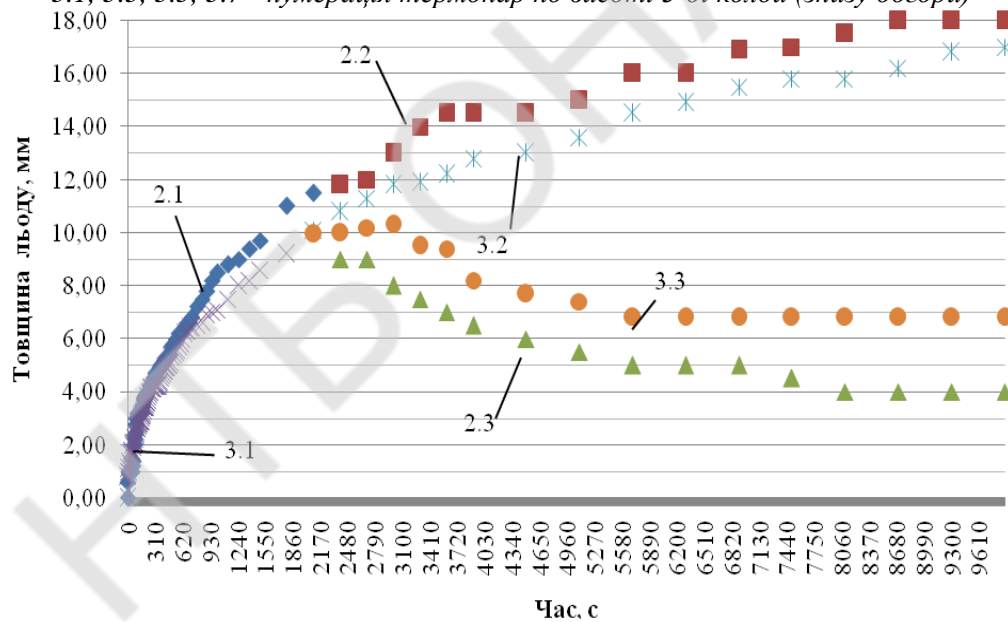


Рис. 3. Товщини льоду на 2-ій та 3-ій колбі при  $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$  та  $t_w = +4^{\circ}\text{C}$ :

2.1 – Середина 2-ої колби; 2.2 – Низ конусу 2-ої колби; 2.3 – Верх конусу 2-ої колби;  
3.1 – Середина 3-ої колби; 3.2 – Низ конусу 3-ої колби; 3.3 – Верх конусу 3-ої колби

Дані, отримані в ході експериментальних досліджень, особливо в частині утворення «конусів», потребують подальшого дослідження шляхом тривимірного моделювання процесів формування температурних полів вздовж вертикальної охолоджуваної стінки у нерухомому водному середовищі.

1. Пилипенко, О. Ю. Дослідна установка та результати досліджень по вивченню процесів замороження води на вертикальній трубі / О. Ю. Пилипенко, Я. І. Засядько // Наукові праці НУХТ — 2012. - № 43. — С. 48-52.

## ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ АУТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Грич А.В., к.т.н., асистент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, artem.grich@gmail.com

В результаті аналізу існуючих систем кондиціонування 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 [1] 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.

Для скорочення витрат холоду на кондиціонування циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціонування 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<sub>ВТ</sub>, в який подається холодоносій-вода з температурою 7 °С від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub>, з температурою холодоносія-води 4 °С, охолоджуваної в парокompresорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь ПО<sub>ВТ</sub> (рис. 1), де його температура знижується на величину  $\Delta t_{\text{ПО.ВТ}} = 12 \dots 19 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а потім в низькотемпературний ступінь ПО<sub>НТ</sub>, де воно охолоджується на величину  $\Delta t_{\text{ПО.НТ}} = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ , і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою 8 ... 10 °С.

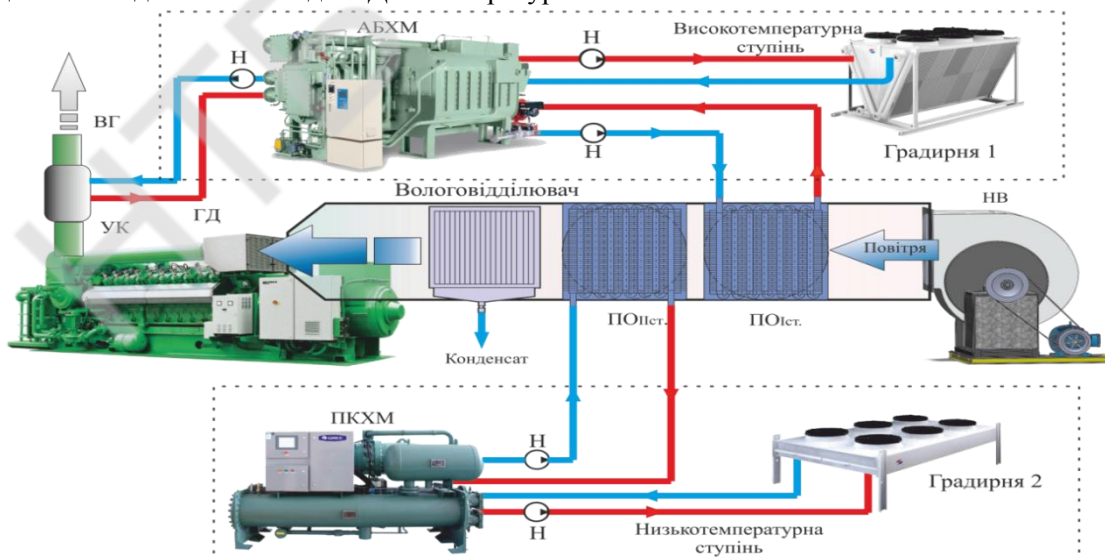


Рис. 1. Схема зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням припливного повітря

На рис. 2 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря  $\Delta t_{\text{в}}$  в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО  $d_{\text{нв}}$ , після високотемпературного ступеня ПО<sub>ВТ</sub>  $d_{\text{в1}}$  і низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub>  $d_{\text{в2}}$ , питома теплове навантаження високотемпературного

ступеня  $PO_{BT}$   $q_{01}$ , низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$   $q_{02}$  і всього  $PO$   $q_0$ , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході  $\Delta b_e$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_e$  з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору  $PO$ , а також  $\Delta b_{et}$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_{et}$  без урахування аеродинамічного опору  $PO$  протягом доби 20.07.2009 р

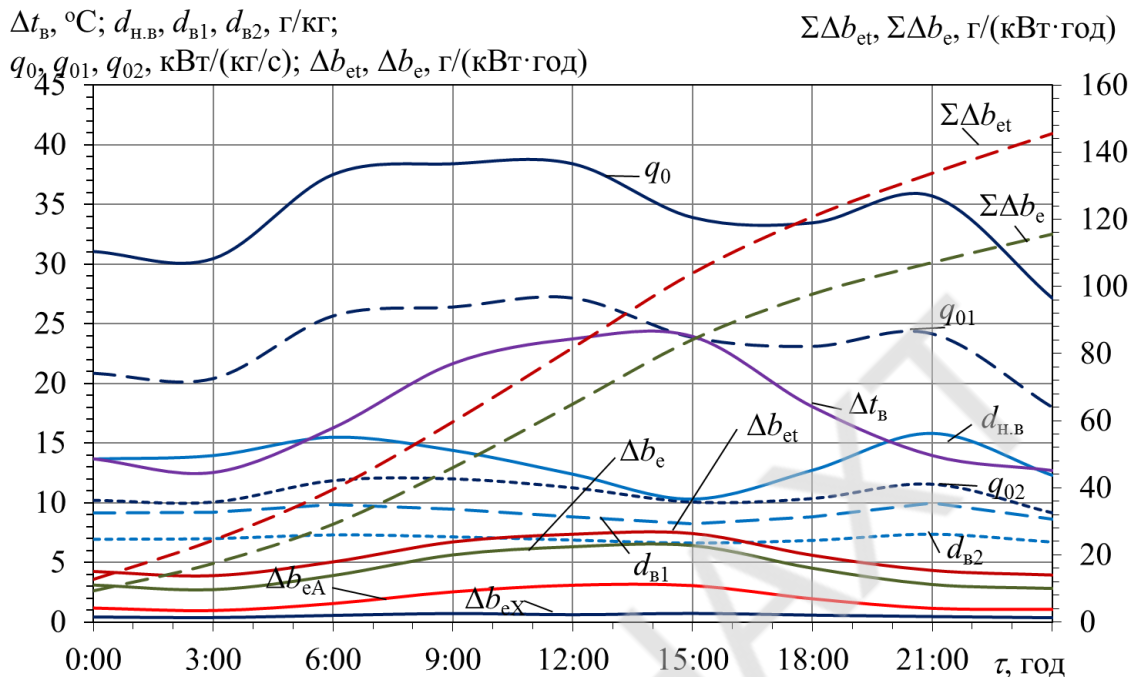


Рис. 2. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря  $\Delta t_B$  в  $PO$ , вологовмісту повітря на вході  $PO$   $d_{H.B}$ , вологовмісту після високотемпературного ступеня  $PO_{BT}$   $d_{B1}$  і низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$   $d_{B2}$ ; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня  $PO_{BT}$   $q_{01}$ , низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$   $q_{02}$  і всього  $PO$   $q_0$ ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході  $\Delta b_e$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_e$  з урахуванням аеродинамічного опору  $PO$ , а також  $\Delta b_{et}$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_{et}$  без урахування аеродинамічного опору  $PO$  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 м<sup>3</sup>/год до 7500 м<sup>3</sup>/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.

Слід зазначити, що зональна система кондиціонування дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохоложене повітря, яке подається ізолюваним каналам на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура 10...18 °С 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  $\Delta P = 280 \dots 490$  Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на 20 ... 25 %.

#### Використана література

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.

УДК 621.565: 681.5: 621.398

## ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЕЗПРОВІДНОГО ЗВ'ЯЗКУ ZIGBEE ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

Миرونчук О.Ю., НТТУ «КПІ ім. І. Сікорського», Київ, myronchukalex@gmail.com

Централізовані системи холодопостачання окрім холодильних складів широко використовуються для централізованого холодопостачання фенкойлів у системах вентиляції і кондиціонування висотних будівель, торгових комплексів, вокзалів і аеропортів, тощо [1, 2]. Характерною особливістю таких об'єктів є велика протяжність внутрішніх інженерних комунікацій.

У централізованих системах холодопостачання невикористаним резервом енергозбереження є оптимізація системи автоматичного управління режимом роботи центральної холодильної машини. З розгляду формули (1) для холодильного коефіцієнту циклу Карно з врахуванням температурних напорів у конденсаторі та випаровувачі очевидно, що для збільшення холодильного коефіцієнту необхідно мінімізувати температурні напори у теплообмінниках – рис. 1.

$$e = \frac{T_0}{T_{\text{кд}} - T_0} = \frac{(T_{\text{кам}} - \Delta T_0)}{(T_{\text{о.с.}} + \Delta T_{\text{кд}}) - (T_{\text{кам}} - \Delta T_0)} = \frac{T_{\text{кам}} - \Delta T_0}{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{кам}} + \Delta T_{\text{кд}} + \Delta T_0} \quad (1)$$

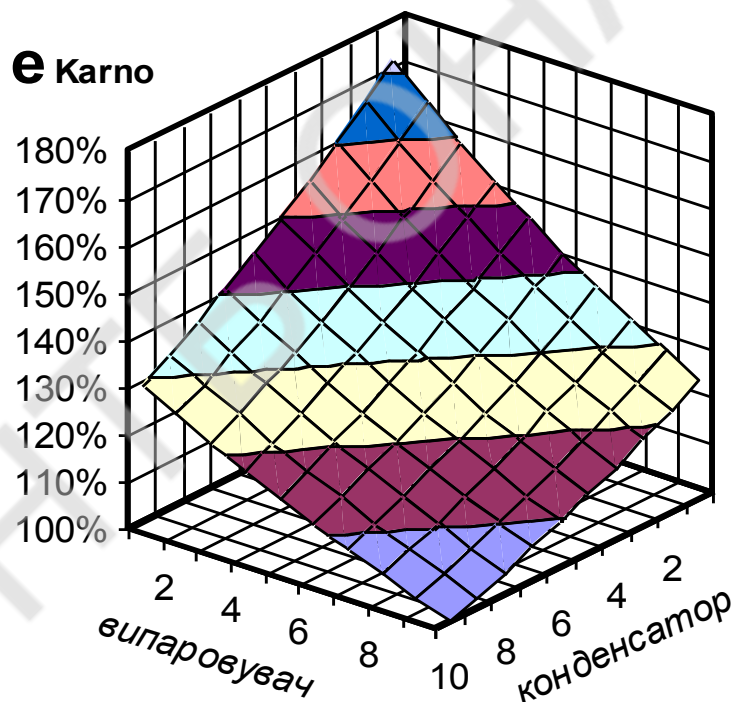


Рис. 1. Залежність холодильного коефіцієнту по (1) від величин температурних напорів у випаровувачі та в конденсаторі при  $t_{\text{о.с.}}=35^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{кам}}=10^{\circ}\text{C}$ .

Традиційно у централізованих системах холодопостачання постійно підтримується сталі фіксовані значення температури кипіння, розраховані з умови відведення максимально можливого проектного теплопритоку в будь-якому із охолоджуваних приміщень. Автоматичне регулювання [3] температури у охолоджуваних приміщеннях здійснюється регулюванням холодопродуктивності окремих повітроохолоджувачів зміною подачі холодильного агента та тимчасовим відключенням вентиляторів. Регулювання холодопродуктивності холодильної установки в цілому здійснюється відключенням частини компресорів. Недолік такого принципу регулювання полягає в тому, що у періоди роботи з пониженою холодопродуктивністю (наприклад, у нічний час, за холодної погоди і т. п.) холодильна установка змушена працювати із завищеними температурними напорами у теплообмінних апаратах, із значним недовикористанням наявних площ теплообміну.

Доцільно організувати роботу холодильної установки з повним використанням площі теплообмінних апаратів при понижених холодопродуктивностях, зменшивши температурні напори до  $\Delta T = q/KF$ , що згідно з (1) приведе до зростання холодильного коефіцієнту і, відповідно, підвищення енергоефективності.

У різні моменти часу оптимальні значення температурних напорів у повітроохолоджувачах  $\Delta T_i = q_i/K_iF_i$  матимуть різні значення для різних охолоджуваних приміщень. Для центральної холодильної машини на кожну поточну мить часу повинен бути вибраний режим роботи із  $\Delta T_0$  рівним максимальному із поточних  $\Delta T_i$ . При цьому повітроохолоджувач, у якого  $\Delta T_i = \Delta T_0$  працюватиме з максимальною холодопродуктивністю, а регулювання холодопродуктивностей повітроохолоджувачів у інших приміщеннях може здійснюватись вищезгаданими способами.

Для управління централізованим холодопостачанням по розглянутому принципу необхідна система автоматизованого збору і централізованої обробки інформації про стан оточуючого середовища, температурні режими охолоджуваних приміщень, режим роботи холодильної системи та її окремих елементів. В основі системи автоматичного управління повинна лежати комп'ютерна програма, моделююча роботу системи холодопостачання. Моделююча програма повинна відслідковувати динаміку змін станів оточуючого середовища та охолоджуваних об'єктів, прогнозувати їх очікувані стани та випрацьовувати рішення щодо вибору оптимального поточного значення температури кипіння. При цьому повинні враховуватись втрати тиску та запізнення, які виникають із-за протяжності трубопроводів та кінцевої швидкості руху холодильного агента в них.

Система автоматизації повинна складатись із центрального сервера та локальних контролерів, які забезпечують збір інформації та управління роботою приводами виконавчих механізмів.

Постійний інтенсивний двосторонній обмін потоками інформації між локальними контролерами і сервером вимагає наявності відповідної комунікаційної мережі. Традиційним рішенням є застосування кабельних ліній, що при великій їх протяжності і розгалуженості є затратним. Також проблемною є недостатня надійність кабельних ліній, легкість їх пошкодження, складність пошуків обривів. Тому останнім часом все більша увага та перевага надається застосуванню безпроводних комунікацій, які базуються на системах радіозв'язку [4, 5].

У вирішенні задач контролю і збору інформації широкого застосування набули наступні стандарти безпроводного зв'язку: IEEE 802.15.1 (Bluetooth), IEEE 802.11 (WiFi) та IEEE 802.15.4 (ZigBee). При вирішенні поставленої задачі слід звернути увагу на особливості кожного із стандартів.

Технологія Bluetooth розроблялась для мобільних пристроїв, вона має низьке енергоспоживання, але при цьому швидкість передачі інформації і дальність дії є невеликими. Технологія WiFi створювалась для заміни провідникового інтерфейсу Ethernet. Вона забезпечує високі швидкості передачі даних, але потребує значного енергозабезпечення. Радіус дії WiFi на відкритій території сягає 300 м. Всередині приміщень із-за екранування залізобетонними конструкціями та наявності електромагнітних завад радіус дії WiFi не перевищує 50 м.

Технологія ZigBee від початку створювалась для розподілених мереж сенсорів і пристроїв керування з невисокими швидкостями передачі даних і забезпечує мінімальне споживання енергії. На відміну від WiFi і Bluetooth, мережі яких мають прості топології (точка – точка, зірка), технологія ZigBee дає можливість будувати мережі зі складною комірковою топологією (mesh-топологією), які самоорганізуються і самовідновлюються [5].

В мережах з mesh-топологією будь-які два пристрої можуть зв'язуватися між собою як безпосередньо, так і через проміжні вузли мережі. Повідомлення переходить від вузла до вузла до тих пір, поки не дійде до кінцевого отримувача. Наявність декількох шляхів проходження повідомлення робить систему більш надійною, так як при виході з ладу одного з вузлів повідомлення буде передано через інший. Також відпадають проблеми щодо прямого радіозв'язку з територіально віддаленими об'єктами.

В мережах ZigBee існує три види вузлів: координатор, маршрутизатор, кінцевий пристрій (Рис. 2). Координатор – це пристрій, який організовує мережу. Він є головним пристроєм в мережі і відповідає за безпеку мережі, обирає радіочастотний канал, дозволяє або забороняє підключення до мережі нових пристроїв. Маршрутизатори виконують функцію ретрансляторів і використовуються для розширення радіусу дії мережі. Координатор також виконує функції маршрутизатора. Кінцевий пристрій – це пристрій, який підключається до мережі через батьківський вузол – маршрутизатор або координатор – і не бере участь в маршрутизації трафіку. Весь його зв'язок з мережею полягає в обміні даними з батьківським вузлом. Кінцеві пристрої, зазвичай, виконують функції датчиків або контролерів виконуючих пристроїв. На відміну від маршрутизатора і координатора, які потребують підключення до стаціонарного живлення, кінцевий пристрій може працювати в режимі пониженого енергоспоживання і живитись від батарейок.

Так як вузли мережі ZigBee розташовуються поряд з датчиками і виконавчими органами системи автоматичного управління холодильною установкою, то проблем їх підключення до стаціонарного живлення виникати не повинно.

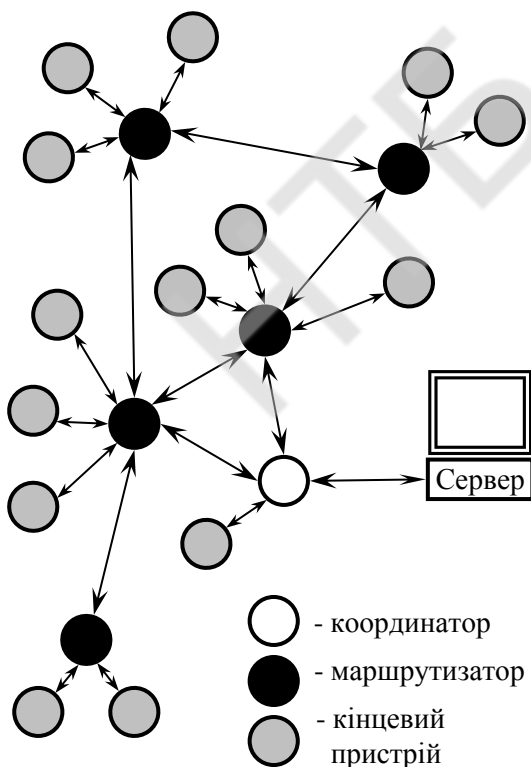


Рис. 2. Mesh-топологія мережі ZigBee

### Висновки

Для підвищення енергоефективності централізованих систем холодопостачання необхідно їх експлуатувати з температурою кипіння, адаптованою до поточної величини теплового навантаження.

Для визначення необхідної поточної величини температури кипіння система автоматичного контролю і управління повинна забезпечувати розподілений збір та централізовану обробку даних щодо температурних режимів у охолоджуваних приміщеннях

Для територіально протяжних об'єктів для передачі потоків даних у системах автоматизації доцільно застосовувати технологію безпроводних мереж ZigBee.

### Література

1. Раев В.Н. Автоматизированные системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) на примере системы автоматизации зданий стадиона «Химик» (г. Кемерово, Россия). / В.Н. Раев, М.В. Василевский // Интернет-газета «Холодильщик.ru» [Электронный ресурс] Режим доступа: [http://www.holodilshchik.ru/ASUTP\\_Raev\\_Vasilevskiy.pdf](http://www.holodilshchik.ru/ASUTP_Raev_Vasilevskiy.pdf)
2. Панкратов В. В. Системы автоматизации и диспетчеризации высотных жилых комплексов / В. В. Панкратов, А. Н. Колубков, Н. В. Шилкин // АВОК №4'2005 [Электронный ресурс] Режим доступа: [https://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=2857](https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2857)
3. Полевой А. А. Автоматизация холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / А. А. Полевой. – СПб.: «Профессия», 2010. – 244 с.
4. Артюшенко В. М. Анализ беспроводных технологий обмена данными в системах автоматизации жизнеобеспечения производственных и офисных помещений / В. М. Артюшенко, В. А. Корчагин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. «Уфимский государственный нефтяной технический университет» (УГНТУ) №2, т. 6, 2010 г. С. 18-24. [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-besprovodnyh-tehnologiy-obmena-dannymi-v-sistemah-avtomatizatsii-zhizneobespecheniya-proizvodstvennyh-i-ofisnyh-pomescheniy>
5. Zefeng Yi. ZigBee Technology Application in Wireless Communication Mesh Network of Ice Disaster / Zefeng Yi, Hui Hou, Zhaoyang Dong, Xiongkai He, Zeyan Lv, Chengzhi Wang, Aihong Tang // The 6th International Conference on Ambient Systems, Networks and Technologies (ANT-2015), the 5th International Conference on Sustainable Energy Information Technology (SEIT-2015). Procedia Computer Science. Volume 52 (2015), Pages 1206-1211. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S187705091500959X>

УДК 621.57

## ВДОСКОНАЛЕНА УСТАНОВКА НА БАЗІ ГАЗОВОГО ДИГУНА З АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Остапенко О. В., к.т.н., асистент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, leshik-89@mail.ru

Газові двигуни (ГД), що працюють на природному газі та альтернативних газоподібних паливах (біогаз і т.п.), знаходять все більш широке застосування в установках автономного енергозабезпечення. Провідні двигунобудівні фірми випускають когенераційні модулі - зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води або водяної пари за рахунок використання теплоти випускних газів, надувного повітря або газоповітряної суміші (ГПС), а також води, що охолоджує сорочку двигуна, та мастила [1, 2]. Хоча когенераційні модулі легко інтегруються в системи тепло- і холодопостачання конкретних об'єктів, однак аналіз енергетичної ефективності таких тригенераційних систем показує наявність втрат теплоти і обумовлене ними скорочення виробництва холоду.

Так, з умови підтримання теплового стану двигуна, що забезпечує його надійну експлуатацію, температура зворотного (охолодженого) теплоносія, який повертається в когенераційну систему ГД від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ), обмежується її специфікаційним значенням  $t_{зв} = 70$  °С. При його перевищенні надлишок теплоти скидається в атмосферу, а при меншій температурі зворотного теплоносія  $t_{зв}$  до нього підмішується частина гарячого теплоносія, який виходить з когенераційного модуля і повертається в нього, минаючи АБХМ.

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

Зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не більше  $\Delta t = 15$  °С. Відповідно до існуючої схеми при температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад  $t_{зв} = 75...80$  °С, тобто вище її специфікаційного значення  $t = 70$  °С на вході в теплообмінники ГД, необхідного для підтримання теплового стану ГД на безпечному рівні, частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повертати надлишкову теплоту в АБХМ недоцільно через її знижений температурний потенціал,  $t_{зв} = 75...80$  °С, в порівнянні з температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ:  $t_r = 90...95$  °С, оскільки зниження температури гарячого теплоносія на вході АБХМ, викликаючи погіршення ефективності трансформації тепла в холод - зниження теплового коефіцієнта  $\zeta$ .

Через втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Для скорочення теплових втрат можна встановити додатково адсорбційну холодильну машину (АДХМ) відразу після існуючої АБХМ. Робочий режим АДХМ такий, що вона здатна

використовувати теплоносій невисокого потенціалу з температурою 70...80 °С, який охолоджується в ній до 10 °С. [3].

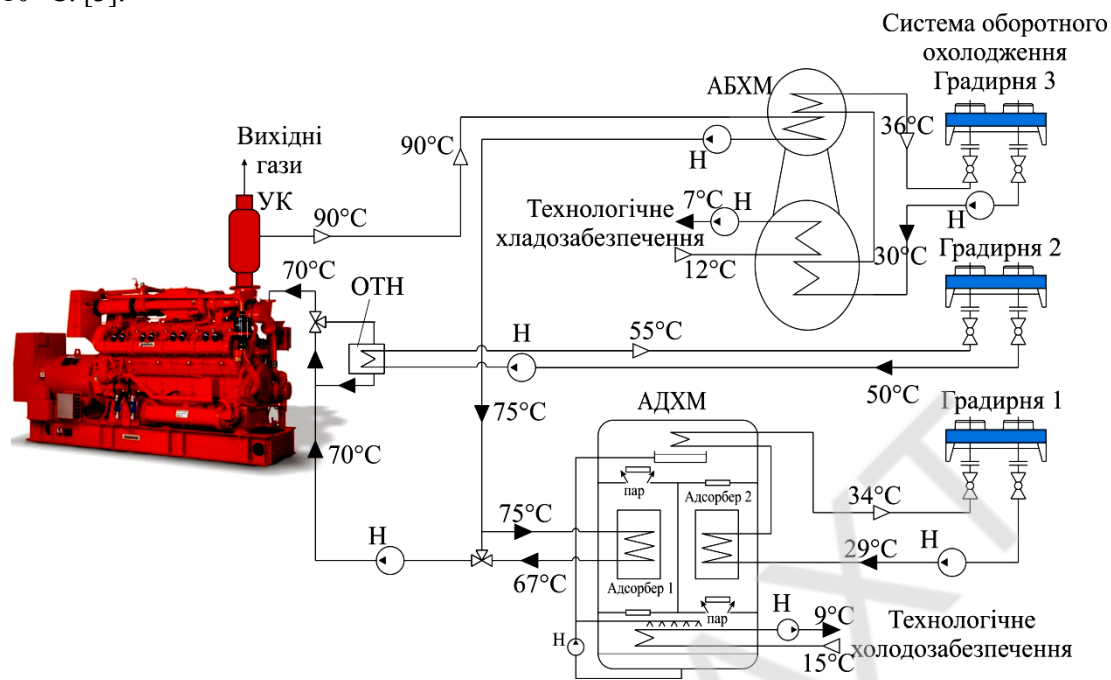


Рис.1 Схема системи трансформації скидної теплоти зі ступінчастою абсорбційно-адсорбційною холодильною машиною: УК - утилізаційний котел; Н - насос; градирня 2 - аварійного скидання тепла

В наведеній на рис.1 схемі в АДХМ використовується теплоносій після абсорбційної машини з температурою 75 °С, охолоджуючись в ній до 67 °С. Подаючи на АДХМ частину, а саме 68,9% (85,3м<sup>3</sup>/год) від повної (123,8м<sup>3</sup>/год) витрати теплоносія, отримуємо 2 потоки зворотного теплоносія з температурами 75 °С після АБХМ і 67 °С після АДХМ, при змішуванні яких отримують потік з температурою 70 °С. Вона відповідає специфікаційному значенню температури зворотного теплоносія, що подається на охолодження вузлів двигуна.

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

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

Список інформаційних джерел:

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p.
3. Adsorption Heat Pump - Building Equipments // Mitsubishi Plastics, Inc. – 4 p.

УДК. 621.564; 621.577

## ВПЛИВ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ НА ТЕРМОЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОНДИЦІОНЕРІВ

Кузнецов М. О., к.т.н., Харлампіді Д. Х., д.т.н., с.н.с., Тарасова В. О., к.т.н.,  
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків,  
[vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com)

При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу для проектування і оптимізації режимних параметрів експлуатації повітро-повітряних термотрансформаторів часто нехтують впливом вологості повітря, як зовнішнього, так і того, що бере участь у технологічному процесі, на ексергетичні і термoeкономічні показники установки. Проте, при розгляді змін стану повітря, що супроводжуються змінами вологості і протікають при параметрах, які близькі до параметрів навколишнього середовища, неприпустимо не враховувати вплив вологості на ексергію. Це відноситься, наприклад, до процесів сушки, кондиціонування і т. п. [1, с. 90].

В роботі [2] була представлена термoeкономічна модель теплонасосної сушильної установки (ТНСУ), де вплив вологості повітря (сушильного агента) враховувався в основному за допомогою енергетичних показників, а при побудові моделі поряд з ексергією, що споживається ТНСУ з електромережі, враховувалася тільки ексергія теплоти, що передається в теплообмінних апаратах. В даному випадку специфіка постановки завдання не вимагала проведення детального аналізу впливу вологості повітря на термoeкономічні показники установки.

Завданням даного дослідження є удосконалення термoeкономічної моделі надкритичної холодильної машини (ХМ) типу «повітря - повітря» з холодоагентом R744 ( $CO_2$ ) [3], що полягає в кардинальному перегляді принципу побудови моделі, а саме введенням поряд з ексергією переданої теплоти ексергії потоку речовини усіх теплоносіїв, що обмінюються енергією, а також доповненням розрахункового алгоритму блоком визначення ексергії вологого повітря. Це дозволить при проектуванні провести повний факторний аналіз з урахуванням взаємного впливу температур і вологості повітряних потоків на ряд термодинамічних і термoeкономічних характеристик установки.

Метою термoeкономічної оптимізації є пошук таких значень параметрів циклу ХМ, які б забезпечували оптимальне з позиції мінімізації приведених витрат значення холодильного коефіцієнта установки. Тому при розв'язанні задачі термoeкономічної оптимізації надкритичних ХМ оптимальне значення тиску нагнітання  $P_2$ , також як і оптимальне значення температури  $CO_2$  на вході в дросельний вентиль  $T_3$ , є шуканими величинами. Отже, при побудові термoeкономічної моделі даної ХМ необхідно забезпечити умови, що не дозволяють розрахунковим значенням тиску  $P_2$ , а також температури  $T_3$  опускатися нижче критичних значень, тобто повинні дотримуватися умови  $P_2 > P_{кр}$  і  $T_3 > T_{кр}$ .

У деяких випадках, при певних поєднаннях температур повітря на вході у випарник і газоохолоджувач попередній мінімум цільової функції може відповідати значенню  $T_3 < T_{кр}$  (до уточнення діапазону теплофізичних властивостей робочого тіла і теплоносіїв), і задача не матиме проміжного розв'язання. Оскільки в даній роботі проводиться широке варіювання температурних умов експлуатації ХМ на основі теорії планування експерименту, як одна з оптимізуючих змінних прийнята величина  $\Delta T_{п1}^{то}$  – перевищення температури  $T_3$  понад значення температури повітря на вході в газоохолоджувач  $T_{п1}^{то}$ . Як інші оптимізуючі змінні були вибрані: перевищення тиску  $CO_2$  на виході компресора  $P_2$  понад критичного значення  $\Delta P_{кр}^{км}$  і середній логарифмічний температурний напір між теплоносіями, що обмінюються енергією, у випарнику  $\delta T_v$ . Середній логарифмічний температурний напір в газоохолоджувачі  $\delta T_{го}$  розраховувався аналітично як функція оптимізуючих змінних.

Вартості елементів устаткування ХМ, що працює на  $CO_2$  [3],  $C_i$ , щорічні сумарні відрахування від цих вартостей  $z_i$ , а також ексергія, що підводиться до кожного елемента  $e_i$  від зовнішнього

електричного джерела, були виражені у вигляді функціональних залежностей від заданої приведеної ексергетичної продуктивності ХМ  $e_Q$  та від оптимізуючих змінних, які впливають на цей елемент

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{в}}, z_{\text{в}}, e_{\text{вв}}, C_{\text{вв}}, z_{\text{вв}}, e_{\text{вго}}, C_{\text{вго}}, z_{\text{вго}}, C_{\text{го}}, z_{\text{го}} = f(e_Q, \delta T_{\text{в}}, \Delta T_{\text{п1}}^{\text{го}}, \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}), \quad (1)$$

де  $e_{\text{км}}$ ,  $e_{\text{вв}}$  і  $e_{\text{вго}}$  – ексергія для приводу компресора, вентиляторів випарника і газоохолоджувача;  $C_{\text{км}}$ ,  $C_{\text{в}}$ ,  $C_{\text{го}}$ ,  $C_{\text{вго}}$  і  $C_{\text{вв}}$  – вартість відповідно компресора, випарника, газоохолоджувача, вентиляторів газоохолоджувача і випарника;  $z_{\text{км}}$ ,  $z_{\text{в}}$ ,  $z_{\text{го}}$ ,  $z_{\text{вго}}$  і  $z_{\text{вв}}$  – щорічні сумарні відрахування від цієї вартості.

При побудові функціональних залежностей (1) в моделі було враховано вплив вологості повітря в теплообмінних апаратах на його теплофізичні властивості. Також, за допомогою коефіцієнта вологовипадіння враховувалася зміна інтенсивності тепловіддачі з боку вологого повітря у випарнику. Значення питомої ексергії потоку вологого повітря в точці  $i$ , яке віднесене до  $(1 + d_i)$  кг вологого повітря,  $\text{кДж}/(1+d)\text{кг}$ , знаходилося з виразу [4]

$$e_{\text{пi}} = T_{\text{нс}} \left\{ (c_{\text{pci}} + d_i c_{\text{пi}}) \cdot \left( \frac{T_{\text{пi}}}{T_{\text{нс}}} - 1 - \ln \frac{T_{\text{пi}}}{T_{\text{нс}}} \right) + R_{\text{вп}} \left[ (0,622 + d_i) \ln \frac{p_{\text{пi}} (0,622 + d_{\text{нс}})}{p_{\text{нс}} (0,622 + d_i)} + d_i \ln \frac{d_i}{d_{\text{нс}}} \right] \right\},$$

де  $T_{\text{нс}}$  – температура навколишнього середовища, К;  $c_{\text{pci}}$  – масова теплоємність сухого повітря,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $d_i$  – вологовміст повітря,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сух.пов}}$ ;  $c_{\text{пi}}$  – масова теплоємність водяної пари,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $T_{\text{пi}}$  – температура вологого повітря, К;  $R_{\text{вп}} = 0,461522 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – газова постійна водяної пари;  $p_{\text{пi}}$  – тиск вологого повітря, кПа;  $d_{\text{нс}}$  – вологовміст навколишнього середовища,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сух.пов}}$ ;  $p_{\text{нс}}$  – тиск навколишнього середовища, кПа.

Цільова функція приведених витрат  $PZ$  розраховувалася за формулою

$$PZ = [s_{\text{еe}} (e_{\text{км}} + e_{\text{вв}} + e_{\text{вго}}) + z_{\text{км}} + z_{\text{в}} + z_{\text{вв}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}] \cdot \Delta \tau \cdot n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{в}} + C_{\text{вв}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}, \quad (2)$$

де  $s_{\text{еe}}$  – тариф на електроенергію,  $\text{грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ ;  $\Delta \tau$  – тривалість роботи системи в році, год;  $n_{\text{сез}}$  – кількість сезонів роботи ХМ.

Мінімум цільової функції (2) відповідає оптимальним характеристикам системи з позиції мінімізації приведених витрат. Для знаходження умов екстремуму частинні похідні від цільової функції  $PZ$  по усіх оптимізуючих змінних прирівнюються нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{в}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{п1}}^{\text{го}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}} = 0. \quad (3)$$

Однозначний аналітичний розв'язок у вигляді системи рівнянь (3) придатний для термoeкономічної оптимізації будь-якої надкритичної ХМ, що працює за даною схемою і з подібним типом обладнання.

На базі побудованої термoeкономічної моделі був зроблений розрахунок екстремальних значень оптимізуючих параметрів кондиціонера, що працює за надкритичним циклом з холодоагентом R744 ( $\text{CO}_2$ ), холодопродуктивністю  $Q_{\text{хм}} = 20 \text{ кВт}$ . Розрахунковий термін служби ХМ – 30 років; розрахункова тривалість роботи системи в році – 8000 год; тариф на електроенергію – 1,94  $\text{грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ . Температура повітря на вході у випарник  $T_{\text{п1}}^{\text{в}}$  варіювалася від 23 до 28  $^{\circ}\text{C}$ , а на вході в газоохолоджувач  $T_{\text{п1}}^{\text{го}}$  (дорівнює температурі навколишнього середовища  $T_{\text{нс}}$ ) – від 27 до 37  $^{\circ}\text{C}$ . Відносна вологість повітря на вході у випарник  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{в}}$  і газоохолоджувач  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{го}}$  змінювалася від 0 до 95 %.

Розрахунки показали, що збільшення значення  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{го}}$  надає зневажливо малий вплив на цільову функцію приведених витрат (рис. 1а). Це відбувається внаслідок малої зміни теплофізичних властивостей повітря з підвищенням його вологості через відносно малу молярну концентрацію водяної пари у вологому повітрі ( $\leq 5,91 \%$ ) у всьому температурному діапазоні, що був досліджений. Тому зміна вологості практично не впливає на тепловіддачу з боку вологого повітря в газоохолоджувачі і, отже, на розміри його теплообмінної поверхні.

Те ж спостерігається і у випарнику до тих пір, поки повітря не охолоне до точки роси і на теплообмінну поверхню не почне випадати волога. Вологовипадіння призводить до значної

інтенсифікації теплообміну, що в цілому сприяє зниженню капітальних витрат. У розглянутому діапазоні значень  $T_{п1}^B$  при прийнятному охолодженні повітря у випарнику  $8^\circ\text{C}$  волога в ньому починає конденсуватися ( $\varphi_{п2}^B$  досягає 100 %) вже при  $\varphi_{п1}^B = 60 \div 60,9\%$ . З подальшим збільшенням  $\varphi_{п1}^B$  оптимальне значення цільової функції приведених витрат істотно знижується (рис. 1а і 1б).

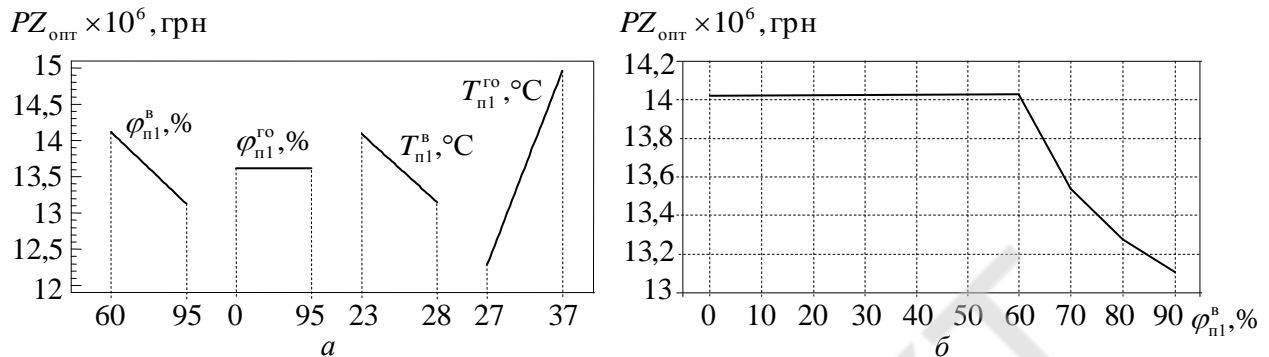


Рис. 1. Залежність оптимальних приведених витрат від:

а – зміни значень  $\varphi_{п1}^B$ ,  $\varphi_{п1}^{\text{ro}}$ ,  $T_{п1}^B$ ,  $T_{п1}^{\text{ro}}$ ; б – зміни  $\varphi_{п1}^B$  в інтервалі  $0 \div 90\%$

На рис. 2а і 2б показано взаємний вплив вологості та температур повітряних потоків на оптимальне значення ексергетичного ККД ХМ, що розглядається,  $\eta_{e\text{опт}}^{\text{XM}}$ . Для цього було складено 4-х блоковий центроїдний план варіювання 4-х чинників.

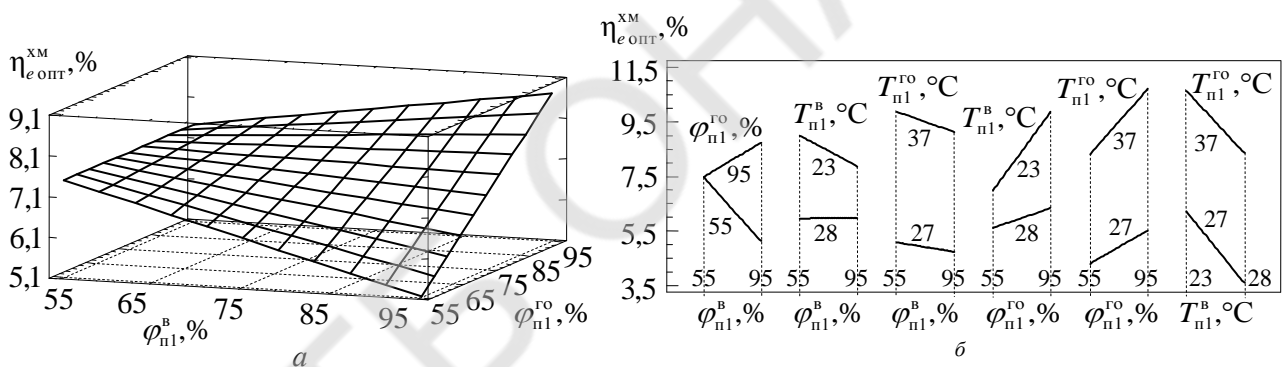


Рис. 2. Оптимальне значення ексергетичного ККД ХМ:

а – при варіюванні значень  $\varphi_{п1}^B$  і  $\varphi_{п1}^{\text{ro}}$ ; б – при взаємному впливі  $\varphi_{п1}^B$ ,  $\varphi_{п1}^{\text{ro}}$ ,  $T_{п1}^B$ ,  $T_{п1}^{\text{ro}}$

З рис. 2б, зокрема, видно, що зі збільшенням  $\varphi_{п1}^B$  значення  $\eta_{e\text{опт}}^{\text{XM}}$  зменшується при низькому значенні  $\varphi_{п1}^{\text{ro}}$  (55 %) в даному інтервалі його варіювання (55 – 95 %) і збільшується при високому значенні  $\varphi_{п1}^{\text{ro}}$  (95 %).

### Список інформаційних джерел

1. Шаргут Я. Эксергия [Текст] / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
2. Кузнецов М. А. Термoeкономический анализ теплонасосной сушильной установки [Текст] / М. А. Кузнецов // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 1. – С. 36–42.
3. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 ( $\text{CO}_2$ ) [Text] / М. А. Kuznetsov, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, E. N. Voytenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – № 6/8 (94). – 2016. – P. 24-32.
4. Прохоров В. И. Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха [Текст] / В. И. Прохоров, С. М. Шилклопер // Холодильная техника. – 1981. – № 9. – С. 37–41.

УДК 621

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Ольшамовский В.С. Национальный университет "Одесская морская академия",  
Гоголь Н.И. Одесская национальная академия пищевых технологий.

Анализируется статья "Миф о повышенных температурах кипения в испарителе -3/-2 как фактор положительного влияния" в журнале "All Retail" №54 февраль 2016 г, в которой авторы приводят анализ высадки влаги в зависимости от относительной влажности окружающей среды, температуры кипения и дифференциала. Диапазон изменения относительной влажности принят от 20% до 60%. Некоторые цитаты из статьи:

– "при повышении температуры кипения в испарителе – повышается высадка влаги, что отрицательно влияет на качество продуктов и увеличивается усушка";

– "при повышении температуры кипения в испарителе – ухудшаются энергосберегающие показатели в виду увеличения испарителя и его обдува и, как следствие растут электро – и хладозатраты";

"увеличение испарителя и его обдува повышают интенсивность теплообменных процессов в изделии, увеличивают холодопроизводительность и энергетические затраты".

Настоящей работой опровергаются приведенные высказывания на основании экспериментальных данных, полученных в экспериментальной лаборатории фирмы "Айсберг", что явно видно из рис.1. Эксперимент проводили на пристенной витрине при различных температурах кипения холодильного агента, температуре в помещении 22,6 °С при относительной влажности 45 ÷ 45,8 %. Температура и относительная влажность на входе в воздухоохладитель и выходе показаны на диаграмме (Рис. 1). В процессе эксперимента температура воздуха на полках витрины поддерживалась на уровне (0,6 ÷ 2,7) °С при температуре кипения минус 3,2 °С и (0,2 ÷ 1,6) °С при температуре кипения минус (6,7 ÷ 7) °С.

Автором [1], также утверждается, что "Для обеспечения лучшей экономичности испарителя разность температур должна быть минимальной, так как компрессор работает более эффективно при высоком давлении всасывания", при этом увеличивается удельная холодопроизводительность холодильного агента. А в [2], говорится, что, определяющим фактором интенсификации процессов тепло-массообмена в воздухоохладителях является коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_{\text{возд}}$ . Практические рекомендации по увеличению коэффициента теплоотдачи такие:

- повышать скорость воздуха, омывающего теплообменную поверхность;
- преобразовывать форму поверхности ребер и теплообменных труб;
- увеличивать температурный напор;
- уменьшать толщину инея на теплообменной поверхности;
- оптимизировать циклы оттаивания инея, осевшего на теплообменной поверхности;
- обеспечивать равномерность распределения воздушного потока по "живому сечению" теплообменной поверхности. (влияние распределения воздушного потока на интенсивность тепло-массообмена показана н.)

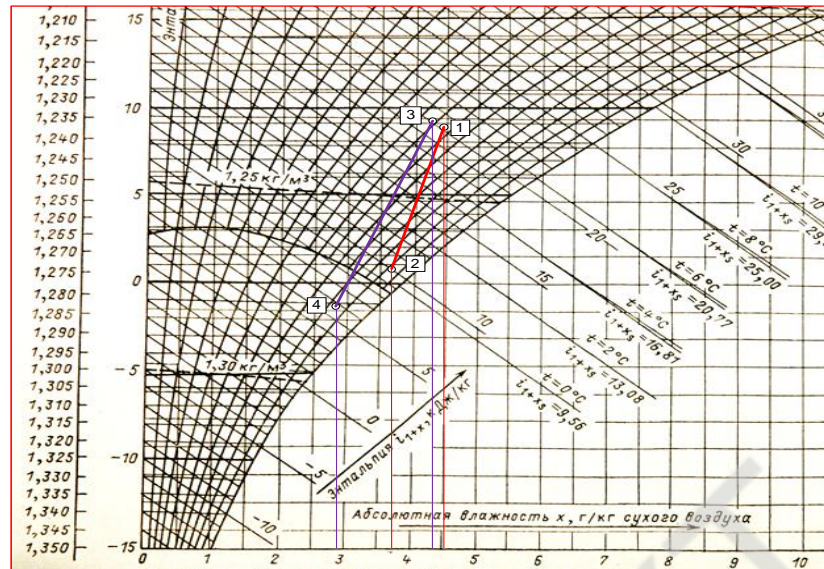


Рис.1. Процессы обработки воздуха в воздухоохладителе холодильной установки:  
 процесс 1 ÷ 2 при температуре кипения холодильного агента  $t_0 = -2 \div -3,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 процесс 3 ÷ 4 при температурах кипения холодильного агента  $t_0 = -6,6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для уменьшения влажной составляющей тепловой нагрузки на охлаждающие приборы технологами рекомендовано поддерживать определённый температурный напор в различных охлаждающих приборах в зависимости от вида продукта, способа упаковки продукта или относительной влажности в охлаждающих объектах. Данные рекомендации приведены в таблице [3].

Тип охлаждающего прибора	Рекомендуемые значения полного температурного напора $\Delta\Theta \text{ }^\circ\text{C}$ для поддержания необходимой относительной влажности воздуха HR % в охлаждающих объектах			
	от 90 до 95 %	от 85 до 90 %	от 80 до 85 %	От 75 до 80 %
С принудительным обдувом.	3 ÷ 5	5 ÷ 7	7 ÷ 9	9 ÷ 11
С естественной конвекцией.	8 ÷ 10	10 ÷ 12	12 ÷ 15	15 ÷ 20
Низкотемпературный режим хранения.	Хранение неупакованных продуктов		Хранение упакованных продуктов	
С принудительным обдувом.	5 ÷ 6		7 ÷ 8	

Влияние разности между температурой в камере и температурой кипения (и возможных отклонений от заданных значений) на удаление влаги из

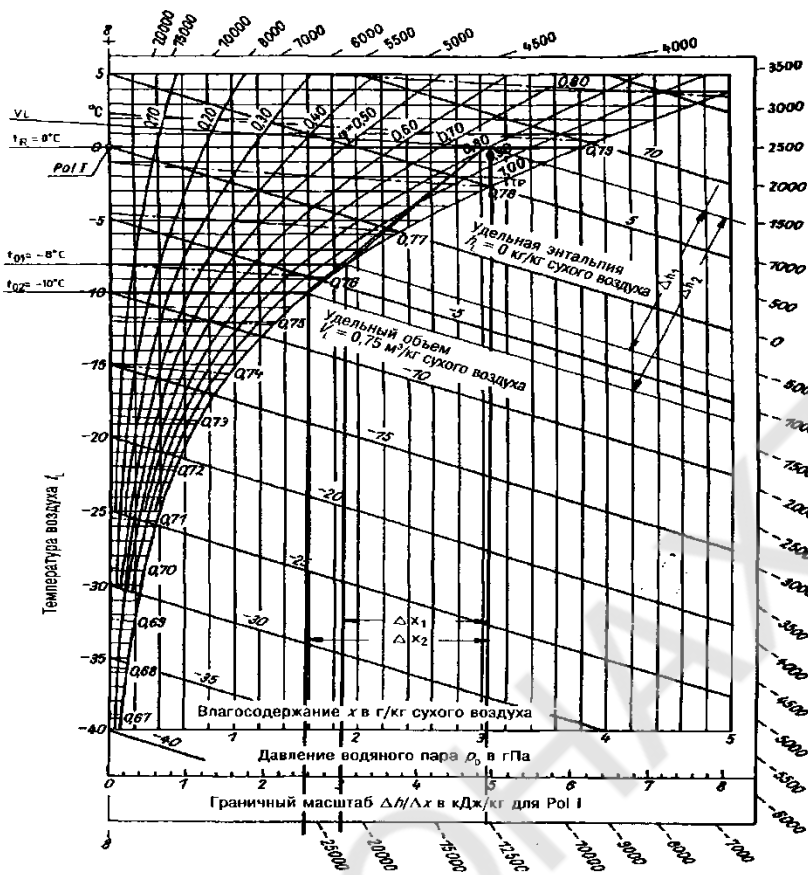


Рис. 2. Из d-h диаграммы Молье для влажного воздуха при  $P = 0,1$  МПа (по данным А. Цвиккера)

воздуха холодильной камеры наглядно показано в приведенной на рис. 2 диаграмме [4].

Как видно из d-h-диаграммы Молье воздух холодильной камеры теряет влагу тем интенсивнее, чем ниже температура кипения, то есть чем больше разность температур ( $\Delta T = t_{\text{кам}} - t_0$ ).

В работе также выполнен анализ влияния различных рабочих параметров холодильной установки и её комплектации основным оборудованием, приборами регулирования и управления на энергопотребление за счёт более эффективного использования рабочей поверхности охлаждающих приборов, установив РТО для каждого охлаждающего прибора, или использовать электронные ТРВ.

Литература:

- 1.Лэнгли Б.К. "Холодильная техника и кондиционирование воздуха.М.ЛиПП.1981г.;
- 2.Гоголин А.А. и др. "Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин" М.ЛиПП. 1982 г;
- 3.Дж. Рой Доссат. Основы холодильной техники. Стр.421);
- 4.Брайдберг Г.Й. Проектирование холодильных установок. Стр.40 ÷42).

УДК 629.7.06-533.6

**МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ  
СТАЦІОНАРНИХ СИСТЕМ ТЕРМОСТАТУВАННЯ  
РАКЕТ КОСМІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ  
НА НИЗЬКО - І ВИСОКОКИПЛЯЧИХ КОМПОНЕНТАХ ПАЛИВА**

С.О. Бігун,  
Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне»,  
вул. Криворіжська, 3, м. Дніпро, 49008, Україна,  
телефон: +38 (0562) 38-47-90, факс: +38 (056) 770-01-25  
E-mail: sbigun58@gmail.com

Справжня доповідь присвячена методичним принципам проектування стаціонарних систем термостатування.

Викладені різновиди систем термостатування з указівкою переваг та недоліків.

Подані технічні вимоги, які пред'являються до систем з боку ракет космічного призначення і наземного комплексу. Вказані найбільш проблематичні з них з точки зору реалізації в обладнанні системи.

Наведений склад необхідних розрахунків для проектування стаціонарних систем термостатування.

Розглянуті і проаналізовані відомі схеми подібних систем.

В доповіді запропоновані шляхи створення систем, відповідаючих усім пред'явленим вимогам.

Слід відмітити універсальність запропонованих методичних принципів зі створення стаціонарних систем термостатування для застосування в складі будь-яких відомих ракетно-космічних комплексів.

УДК 629.7.06-533.6

## ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ ВО ВРЕМЯ ПРЕДСТАРТОВОЙ ПОДГОТОВКИ

Бигун С.А. – ГП «Южное», Днепр,  
Лагутин А.Е., Демьяненко Ю.И., Гоголь Н.И. – Одесская национальная академия пищевых  
технологий, Одесса

Одним из важных условий запуска спутников и ракет-носителей является обеспечение температурно-влажностных режимов в их отсеках во время предстартовой подготовки к пуску.

Стартовая система термостатирования (ССТ) относится к технологическим стационарным системам стартового комплекса и при проектировании требует решения множества задач для обеспечения заданных чистоты, давления, температуры, расхода и температуры точки росы.

Наиболее сложным в реализации подобных систем процессом является осушка воздуха до требуемого значения точки росы (минус 30 °С и минус 10 °С). Поэтому выбор способов осушения и охлаждения воздуха является одной из основных задач при проектировании ССТ.

Рабочим телом в данном случае является воздух, поток которого может как снизить температуру в подобтекательном пространстве или в «сухих» отсеках объекта, так при необходимости и повысить ее.

Следовательно, термостатированный поток воздуха характеризуется чистотой, давлением, температурой, расходом и температурой точки росы.

Основной задачей проектирования был расчет параметров и выбор комплектующих агрегатов для стационарных систем термостатирования спутников и ракет-носителей для различных географических районов эксплуатации.

Были проанализированы возможные варианты осушения воздуха, которые используются в системах термостатирования. Основными критериями анализа выбраны надежность системы осушения и термостатирования воздуха, точность поддержания требуемой температуры точки росы, а также практическая аппаратная реализуемость.

В результате установлено, что наиболее приемлемой является схема осушения предварительно сжатого воздуха, который после сжатия в компрессоре охлаждается в конечном охладителе в совокупности с роторным адсорбером, так как:

1. процесс осушения воздуха при использовании роторного адсорбера является непрерывным;
2. рабочее давление процесса не превышает 4 ата;
3. сокращаются массогабаритные характеристики адсорбера и системы в целом, так как не требуется наличие двух секций с адсорбентом для проведения адсорбции влаги из воздуха и регенерации адсорбента горячим воздухом;
4. для десорбции адсорбента не требуется дополнительная энергия (используется часть сжатого горячего воздуха после компрессора);
5. нет потребности заполнения адсорбера большим количеством адсорбента, так как в роторном адсорбере рабочее вещество равномерно в виде геля нанесено на внутреннюю поверхность насадки аппарата;
6. малое гидравлическое сопротивление (0,0005 бара против 0,2 бара в переключающемся адсорбере), так как потоку воздуха не приходится проходить через стационарный слой адсорбента, что особенно важно для проведения процедуры десорбции;
7. в предлагаемом способе осушки и охлаждения воздуха используется серийно выпускаемое промышленное оборудование.

Принципиальная схема системы представлена на рисунке. В ней используется адсорбционный осушитель АО, выполненный одним блоком с винтовым компрессором Н. Для регенерации сорбента отбирается часть горячего сжатого воздуха перед концевым холодильником КХ компрессора Н; теплота сорбции отводится во встроенном в АО теплообменнике (на схеме не показан). Охлаждение воздуха перед подачей его в технологическую линию осуществляется в теплообменнике АТ.

Источником холода для КХ, АО и АТ является чиллер Ч.

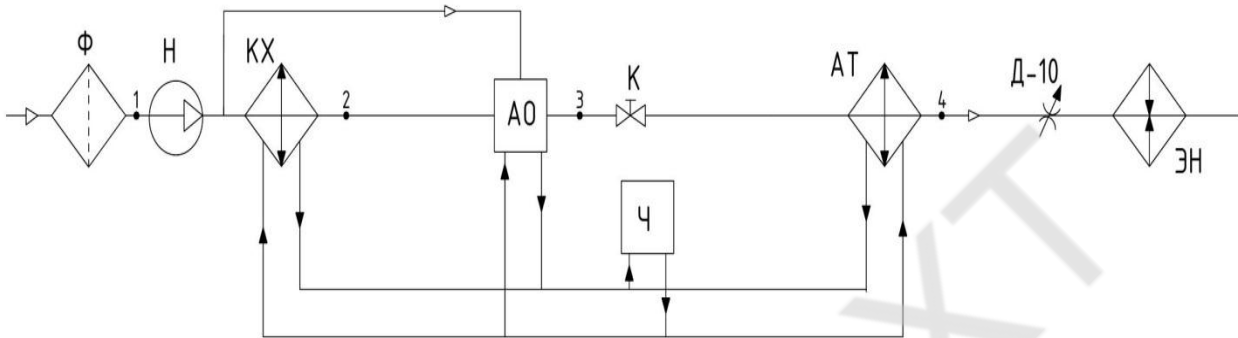


Рисунок – Структурная схема ССТ с регенерацией адсорбента частью горячего воздуха, нагнетаемого компрессором, и охлаждением основного потока промежуточным холодоносителем в КХ перед его подачей в АО

УДК 621.565.945.004.14:551.57

## АНАЛИЗ УДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ ОПРЕДЕЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ

*Козаченко И. С. Лагутин А.Е. ОНАПТ*

Исходными данными к проектированию воздухоохладителя для камер холодильной обработки и хранения пищевых продуктов являются:

- обеспечение требуемой холодопроизводительности;
- поддержание заданных температурно-влажностных режимов;
- время работы до вынужденного оттаивания аппарата (особое внимание уделяется для камер охлаждения).

Количество теплоты, что требуется отвести от камеры холодильной обработки определяется индивидуально для каждого конкретного применения и с точки зрения проектирования теплообменника абсолютно логична компоновка модельного ряда по типоразмерам перекрывающим определенный диапазон холодопроизводительности.

Режим, в котором работает воздухоохладитель, определяется технологией холодильного хранения, а следовательно, уместно разделение и классификация по продукту над которым осуществляется холодильная обработка, а также по типу обработки (охлаждение, заморозка, хранение).

Для проведения анализа было выбрано два типа продукции, которые, по мнению автора, представляют наибольший интерес – мясо различных видов домашнего скота, а также рыба речного, морского и океанического происхождения.

Параметры воздуха камеры для хранения указанных пищевых продуктов четко описаны в действующей нормативной документации Украины. Согласно [1,2,3,4] - охлажденная баранина, свинина, говядина в полутушах и четвертинах в охлажденном виде храниться при температуре воздуха минус 1°C. Замороженная свинина, говядина в полутушах и четвертинах в замороженном виде [1,5,6,7] - храниться при температуре воздуха минус 18°C и минус 25 °C в зависимости от требуемой продолжительности хранения. Относительная влажность при хранении как охлажденных, так и замороженных мясных продуктов предусматривается в пределах 95-98%.

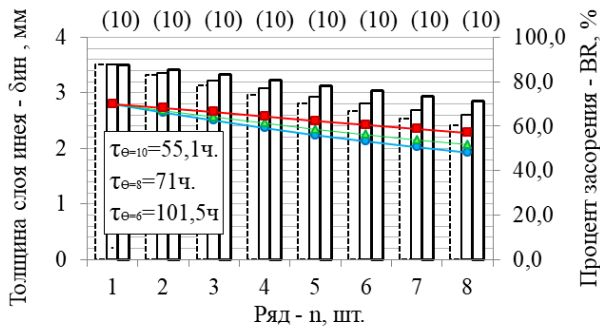
Температурный режим для камер замороженной рыбы [8,9,10,11,12] повторяет режим для мяса – минус 18, минус 25. Относительная влажность в камерах хранения как охлажденной так и мороженой рыбы должна поддерживаться на уровне 95-98%.

Таким образом, требования к тепловлажностному режиму камер хранения охлажденных и замороженных мясных и рыбных продуктов, были выделены три основных режима сведенные в таблицу 1.

Оценка работы воздухоохладителя проводилась по удельным показателям для каждого ряда. Так на рис. 1-4 представлены проценты уменьшения живого сечения за счет осевшего инея, удельная холодопроизводительность, как отношение холодопроизводительности ряда к общей холодопроизводительности воздухоохладителя и отношение площади наружной поверхности ряда к общей площади поверхности воздухоохладителя соответственно. Данные показатели позволяют оценивать влияние каждого ряда. Дальнейший вариативный расчет на различный шаг оребрения, выбираемый индивидуально для конкретного ряда, используя приведенные показатели, способен выявить наиболее эффективное распределение теплообменной поверхности по глубине пучка труб.

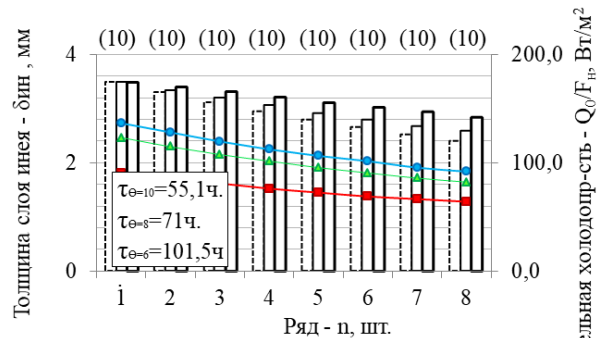
Таблица 1. Рассматриваемые режимы камер хранения

№п.п.	Температура в камере	Относительная влажность в камере
1	минус 2	98%
2	минус 18	98%
3	минус 25	98%



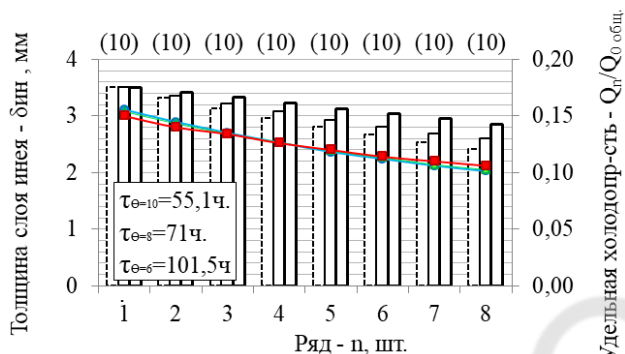
- - - Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 □ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )  
 ● Процент засорения - BR, % ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 ▲ Процент засорения - BR, % ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Процент засорения - BR, % ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )

**Рис.1** – Процент засорения живого сечения инеем



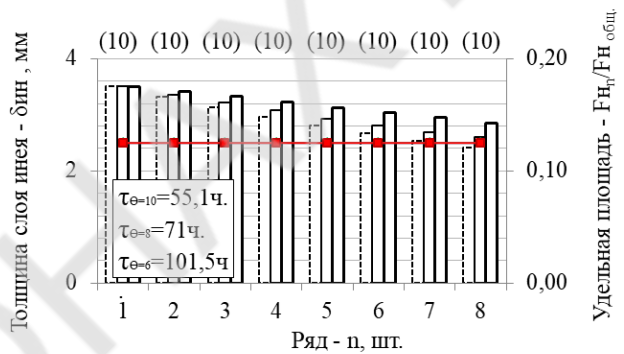
- - - Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 □ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )  
 ● Удельная холодопр-сть -  $Q_0/F_n$ , Вт/м<sup>2</sup> ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 ▲ Удельная холодопр-сть -  $Q_0/F_n$ , Вт/м<sup>2</sup> ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Удельная холодопр-сть -  $Q_0/F_n$ , Вт/м<sup>2</sup> ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )

**Рис.2** – Холодопроизводительность на 1 м<sup>2</sup> теплообменной поверхности



- - - Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 □ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )  
 ● Удельная холодопр-сть -  $Q_n/Q_0$  ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 ▲ Удельная холодопр-сть -  $Q_n/Q_0$  ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Удельная холодопр-сть -  $Q_n/Q_0$  ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )

**Рис.3** – Отношение холодопроизводительности ряда к общей холодопроизводительности воздухоохладителя



- - - Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 □ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Толщина инея - дин, мм ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )  
 ● Удельная площадь -  $F_n/F_n$  общ. ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=10^{\circ}\text{C}$ )  
 ▲ Удельная площадь -  $F_n/F_n$  общ. ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=8^{\circ}\text{C}$ )  
 ■ Удельная площадь -  $F_n/F_n$  общ. ( $t_1=-25^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta=6^{\circ}\text{C}$ )

**Рис.4** – Отношение площади наружной поверхности ряда к общей площади поверхности воздухоохладителя

Данные параметры следует рассматривать комплексно, т.к. изоляция какого либо параметра из общего понимания, может привести к ложной оценке результатов расчета.

#### Литература:

1. Чумак І.Г., Оніщенко В.П., Желіба Ю.О., Дженков М.Ю. (2002) Збірник технологічних інструкцій з охолодження, заморожування, розморожування та зберігання м'яса та м'ясопродуктів. Одеса–Київ. –с.90.
2. ГОСТ 1935-55 Мясо-баранина и козлятина- в тушах. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 7 с.
3. ГОСТ 4814-57 Блоки мясные замороженные. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 4 с.
4. ГОСТ 7724-77 Мясо. Свинина в тушах и полутушах. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 7 с.
5. ГОСТ 12512-67 Мясо-говядина в четвертинах, замороженная, поставляемая для экспорта. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 4 с.
6. ГОСТ 12513-67 Мясо-свинина в полутушах, замороженная, поставляемая для экспорта. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 5 с.
7. ГОСТ 16867-71 Мясо-телятина в тушах и полутушах. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2007. – 4 с.

8. ГОСТ 17661-72 Тунец, парусник, макрель, марлин и меч-рыба мороженые. – Москва: Стандартиформ, 2010. – 4 с.
9. ГОСТ 20057-96 Рыба океанического промысла мороженая. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2003. – 12 с.
10. ГОСТ 21607-97 Наборы рыбные для ухи мороженые. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2009. – 12 с.
11. ГОСТ 3948-90 Филе рыбное мороженое. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2003. – 12 с.
12. ГОСТ 32366-2013 Рыба мороженая. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2014. – 23 с.

НТБ ОНАХТ

УДК 661.531

## ЗАМІНА ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ВЕЛИКОТОННАЖНОЇ АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ВОДЯНИМ

Вассерман О.А., Слинко О.Г.  
Одеський національний морський університет,  
Одеса, вул. Мечникова, 34, [avas@paco.net](mailto:avas@paco.net)

У великотоннажній аміачній холодильній установці (АХУ), що працює на Одеському припортовому заводі, використовується повітряний конденсатор з чотирьох секцій. Цей конденсатор займає велику площу і нестабільно працює при зміні параметрів навколишнього середовища: температури і вологості повітря, напрямку і швидкості вітру, наявності або відсутності опадів, тощо. До того ж приводні двигуни вентиляторів конденсатора споживають велику кількість електроенергії.

Враховуючи наявність морської води поблизу заводу, доцільно розглянути питання про заміну повітряного конденсатора водяним. Нами виконані розрахунки для установки, яка призначена для конденсації 100 тон пари аміаку в годину [1]. Ця пара утворюється внаслідок дроселювання зрідженого аміаку, що поступає в кількості 515 т/г на припортовий завод та припливів теплоти до ізотермічних сховищ, в яких він зберігається [2]. З урахуванням роботи, яка витрачається компресорами для стиснення пари аміаку з метою її реконденсації, теплове навантаження на конденсатор установки за цих умов досягає 56237 кВт. Це значення теплового навантаження конденсатора АХУ використано при подальших розрахунках його поверхні.

За відомою методикою розраховано поверхню водяного конденсатора, яка дорівнює 1414 м<sup>2</sup>. Таку поверхню можна забезпечити, встановивши п'ять стандартних аміачних конденсатори марки 300-КТГ [3]. Загальна площа приміщення для них не перевищує 100 м<sup>2</sup> замість 3500 м<sup>2</sup>, що займає повітряний конденсатор. Чистота внутрішньої поверхні трубок водяного конденсатора забезпечується використанням водяних фільтрів, як здійснюється в суднових холодильних установках. Температура морської води протягом доби мало змінюється, тому водяний конденсатор буде працювати стабільніше, ніж повітряний і не потребує складної автоматики, яка враховує складні умови роботи повітряного конденсатора. Стабільний режим роботи водяного конденсатора сприятиме надійному відведенню з нього газів, які не конденсуються, без великих втрат аміаку.

При розрахунку потужності електроприводів насосів, які подають охолоджуючу воду в конденсатори, враховувалась необхідність подання морської води по трубопроводу великої довжини та опір водяних фільтрів. Сумарна потужність цих двигунів складає 670 кВт, що майже вдвічі менше потужності електродвигунів вентиляторів повітряного конденсатора, яка дорівнює 1280 кВт [2]. Тому використання водяного конденсатора замість повітряного дасть суттєвий економічний ефект. Витрати на демонтаж повітряного конденсатора та на придбання і установку водяного можуть бути частково компенсовані за рахунок утилізації елементів повітряного конденсатора.

### Література

1. Тимошевська Л.В. Покращення показників великотоннажної аміачної холодильної установки з повітряним конденсатором комплексу перевантаження аміаку//Автореф. канд. дис. – ОНАХТ, Одеса. – 2016, – 20 с.
2. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Снижение влияния термодинамических колебательных явлений на характеристики крупнотоннажной аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором. Технические газы – 2016, – №1. – С.16-27.
3. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ : Наукова Думка. – 2002. – 576 с.

УДК 621.336.5

## ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНО-ЛОПАСТНОЙ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ УМЕРЕННОГО ХОЛОДА

Трандафилов В.В., ассистент, Хмельнюк М. Г., д.т.н., проф., ОНАПТ

В последнее десятилетие с новой силой возрос интерес к газовой холодильной машине (ГХМ) Стирлинга. Такое повышенное внимание обусловлено, прежде всего, поиском новых перспективных холодильных машин в условиях обостряющегося энергетического кризиса и экологических проблем в холодильной технике. В связи с этим был разработан проект ГХМ Стирлинга и проведена его структурная оптимизация с использованием роторно-лопастной конструкции [1].

Разработанная роторно-лопастная газовая холодильная машина (РЛГХМ) имеет гарантированные минимальные зазоры в щелевых уплотнениях по периметру лопастей. Особенности РЛГХМ – многокамерность, теоретически бесконечно большой ресурс работы за счет гарантированных зазоров в рабочих полостях, уравновешенность, возможность работы с бесконтактными уплотнениями, что в свою очередь позволяет нам использовать сверхтекучие рабочие вещества (гелий, водород).

При разработке РЛГХМ проведено исследование влияния рабочих параметров на показатели энергетической эффективности, для получения умеренного холода на температурном уровне охлаждения 203-273К. В качестве начальных условий выбраны следующие параметры работы машин Стирлинга: рабочая частота  $f = 300$  об/мин, давление рабочего газа  $p = 15$  атм, рабочее тело – гелий.

Величина энергетической эффективности (степени термодинамического совершенства)  $E$  для РЛГХМ рассчитывалась следующим выражением:

$$E = \frac{Q_0}{N} \cdot \frac{T_x - T_0}{T_0}$$

Получены графики зависимости коэффициента  $E$  в зависимости от температуры охлаждения  $T_0$  и температуры окружающей среды (холодильника)  $T_x$ , и представлены на рисунках 1 и 2 соответственно.

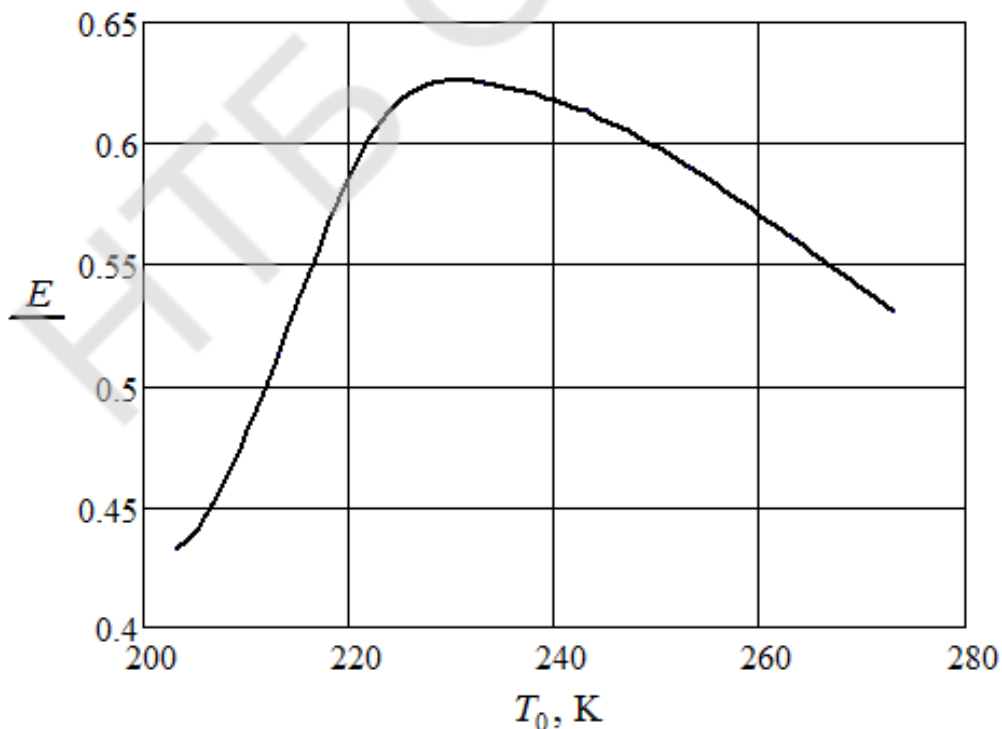


Рисунок 1 – Зависимость энергетической эффективности от температуры охлаждения в машине.

Температура окружающей среды в исследовании была принята равной 313К.

Из рисунка 1 видно, что изменение энергетической эффективности  $E$  в машине изменяется в диапазоне от 0,432 до 0,539 при повышении температуры охлаждения  $T_0$  от 203 до 273 К носит не прямолинейный характер, а имеет максимум в точке 233 К который составляет 0,625. Это объясняется тем, что при выбранных геометрических и рабочих параметрах РЛГХМ существует режим максимальной производительности. Для того, что бы регулировать производительность машины требуется изменить начальных параметров.

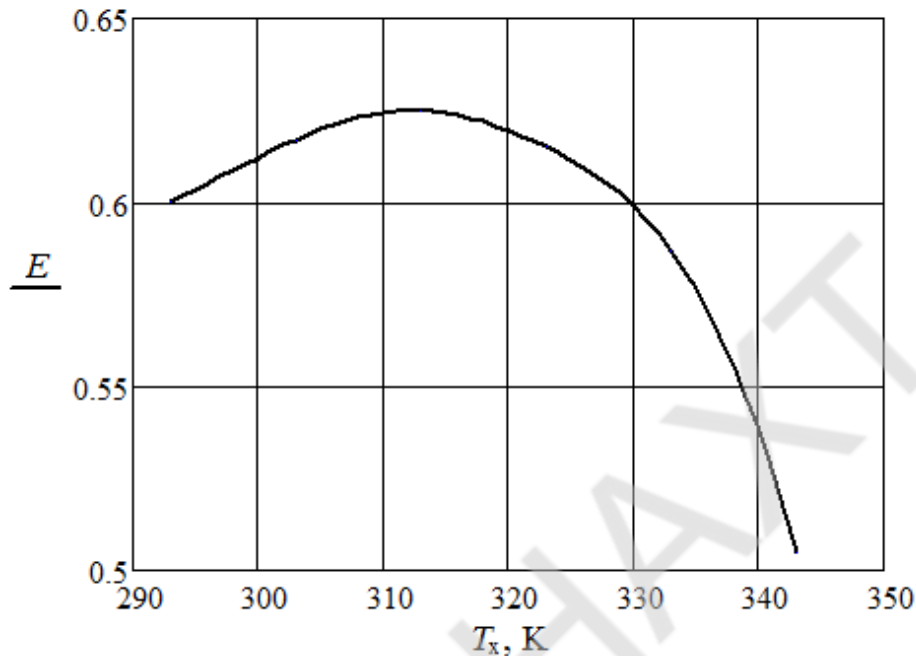


Рисунок 2 – Зависимость энергетической эффективности от температуры в холодильнике.

Из рисунка 2 так же видно, что изменение энергетической эффективности  $E$  в машине изменяется в диапазоне от 0,6 до 0,509 при повышении температуры в холодильнике  $T_x$  от 293 до 343 К носит не прямолинейный характер, а имеет максимум в точке 313 К который составляет 0,625. Температура в теплообменнике нагрузки была постоянной и составила 273 К.

Проведённые расчёты показали, что в области значений температуры 233 К эффективность РЛГХМ свыше 60 %. Таким образом, использование роторно-лопастной газовой холодильной машины позволяет нам работать в более широком диапазоне значений температур охлаждения (от 273 до 203 К) в одной машине и получать высокую энергетическую эффективность. Так же возможно использовать РЛГХМ качестве теплового насоса на температурном уровне 0/50°C который используется в стандарте тепловых насосов DIN EN 255.

Предложенное нами решение для усовершенствования конструкции ГХМ Стирлинга, позволяет перейти к ее широкому применению, пренебрегая недостатками, использовать роторно-лопастную газовую холодильную машину в бытовой и промышленной холодильной технике.

Список использованной литературы:

1. V.V. Trandafilov, M.G. Khmelniuk, O.Y. Yakovleva, A.V. Ostapenko. The Stirling gas refrigerating machine mechanical design improving // Холодильна техніка і технологія. – 2016.- том 52, вып.1. – С. 18-22.
2. V.V. Trandafilov, M.G. Khmelniuk, O.Y. Yakovleva. Mathematical model for the study and design of a rotary-vane gas refrigeration machine // Холодильна техніка і технологія. – 2016.- том 52, вып.3. – С. 4-8.

УДК 629.039.58

## АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ І МОДЕЛЕЙ РОЗРАХУНКУ СТУПЕНЯ НЕБЕЗПЕКИ ТА ОЦІНКА РІВНЯ РИЗИКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРОМИСЛОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Сливинська М.В., Желіба Ю.О., к.т.н., доцент, ОНАХТ, Желіба Т.А., ОНПУ

Останнім часом одним з пріоритетних параметрів вибору холодильного агенту під час проектування нових холодильних систем став його мінімальний негативний вплив на навколишнє середовище. Аміак, як робоча речовина холодильної установки, відповідає вимогам безпеки для навколишнього середовища та енергетичної ефективності, але має ряд недоліків, таких як токсичність і пожежонебезпека. Згідно з чинним законодавством усі аміачні холодильні установки (АХУ) у залежності від кількості холодильного агенту та розташування відносяться до потенційно небезпечних об'єктів чи до об'єктів підвищеної небезпеки. Отже питання забезпечення безпеки холодильних систем було і залишається актуальним.

Метою цієї роботи був аналіз можливих аварійних ситуацій та аварій аміачних холодильних установках, оцінка імовірності виникнення такої події, розгляд принципів схемних рішень із розробкою рекомендацій по зниженню ризиків, апробація та аналіз нормативних методик.

Методики розрахунку надлишкового тиску вибуху в приміщеннях викладені в ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою». Відповідно до вказівок методики розрахунку в першу чергу визначається стехіометрична концентрація пари аміаку в повітрі (найбільше енерговиділення при вибуху відповідає стехіометричній концентрації пари аміачно-повітряної суміші) місця аварії. Далі, використовуючи величину вільного об'єму приміщення наприклад компресорного цеху, знаходиться маса пари аміаку, що приймає участь у вибуху у випадку розгерметизації АХУ, після чого визначається надлишковий тиск можливого вибуху. Методика також дозволяє визначити масу пари, що приймає участь у вибуху та надлишковий тиск вибуху для приміщень, які обладнані системою аварійної вентиляції, в залежності від її видатності.

Прогнозування показників вибухонебезпечності обладнання АХУ виконується відповідно до вказівок НПАОП 0.00-1.41-88. «Загальні правила вибухобезпеки для вибухопожежонебезпечних хімічних, нафтохімічних і нафтопереробних виробництв», а також "Методики определения уровня взрывоопасности блоков систем хладоснабжения по относительному значению энергетического потенциала", яка розроблена стосовно вибухонебезпечного обладнання систем холодопостачання в результаті розгерметизації яких можливий витік аміаку з наступною небезпекою вибуху в приміщенні чи на відкритому майданчику за умови утворення пароповітряної суміші з об'ємною часткою аміаку від 15 до 28% (107-200 мг/л).

Відповідно до вказівок цих методик розраховується величина загального енергетичного потенціалу вибухонебезпечності систем холодопостачання (повної енергії, яка надійшла до навколишнього середовища у випадку аварійної розгерметизації апарата (агрегату), яка для елемента АХУ складається з:

$E_1'$  – суми енергій адіабатичного розширення і згорання пари аміаку, що знаходиться безпосередньо в аварійному обладнанні при розгерметизації;

$E_2'$  – енергії згорання пари, яка надійшла зі сторони суміжного обладнання за час  $\tau$  від початку розгерметизації до повного відключення відсічною арматурою аварійної ділянки:  $\tau=5$  хвилин (300 с) для ручного відключення та  $\tau=2$  хвилини (120 с) для автоматичного відключення запірними клапанами. Час зупинки холодильної установки системою аварійного захисту прийнято рівним 120 с;

$E_1''$  – енергії згорання пари, яка утворюється за рахунок енергії перегріву рідини розгерметизованої ділянки та рідкого аміаку, що надійшов від суміжного обладнання за час  $\tau$ ;

$E_4$  – енергії згорання пари, яка утворюється з пролитої на тверду поверхню рідини за рахунок тепловіддачі від навколишнього середовища.

Верхній індекс ' означає парову фазу, верхній індекс " – рідку фазу.

Під час розрахунку загального енергетичного потенціалу вибухонебезпечності методика вимагає вибирати найбільш несприятливий варіант можливої аварії обладнання, коли у вибуху буде брати участь найбільша кількість пари аміаку. Максимальна розрахункова кількість аміаку, що може знаходитись у елементі системи холодопостачання, згідно вказівок методики, приймається відповідно до вимог діючих ПБіБЕ АХУ або по робочому заповненню, яке зазначено у паспортах заводів-виробників обладнання.

За визначеним загальним енергетичним потенціалом вибухонебезпечності розраховується загальна маса горючої пари хмари газоповітряної суміші, яка приведена до умовної одиниці – питомої енергії згорання ( $m$ , кг), а також визначається відносне значення енергетичного потенціалу вибухонебезпечності розгерметизованого елемента АХУ ( $Q_v$ ). За цими даними, згідно цієї методики, здійснюється класифікація обладнання та об'єкта.

Відомо, що фактичний характер розподілу повітря та пари аміаку в утвореній хмарі обумовлює участь не всієї пари аміаку в можливому вибуху, тому в розрахунок вводиться коефіцієнт участі маси пару аміаку у вибуху та розраховувалась маса пари, що може взяти участь в ньому ( $m'$ , кг).

Отримані за результатами розрахунку значення дозволяють визначити умовні границі зон руйнування при можливому вибуху суміші пари аміаку з повітрям.

Оцінка зони зараження у разі викидів аміаку в навколишнє середовище проводиться відповідно до Методики прогнозування наслідків вилливу (викиду) небезпечних хімічних речовин при аваріях на промислових об'єктах і транспорті. Методика застосовується для речовин, які зберігаються у газоподібному або рідкому стані та в момент викиду, вилливу переходять у газоподібний стан і створюють первинну або/і вторинну токсичну хмару.

Ця методика надана у вигляді таблиць, що дає змогу оперативно здійснювати прогнозування масштабів хімічного забруднення, проте відносно не коректна.

Використовуючи необхідний мінімум вихідних даних (загальну кількість небезпечної хімічної речовини, що вийшла із системи у випадку її розгерметизації, характер розливу (вільно або в обвалування), метеорологічні дані, середню щільність населення місцевості), по таблицях визначається глибина зони хімічного забруднення. Ця величина дозволяє визначити площу зони можливого хімічного забруднення (територія, у межах якої під впливом зміни напрямку вітру може виникнути переміщення хмари небезпечної хімічної речовини з небезпечними для людини концентраціями), а також ширину та площу прогнозованої зони хімічного забруднення. Методика дозволяє швидко визначити час підходу хмари забрудненого повітря до об'єктів "турботи" та час випаровування рідкого аміаку в залежності від умов розливу. Ці дані дають можливість спрогнозувати кількість очікуваних втрат та визначити клас хімічно небезпечного об'єкта.

Для оцінки рівня ризику виникнення аварій АХУ використовується "Методика визначення ризиків та їх прийнятних рівнів для декларування безпеки об'єктів підвищеної безпеки".

На жаль, покищо відсутня єдина науково обґрунтована, затверджена у законодавчому порядку система збору статистичної інформації про техногенні аварії АХУ. Тому при виборі вихідних даних для проведення оцінки ризику необхідно спиратись на існуючу в нормативній та технічній літературі інформацію про надійність подібного устаткування і приладів та на описи випадків відмов елементів технологічних систем різного призначення.

Існуючі методики та моделі не повною мірою дозволяють спрогнозувати ймовірність виникнення аварійної ситуації чи аварії на аміачних холодильних установках. Тому, наприклад під час розробки декларацій безпеки об'єктів підвищеної безпеки для оцінки імовірності виникнення різних аварійних ситуацій та прогнозування ризиків для людей та навколишнього середовища передбачається користуватися логіко-графічним методом аналізу "дерев відмов" і "дерев подій".

Під час аналізу "дерева відмов" виявлялись комбінації відмов (неполадок) устаткування, інцидентів і помилок персоналу, що можуть призвести до головної події (аварії). Метод використано для аналізу можливих причин виникнення аварії та розрахунку їх частоти (на основі знання частот вихідних подій). Під час аналізу "дерева відмов" (аварій) визначались мінімальні комбінації подій, що визначають виникнення чи неможливість виникнення аварії (мінімальну пропускну та відсічну комбінацію відповідно).

Аналіз "дерева подій" – алгоритм побудови послідовності подій, що виходять з основної події (аварії) був використаний для аналізу розвитку аварії. Частота кожного сценарію розвитку аварійної ситуації розраховувалась шляхом множення частоти основної події на умовну ймовірність кінцевої події.

Практика показує, що великі аварії, як правило, характеризуються комбінацією випадкових подій, які відбуваються з різною частотою на різних стадіях виникнення і розвитку аварії (відмова устаткування та приладів, помилки обслуговуючого персоналу, руйнування, викид, пролив речовини, розсіювання речовин, запалення, вибух, інтоксикація і т.д.). Для виявлення причинно-наслідкових зв'язків між цими подіями користувалися логіко-графічним методом аналізу "дерев відмов" і "дерев подій".

Всебічна оцінка ступеня небезпеки і рівня ризику експлуатації аміачної холодильної установки, прийнятих проектних, організаційно-технічних заходів щодо попередження можливих аварійних ситуацій і аварій на підприємстві, готовності до дій по локалізації наслідків можливих аварій АХУ та оснащеності спецпідрозділів дозволяє надавати рекомендації з удосконалення систем та знизити наслідки можливої аварії.

В доповіді авторами представлені результати проведених оцінок для АХУ різної аміакоємності, різних схемних рішень, різного розміщення та ін.

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БІНАРНОГО ЛЬОДУ ЯК ХОЛОДОНОСІЯ НА СУДАХ РИБНОГО ФЛОТУ

Зімін О. В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ,  
Одеса, onaft.zimin@gmail.com

На даний час актуальність питань збереження якості і кількості харчової сировини, по всьому шляху її руху від моменту отримання до моменту споживання, не викликає сумнівів. При використанні холоду для вирішення цього завдання, усе зводиться до створення безперервного «холодильного ланцюга», метою створення якого є забезпечення технологічних умов холодильної обробки і зберігання продукту на всій протяжності його життєвого циклу. Головний вплив на ефективність роботи всього «холодильного ланцюга» надає процес початкової холодильної обробки: чим швидше ми охолодимо продукт, що має максимальні якісні характеристики, до температури зберігання, тим вищою буде якість продукту в момент його споживання. Іншими словами, немає сенсу заморожувати рибу, яка вже почала псуватися.

На рибодобувних судах, на дрібних сейнерах і на великих траулерах, це питання є проблемним до сьогодні. На невеликих судах, як правило, після вилову рибу необхідно доставити до споживача на берег, після чого розвезти дрібнооптовими партіями на реалізацію або доставити в цех на переробку. На великих судах зазвичай на борт судна піднімають відразу велику кількість риби, кілька десятків тонн, яку необхідно протягом доби переробити в цеху судна, законсервувати або заморозити. У літню пору року або при роботі судна в тропіках середньодобова температура зовнішнього повітря є неприпустимо високою для збереження якості виловленої риби протягом тривалого часу. Продукт псується і його або викидають (що робити заборонено) або заморожують (ігноруючи права споживача) або переробляють на рибну муку (якщо дозволяють виробничі потужності).

Традиційно ця проблема вирішується застосуванням охолодженої морської води або лускатого льоду. Кожен з цих варіантів має ряд недоліків. Акумуляюча здатність охолодженої води невелика, для швидкого охолодження к продукту необхідно безперервно подавати холодоносії з температурою близькою до криоскопічної. Для забезпечення процесу необхідно мати підвищену встановлену потужність холодильної установки або великі акумуляючі ємності. Це погано поєднується з умовами розміщення установки на рибодобувних судах. Спосіб охолодження лускатим льодом вирішує питання акумуляторів холоду і різкого підвищення температури холодоносія, але значно погіршує якість охолодження, а процес отримання льоду йде з підвищеним енергоспоживанням.

Бінарний лід або ice-slurry – це сучасний енергоефективний холодоносіє, що представляє собою водний розчин, в якому частина води знаходиться в вигляді невеликих (до 2 мм) кристалів льоду. Існує кілька різних за принципом генераторів бінарного льоду, найчастіше для промислового виробництва використовуються скребкові або вакуумні [1].

Принцип дії установки наступний: спочатку резервуар-акумулятор заповнений чистою забортною водою, далі насосами ця вода подається в генератор, утворюється бінарна суміш, яка скидається назад в акумулятор. Поступово температура води знижується до криоскопічної, а масова частка льоду у розчині збільшується. Після досягнення максимально можливої концентрації (зазвичай 50-60%), установка вимикається, і далі постійно працюють тільки пристрої, які перемішують суміш та перешкоджають укрупненню кристалів.

При підйомі улову на борт, рибу зсипають в резервуари, куди потім подають за допомогою гвинтових насосів бінарний лід необхідної кількості та концентрації. При такому способі охолодження риба не пошкоджується, так як рівномірно обволікається холодоносієм. Процес

протікає при максимально ефективній та постійній у часі температурі, яка близька до криоскопічної. В результаті, час охолодження риби зменшується в 2.5-3 рази, в порівнянні з охолодженням лускатим льодом. У такому стані рибу та морепродукти можливо зберігати кілька діб, без істотної втрати якості продукту.

Література:

1. Зімін О.В., К вопросу использования бинарного льда как хладоносителя [Текст]/О.В.Зімін, С.Ю. Ларьяновський//Обладнання та технології харчових виробництв. – 2009. – Вип.21. – С. 23–27.

НТБ ОНАХТ

УДК 621.438.13:621.57

## ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ В УСЛОВИЯХ УМЕРЕННОГО КЛИМАТА

Радченко А.Н., канд. техн. наук, доцент, Портной Б.С., аспирант  
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,  
nirad50@gmail.com

Термодинамическая эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается с повышением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе: с повышением температуры  $t_{нв}$  на 10 °С для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" уменьшается КПД на 0,8...1,0 % в абсолютных и на 2,7...2,8 % в относительных величинах [1]. Удельный расход топлива ГТУ при этом возрастает на 7...8 г/(кВт·ч). Повысить эффективность ГТУ и за счет этого сократить расход топлива при высоких температурах  $t_{нв}$  воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов. Снижение температуры воздуха  $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$  зависит от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  и охлажденного в ТХМ воздуха  $t_{в2}$ , которая определяется температурой хладоносителя  $t_x$  (рабочего тела ТХМ), т.е. типом ТХМ. В эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры  $t_{в2} = 10$  °С и ниже ( $t_x = 2...3$  °С и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) машинах, как правило, не ниже  $t_{в2} = 15$  °С ( $t_x \approx 7$  °С).

В работах [2, 3] рассмотрены термотрансформаторы комбинированного типа с теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры  $t_{нв}$  до температуры  $t_{в2} = 15$  °С и эжекторной холодильной машиной (ЭХМ) как низкотемпературной ступенью.

Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации термотрансформаторов такого комбинированного типа при умеренных температурах (в ночные-утренние часы летом, в весенние и осенние месяцы), когда тепловая нагрузка на них, и прежде всего на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень, сокращается, не исследованы. Так, к примеру, возможно использование избыточной теплоты отработавших газов для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ низкотемпературной ЭХМ-ступенью, которое в летние наиболее нагруженные месяцы может оказаться невозможным из-за ограниченного теплового потенциала отработавших газов.

Проблема эффективной трансформации теплоты в холод особенно остро стоит в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины, в которых температура отработавших газов сравнительно невысокая (около 250 °С), т.е. в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты, что резко сужает возможности получения холода, особенно при невысокой эффективности трансформации теплоты.

Цель работы – повышение эффективности эксплуатации термотрансформаторов комбинированного абсорбционно-эжекторного типа при пониженной тепловой нагрузке на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень из-за снижения температуры наружного воздуха.

Эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от снижения его температуры  $\Delta t_v$  и продолжительности  $\tau$  подачи в ГТУ охлажденного воздуха, т.е. климатических условий и типа ТХМ. Установленная (проектная) холодильная мощность (холодопроизводительность) ТХМ  $Q_0$ , с одной

стороны, должна покрывать затраты холода на охлаждения воздуха на входе ГТУ в течение как можно большего времени эксплуатации ГТУ в году, обеспечивая наибольший суммарный (годовой) эффект в виде экономии топлива. С другой стороны, установленная холодопроизводительность ТХМ  $Q_0$  не должна быть завышенной, чтобы большую часть года ТХМ эксплуатировалась при нагрузках, близких номинальной (проектной). Иначе будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную нагрузку), а при заниженной  $Q_0$ , наоборот, – недоохлаждение воздуха на входе ГТУ при высоких наружных температурах  $t_{нв}$ .

Для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) холодильной мощности ЭХМ  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива  $V_{т,10}$  за 2015 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания.

Показано, что для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих температур наружного воздуха  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  в АБХМ установленной удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) холодильной мощности  $q_0 = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$  достаточно, чтобы получить максимальную годовую удельную экономию топлива. Для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  в ЭХМ, соответственно и большей экономии топлива, потребуется установленная удельная холодильная мощность  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ . В то же время для охлаждения в ЭХМ воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$  потребуется установленная удельная холодильная мощность  $q_0 = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$ , для получения которой отсутствует достаточное количество теплоты из-за недостаточно высокой температуры отработавших газов регенеративной ГТУ.

Для охлаждения воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  (в ЭХМ) в июле месяце рациональной установленной удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ , определяемой исходя из максимальной годовой экономии топлива, недостаточно для получения максимальной экономии топлива в наиболее теплом месяце июле. Однако при этом недоохлаждение воздуха  $\Delta t_{10д}$  из-за дефицита холодопроизводительности незначительное по сравнению с потенциально возможными значениями снижения температуры воздуха  $\Delta t_{10}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и имеет место всего лишь 3...4 дня на протяжении 2...3 часов для климатических условий Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2015 г.).

При менее высоких температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  и, соответственно, при снижении тепловой нагрузки на АБХМ-ступень удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  хватает для получения максимальной удельной экономии топлива  $V_{т,у1} = V_{т,10\text{МВт}}/N_e$  и при более глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$  (при более низких температурах кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$ ).

Избыток холодильной мощности  $q_0$ , образующийся при умеренных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  в результате снижения тепловой нагрузки на АБХМ-ступень, может быть реализован в ЭХМ-ступени для более глубокого охлаждения воздуха до  $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ , например, путем охлаждения конденсатора ЭХМ с получением более низких температур конденсации  $t_k$  и соответствующим повышением теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$ .

Следует также учесть, что с понижением  $t_0$  от  $t_0 = 4...5^\circ\text{C}$  (при  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ) до  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$  ( $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ ) сохранение неизменной удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  возможно только при условии повышения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$ , что в действительности и происходит с понижением температуры наружного воздуха.

Так, значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  при температуре конденсации  $t_k = 25^\circ\text{C}$  ( $t_{нв} \approx 30^\circ\text{C}$  и соответственно  $t_m = 20...22^\circ\text{C}$ ) и температуре кипения НРТ R142b в испарителе  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  (при охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ) составляют  $\zeta \approx 0,3$ . При понижении температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  в прохладные месяцы до  $t_{нв} \approx 20...25^\circ\text{C}$ , его температуре по мокрому термометру  $t_m = 15...17^\circ\text{C}$  и температуре конденсации R142b в ЭХМ  $t_k \approx 20^\circ\text{C}$  значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  достаточно высокие и при более низкой температуре кипения R142b в испарителе  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$

(при глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ):  $\zeta > 0,3$ . Таким образом, за счет более низкой температуры конденсации R142b в ЭХМ  $t_k$  в прохладные периоды значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  остаются достаточными, чтобы обеспечивать холодопроизводительность, близкую установленной холодильной мощности  $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$  и при более глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при низких  $t_0 = 1\dots 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). В результате, благодаря охлаждению воздуха до более низкой температуры  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (по сравнению с  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) получают дополнительную экономию топлива.

Показано, что за счет более глубокого охлаждения воздуха до температуры  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  в прохладные периоды получают дополнительное приращение годовой экономии топлива  $V_{т10+(7-10)}$  примерно на 15 % по сравнению с ее величиной  $V_{т10}$  при круглогодичном охлаждении воздуха до температуры  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Практически постоянная величина экономии топлива  $V_{т10+(7-10)}$  в самые теплые летние месяцы обусловлена ограничением по установленной холодопроизводительности  $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$ , которая, в свою очередь, ограниченным тепловым потенциалом отработавших газов регенеративных ГТУ.

Дальнейшее увеличение экономии топлива возможно путем повышения эффективности трансформации теплоты в холод (теплового коэффициента  $\zeta$ ), в частности, применением в ЭХМ двухступенчатого эжектирования, переходом на комбинированные АБХМ-ЭХМ с использованием высвобождающейся холодопроизводительности при снижении тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень охлаждения (при снижении температуры наружного воздуха  $t_{вв}$ ) для охлаждения конденсатора ЭХМ с получением более низких температур конденсации  $t_k$  и соответствующим повышением теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  и, как следствие, – более глубокого охлаждения воздуха в низкотемпературной ЭХМ-ступени термотрансформатора.

### Список использованной литературы

[1] Николаевские газовые турбины промышленного применения. – Николаев: ГП НПКГТ "Зоря"–"Машпроект". – 2004. – 20 с.

[2] **Радченко, А.Н.** Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.

[3] **Радченко, А.Н.** Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

УДК 621.57

## ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

Радченко Н.И, д-р техн. наук, проф, Калиниченко И.В., преподаватель  
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,  
nirad50@gmail.com

В качестве главных двигателей на большинстве транспортных судов применяются малооборотные дизели (МОД). Известно, что с повышением температуры наружного воздуха, соответственно и воздуха в машинном отделении (МО) на входе дизеля (наддувочного турбокомпрессора –ТК) его топливная эффективность ухудшается. Так, с увеличением на 10 °С температуры воздуха на входе МОД удельный расход топлива  $b_e$  возрастает на 0,5...0,7 % [1, 2].

Значительные изменения в течение рейса температуры наружного воздуха и воздуха в МО на входе ТК, а также забортной воды, охлаждающей наддувочный воздух после ТК, остро ставят проблему охлаждения воздуха на входе с целью поддержания его высокой экономичности. Возрастание при этом температуры отходящих газов и соответствующих потерь теплоты делает целесообразным ее трансформацию в холод теплоиспользующей холодильной машиной (ТХМ) и его использование для охлаждения воздуха на входе ТК [1, 2]. Конструктивно наиболее простой и надежной в эксплуатации является эжекторная холодильная машина (ЭХМ), в которой функцию компрессора выполняет эжектор.

Эксплуатация судна в разных климатических зонах в течение рейса сопровождается изменением тепловой нагрузки на систему охлаждения и, соответственно, на ТХМ, в частности, эжекторного типа [3]. При высоких тепловых нагрузках на отдельных участках рейса используемого в ЭХМ теплового потенциала может оказаться недостаточно. С целью повышения потенциала теплоты, используемой в ЭХМ, весьма перспективным представляется применение тепловых насосов (ТН), поскольку на судах всегда имеется множество разнообразных источников низкопотенциальной теплоты.

Выполнен анализ эффективности охлаждения воздуха на входе МОД транспортного судна в ЭХМ с бустерным тепловым насосом повышения потенциала используемой теплоты.

При этом теплота отходящих газов используется в паровом утилизационном котле (УК), а теплота водяного пара – на покрытие нужд судовых потребителей (20...30 % в теплое время) и в ЭХМ (70...80 %) для получения холода. Применение в ЭХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ)-хладонов позволяет охлаждать воздух на входе МОД до сравнительно низких температур 15...20 °С без необходимости поддержания вакуума в испарителе НРТ-воздухоохладителе (И-ВО).

Поскольку в течение рейса меняются температура  $t_{нв}$  и влажность  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО), т.е. на входе охладителя воздуха, которую принимают на 10 °С выше, чем наружного воздуха  $t_{нв}$  [1, 2], то снижение температуры воздуха в охладителе  $\Delta t_v$  на входе ТК и соответствующее сокращение потребления топлива МОД следует определять для судна на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем 8S50ME-C7.1-ТП MAN [2] (номинальная мощность  $N_n = 12640$  кВт, эксплуатационная  $N_s = 10580$  кВт) и рейсовая линия Мариуполь-Амстердам-Мариуполь.

Холодопроизводительность ЭХМ  $Q_0$  определяют исходя из располагаемой теплоты отходящих газов  $Q_r$  как  $Q_0 = \zeta Q_r$ , где  $\zeta$  – тепловой коэффициент ЭХМ,  $\zeta = 0,30...0,35$  при использовании в качестве греющей среды пара (температура  $t_r$  кипения хладона R142b  $t_r = 110...120$  °С) и  $\zeta \approx 0,2$  в случае горячей воды ( $t_r = 80...90$  °С).

Расход воздуха  $G_b$  рассчитывают по программе фирмы MAN в зависимости от температуры

воздуха  $t_{в2}$  на входе ТК [2]. С учетом разности температур между охлажденным воздухом и кипящим R142b,  $t_{в2} - t_0 = 10$  °С, глубина охлаждения воздуха в И-ВО ограничивается температурой  $t_{в2} = 15$  °С (при  $t_0 = 5$  °С).

Показано, что на участке протяженностью 2000...2500 км прямого и обратного рейсов (Одесса-Порто и Порто-Одесса) при повышенных температурах  $t_{нв}$  имеет место 20...40 % дефицит холода:  $\Delta Q_0 > 100$  %. Для его покрытия необходимо использовать дополнительные источники теплоты.

Таковыми дополнительными источниками может быть теплота конденсата с температурой  $t_{кт} = 70...90$  °С, обычно отводимая забортной водой в охладителе конденсата перед его подачей в теплый ящик с температурой  $t_{кт} = 50...60$  °С. Это требует повышения его теплового потенциала до температуры  $t_{кт} = 90...95$  °С, соответствующей температуре кипения НРТ в генераторе ЭХМ  $t_r = 80...90$  °С. В качестве такого бустерного нагревателя конденсата можно использовать тепловой насос. Разработаны схемы систем охлаждения.

Расчеты по программе mandieselturbo [2] для МОД фирмы MAN показали, что использование теплоты уходящих газов в ЭХМ для охлаждения воздуха на входе ТК судового МОД обеспечивает сокращение удельного расхода топлива в летние месяцы на разных участках рейсовой линии Мариуполь–Амстердам–Мариуполь на 1,5...2,5 г/(кВт·ч). При этом снижение температуры воздуха на входе ТК МОД на величину  $\Delta t_b = 10$  °С приводит к уменьшению удельного расхода топлива  $b_e$  примерно на 1,2 г/(кВт·ч).

Впервые предложено повышение теплового потенциала отработанного конденсата с целью его использования в ЭХМ охлаждения воздуха на входе судового МОД с применением теплового насоса в качестве бустерного нагревателя.

### Список использованной литературы

[1]. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.

[2]. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: [http://www.mandieselturbo.com/download/project\\_guides\\_tier2/printed/s90mcc8.pdf](http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf).

[3]. Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. –2014, № 5 (112). – С. 104–108.

УДК 621.57

## ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

Богданов Н.С, аспирант,  
Национальный университет "Одесская морская академия", Украина,  
nirad50@gmail.com

В качестве главных двигателей на большинстве транспортных судов применяются малооборотные дизели (МОД). Повышенные температуры наружного воздуха и соответственно воздуха в машинном отделении (МО), откуда он поступает на всасывание наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также забортной воды в системе охлаждения наддувочного воздуха приводят к ухудшению термодинамической эффективности МОД: падению эффективных КПД и мощности, возрастанию удельного расхода топлива  $b_e$ . Так, с повышением температуры наддувочного воздуха на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 %, а удельный расход топлива  $b_e$  возрастает на 1,0...1,2 г/(кВт·ч) [1–3].

Ухудшение топливной эффективности судовых МОД с повышением температуры наддувочного воздуха привело к поиску путей его охлаждения при высоких температурах охлаждающей забортной воды, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ). Веским аргументом в пользу такого решения проблемы является падение потребности судна в тепловой энергии до 20...25 % производительности утилизационного котла (УК) при плавании судна в теплых климатических условиях [3]. Вполне логичным представляется использование высвобождаемой тепловой энергии в ТХМ для производства холода. В ряде публикаций показана целесообразность использования теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ), для снижения температуры наддувочного воздуха с помощью ТХМ [4, 5].

Топливная эффективность охлаждения наддувочного воздуха (сокращение удельного расхода топлива) зависит от величины снижения его температуры  $\Delta t_b$ , которая, в свою очередь, помимо климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), зависит еще и от располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод, т.е. типа ТХМ. При изменении в течение рейса климатических условий меняется тепловая нагрузка системы охлаждения, т.е. требуемый для охлаждения воздуха расход холода  $Q_0$ , получаемого в ТХМ, соответственно, и затраты теплоты  $Q_r$ , трансформируемой в холод. Последние, в свою очередь, должны покрываться за счет располагаемой теплоты  $Q_{г.р}$  наддувочного воздуха, отводимой в ОНВ<sub>ВТ</sub>, объемы которой зависят от глубины утилизации теплоты, определяемой температурой воздуха  $t_{г2}$  на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub>.

Тепловой расчет ОНВ такой теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха должен производиться исходя из тепловой нагрузки, с одной стороны, соответствующей затратам теплоты  $Q_r$  на получение в ТХМ холода  $Q_0$ , достаточного для охлаждения воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации на конкретной рейсовой линии, а с одной стороны, не превышающей объемов располагаемой теплоты наддувочного воздуха  $Q_{г.р}$ . В противном случае проектирование ОНВ на завышенную тепловую нагрузку (более низкую температуру воздуха  $t_{г2}$  на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub> при неизменных поперечных сечениях), превосходящую требуемые затраты теплоты  $Q_r$  на охлаждение воздуха, вызовет неоправданное возрастание поверхности ОНВ<sub>ВТ</sub>, соответственно, и потерь мощности двигателя на преодоление аэродинамического сопротивления ОНВ<sub>ВТ</sub> и всего ОНВ.

И наоборот, при заниженной расчетной тепловой нагрузке, соответственно и поверхности ОНВ<sub>ВТ</sub>, последней будет недостаточно для требуемого снижения температуры воздуха в

соответствии с климатическими условиями эксплуатации в течение рейса, что приведет к сокращению получаемого эффект от охлаждения в виде снижения расхода топлива.

Рассмотрена теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха включает трехступенчатый воздухоохладитель: первую ступень, отводящую теплоту высокого потенциала от наддувочного воздуха после турбонагнетателя (так называемую теплоиспользующую, или когенерационную ступень), вторую традиционную ступень, использующую в качестве хладоносителя забортную воду, и третью ступень, использующую холод, генерируемый хладоновой эжекторной холодильной машиной, утилизирующей теплоту наддувочного воздуха, отводимую в первой ступени. Тепловая нагрузка первой высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха представляет собой источник теплоты для получения холодопроизводительности, расходуемой на глубокое охлаждение наддувочного воздуха в низкотемпературной ступени эжекторной холодильной машиной теплоиспользующей системы охлаждения.

Показано, что располагаемой теплоты наддувочного воздуха достаточно для покрытия ее затрат на дополнительное охлаждение наддувочного воздуха от температуры воздуха после традиционного охладителя забортной водой до минимальной (с учетом температурных напоров) температуры, что обеспечивает сокращения потребления топлива двигателем.

Определена рациональная температура наддувочного воздуха после отвода от него теплоты в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха, лимитирующая количество теплоты, используемой хладоновой эжекторной холодильной машиной для глубокого охлаждения наддувочного воздуха в низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля для климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии.

В результате расчетов показано, что для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{b2} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$  в течение рейса из Одессы до Йокогамы с помощью ЭХМ (тепловой коэффициент  $\zeta = 0,27$ ) вполне достаточно теплоты  $Q_{г.р.}$ , отводимой от воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub> при его температуре на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub>  $t_{г2} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ . При этом на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет  $\Delta b_e = 2,0 \dots 3,0 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , а абсолютная экономия потребления топлива  $\Delta B_{г.22}$  за рейс составляет около 17 т (примерно 1,6 %) для МОД 6S60MC6.1-TI мощностью 10 МВт.

### Список использованной литературы

[1] Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.

[2] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: [http://www.mandieselturbo.de/files/news/files\\_of5055/P3339161.pdf](http://www.mandieselturbo.de/files/news/files_of5055/P3339161.pdf). – 10.03.2014.

[3] MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: [http://www.mandieselturbo.com/download/project\\_guides\\_tier2/printed/s90mcc8.pdf](http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf)

[4] **Андреев А.А.** Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.

[5] **Радченко, Р.Н.** Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 65–68.

## ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С АККУМУЛЯЦИЕЙ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОЛУЧЕННОГО КОНДЕНСАТА

Прядко А.С., аспирант

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,  
clubmania@mail.com

Одним из основных направлений повышения топливной эффективности газотурбинных установок (ГТУ) является охлаждение воздуха на их входе теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод сбросную отработавших газов. Снижение температуры воздуха  $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$  и соответственно величина получаемого эффекта зависят от температуры охлажденного в ТХМ воздуха  $t_{\text{в2}}$ , которая, в свою очередь, – от температуры хладоносителя  $t_{\text{x}}$  (рабочего тела ТХМ), т. е. типа ТХМ. Так, в абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) воздух можно охладить практически до температуры  $t_{\text{в2}} = 15...20$  °С (температура холодной воды  $t_{\text{x}} \approx 7...10$  °С) [1, 2], чего для умеренных климатических условий Украины недостаточно. Более глубокое охлаждение воздуха до  $t_{\text{в2}} = 10$  °С и ниже обеспечивают хладоновые эжекторные холодильные машины (ЭХМ) при температурах кипения хладона в воздухоохладителях  $t_0 = 2...4$  °С. Однако тепловые коэффициенты ЭХМ невысокие:  $\zeta_3 = 0,2...0,3$  по сравнению с АБХМ  $\zeta_A = 0,7...0,8$  [3, 4].

В работах [3, 4] рассмотрены ТХМ комбинированного типа с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в2}} = 15$  °С и ЭХМ как низкотемпературной ступенью глубокого охлаждения воздуха после АБХМ до температуры  $t_{\text{в2}} = 7...10$  °С.

В процессе охлаждения воздуха на входе ГТУ в результате конденсации содержащихся в нем водяных паров образуется конденсат. Вполне перспективным представляется его использование в качестве хладоносителя ступени предварительного охлаждения воздуха с последующим его более глубоким охлаждением в ТХМ, что позволило бы высвободить холодопроизводительность АБХМ, для охлаждения конденсатора ЭХМ с соответствующим снижением температуры конденсации и, как следствие, повышением теплового коэффициента ЭХМ.

Эксплуатация воздухоохладителей на входе ГТУ при переменных температурах  $t_{\text{нв}}$  и относительной влажности  $\phi_{\text{нв}}$  наружного воздуха сопровождается значительными колебаниями тепловой нагрузки в течение суток, и прежде всего на высокотемпературную ступень предварительного охлаждения. Соответственно меняется количество и температура конденсата, получаемого как сопутствующий продукт охлаждения воздуха, что требует не только отдельного отведения конденсата от ступеней охлаждения, но и дифференцированного – в соответствии с его температурой в разное время суток – его аккумуляции при разных температурах для последующего использования как хладоносителя в соответствии с текущей тепловой нагрузкой.

Для реализации способа отдельного – по температуре – отведения конденсата в процессе охлаждения воздуха на входе ГТУ необходимо располагать данными по расходам и температуре конденсата, отводимого от высокотемпературной АБХМ и низкотемпературной ЭХМ ступеней, с учетом изменения тепловых нагрузок на ступени охлаждения в соответствии с текущими температурой  $t_{\text{нв}}$  и влажностью  $\phi_{\text{нв}}$  наружного воздуха, которые можно получить по результатам моделирования работы двухступенчатых воздухоохладителей в реальных климатических условиях, меняющихся в течение суток – от наиболее теплонпряженных полудни до умеренных в ночные часы.

Цель исследования – анализ эффективности двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ

с получением конденсата как сопутствующего продукта и его использованием для предварительного охлаждения воздуха по результатам компьютерного моделирования процессов охлаждения при меняющихся текущих параметрах наружного воздуха.

Для расчета текущих климатических условий эксплуатации установки использованы данные международного метеоцентра (программный комплекс "mundomanz") по текущим параметрам наружного воздуха (температуре  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi$ ).

В [3, 4] показано, что для климатических условий эксплуатации ГТУ Южнобугской компрессорной станции (мощность ГТУ  $N_e = 10$  МВт) (г. Южноукраинск, Николаевская обл., 2015 г.) при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{b2} = 10$  °С удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1$  кг/с) проектной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с) соответствует практически максимальная годовая экономия топлива  $V_{т.10}$ . Эту удельную тепловую нагрузку  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с) принимают за рациональную и исходя из нее проектируют двухступенчатый ВО и выбирают полную установленную холодопроизводительность АБХМ и ЭХМ в соответствии с расходом воздуха  $G_b$  через ГТУ:  $Q_0 = G_b \cdot q_0$ .

Уточнение тепловой нагрузки водяной ВО<sub>ВТ</sub> и хладоновой ВО<sub>НТ</sub> ступеней следует производить по результатам моделирования их работы с учетом суточных изменений температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха.

В качестве примера проведены расчеты параметров процесса охлаждения воздуха на входе ГТУ UGT 10000 (мощность 10 МВт) в двухступенчатом ВО с получением конденсата для соотношения удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения:  $q_{0.ВТ} \approx 10$  кВт/(кг/с) и  $q_{0.НТ} = 24$  кВт/(кг/с) при суммарной удельной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с) и меняющихся в течение суток (8.07.2015) температуре  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi$  наружного воздуха для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл. При этом для ГТУ UGT 10000 простой схемы производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" (мощность  $N_e = 10$  МВт) при снижении температуры воздуха на входе на 1 °С удельный расход топлива уменьшается на величину  $\Delta b_e = 0,7$  г/(кВт·ч).

Поскольку конденсат является сопутствующим продуктом охлаждения воздуха на входе двигателя в ТХМ, использующих сбросную теплоту отработавших газов ГТУ, то следует учитывать также ее затраты на получение холода  $Q_r = Q_0 / \zeta$ , а также теплоту, отводимую от конденсаторов АБХМ и ЭХМ системой оборотного охлаждения, т.е. тепловую нагрузку на градирни  $Q_{гр} = Q_r + Q_0 = Q_0 (1 + \zeta) / \zeta$ .

При умеренных температурах наружного воздуха  $t_{нв} = 17...20$  °С в ночное время температура мокрого термометра опускается до значений  $t_m = 10$  °С и даже ниже. Практически до этой температуры в градирне мокрого типа можно охладить воду, в частности, конденсат, отводимый в процессе охлаждения воздуха в двухступенчатом воздухоохладителе на входе ГТУ. В дневное же время при повышенных температурах наружного воздуха  $t_{нв} = 30...35$  °С он охлаждается в ВО<sub>ВТ</sub>, т.е. на входе ВО<sub>НТ</sub>, до температуры  $t_{bT2} = 18...25$  °С, что требует дополнительного охлаждения отводимого в ВО<sub>ВТ</sub> конденсата. Таким образом, в ночные часы, когда имеют место умеренные температуры наружного воздуха  $t_{нв} = 15...20$  °С и падает тепловая нагрузка на ВО<sub>ВТ</sub>, соответственно на АБХМ и обслуживающие их градирни, последние можно использовать для охлаждения конденсата, отводимого в процессе охлаждения воздуха на входе ГТУ, который в свою очередь использовать в качестве хладоносителя для ВО<sub>ВТ</sub> в часы повышенных температур наружного воздуха  $t_{нв} = 30...35$  °С.

Высвобождаемую при этом холодопроизводительность АБХМ можно задействовать для дополнительного охлаждения отводимого в ВО<sub>ВТ</sub> конденсата или/и охлаждения конденсатора ЭХМ второй ступени глубокого охлаждения воздуха.

В результате расчетов установлено, что для климатических условий юга Украины при рациональных проектных тепловых нагрузках на высоко- и низкотемпературные ступени охлаждения

ВО<sub>ВТ</sub> и ВО<sub>НТ</sub> с холодоснабжением от АБХМ и ЭХМ можно получить в 2-3 раза большее количество конденсата с более низкой температурой по сравнению с полученным в ВО<sub>ВТ</sub> с АБХМ.

### Список использованной литературы

1. Popli S. Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // Applied Energy. – 2012. – №93. – С. 623–636.
2. Popli S. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text]/ Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – №50. – Р. 918–931.
3. Радченко, А.Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор. //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 4(121). – С. 76–79.
4. Радченко, А.Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ НА ЯКІСТЬ ПЛОДОВИХ СОКІВ ПРИ ЇХ ВИРОБНИЦТВІ

Загорко Н.П., Тарасенко В.Г., Буденко С.Ф.,

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь, tdatu.ophv@yandex.ru

Вперше промислове виробництво плодових соків було почате наприкінці XIX сторіччя у Швейцарії, звідки потім поширилося по всьому світу. Дотепер попит на плодові соки весь час росте, їх виробництво збільшується і перетворилося в одну з головних галузей плодOPEREROBHOЇ промисловості. Темпи росту в плодоовочевій консервній промисловості в значній мірі обумовлені зростаючим попитом на товари вітчизняних виробників, якими освоєне виробництво нових видів продукції із застосуванням сучасних видів упакування, по зовнішньому вигляду, ціні і якісних показниках конкурентоздатною з імпортною. Процес одержання різних видів плодово-ягідних соків, у тому числі з застосуванням холодильної обробки як сировини для їх виготовлення, так і готового продукту вивчали вітчизняні і закордонні учені. Є відповідний вклад у цей процес і авторів даної статті [1-3].

За основу був взятий відомий спосіб [4] отримання соку з гарбузових та інших овочів. Суть цього способу полягає у тому, що гарбуз замочують, миють щітками, вирізають плодоніжку, розрізають на шматки, відділяють насіння, інспектують, подрібнюють, дроблять, розварюють при температурі 98 °С, протирають, змішують з цукровим сиропом концентрацією 25 % у співвідношенні 1:11 та додаванням 0,1% лимонної кислоти, фасують і стерилізують при температурі 120 °С. Недолік цього способу – невиправдана втрата значної частини біохімічних елементів під час тривалої термообробки.

Для одержання соків з м'якоттю мезгу ферментативно обробляють пектолітичними препаратами або електроплазмолізом, віджимають сік з мезги, бланшують вижимки у воді, подрібнюють їх та змішують з віджатим соком. Основний недолік цього способу це недостатній вихід соку з сировини.

З метою удосконалення способу отримання соку гарбузів, перед віджиманням соку сировину попередньо заморожують, заморожену сировину дефростують, під час віджимання соку та отриманий сік піддають миттєвій стерилізації, що дозволяє зменшити тиск на сировину при вилученні соку механічним способом за рахунок порушення цілісності клітин утворенням кристалів льоду у клітинах та міжклітинному просторі при заморожуванні. Таким чином, спосіб отримання соку з гарбузів складається з таких операцій: заморожування сировини, віджимання соку з замороженої сировини одночасно з її дефростацією та стерилізацією соку, бланшування вичавків, їх подрібнення та змішування їх з віджатим соком.

Застосування цього способу дозволяє зменшити до мінімуму потемніння та окислення складових речовин сировини зменшивши час дефростації в наслідок виділення теплової енергії за рахунок стиску сировини під час віджимання соку та його стерилізації. Крім того, має місце більший вихід соку, вищий рівень вмісту біохімічних речовин, зменшення енергоємності віджиму соку.

Результати, представлені в табл. 1, свідчать, що спосіб отримання соку з замороженої сировини має найбільший його вихід в порівнянні з іншими.

**Таблиця 1 – Вихід соку в залежності від способу обробки**

Спосіб попередньої обробки	Вихід соку, %
Без попередньої обробки	53,9
Бланшування сировини	64,3
Ферментативна обробка сировини	70,0
Заморожування сировини	82,9

Згідно з [5], більшість овочевих соків з м'якоттю виготовляють зі свіжої сировини і розфасовують в консервну тару, герметизовану з наступним виконанням процесу пастеризації або стерилізації. Недоліком цього способу консервування являється те, що вплив високих температур негативно позначається на вмісті біологічно активних речовин в готовій продукції. При такому способі консервування майже повністю знищується патогенна мікрофлора що ізабезпечує тривале зберігання продукції з рослинної сировини. Але біологічна цінність її при цьому значно втрачається.

Більш прогресивним є спосіб консервування з використанням швидкого заморожування і тривалого низькотемпературного зберігання фруктових, овочевих, плодоовочевих соків з м'якоттю.

Спосіб, описаний в патенті [2], передбачає виготовлення соку кукурудзяно-перцевого купажованого. За цим способом сік кукурудзи молочної стиглості отримують з усієї зернівки, без відрізання зародка, а потім його купажують з соком перцю солодкого біологічної стадії зрілості, цукром, медом та кислотою лимонною в оптимальному співвідношенні відповідної сировини. Це дозволяє підвищити якість продукту, максимально зберегти його вихідні властивості, харчову та біологічну цінність, розширити асортимент харчових продуктів багатих на вуглеводи, білки, мінеральні, біологічно-активні речовини. Продукт придатний до вживання для всіх верств населення, а також можуть вживатися, як дієтичний.

Кукурудзяно-перцевий натуральний купажований сік одержаний з замороженої сировини має однорідну практично непрозору масу з рівномірно розподіленим тонкоподрібненим м'якушем. Запах соку має добре виражений аромат вихідної сировини, особливо перцю солодкого, та добрий смак.

Під час зберігання у замороженому вигляді проводили біохімічну та органолептичну оцінку якості дефростованого соку. Продукт був оцінений високими органолептичними показниками. Він зберіг свій колір, смак і добре виражений аромат перцю, а також, майже без змін, вихідний біохімічний склад. Якісна оцінка соку з м'якоттю після 9 місяців зберігання показана в табл. 2.

**Таблиця 2– Показники соку кукурудзяно-перцевого до і після зберігання протягом 9 місяців**

Найменування показника	Сік кукурудзяно-перцевий	
	свіжий	заморожений
Масова частка сухих речовин, %	13,2	13,3
Загальний цукор, %	6,74	6,76
Загальна кислотність, %	0,6	0,6
Вітамін С, мг/100 г	80,0	65,2
Каротин, мг/100 г	0,03	0,028
Загальна органолептична оцінка	4,9	4,7

Наведені вище результати досліджень підтверджують доцільність розробки технологічних процесів виготовлення плодівих соків з замороженої сировини і застосування зберігання цих соків у замороженому вигляді.

#### **Список інформаційних джерел**

1. Ялпачик В.Ф. Використання холодильної обробки при виробництві плодівих соків / В.Ф. Ялпачик, С.Ф. Буденко, В.Г. Тарасенко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Вип. 17. Т.1. – Мелітополь, 2017. – С. 213 – 219.
2. Спосіб консервування соку купажованого кукурудзяно-перцевого: Патент 13719 Україна, А23L2/12/ Н.П. Загорко, К.М.Стручаєв, В.Ф. Ялпачик, В.Г. Циб, В.Г. Данченко – 200509715: Заявл.17.10.2005, Опубл. 17.04.2006. Бюл. 4 – 2 с.
3. Ялпачик В.Ф. Зміни показників якості кукурудзи при заморожуванні та зберіганні / В.Ф. Ялпачик, С.Ф. Буденко, К.М. Стручаєв // Сучасні напрямки та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУС.Г. – Харків, 2006. – Вип.45. – С. 337 – 343.
4. Флауменбаум Б.Л. Технологія консервування плодів, овочів, м'яса і риби. Б.Л. Флауменбаум, С.С. Танчев, М.А. Гришин. - К.: Вища школа. -1995. – 301 с.
5. ДСТУ 4150-2003. Консерви. Соки, напої сокові, нектари плодово-ягідні, овочеві та з баштанних культур. Загальні технічні умови. Київ, 2003.

УДК 621.565.7+65-62+62-69

## ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ МАЛОШУМЯЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ С ОТТАЙКОЙ ГОРЯЧИМ ГАЗОМ

Инженер-конструктор Липневич Д. В, СООО “РефЮнитс”, г. Минск, [lipnevich.dv@refunits.com](mailto:lipnevich.dv@refunits.com),  
[lipnevich.dv@gmail.com](mailto:lipnevich.dv@gmail.com)

В современном мире всё больше и больше идёт тенденция на снижение энергопотребления оборудования в различных сферах жизнедеятельности человека и применение альтернативных методов использования этого оборудования, которые позволяют снизить затраты на электроэнергию без потери эффективности и вреда для окружающей среды. Одной из таких проблем в холодильной технике является оттаивание испарителей. Зачастую используется метод оттайки ТЭНами, которые имеют мощность в несколько киловатт, что влечёт за собой дополнительное суточное потребление электроэнергии.

Так специалистами проектно-конструкторского отдела СООО “РефЮнитс” были доработаны энергоэффективные малошумящие холодильные агрегаты серии АКМ-НВ. Они представляют собой изделие полной заводской готовности и предназначены для создания искусственного холода в торговом холодильном оборудовании (витрины, шкафы, холодильные камеры) в качестве выносных холодильных агрегатов, для работы в составе систем кондиционирования воздуха различного назначения, для технологических целей (например, для систем охлаждения жидкостей).

Агрегаты серии АКМ-НВ могут быть двух видов:

- С четырёх-ходовым вентилем (один агрегат – один потребитель)
- Трёхтрубная система (один агрегат – несколько потребителей)

Принцип работы: подача горячих паров хладагента из нагнетательной магистрали в испаритель. Этот метод оттайки является высокоэффективным и быстродействующим. При оттайке горячим паром, в отличие от электронагревателей, снежная “шуба” на испарителе не плавится, а отстаёт целыми кусками, поскольку тепло для оттайки поступает через стенки испарителя. [1]

Достоинства:

- Агрегат малошумящий (может быть установлен на жилых зданиях, в жилых кварталах)
- Прост в эксплуатации, серийное производство, высокая скорость поставки
- Плавное регулирование производительности в пределах 10-100%
- Возможность подключения большего количества потребителей холода
- Не требует специальных камер и машинных отделений, внешне схож с наружным блоком кондиционера
- Применение компрессора Digital Scroll снижает годовое энергопотребление, за счет поддержания давления кипения на заданном значении при изменении нагрузки

#### Сравнительный анализ:

Исследования и испытания показали, что в диапазоне низких температур годовая экономия электропотребления по фазе оттайки агрегата серии АКМ-НV для одного потребителя (не включая время и период работы на охлаждение) составляет порядка 23%.

В диапазоне средних температур, применение агрегатов серии АКМ-НV для одного потребителя не эффективно ввиду того, что на среднетемпературных потребителях мощность ТЭНов оттайки немного ниже мощности электропотребления компрессора.

При использовании данного агрегата на несколько среднетемпературных потребителей, его применение вновь становится экономически целесообразным, ввиду того, что его суточное потребление остаётся неизменным, в то время как потребляемая мощность оттайки ТЭНами увеличивается пропорционально числу потребителей.

#### Область применения:

Исходя из вышесказанного, делаем вывод, что: наибольший экономический эффект от использования агрегатов серии АКМ-НV, достигается при применении в области низких температур, а также на объектах со среднетемпературным диапазоном, имеющих несколько потребителей.

Описанным критериям соответствуют небольшой формат камер, охлаждаемых помещений:

- Перерабатывающая - мясная и молочная промышленность;
- Объекты торговли с выносным холодом (низкотемпературные витрины, бонеты);
- Столовые
- Рыбодобывающие, рыбоперерабатывающие базы
- Отрасль медицины: технологические процессы в производстве химико-фармацевтических препаратов, витаминов и антибиотиков

#### Литература

1. Котзаоглиан Патрик. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильного оборудования с конденсаторами воздушного охлаждения. — М.: ЗАО «ОСТРОВ», 1997. — 340 с.

УДК 621.578

## ЗАСТОСУВАННЯ АЕРОТЕРМОПРЕСОРА ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Коновалов Д.В., к.т.н., доцент, Кобалава Г.О., аспірантка, Котік Х.А., магістр

Херсонська філія Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова, м. Херсон, g.lavamay@gmail.com

Застосування упорскування води в проточну частину компресора газотурбінного двигуна є одним з ефективних способів підвищення потужності і ККД газотурбінних установок (ГТУ). Цей спосіб полягає в тому, що вода під високим тиском упорскується в ненасичений повітряний потік, в якому через різницю парціальних тисків водяної пари на поверхні крапель води і в повітряному потоці вона випаровується, відбираючи теплоту на випаровування від циклового повітря [1]. При упорскуванні в проточну частину компресора, вода виконує дві функції – відбирає теплоту від охолоджуваного повітря і повертає її в цикл ГТУ у вигляді додаткового робочого тіла – пари.

Одним з перспективних способів розпилення рідини є застосування термогазодинамічної компресії, що дозволяє поєднати два фізичні процеси – контактне охолодження повітря і підвищення тиску, які у свою чергу забезпечують скорочення витрат потужності компресора [2]. Для здійснення таких процесів застосовують аеротермопресор [3, 4].

Для визначення ефективності проміжного охолодження повітря газотурбінних установок упорскуванням води аеротермопресором, у якості базової, взято складну схема ГТУ із двоступінчастим стисненням повітря в компресорі (рис. 1).

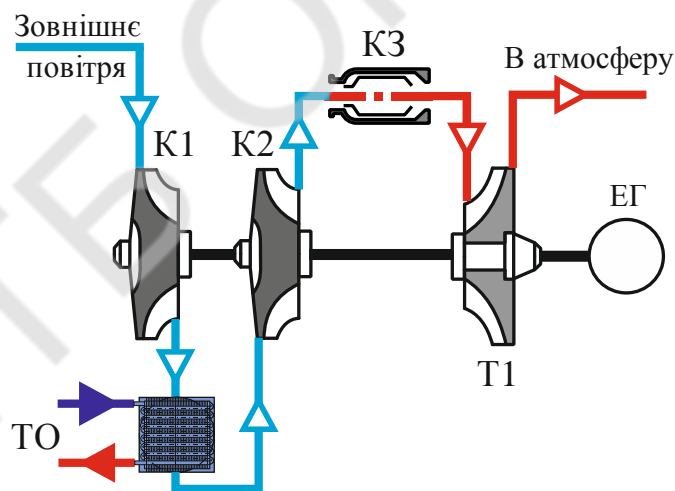


Рис. 1. Схема ГТУ із двоступінчастим стисненням повітря в компресорі:

К1, К2 – компресори першого та другого ступенів; Т1 – турбіна;  
ТО – теплообмінник; КЗ – камера згоряння; ЕГ – електрогенератор

У дослідженні проаналізовано схемне рішення із застосуванням аеротермопресора в складі ГТУ між ступеннями компресора (рис. 2).

При аналізі схемного рішення ГТУ приймалися такі вхідні дані: діапазон температур зовнішнього повітря на вході –  $t_{зп} = 15 \dots 50$  °С; загальна степінь підвищення тиску в компресорі –  $\pi_k = 16,0$ ; температура продуктів згоряння палива на виході з камери згоряння –  $t_3 = 1150$  °С; паливо – природний газ ( $Q_n^p = 50056$  кДж/кг).

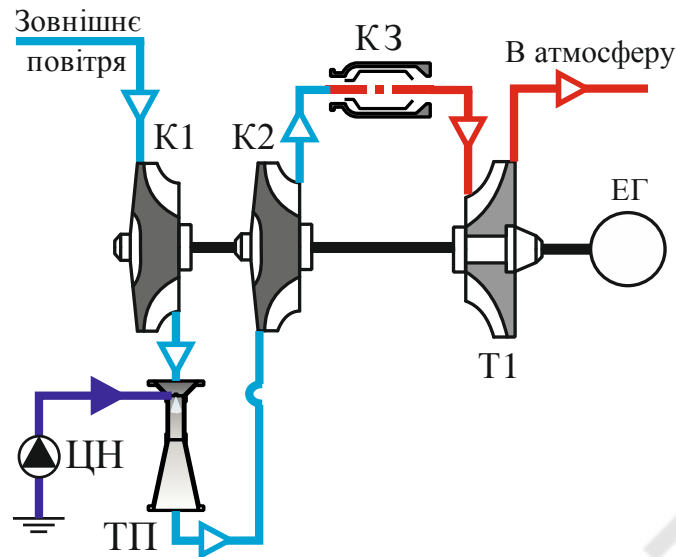


Рис. 2. Схема ГТУ із застосуванням аеротермопресора між ступенями компресора:

К1, К2 – компресори першого та другого ступенів; Т1 – турбіна;  
ТП – аеротермопресор; К3 – камера згоряння; ЕГ – електрогенератор

Результати розрахунків наведеного схемного рішення показали, що зниження температури повітря між ступенями компресора в результаті випарного охолодження в аеротермопресорі становить  $60 \dots 110 \text{ }^\circ\text{C}$ , що забезпечує відносне підвищення тиску повітря на величину  $\Delta P_{\text{тп}(5)} = 1,08 \dots 1,12$ . Кількість води, що упорскується в аеротермопресор між ступенями компресора становить  $5 \dots 7 \%$  від витрати повітря через компресор. Зменшення роботи на стиснення в компресорі та додаткова кількість води, що упорскується дозволяє підвищити ККД ГТУ на  $\Delta \eta_e = 2,0 \dots 4,0 \%$ , а зменшення питомої витрати палива при цьому становить  $\Delta b_e = 2 \dots 10 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ .

**Висновки:** застосування аеротермопресора в схемі ГТУ дозволяє знизити роботу стиснення в компресорі (функція дотискуючого ступеня компресора) і збільшити масову витрату робочого тіла (за рахунок упорскуваної води), що в свою чергу призводить до підвищення надійності ГТУ, збільшення питомої потужності і ККД установки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Дикий, М.О. Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі / М.О. Дикий, А.С. Соломаха, В.Г. Петренко. // Наукові вісті НТУУКПІ. – 2011. – №5. – С. 31–34.
2. Коновалов, Д.В. Термопресорні системи охолодження суднових ДВЗ [Текст] / Д.В. Коновалов. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2011. – №10 (87). – С. 44–48.
3. Вулис, Л.А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л.А. Вулис. – Москва, Ленинград: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
4. Степанов, И.Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И.Р. Степанов, В.И. Чудинов. – Ленинград: Наука. Ленингр. отд-ние, 1977. – 199 с. – (АН СССР, Кольск. филиал им. С.М. Кирова).

УДК 621.578

## РОЗРОБКА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ ВСТАВКИ ДЛЯ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова (Україна),  
Херсонський національний технічний університет (Україна)

**Вступ.** За допомогою досліджень на моделі кожухотрубчастого теплообмінника нами було показано, що швидкість руху теплоносія у трубах апарату неоднакова, і у центральних трубах вона може бути удвічі більшою, ніж у периферійних. Це призводить до зниження коефіцієнту тепловіддачі у периферійних трубах, внаслідок чого вони перегріваються і виходять з ладу. Досягти рівномірного розподілу теплоносія можливо шляхом встановлення у колекторній камері теплообмінника розподільних вставок.

**Актуальність дослідження.** У зв'язку з широким використанням кожухотрубчастих теплообмінних апаратів створення сприятливих умов їхньої роботи є актуальним.

**Постановка задачі.** Задачею дослідження є розробка нових конструкцій розподільних пристроїв, здатних забезпечити рівномірний розподіл теплоносія по трубах апарату і вирішення задачі про розподіл температур теплоносіїв у теплообмінному апараті зі вставками.

**Результати досліджень.** Запропоноване конструктивне рішення, яке полягає у тому, що у вертикальному теплообмінному апараті верхня і нижня колекторні камери містять розподільні пристрої, які складаються з циліндричних вставок і перфорованого диска на спрямовуючих стержнях з пружинами з можливістю переміщення (рис. 1). Така конструкція дає можливість вводити рідину в колекторну камеру апарату тангенціально, що забезпечує більш рівномірний розподіл швидкостей теплоносія, ніж при осьовому введенні.

Циліндричні вставки у верхній і нижній колекторних камерах поділяють загальну площу поверхні трубних решіток на дві частини – зовнішнього кільця і внутрішньої частини, яка знаходиться у середині вставки. Перфорований диск дозволяє вирівняти швидкість рідини перед частиною трубної решітки теплообмінника, яка знаходиться в межах внутрішнього простору циліндричної вставки, в залежності від витрати рідини. Спрямовуючі стержні з пружинами створюють можливість переміщення перфорованого диску і дозволяють отримувати рівномірне поле швидкостей на кінцевій відстані перфорованого диску від трубної решітки теплообмінного апарату в залежності від витрати рідини, що надходить у колекторну камеру теплообмінного апарату. Фіксоване положення перфорованого диску щодо трубної решітки теплообмінника забезпечується з одного боку тиском потоку рідини, що набігає, а з іншого боку – деформацією стиску пружин.

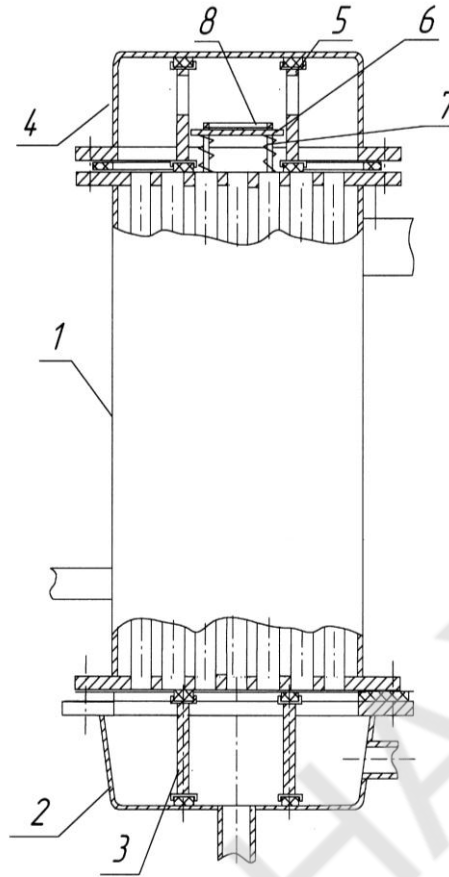


Рисунок 1. Кожухотрубчастий теплообмінник зі встановленими у ньому циліндричною і плоскою вставками: 1 – кожух; 2 – нижня колекторна камера; 3 – циліндрична вставка; 4 – верхня колекторна камера; 5 – отвори циліндричної вставки; 6 – перфорований диск; 7 – спрямовуючі стержні; 8 – кільцева основа.

Була вирішена задача про розподіл температур теплоносіїв у теплообмінному апараті зі вставками за умови припущення сталого температурного режиму і сталості коефіцієнта теплопередачі та теплоємностей середовищ.

Були розраховані температури теплоносіїв у різних точках теплообмінника, що дозволило визначити температуру “холодного” теплоносія на виході з апарату при різних режимах роботи. При цьому отримане рівняння:

$$\begin{aligned}
 t_{2\Pi}'' &= \left[ t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} \right] + \left\{ t_1' - \left[ t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} \right] \right\} Z \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = \\
 &= t_2 + (t_1' - t_2) \cdot Z \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}
 \end{aligned} \quad (1)$$

Підставляючи табличні функції  $\Pi$ ,  $\Pi_1$ ,  $Z$ , отримали рівняння для розрахунку температури холодного теплоносія за умов експерименту на виході з апарату при використанні запропонованих нами вставок  $t_{2n}''$  і без них  $t_2$ :

$$t_2 = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \cdot \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot 0,32 \cdot 1 = 0,68 \cdot t_2' + 0,32 t_1' \quad (2)$$

$$t_{2n}'' = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot Z \cdot \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot 0,34 \cdot 1 = 0,66t_2 + 0,34t_1' \quad (3)$$

Розрахунки показали, що при змішаній течії теплоносія, яку забезпечує використання одночасно циліндричної і плоскої вставок, отримуємо на виході температуру на 10° вищу, ніж при прямотечії, що обіцяє значні економічні вигоди.

**Висновки.** Запропонована конструкція теплообмінного апарату дозволяє відмовитись від додаткового підкачування води в системах гарячого водопостачання або значно скоротити витрату електроенергії для створення насосом потрібного напору. Знижується час і витрати на проведення ремонтних робіт і витрати, пов'язані з необхідністю заміни труб, що вийшли з ладу (вартість матеріалів).

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Ключев О.І., Луняка К.В., Чумаков Г.А. Дослідження будови пристроїв для вирівнювання швидкостей теплоносія в трубах кожухотрубчастого теплообмінника // Праці Таврійської державної агротехнічної академії.-Мелітополь 2005.- Випуск 34. - С.68-73.
2. Луняка К.В., Ключев О.І., Глухов Г.М., Кривенко С.В. Теплообмінний апарат. Деклараційний патент на корисну модель. №14364, МПК F28D3/00; Заявлено 11.11.2005; Опубл. 15.05.2006. Бюл. №5.-3 с.

## OPERATIONAL EFFICIENCY IMPROVEMENTS FOR REFRIGERATION SYSTEMS DURING SUMMER PERIOD

Nesterov P.S., Buyadgie O.D., Khmelniuk M.G., Yakovleva O.Y.  
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa

Nowadays Refrigeration Systems (RS) consume large amounts of electricity. That’s why RS pay significantly to the running costs of businesses with substantial cooling requirements. Improving simple operational practices with minimum cost can contribute to reduction energy costs by 20% or even more. It becomes more important as a price is placed on greenhouse gas emission in future years and as energy prices rise. Its importance also relates to an increased focus on reducing fugitive emissions from industrial systems such as refrigerant gas.

It leads to a peak load on energy capacity in the summer, and has a disastrous effect on climate change, which in own turn leads to an increase in the maximum summer temperatures and their duration for the season. The latter factor causes an increased demand for cold, but at the same time an inevitable increase in the condensation temperature. Often it is accompanied by a destabilization of the refrigeration machine performance, up to an extreme fall in cooling capacity. As a result, the economy and the environment suffer.

There are many ways to solve problem. One of them is the air condensers use with additional sections for refrigerant subcooling after the receiver, depending on the climatic conditions at the place of installation and on influence variables which are derived with the dimensioning (yearly temperature variations, RS load characteristics). In this case, a slight subcooling of the refrigerant can be achieved, which leads to a cooling capacity increase (usually by 3-5%).

The deluging water circuit guided through the upper side of both coils ends in an open channels which provides water on the outside of the fins where it is partially evaporated. Due to this, the temperature of the circulating air is reduced to the temperature by a wet bulb thermometer, which in own turn reduces the condensation temperature by several degrees ( $\Delta t = 10-5^{\circ}\text{C}$ ). It is noticeable at low relative humidity, and in regions with a damp climate discussed measures do not help.

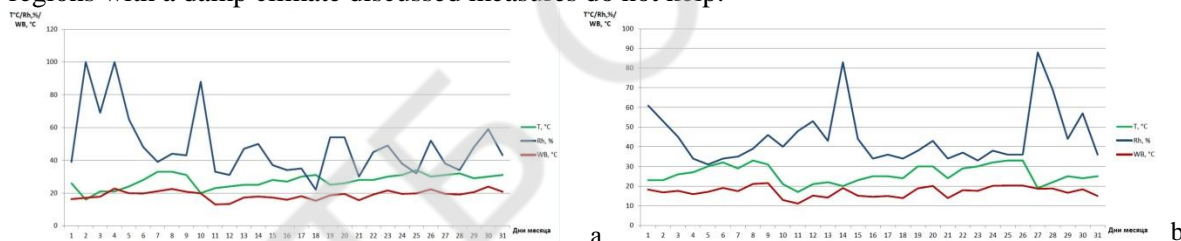


Fig.1 Relative humidity, dry bulb and wet bulb temperatures for July 2015: (a) Odessa, (b) Киев.

Use of the second stage of the compressor is inefficient, because the summer period of operation in the two-stage mode is still not so long.

In this paper we consider the RS flowsheet which is proposed by Professor I.S. Badylkes, in the compressor a part of the vapor compressed is expanded in the ejector nozzle and is pressed the vapor from the evaporator to a higher pressure, which restores the design mode of the compressor operation.

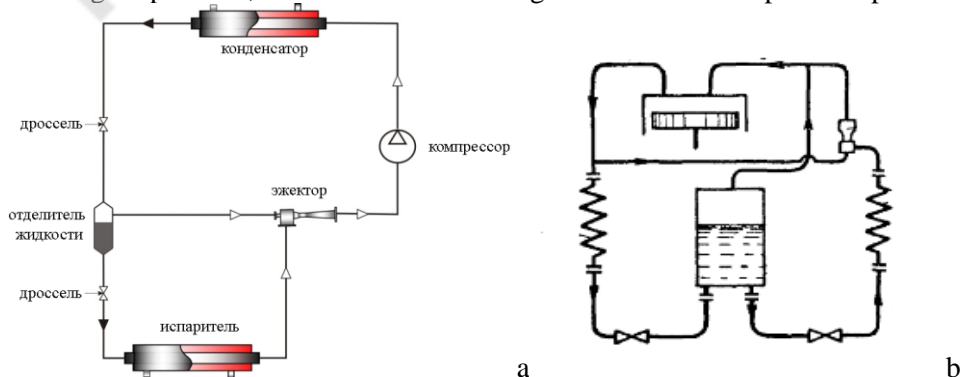


Fig.2 Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems (a), booster scheme of Badylkes (b)

However, a positive effect is observed only in the case of very large differences in evaporative and condensation temperatures, and the effect of this work is not sufficient, because of the cold production process, a fairly large amount of the working steam is removed.

Therefore, the most appropriate way to solve the problem is to include the ejector booster stage according to the technological flowsheet which is proposed by the staff from our institute. Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems is thermodynamically the most reasonable. In this case, the condensate first expands in expansion valve to some intermediate pressure. As a working medium, ballast steam is used from the liquid separator installed after the first throttling.

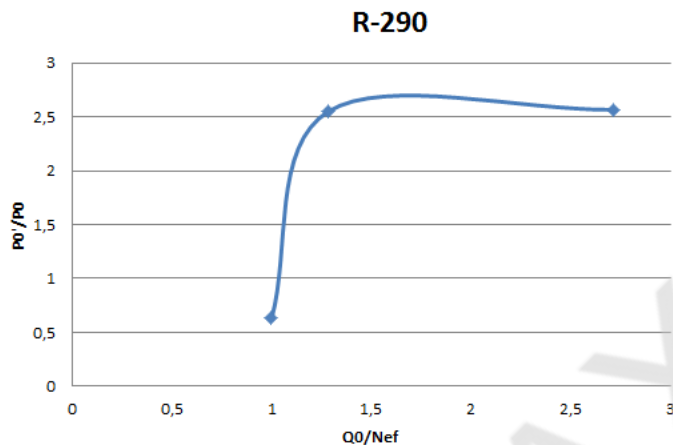


Fig.3 The calculation results of Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems based on refrigerant R-290(propane).

Depending on the operational mode of the refrigeration machine, an increase in the  $Q_0 / Ne$  index by 20-60% is observed, with the positive effect of the ejector switching can be defined in any mode of its operation. The use of an ejector is economically feasible, does not require large capital investments and frequent maintenance. Ejector has a high degree of reliability, since the jet device does not have moving parts. It can be used to the same extent both for the design of modern RS and for the retrofitting of operating RS. It is ensure a whole-system approach is used. RS is designed for year-round efficiency. Heat gain in the system is avoided by using ambient cooling, insulation, shading, minimizing air infiltration. RS is designed for part-load performance using.

#### References

1. D.Buyadgie. Booster vapor-compression refrigerating systems. [Text] D.Buyadgie, V. Sechenyh, S. Nichenko // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 2010. - Purdue, USA. - paper 1062.
2. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты [Текст] / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер.- 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.: ил.

УДК 621.577:658.26

## АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАВЧАЛЬНО-АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ ХЕРСОНСЬКОЇ ФІЛІЇ НУК

Калініченко І.В., ст. викладач, Сидорова В.І., студентка, Херсонська філія Національного університету кораблебудування (Херсон)

На сьогоднішній день теплогенеруючим джерелом для навчально-адміністративної будівлі Херсонської філії Національного університету кораблебудування (НУК) є міська ТЕЦ, яка знаходиться від нього на відстані близько 10 км, що обумовлює значні втрати тепла при доставці теплоносія. З огляду на часті перебої в роботі ТЕЦ, а також незадовільний стан тепломереж, виникло питання про перехід від централізованого до автономного теплопостачання.

За принципом дії найбільш поширеними є парокompрессорная або абсорбційна схеми теплових насосів. Як джерело теплоти низького потенціалу можна використовувати ґрунтові води ( $t = 8 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ), ґрунт ( $t = 5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ), атмосферне повітря ( $t = 0 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ), водопровідну воду ( $t = 9 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), каналізаційні стоки ( $t = 10 \dots 17 \text{ }^\circ\text{C}$ ). При виборі джерела для даної системи теплопостачання було проаналізовано ряд існуючих варіантів теплонасосних установок, що використовуються для автономного опалення будівлі.

Труднощі, що виникають при використанні теплового насоса "повітря-вода" для навчально-адміністративної будівлі ХФ НУК пов'язані з тим, що сама будівля старої споруди і прокласти повітроводи витяжної вентиляції до приміщення теплового насоса важко.

Недолік ґрунтової теплонасосної установки полягає в тому, що незалежно від характеристик ґрунту поверхню ґрунтових колекторів становить від однієї до двох площі опалювальних приміщень, або перевищувати її вдвічі. Навчально-адміністративний будинок ХФ НУК розташований в центральному густонаселеному районі міста, і розмістити ґрунтовий колектор такої площі теплообміну досить трудомісткий процес.

Використання ж геліоколекторних теплових насосів для теплопостачання в "холодні" місяці енергетично не доцільно.

На підставі проведеного аналізу реально можливих джерел низькопотенційної теплоти була запропонована теплонасосная установка "вода-вода" з використанням теплоти води, що повертається з системи центрального теплопостачання (обратка). Підвищена в порівнянні з іншими джерелами температура води в зворотному трубопроводі забезпечує досягнення високих коефіцієнтів трансформації теплоти, що робить теплонасосну установку цілком конкурентоспроможною по відношенню до систем центрального опалення.

В тепловому насосі є три основних агрегата (випарник, конденсатор, компресор) і три основних контури (хладоновий, водяні джерела споживача теплоти). По трубках випарника рухається вода, що повертається з системи опалення до ТЕЦ, з температурою  $t_{\text{обор}} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Шляхом регулювання дросельним клапаном налаштовується такий тиск хладону у випарнику, щоб температура його кипіння склала  $t_0 = +10 \text{ }^\circ\text{C}$ . При тепловому контакті з "гарячими" трубками частина хладону закипає, відбираючи таким чином теплоту від води. Охолоджена вода  $t_{\text{обор}} = +18 \text{ }^\circ\text{C}$  йде назад на ТЕЦ. Газоподібний хладон всмоктується компресором, стискається ним, нагрівається і нагнітається в конденсатор. Потрапляючи в міжтрубний простір і вступаючи в тепловий контакт з водою з системи автономного опалення з температурою  $t_b = +50 \text{ }^\circ\text{C}$ , хладон конденсується при температурі  $t_k = +60 \text{ }^\circ\text{C}$  на "холодних" трубках конденсатора, передаючи свою теплоту воді з системи опалення. Потім рідкий хладон стікає на дно конденсатора, звідки за рахунок перепаду тиску через дросельний клапан повертається у випарник. Далі цикл повторюється. Устаткування теплонасосної установки дозволяє регулювати як температуру прямої води опалення, так і кількість переданої їй теплоти.

Після вибору робочого режиму був зроблений розрахунок показників циклу і підбір холодильного агента. Виходячи з проведених розрахунків, був вибраний хладон R142b.

При розрахунках планується, що проєктована теплонасосная установка опалює  $\frac{1}{4}$  частини чотириповерхової будівлі (площа опалюваного приміщення становить  $700 \text{ м}^2$ ). Теплопродуктивність становить 36 кВт, витрати води від ТЕЦ становить 1,2 гк/с у випарнику, споживана електрична потужність установки складає 11,9 кВт, COP – 3,1.

## EFFICIENCY EVALUATION OF DOMESTIC SOLAR ASSISTED GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEM FOR SOUTHERN UKRAINIAN REGION

O. Ostapenko, O. Yakovleva, M. Khmelniuk

Odessa National Academy of Food Technologies

Odessa, 65083, Ukraine, [ostapenkosc@gmail.com](mailto:ostapenkosc@gmail.com)

With raising energy prices and more restricted environment regulations, the rational use of energy resources in household sector becomes more important. It is directly linked to increasing energy needs of humanity and the simultaneous depletion of traditional non-renewable energy resources in the world as a whole and in individual regions. Heat pumps are widely used in the chemical and food industries, housing and communal services. The use of heat pumps allows reducing greenhouse gas and carcinogenic substances emissions and, thus reducing human impact on the environment. The heat pump performance is based with following factors: the temperature of heat source, schematic diagram of the heat pump, climate conditions of the region, working fluids of heat pump (refrigerants and intermediate coolants), heat pump elements (type of compressors, heat exchangers, control systems).

As working substance refrigerant R410A was selected. When just considering the compressor COP, R410A does not seem to be the best solution. As soon as we extend the scope of the analysis and consider the complete heat pump system immediate advantages are highlighted. Focusing first on the condenser, where the hot water is produced, we can see, that due to the fact that R410A has no glide the dew condensing temperature is lower than with R407C by an average of 2K, leading to higher system efficiency. The sub-cooling effect plays an important role. R410A with zero glide is able to maintain a constant sub-cooling of 3.5K without a liquid receiver. R407C systems need a liquid receiver to keep a stable sub-cooling of 1.5K. In the air coil the same evaporating temperature is used for R410A and R407C. One additional effect of the absence of glide is that the unit will need less defrost cycles but this effect has not been taken into account in this paper because it strongly depends on the fin and air flow design.

Approximately 1/3 of the total energy consumption comes from heating buildings in Ukraine. Energy-saving building technologies, as well as the cost of the heating system can significantly reduce energy consumption, thereby helping to save natural resources and protect the earth's atmosphere. Considerable savings potential lies in the system of hot water. Thus, the solar collectors in combination with the ground-source heat pump in our latitudes, it is in the summer months represent the most interesting alternative to the use of the conventional heating systems. Following system was proposed for a house about 200 m<sup>2</sup> floor areas. Home has two heating system: conventional natural gas heater and a ground-source heat pump. A schematic diagram of the ground source heat pump system is given on fig. 1.

Ground-source heat pump was calculated according to European Standard EN 14511-2:2013. The European Standard BS EN 14825:2016:2016-03 was used for the domestic hot water production in the seasonal efficiency calculation. A strength of standard EN14825 is that it includes all kinds of heat pumps (except exhaust air heat pumps). The model treats heat pumps both in heating and cooling operation.

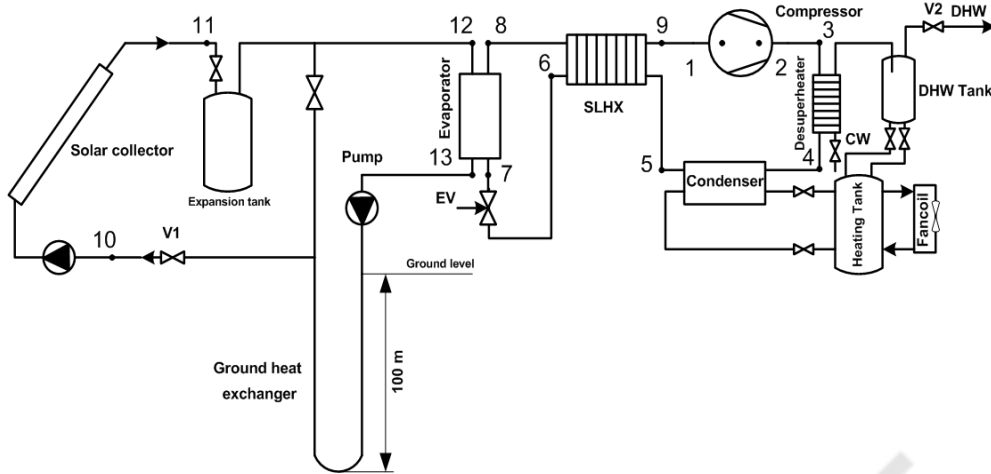


Figure 1. Schematic diagram of the heat pump system components.

Energy efficiency ratio

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}}$$

where  $\dot{Q}_e$  – cooling capacity, kW;  $\dot{W}_{comp}$  – compressor work, kW

Coefficient of performance

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{comp}}$$

Coefficient of performance for the whole system

$$COP_{sys} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{pumps} + \dot{W}_{fans}}$$

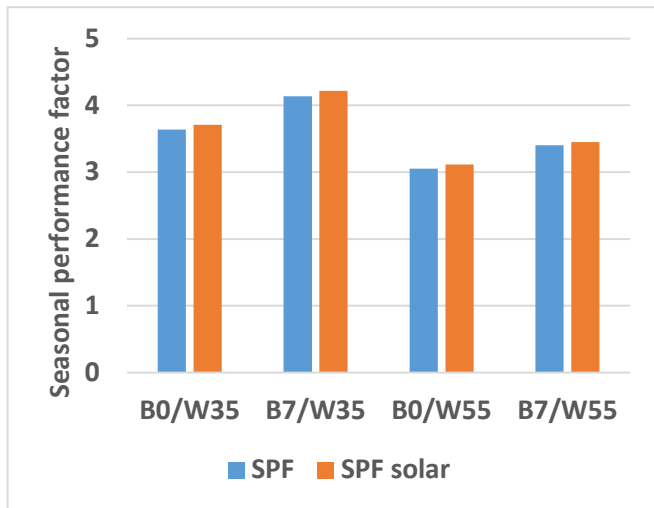
Seasonal performance factor

$$SPF = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_{DHW}}{\dot{E}_{HP} + \dot{E}_{pump} + \dot{E}_{add}}$$

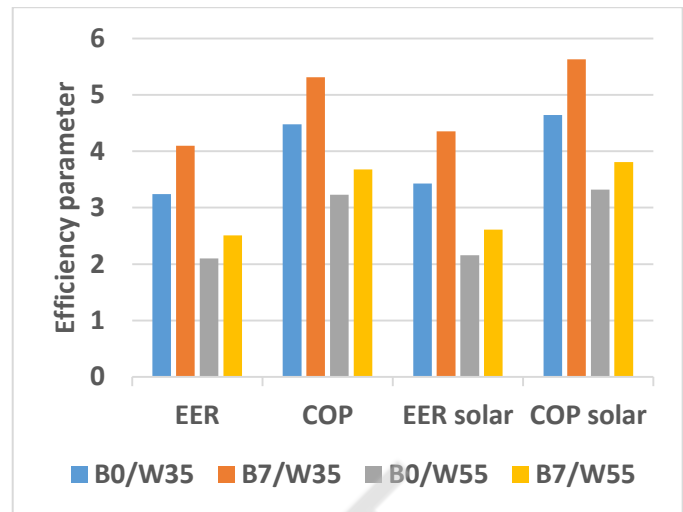
Seasonal performance factor for the whole system

$$SPF_{sys} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_{DHW}}{\dot{E}_{HP} + \dot{E}_{pump} + \dot{E}_{s.pump} + \dot{E}_{add}}$$

where  $\dot{Q}_h$  – heating system capacity, kW;  $\dot{Q}_h$  – hot water system capacity, kW;  $E$  – electrical input to the heat pump, pumps, solar thermal system pumps, auxiliary systems, kW



**Figure 2. Seasonal performance factor for ground source heat pump system**



**Figure 3. Energy efficiency ratio and COP for ground source heat pump system with solar thermal system and without.**

Energy efficiency was calculated for different operation modes. Heat pump operation modes were selected B0/W35, B7/W35 and B0/W55, B7/W55. Calculation were made for heat pump system alone and with solar thermal collectors working in series.

Increasing prices on energy resources and availability of the new technologies give an opportunity for alternative heating and cooling solutions implementation. Solar thermal system allows to increase outlet temperature from ground heat exchanger and therefore increase COP of the heat pump system by 4-6% (dependent on the operating mode).

Modelling results show us that the lowest optimal inclination angle of solar collector is 17 ° to the South. If the angle of the collector is greater, higher amount of incoming energy will be received through the year. Therefore, collectors used for the maintenance of heat pump system, installed at a large angle. This reduces the amount of excess heat in the summer, while the efficiency of the collectors in winter sunlight falling under a smaller angle optimized. The graph shows that the optimal inclination angle is between 20 and 45 °.

The growth of the COP is caused by reduction of the electrical input to the heat pump because of higher temperature gain by solar collector. Solar thermal collector has possibility to reduce borehole depletion and can be used for ground heat exchanger regeneration during heat pump stand by. Ukraine's Southern region has great potential for solar energy use with solar irradiation 1100-1300 kWh/m<sup>2</sup>.

## REFERENCES

- Goetzler W., Zogg R., Lisle H., Burgos J. Ground- Source Heat Pumps: Overview of Market Status, Barriers to Adoption, and Options for Overcoming Barriers. 2009, - *Navigant Consulting, Inc.* – 14-18 p.
- Duffie, J. A. , Beckman, W. A., *Solar Engineering of Thermal Process*, University of Wisconsin, Madison, John Willey and Sons, Interscience Publications, New York, USA, 1980
- O. Ostapenko, P. Stoyanov, O. Yakovleva, M. Khmelniuk** Heat Pump Technology – Potential Impact On Energy Efficiency Problem And Climate Action Goals Within Ukrainian Energy Sector, *Refrigeration engineering and technology*, 51(6), Odessa, Ukraine, 2015. – 66-71p. DOI: /10.15673/0453-8307.6/2015.44781
- EUROPEAN STANDARD BS EN 14511-2 (2013), Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – *Part 2: Test conditions*, published by CEN on 31 August 2013
- Final Report IEA HPP Annex 28. Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating. 2005. – 114p.
- EUROPEAN STANDARD BS EN 14825 (2016), Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling — Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance, published by CEN on March 2016

УДК 664.72.004:504

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

Петушенко С.М., ОТК ОНАХТ, м. Одеса [sergeinp1965@gmail.com](mailto:sergeinp1965@gmail.com)

Серед усіх типів зернових продуктів особливий інтерес для низькотемпературної сушіння представляють сорти дрібного зерна (ріпак, льон, просо, гірчиця, амарант і ін.). Вони через незначну характерного лінійного розміру найбільш схильні до пошкодження при сушінні нагріванням. В даний час відсутні будь-які дані з кінетики охолодження зерна і процесів тепломасообміну в цих умовах.

Метою даної роботи є вивчення особливостей режимів обробки їх зернових продуктів в широкому діапазоні температур аналітичним методом.

Розглянемо режим охолодження ріпаку за допомогою модельних уявлень. Приведемо оцінку кінетики (швидкості) охолодження зерна ріпаку в потоці холодного повітря від температури 35 °С до 4 °С. Для цього розглянемо зернинку ріпаку як шар.

Будемо вважати постійними при охолодженні температуру холодного теплоносія (повітря) – 4 °С і коефіцієнт теплообміну на поверхні зернинки ( $\alpha = \text{const}$ ).

Для вирішення практичних задач технологічного процесу нам потрібно знати температуру в центрі зернинки у всі періоди її холодильної обробки.

Рішення такої задачі має наступний вигляд:

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

где  $\Theta = \frac{v}{v_o}$  – безрозмірна теперішня температура;

$R = \frac{r}{r_o}$  – безрозмірна теперішня координата;

$\mu$  – постійна в рівнянні (1), яка являється коренем характерного рівняння,

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

Рівняння (2) має безчисельну кількість вирішень.

Знайдемо рішення рівняння з використанням чисельних значень числа  $Bi$ .

В нашому випадку

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

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

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності зернинки ріпаку, Вт/(м·К).

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

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

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

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

При вирішенні рівняння (4) маємо:

$$\Theta_0 = (t_n - t_k) = (35 - 4) = 31 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

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

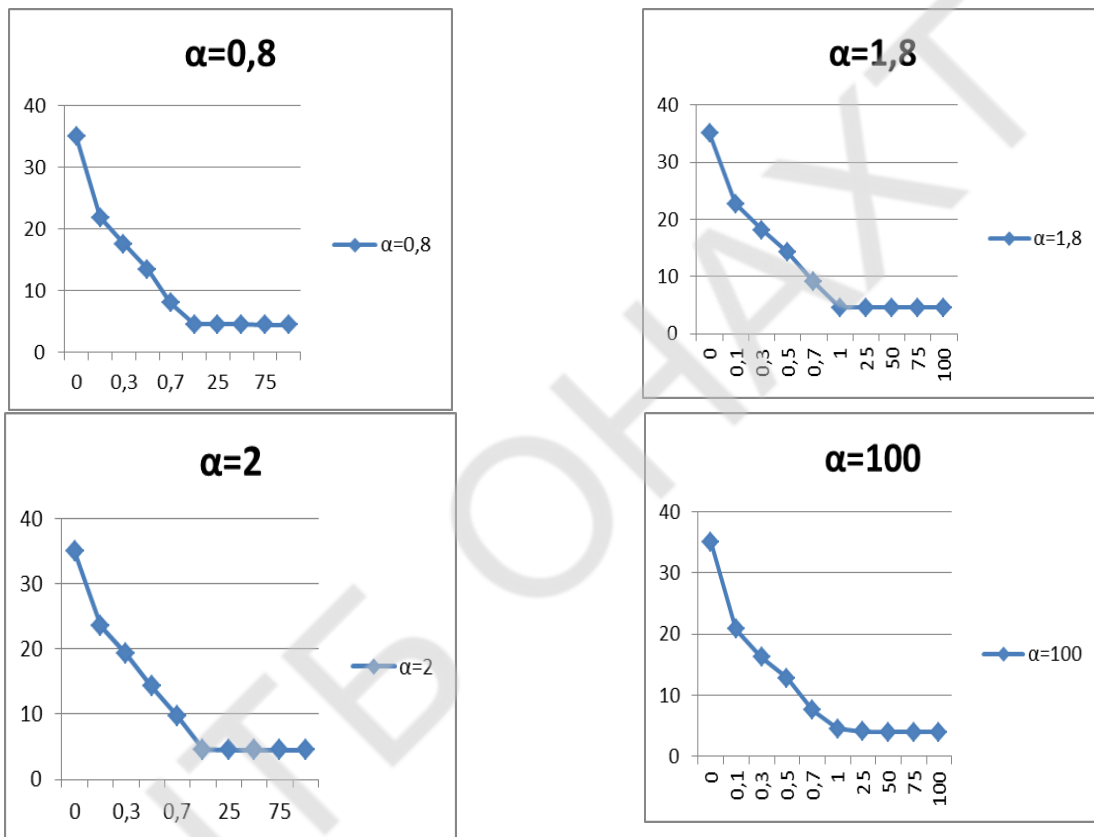
Будимо варіювати чисельне значення  $\alpha = 0,8; 1,8; 2,0; 100,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Розрахункові рівняння кінетики охолодження зернинки буде мати наступний вигляд:

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

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

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



**Рисунок 1 – Кінетика процесів охолодження ріпаку в залежності від інтенсивності зовнішнього теплообміну:**

а)  $\alpha = 2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; б)  $\alpha = 1,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; в)  $\alpha = 0,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; г)  $\alpha = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

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

УДК 621

## К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ КИПЕНИЯ КАПЕЛЬ ХЛАДАГЕНТА В ФИЛЬТРЕ ЭЖЕКТОРЕ

Когут В.Е. к.т.н. ОНАПТ, Бушманов В.М. аспирант ОНАПТ ,

Получение энергии в процессе горения топлива сопровождается разложением топлива на составляющие, и выделение их газовой части. В большинстве своем они представляют собой ряд оксидов. Среди них так же встречаются ароматические смолы, вещества что представляют собой длинные цепочки углеводородов, которые были признаны как вещества имеющие канцерогенный эффект. Произвести очистку газов от этих смол возможно понижением температуры газового потока. При снижении температуры газа в эжекторе сначала выделяется имеющуюся влага из газа. Затем если в устройстве температура продолжает снижаться наступает точка росы легких углеводородов. Что приводит к их конденсации в объёме. Основной движущей силой процесса в используемой математической модели является разница парциальных давлений пара вещества вблизи капли и на удалении. Которые зависят от насыщенности этим газом в среды и температур и свойств вещества. Капли принимаются за идеальные сферы. Массовый поток идущий от или к капле

$$q_m = \frac{4\pi D_f M_r}{RT} * 2338,8 \left( e^{-\frac{2\sigma M}{\rho_g RT_k r} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{293}\right)} e^{\frac{MH}{R} \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{293}\right)} - \nu e^{\frac{MH}{R} \left(\frac{1}{T_{in}} - \frac{1}{293}\right)} \right)$$

$\sigma$ -поверхностное натяжение;  $\rho_g$ -плотность жидкости;  $r$ -радиус капли;  $\nu$ -кинематическая вязкость;  $H$ -теплота фазового перехода;  $T_k$ -температура капли;  $T_{in}$ -температура газа на удалении от капли. Изменение температуры окружающего газа при испарении жидкости

$$T_{inf} = \frac{\bar{m}H - m_0 c T_{k0} + (M_{H_0} C_{p_p} + M_v C_{p_v}) T_{inf0} - m c T_k}{((M_{H_0} + \bar{m}) C_{p_n} + M_v C_{p_v})}$$

Уравнение скорости изменения радиуса капли

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{D_f M_r}{2\rho_g RT} * 2338,8 \left( e^{\frac{2\sigma M}{\rho_g RT_k r} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{293}\right)} e^{\frac{MH}{R} \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{293}\right)} - \nu e^{\frac{MH}{R} \left(\frac{1}{T_{in}} - \frac{1}{293}\right)} \right)$$

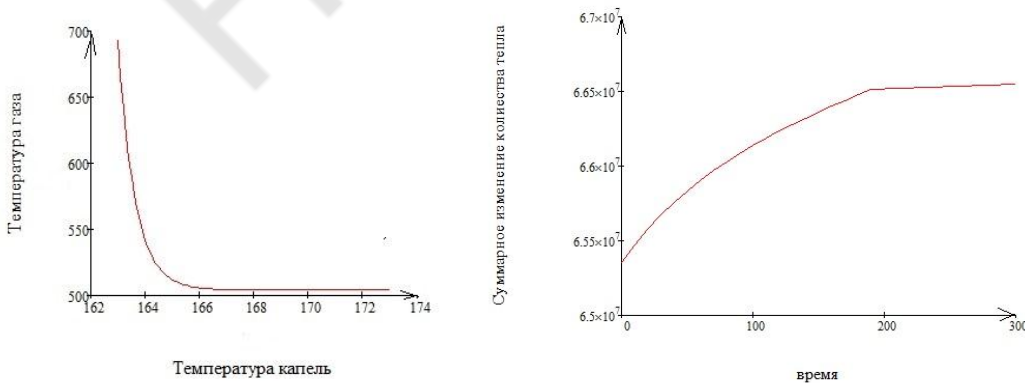


Рис.2 График изменения температуры капли Рис.3 График изменения количества тепла в капле.

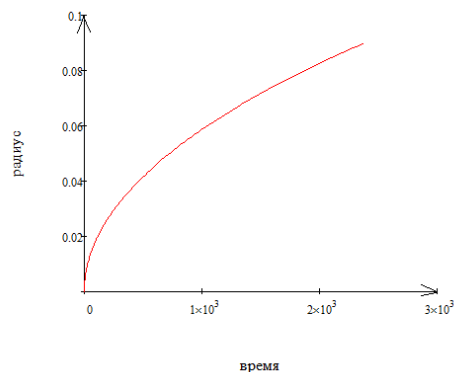
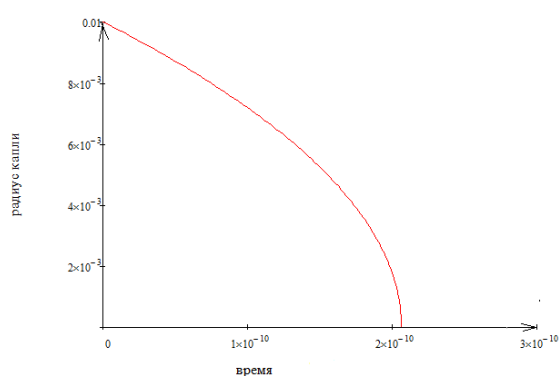


Рис.4 График уменьшения радиуса капли при испарении Рис.5 Графики роста капли при конденсации

Полученные результаты расчетов показаны в виде графиков. на Рис.2 показана зависимость соотношения температуры дымового газа и капли. Как видно из графика на начальном этапе процесса жидкость постепенно поглощает тепло, затем скачек. Это связано с уменьшением радиуса капли и, следовательно, уменьшение толщины прогреваемого слоя. Что вероятно и приводит к подобному скачку. На рис 3 показан график изменения количества тепла по времени. В данном случае расчеты дают более плавный рост параметров. По достижению некоторого значения рост плавно замедляется и поведения линии принимает асимптотический характер. Изменение радиуса капли показанное на рисунке 4 имеет похожий на изменение температуры капли характер. На рис.5 изображена динамика роста капель бензапирена. Этот график получен по тем же формулам по которым приводился расчет испарения капли, конденсация протекает за счет массового потока, направленного противоположно чем при испарении. Результаты получены по тем же формулам по которым рассчитано испарение. Как видно из графика время конденсации согласно расчетам протекает очень медленно. За время которое газ находится в фильтре скорее всего образуются микроскопические ядра конденсации которые будут коагулировать друг с другом и оседать на стенках.

#### Выводы

Результаты расчетов полученные с помощью математической модели позволяют получить данные по которым можно оценить возможности конденсацию компонентов дымовых газов в объеме. Иными словами модель качественно и количественно позволяет оценить процесс охлаждения газа а так же конденсацию. При этом модель не громоздкая и сравнительно простая в понимании.

#### Список Литературы

1 Фукс Н.А. Испарение и рост капель в газообразной среде 1958г

3 Грин Х., Лейн В. Аэрозоли - пыли, дымы и туманы 2-е изд., стер. — М.: Химия, 1972. — 428 с.

4 Козырев А.В., Ситников А.Г. Испарение сферической капли в газе среднего давления

5 Антонникова А.А., Коровина Н.В., Кудряшова О.Б., Васенин И.М. Физико-математическая модель испарения капель мелкодисперсных аэрозолей

УДК 621.57

## КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Трушляков Е.И., к.т.н., доц., Радченко А.Н., к.т.н., доц., Грич А.В., к.т.н., ассистент  
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,  
nirad50@gmail.com

На предприятиях перерабатывающей промышленности все более широкое применение находят установки комбинированного производства электрической энергии, тепла и холода на базе газовых двигателей (ГД). Машинные отделения (МО) таких установок автономного энергообеспечения отличаются интенсивными тепловыделениями: от электрогенераторов, навешенных на ГД теплообменников отвода теплоты на нагрев воды, от корпуса самого двигателя, щитов управления и т.д., а также теплопритоками в МО извне, что приводит к повышению температуры воздуха в МО, откуда он поступает на вход турбокомпрессоров (ТК) наддува ГД, и, как следствие, к снижению топливной эффективности ГД. Поэтому приточный воздух МО необходимо охлаждать. В стандартных системах кондиционирования воздуха МО установок автономного энергообеспечения охлаждается весь приточный воздух (всего объема МО) в центральных кондиционерах (ЦК) с холодоснабжением от абсорбционных холодильных машин, утилизирующих сбросную теплоту ГД. Однако при повышенных температурах наружного воздуха стандартные системы охлаждения в ЦК не в состоянии обеспечить требуемую температуру воздуха на входе ГД из-за значительных теплопритоков и больших объемов приточного воздуха.

Более глубокое охлаждение приточного воздуха может обеспечить двухступенчатая система охлаждения с пароконденсаторной холодильной машины (ПКХМ) в качестве низкотемпературной ступени и подачей охлажденного воздуха непосредственно на всасывание ТК ГД (зональный принцип). Для этого можно задействовать уже имеющиеся на предприятии ПКХМ, служащие для холодоснабжения технологического производства. Однако использование этих ПКХМ для кондиционирования воздуха МО ограничивается их располагаемой холодопроизводительностью, остающейся после ее расходования на технологические нужды.

С целью сведения к минимуму потребления дефицитного холода от ПКХМ разработана система двухступенчатого охлаждения воздуха в воздухоохладителе (ВО) на входе ГД с хладоснабжением второй ступени ВО<sub>2</sub> от комбинированной абсорбционно-пароконденсаторной холодильной машины (КАПКХМ) [1, 2]. При этом конденсатор ПКХМ охлаждается хладоносителем – холодной водой с температурой 7 °С от АБХМ. Система позволяет повысить холодопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с  $\eta_k=3$  до  $\eta_k=7$  согласно характеристикам компрессора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за счет снижения температуры конденсации  $t_k$  от 45 °С до 20 °С.

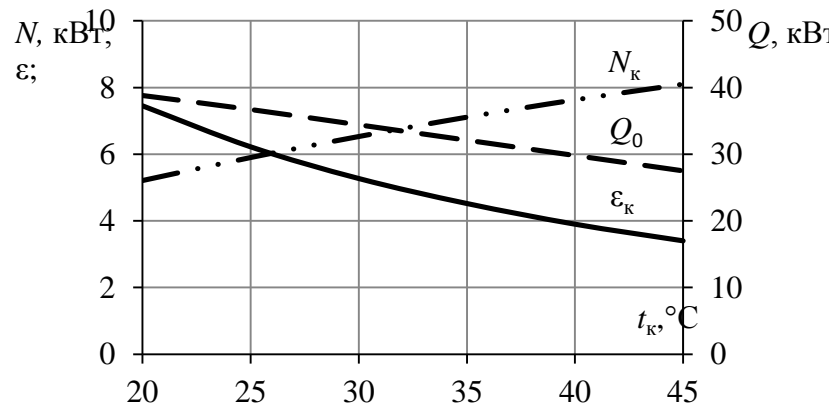


Рис. 1. Зависимость холодильного коэффициента  $\varepsilon_k$ , потребляемой электрической мощности  $N_k$  компрессора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопроизводительности ПКХМ  $Q_0$  от температуры конденсации  $t_k$

Таким образом можно сократить затраты электроэнергии на привод компрессора ПКХМ на 40...50 %.

На рис. 2 представлены результаты расчета характеристик системы двухступенчатого охлаждения приточного воздуха на входе ГД в КАПКХМ.

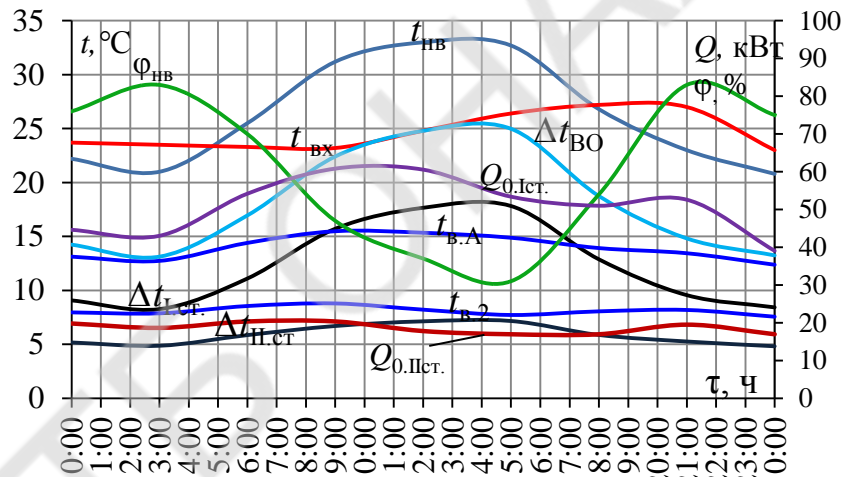


Рис. 2. Температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , воздуха на входе ТК ГД  $t_{вх}$  при его заборе из МО, на выходе из первой ВО<sub>1</sub>  $t_{ВО2.1ст}$  и второй ВО<sub>2</sub>  $t_{ВО2.2ст}$  ступеней ВО, снижение температуры воздуха в ВО<sub>1</sub>  $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} - t_{ВО2.1ст}$  и ВО<sub>2</sub>  $\Delta t_{ВО.2} = t_{ВО2.1ст} - t_{ВО2.2ст}$ , полная глубина охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$  в течении суток при расходе воздуха 35000 м<sup>3</sup>/ч, холодопроизводительности первой ВО<sub>1</sub>  $Q_{0.1ст}$  и второй ВО<sub>2</sub>  $Q_{0.2ст}$  ступеней

Как видно из графиков, снижение температуры воздуха составляет  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2} = 14...26$  °С, что больше примерно в полтора раза, чем в базовом варианте  $\Delta t_{ВО(60)} = t_{нв} - t_{ВО.2} = 5...13$  °С.

На рис.3 представлены текущие значения холодопроизводительности (тепловой нагрузки на ВО) и сокращение удельного расхода топлива в течение суток.

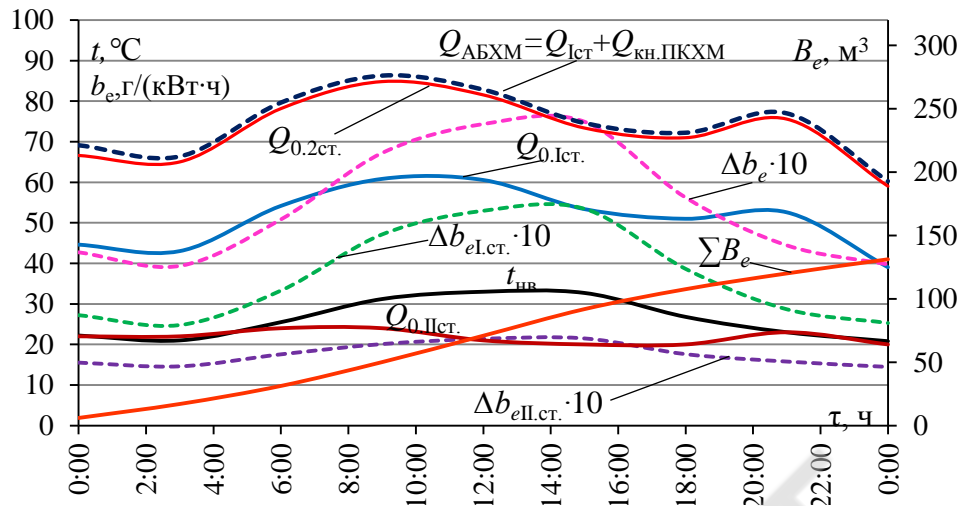


Рис. 3. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО<sub>1</sub>  $Q_{0.1ст.}$ , второй ступени ВО<sub>2</sub>  $Q_{0.2ст.}$ , суммарной холодопроизводительности ВО  $Q_{0.ВО.}$ , полной тепловой нагрузки с учетом охлаждения конденсатора ПКХМ  $Q_{каскад.} = Q_{0.2ст.} + Q_{кн.}$ ;  $\Delta b_e$  – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч),  $\Sigma \Delta B_e$  – суточная экономия природного газа, м<sup>3</sup>

Величина  $Q_{каскад.} = Q_{Ист.} + Q_{II.ст.} + Q_{кн.}$  характеризует полную тепловую нагрузку на АБХМ с учетом затрат холода на охлаждения конденсатора ПКХМ. Как видно, максимальная тепловая нагрузка составляет около 112 кВт, что на 68% меньше, чем в базовом варианте ( $Q_{0(60)} \approx 350$  кВт), а нагрузка на ВО уменьшилась на 76%, что весьма существенно в условиях дефицита холода на технологические нужды.

Таким образом, применение зональной системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха на входе ГД позволяет увеличить глубину охлаждения  $\Delta t_{ВО}$  в полтора раза по сравнению с базовым вариантом кондиционирования воздуха всего объема МО.

### Использованная литература

2. 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.
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.

УДК 621.565.945.004.14:551.57

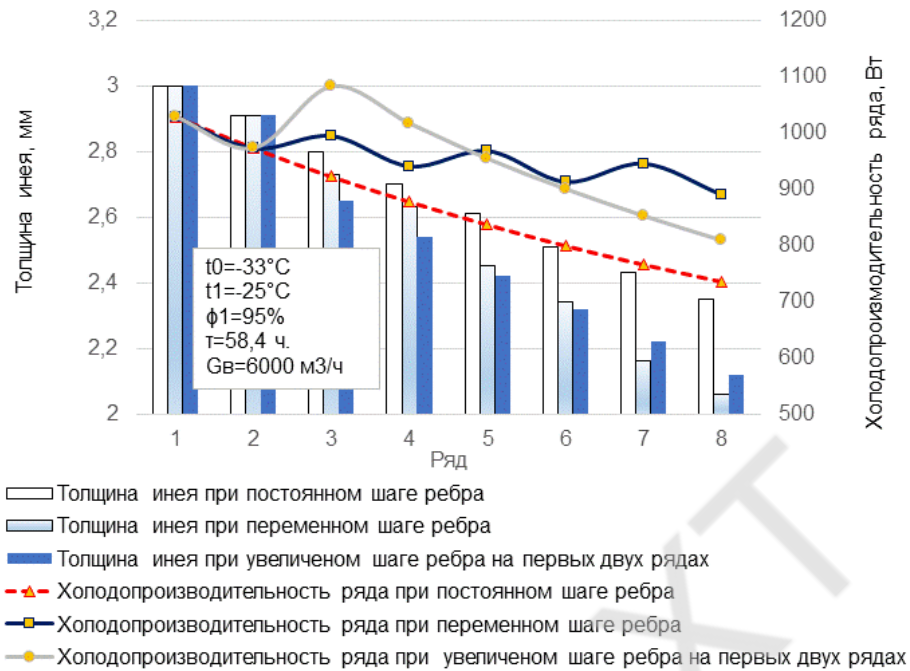
## УВЕЛИЧЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПРИ НЕИЗМЕННЫХ ГАБАРИТАХ ТЕПЛООБМЕННОГО БЛОКА

Козаченко И. С. аспирант, Лагутин А.Е., д.т.н., проф ОНАПТ

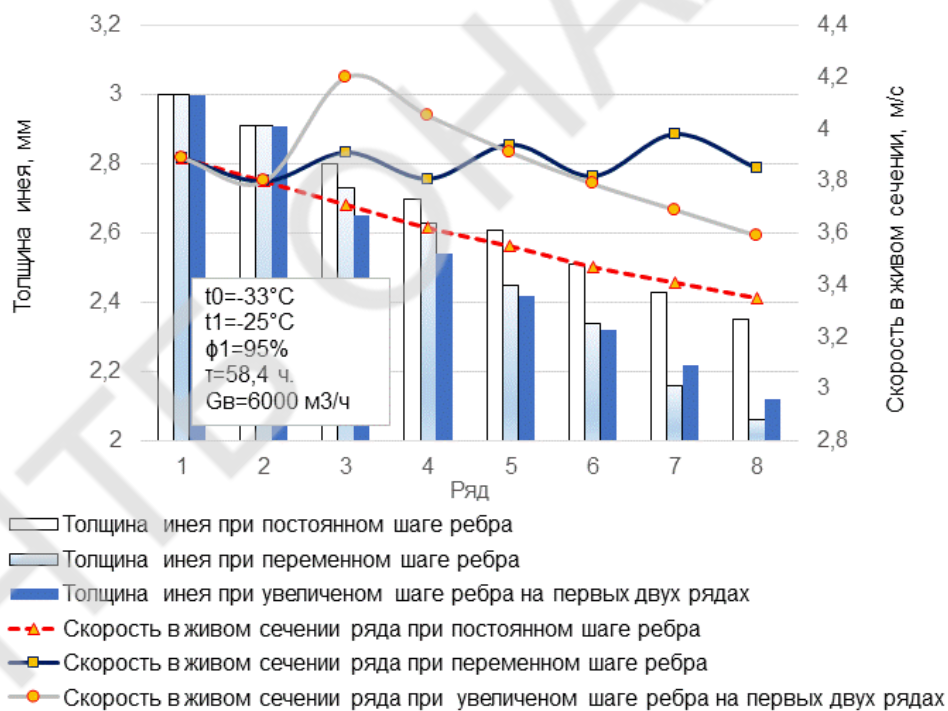
Особенности планировки холодильных камер хранения пищевых продуктов в ряду случаев не позволяют разместить громоздкие воздухоохладители, как следствие производители теплообменного оборудования находят решение в снижении габаритов теплообменного блока за счет компоновки теплообменной поверхности внутри блока таким образом, чтобы разместить максимальное количество теплообменной поверхности внутри определенного объема. Существует два наиболее распространенных способа решения поставленной задачи. Первый – максимальное уменьшение шага ребра, второй – вариации с самой геометрией ребра. Каждый способ обладает своими недостатками, которые в основном проявляют себя при работе воздухоохладителя в режиме сопровождающемся выпадением инея. В данной работе более подробно рассмотрен вариант увеличения теплообменной поверхности при помощи снижения шага ребра. При работе воздухоохладителя в условиях выпадения инея, формирующийся слой инея на теплообменной поверхности снижает живое сечение для прохода воздуха через воздухоохладитель. Исследования [1,2,3] доказывают, что скорость формирования слоя не является одинаковой для каждого ряда, а имеет выраженные экстремумы и принято считать, они выпадают на первые ряды. Приняв данное обобщение, существует практика применения увеличивать шаг ребра на первых двух рядах, а дальнейший шаг ребра оставлять постоянным по всей глубине пучка. Данное техническое решение хотя и имеет положительный эффект, однако не раскрывает в полной мере потенциал увеличения теплообменной площади воздухоохладителя путем рационального подбора шага ребер.

Для оценки влияния шага ребра на холодопроизводительность воздухоохладителя использовалась математическая модель [4], основанная на прогнозировании распределения инея по рядам при заданной толщине для первого ряда. Так, для равных начальных условий и геометрии первого ряда, для расчета была задана толщина инея равная 3 мм. Результаты трех вариантов расчетов представлены на рис.1,2. Шаг ребра для первого ряда равен для трех вариантов и составлял 10 мм. Для последующих рядов в первом варианте шаг ребра остается неизменен (10 мм). Во втором варианте шаг ребра изменялся таким образом, чтоб скорость воздуха в живом сечении на всех рядах была постоянной. Шаг изменения составлял 1 мм. Шаг ребра с первого по восьмой ряд распределился следующим образом 10-10-9-9-8-8-7-7мм. Для третьего варианта На первых двух рядах шаг ребра составил 10 мм, на всех последующих – 8 мм.

На рис. 1 представлено изменение холодопроизводительности рядов для трех вариантов компоновки шага ребра. Суммарная холодопроизводительность составила 6,93 кВт, 7,65 кВт и 7,61 кВт для первого, второго и третьего варианта соответственно. Так как толщина



**Рис.1** – Изменение холодопроизводительности и толщины слоя инея по глубине пучка



**Рис.1** – Изменение скорости воздуха в живом сечении и толщины слоя инея по глубине пучка

инея для первого ряда является критичной, и дальнейшее её увеличение приведет к полному перекрытию живого сечения, принимая во внимание динамику распределения инея по рядам, при первом варианте невозможно задействовать большой потенциал увеличения теплообменной поверхности. Для вариантов два и три получили примерно равные результаты.

На рис. 2 Представлено изменение скорости в живом сечении, где третий вариант на третьем ряду имеет явно завышенное значение, что влечет повышенные потери напора. Вариант номер два имеет колебания скорости ввиду большого подборочного шага ребра, а, следовательно, при определенном допуске может быть сведен к прямой линии усредненных значений.

Как вывод можно отметить наличие потенциала в применении метода развития площади теплообменной поверхности при помощи подбора шага оребрения по всей глубине теплообменного пучка.

**Литература:**

1. Иванова В.С. Исследование тепло- и массообмена в оребренных воздухоохладителях./ Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, - Одесса, 1975, 137 с.
2. Бакулін О.С. Динаміка формування інею в повітроохолоджувачах камер зберігання молочної продукції / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, - Одеса, 2000, 253 с.
3. Бельченко В.М. Совершенствование методики расчета воздухоохладителей с учетом динамики инееобразования. / Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, - Одесса, 1990, 16 с.
4. Лагутин А.Е., Козаченко И.С., Желиба Ю.А. (2017). Моделирование формирования инея на оребренной поверхности воздухоохладителя. Проблемы региональной энергетики. №2(34). – с. 64-71.

УДК 621.565.93/94:629.5 (05)

## ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОПРЕСОРНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ЕКОЛОГІЧНОГО ЗВОЛОЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВЗ

Коновалов Д.В., к.т.н., доцент, Джуринська А.О., аспірантка, Смоляний Є.С., магістр  
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м Херсон,  
annadgu2312@gmail.com

В сучасних ДВЗ для зниження в атмосферу викидів оксидів азоту  $\text{NO}_x$  застосовують зволоження наддувочного повітря. Перспективною розробкою в даному напрямку є система "Combustion Air Saturation System" (CASS), розроблена фірмою "Wärtsilä" [1]. В апараті системи, дрібно розпилена спеціальними соплами вода, розбризкується в потік наддувочного повітря ДВЗ відразу за турбокомпресором. Випаровування крапель води здійснюється при високій температурі і швидкості повітряного потоку близько 75 м/с. Швидкість утворення оксидів азоту безпосередньо залежить від температури, так як водяна пара внаслідок високої теплоємності відбирає на пароутворення значну кількість теплоти, отже, чим більше водяної пари в суміші газів у циліндрі, тим нижче температура в зоні горіння і менше утворюється  $\text{NO}_x$ .

З метою контактного охолодження наддувочного повітря, а також його екологічного зволоження на вході у циліндри ДВЗ, запропонований спосіб тонкого розпилення води в наддувне повітря термопресором. Ефект термогазодинамічної компресії (термопресії) в сучасних системах наддувочного повітря ДВЗ дозволяє поєднати кілька процесів: підвищення тиску наддувочного повітря, його контактне і екологічне зволоження, що, в свою чергу, забезпечить скорочення витрат потужності компресора, а також знизить викиди  $\text{NO}_x$ . Ефект термопресії полягає у підвищенні тиску газу в процесі миттєвого випаровування води, яка впорскується в газовий (повітряний) потік, прискорений до близькозвукової швидкості. При цьому на випаровування води відводиться теплота від наддувочного повітря, в результаті чого знижується його температура з одночасним підвищенням тиску.

У розглянутій схемі повітря всмоктується турбокомпресором і стискається до тиску, меншого ніж на вході у циліндри ДВЗ. Стиснене повітря з високою температурою надходить на випарне охолодження в термопресор. Завдяки ефекту термогазодинамічної компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується до величини, необхідної для подачі в циліндри двигуна. Кількість води, що впорскується, більше необхідної для випаровування в процесі термогазодинамічної компресії, що дозволяє зменшити втрати на тертя на кінцевій ділянці робочої камери термопресора, а також додатково збільшити вологовміст повітря на вході в циліндри двигуна.

Аналіз роботи термопресорної системи було проведено щодо середньообертового суднового двигуна фірми "Wärtsilä" серії 46. Дослідження показали, що при початкових параметрах повітря на вході в турбокомпресор: температурі  $t = 25...40$  °С, відносної вологості  $\phi = 40...70$  %, вміст вологи повітря за термопресором становить при ступеня підвищення тиску в турбокомпресорі  $\pi_k = 3,0 - dv2 = 40...20$  г/кг, а при  $\pi_k = 4,0 - d_{b2} = 50...135$  г/кг, що, в свою чергу, дозволяє зменшити викиди оксидів азоту  $\text{NO}_x$  на 50...70% при  $\pi_k = 3,0$  і на 65...85% при  $\pi_k = 4,0$ .

Загальне підвищення тиску повітря досягає  $\Delta P = 10...15\%$ . Кількість води, необхідне для вприскування в термопресор –  $G_w = 3,5...6,5\%$ . Кількість води, що потрапляє в циліндри двигуна, щодо кількості палива, що спалюється становить  $(G_w/G_T) = 1,3...1,9$  при  $\pi_k = 3,0$  і  $1,7...2,3$  при  $\pi_k = 4,0$ .

Інформаційні джерела:

1. Steffens D. The Diesel Engine and the Environment [Text] / D. Steffens. – Session chair. Wayne Cole, Cole Engineering. Houston, Texas, September 16-17, 2003. – 36 p.

**СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ. ТЕПЛОВІ НАСОСИ**

УДК 621.593

**РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ І  
СПОЖИВАННІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ**

Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, м. Москва;  
Биканов О.М., «KLA-Tencor Corporation», Milpitas, California, USA;  
Симоненко Ю.М., д-р техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса  
Чигрин А.О., інженер-технолог, ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;  
e-mail: [achigrin@cryoin.com](mailto:achigrin@cryoin.com)

Галузі застосування ксенону – самого важкого та самого рідкісного з інертних газів, різноманітні й неочікувані. В ньому є потреба багатьох галузей промисловості і науки. Особливо багатогранні застосування ксенону в сучасній медицині. Цей газ може виступати як контрастна та нешкідлива речовина при рентгеноскопії головного мозку. «Повітря» на основі ксенону та кисню застосовується у якості засобу оздоровчої дії на організм людини. За допомогою ксенонових сумішей знімають стреси і депресивний стан, відновлюють сили спортсменів і працівників небезпечних професій. Але найбільш привабливим застосуванням ксенону є функція анестетика. [1]. За заключенням медиків ксенон являє собою ефективну та безпечну речовину для загального наркозу. Він володіє найнижчою розчинністю серед інгаляційних анестетиків, що сприяє швидкому післяопераційному одужанню пацієнта. Крім цього, згідно міжнародним угодам, до 2030 р. виробництво інших анестетиків, що містять радикали хлору та фтору, має бути призупинено. Таким чином, перехід до ксенонової анестезії є частиною глобальної екологічної проблеми людства. Незаперечні позитивні якості ксенону сприяли його впровадженню в широку клінічну практику. Крім «медичного» сегменту найважливішими напрямками ксенонового ринку являються космонавтика, лазерна техніка й мікроелектроніка. Ці несировинні галузі демонструють переконливу конкурентоспроможність і сприяють випереджуючому розвитку супутніх наукоємних технологій.

Ксенон вперше було виявлено англійськими вченими Рамзаєм і Траверсом. Його виявили у важкій фракції рідкого повітря. Та по закінченню 120 років Хе, Кг і Не здобувають з атмосфери. На перший погляд, забезпечення сучасних технологій рідкісними газами не повинне визивати особливих проблем ні зараз, ні в майбутньому. Запаси цих дорогоцінних продуктів в «повітряному океані» невичерпні. Але проблема в тому, що первинними джерелами благородних газів являються кисневі установки. Отже об'єми їх видобутку прив'язані до розходів переробленого повітря переважно на металургійних підприємствах. Названа галузь не завжди зацікавлена в витязі цінних газових концентратів, і на більшості блоків ця процедура не передбачена. Це звичайно, тому що повітророзподільні установки будуються для отримання зовсім інших цільових продуктів: кисню і, в кінцевому рахунку, сталі.

Через низький вміст в атмосфері рідкісних газів їх вилучення та очищення є досить енергоємними процесами. При цьому найбільші витрати характерні для виробництва ксенону, так як його концентрація в повітрі не перевищує 0,000009%. Незважаючи на колосальні витрати, у багатьох випадках споживачі дуже марнотратно відносяться до цього цінного продукту. Після використання в клінічній практиці або в іонно-плазмових технологіях формування мікрочіпів, ксенон у складі сумішей знову «повертається» в атмосферу. Концентрація Хе в таких викидах в сотні і тисячі разів більше, ніж в первинних концентратах

кисневих виробництв. В умовах дефіциту рідких газів запити наукомістких технологій можуть бути частково задоволені за рахунок рециклінгу. [2]. Стосовно ксенону цей процес передбачає утилізацію, очищення від домішок і повторне використання.

В результаті використання благородних газів і, зокрема, ксенону в технологічних процесах вони забруднюються різного роду домішками. Серед побічних компонентів в більшості випадків переважають низькокиплячі речовини з температурами конденсації, що різко відрізняються від цільового продукту. При цьому критична температура побічного низькокиплячого компонента, наприклад, кисню, нижче, ніж температура замерзання висококиплячого цільового продукту (ксенону), [3]. Оскільки компоненти таких сумішей не здатні при одній і тій же температурі існувати у вигляді системи «пар-рідина», поділ подібних сумішей методом фазової сепарації ускладнено через імовірність замерзання висококиплячого компонента. Як інші приклади труднорозподілимих сумішей можуть бути названі бінарні системи Хе-Аг, Хе- $N_2$ , Хе- $CF_4$  и Хе-Не. Як зазначено вище, ксеноно-киснева суміш утворюється при використанні ксенону в якості анестетика. Суміші ксенону і криптону з азотом, аргоном, тетрафторметаном утворюються при виробництві напівпровідникової продукції.

Для вилучення Хе з вторинних сумішей існуючі технології можуть бути використані лише в окремих фрагментах, так як виробництва рідких газів орієнтовані на переробку сировини з повітродозподільних установок. Склад такого концентрату достатньо жорстко регламентований. Для переробки "нестандартних" сумішей, що надходять з медичних центрів, підприємств електронної або лазерної галузі треба було розробити принципово нові технічні рішення в сфері низькотемпературних методів сепарації і їх криогенного забезпечення. Для вирішення поставленого завдання в 2016 році укладено Договір про творчу співдружність між ОНАХТ, компаніями «Кріоін Інжиніринг» і KLA Tencor. В результаті творчої співдружності вчених і інженерів розроблені і випробувані зразки нової техніки, які відрізняються компактністю, простотою експлуатації і здатністю витягувати ксенон чистотою 99,999% з багатокомпонентних низькопотенційних сумішей.

Створені установки [4, 5] орієнтовані на розміщення безпосередньо в місцях використання рідкісних газів і не потребують обслуговування фахівцями криогенного профілю. Всі процеси, включаючи запуск з теплового стану, повністю автоматизовані. Блок управління допускає дистанційне корегування алгоритму і контроль процесів по каналах Інтернет (рис. 1). Впровадження системи рециклінгу дозволить забезпечити безперебійне постачання споживачам благородними газами, скоротити пасивні запаси продуктів на об'єктах, зменшити витрати на забезпечення балонного парку і транспортного сектора. В кінцевому рахунку, це зробить більш доступними ці рідкісні та унікальні речовини, а також сприятиме поширенню їх у прогресивних технологіях XXI століття.

1. Patent 5099834 USA, A61M 15/00. Method for anesthesia / Royce S. Fishman, Date of Patent: July 16, 1991.
2. Бондаренко В.Л. Рециклінг рідкісних газів у наукоємних виробництвах / Ю.М. Симоненко, М.Ю. Меркулов // Збірник тез доповідей 77-ї наукової конференції викладачів ОНАХТ, 2017. – С. 286 – 288.
3. Мазур В.А., Бондаренко В.Л., Симоненко Ю.М. Термодинамические модели смесей низькопотенціальних потоків воздухораспределительных установок с редкими газами. // 6-а Міжн. наук.-техн. конф. «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», Одеса. – 2009. – С.134-136.
4. Устройство для низькотемпературного розділення газових сумішей: пат. 156185 Рос. Федерация. В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31. - 11 с.
5. Способ низькотемпературного розділення газової суміші с отличающимися температурами конденсації компонентів: пат. 2584624 Рос. Федерация. В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко; опубл. 20.05.2016, Бюл. № 14. - 16 с.

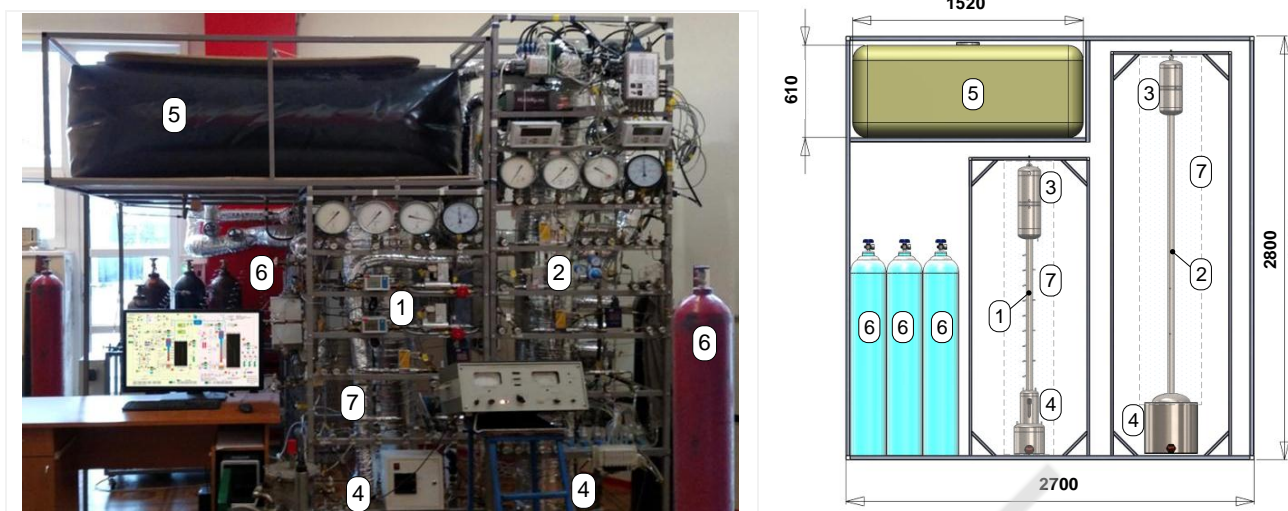


Рис. 1. Зовнішній вигляд і габаритні розміри дослідно-промислового зразка установки для забезпечення рециклінгу важких інертних газів; 1 і 2 - ректифікаційні колони для очищення продукту від високо- і низьокіплячих домішок, відповідно; 3 - ступінчасті конденсатори; 4 - кубові секції; 5 - газгольдер вихідної суміші; 6 - балони з чистим продуктом; 7 - теплоізоляція

УДК 621.565: 621.59, 661.939

## МЕТОДИ ОЧИЩЕННЯ ГЕЛІЮ ВІД ВАЖКИХ ІНЕРТНИХ ГАЗІВ

**Чигрин А.О.**, інженер-технолог, ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса  
e-mail: [achigrin@cryoin.com](mailto:achigrin@cryoin.com)

Сьогодні гелій є важливим стратегічним ресурсом людства. Він необхідний в атомній енергетиці, космічній промисловості, медицині. Так само унікальні фізичні властивості гелію зумовили його використання в багатьох сучасних технологіях. Потреба в дивовижному газі, що працює на благо людства, стає дедалі більше і надихає вчених на пошуки нових, унікальних областей його застосування. Особливе місце займає гелій високої чистоти (99,9999%), де сума всіх домішок не перевищує однієї мільйонної частки. Такий гелій можна без перебільшень вважати індикатором високих технологій і потреба в такому особливо чистому гелії зростає. На фоні світової гелієвої кризи вже сьогодні необхідно розробляти ефективні і компактні системи утилізації та очищення відпрацьованого гелію з метою його повторного використання.

При очищенні гелію від висококиплячих компонентів можна застосовувати декілька процесів сепарації (табл. 1). Вибір того чи іншого методу залежить від кінцевого завдання. Наприклад:

- вимоги, що пред'являються до чистоти гелію та частки допустимих втрат;
- необхідність утилізації висококиплячих компонента (ксенону).

Визначальне значення тут мають властивості поділюваних компонентів (табл. 2), а загальним для всіх варіантів завдання — є умова мінімізації габаритів створюваного устаткування.

**Таблиця 1. Методи сепарації гелію від тяжких інертних газів**

№	Методи сепарації, температурний рівень	Основа процесу	Позитивний фактор	Негативний фактор
1	Низькотемпературна ректифікація $T=170\div 210\text{K}$ (рис. 1, а)	Багатократний масообмін між рідкою та газовою фазою	- неперервність процесу - високий рівень вилучення	- суттєва різниця між температурами кипіння компонентів суміші
2	Мембранні модулі $T=300\text{K}$ (рис. 1, б)	Виборча проникність компонентів суміші	- безперервність процесу - компактність - простота і надійність пристрою	- неможливість отримання чистого компонента суміші - значна частка втрат цільового продукту
3	Адсорбція $T=165\div 300\text{K}$ (рис. 1, в)	Періодичне накопичення домішок в шарі сорбенту	- компактність - висока ступінь вилучення - універсальність (поглинання більшості висококиплячих компонентів суміші)	- циклічність - наявність перемикаючої арматури
4	Виморожування $T=64\div 165\text{K}$ (рис. 1, г)	Виборче осадження компонента в твердій фазі на холодних стінках каналу	- компактність	- циклічність

При дистиляції бінарної суміші в ректифікаційній колоні потрібно забезпечити умови, при яких обидва компонента знаходяться в рідкому стані. Метод ректифікації непридатний для отримання чистого гелію через відсутність умов, при яких гелій і будь-який з висококиплячих компонентів існують в рідкому вигляді. Як впливає з таблиці 2, при температурі понад 5,2 К гелій не утворює рідкої фази. А ксенон, криптон і навіть аргон переходять в твердий стан при температурах вище цього рівня.

Таблиця 2. Основні фізичні властивості компонентів суміші

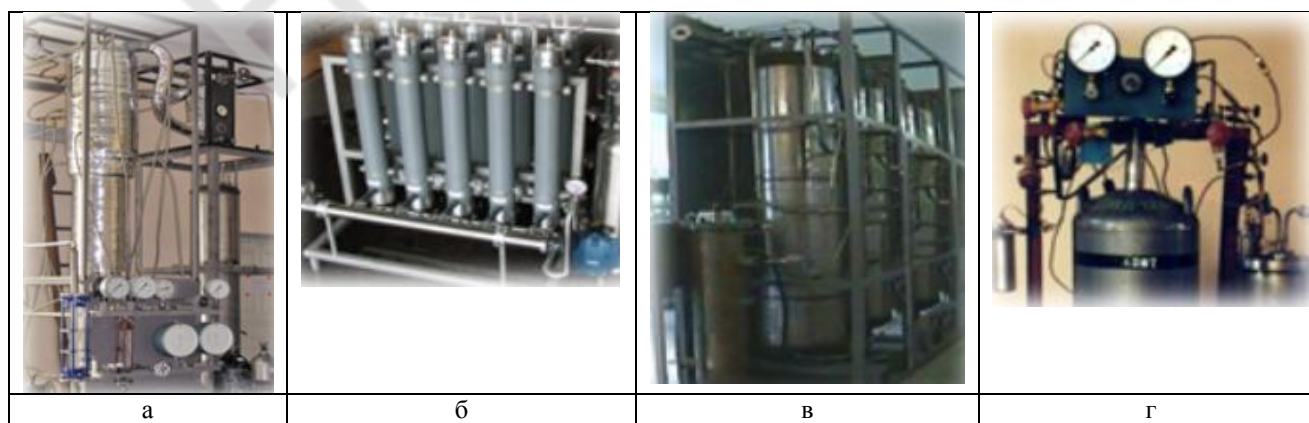
Компонент	Атомна (молекулярна) маса, кг/кмоль	Щільність газу при н.у. кг/м <sup>3</sup>	Температура, К		
			Критична	Кипіння при атмосферному тиску	Кристалізації
Гелій, He	4,0	0,1663	<b>5,2</b>	<b>4,2</b>	2,18
Аргон, Ar	39,9	1,78	151	87,3	<b>83,8</b>
Криптон, Kr	83,8	3,48	209,48	119,8	<b>115,78</b>
Ксенон, Xe	131,3	5,49	289,7	165,1	<b>161,4</b>

Мембранний метод засновано на відмінностях розміру молекул газів, що проникають через пористу перегородку мембрани. Так проникність компонентів суміші «гелій-ксенон» відрізняються в триста разів, у «гелій-криптон» - в 100 разів. Однак, навіть володіючи такими високими показаннями селективності, отримати тільки мембранним методом гелій необхідної чистоти неможливо. У той же час, мембранна сепарація перспективна в якості допоміжного процесу в поєднанні з іншими методами.

Для забезпечення безперервного очищення гелію зазвичай використовують два поперемінно працюючих адсорбційних апаратів. Один з них насичується важкими інертними газами, наприклад, ксеноном і видає на виході чистий гелій. В іншому в цей же час відбувається виділення поглиненого ксенону. Найважливішим параметром при виборі типу сорбенту є його питома ємність. Ця величина показує, скільки кубічних сантиметрів речовини поглинає з суміші один кілограм сорбенту. Однак, збільшення концентрації домішок в гелій на вході в адсорбер скорочує робочу фазу адсорбера. В такому випадку, для безперервної сепарації, буде потрібно вже не два, а більша кількість адсорберів.

Очищення гелію від висококиплячих домішок методом десублімації засновано на переході ксенону, криптону або аргону в твердий стан з газового потоку суміші. Подібно адсорбції, процес виморожування є циклічним і вимагає витрат енергії на періодичне охолодження апарату до робочих температур. У найпростішому варіанті таке охолодження забезпечується азотом, киплячим при атмосферному тиску. У міру руху потоку вздовж каналу температура суміші падає, а концентрація ксенону (криптону, аргону) в потоці знижується. Кінцева температура на виході з апарату є найважливішим експлуатаційним параметром. В кінцевому рахунку вона визначає залишкову кількість важких інертних газів в потоці гелію. Однак, отримати чистий гелій необхідної чистоти можливо тільки для пари «гелій-ксенон» і при температурі азоту, киплячого під вакуумом.

Для досягнення необхідного результату (отримання чистого гелію 99,9999%) розглянуті методи сепарації необхідно використовувати в поєднанні один з одним. Як ступені попереднього збагачення може бути застосований мембранний модуль, а в якості ступені фінальної очищення - адсорбер. Для одночасної утилізації важкого інертного газу (ксенон) - необхідна колона ректифікації. При очищенні гелію від криптону, для зменшення навантаження на адсорбер, доцільно включити в схему перед ним виморожувач. Зовнішній вигляд апаратів, які здійснюють розглянуті методи сепарації, показані на малюнку 1.



Малюнок 1. Зовнішній вид апаратів для здійснення різних процесів сепарації.  
(а - ректифікаційна колона, б - мембранний модуль, в - адсорбер, г - виморожувач).

УДК 621.565: 621.59

## ЗАСТОСУВАННЯ МАЛОМАШТАБНИХ ВИХРОВИХ ТРУБ В КРІОГЕННІЙ ТЕХНІЦІ

Симоненко Ю.М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса;

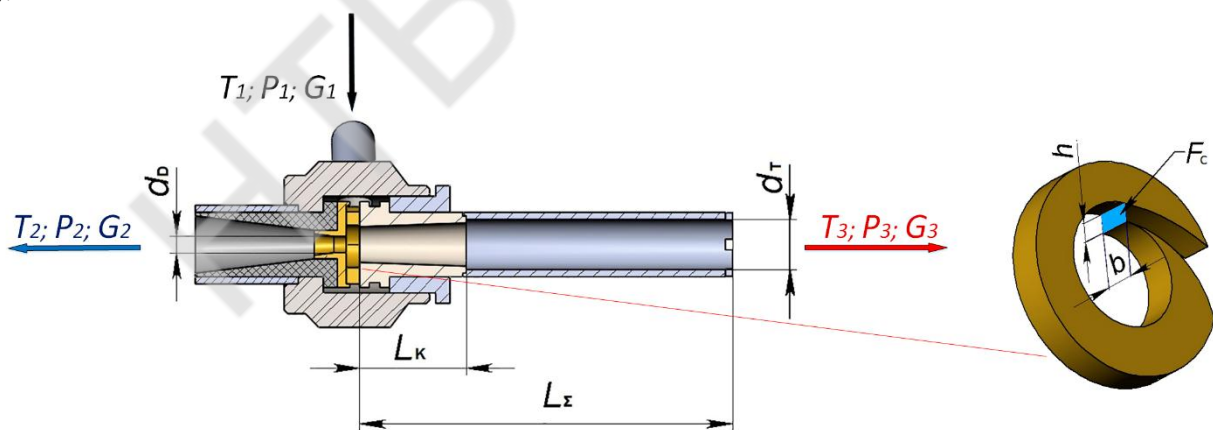
Тишко Д.П., аспірант, ОНАПТ, м. Одеса;

e-mail: [tishdmitriy@gmail.com](mailto:tishdmitriy@gmail.com)

У газодинамічних пристроях, до яких, зокрема, відносяться вихрові апарати і резонансні охолоджувачі, енергія стисненого газу трансформується в теплову та відводиться в навколишнє середовище через стінки або у вигляді спливаючого газу. При цьому відбувається зниження температури основного потоку на виході з пристрою. Вихрові труби володіють сукупністю експлуатаційних і конструктивних переваг: високою надійністю, малою інерційністю, компактністю і простотою виготовлення. Ці особливості зумовили поширення вихрових труб і пульсаційних охолоджувачів в самих різних сферах: від вакуумної техніки і медицини, до кріогеніки [1].

Оскільки вихрові апарати багатофункціональні і здатні охолоджувати і нагрівати потік газу, виконувати функції ежектора, сепаратора і генератора коливань, вони досить легко «вписуються» в низькотемпературні схеми. Використання наявного перепаду тисків в вихровому охолоджувачі дозволяє знизити витрати холодоагенту на кріогенне забезпечення процесів отримання рідких газів. Але, серйозною перешкодою на шляху використання газодинамічних пристроїв в кріогенній техніці є їх відносно малі розміри, які продиктовані фізичними властивостями робочої речовини та експлуатаційними параметрами. Для створення маломасштабних вихрових пристроїв потрібні спеціальні конструктивні рішення і високоточне обладнання.

Для кріогенних технологій отримання рідких газів характерні відносно малі витрати продуктів, підвищений тиск і низька температура потоків. Кожен з цих параметрів, при названих умовах, веде до скорочення перетину соплового введення  $F_C$ . Параметр  $F_C$  є базовим конструктивним фактором газодинамічних пристроїв, так як з ним пов'язані основні розміри проточної частини (Рис. 1).



**Рис.1. Визначальні розміри, що характеризують проточну частину вихрової труби.**

Більшість безмашинних кріогенераторів, що використовуються в установках отримання рідких газів, експлуатуються при закритичних режимах витікання. Ці умови диктуються значними перепадами тиску в технологічних циклах. Для процесу витікання ідеального газу критичне ставлення тисків  $\varepsilon_C$  визначається показником адіабати  $k$  [2]:

$$\varepsilon_C = \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1)$$

де,  $P_1$  і  $P_2$  тиск стисненого та холодного потоків.

Величина  $k$  для інертних газів (He, Ne, Ar, Kr і Xe) знаходиться у вузькому інтервалі  $1,67 \pm 0,01$ . Відповідно до формули 1  $\varepsilon_C = 2,05 \dots 2,06$ . Відносини тисків, характерних для технологій отримання рідких газів, в кілька разів перевищують критичний рівень. Для цього випадку тиск холодного потоку  $P_2$  не впливає на умови витікання газу і існує цілком певний взаємозв'язок між перетином сопла  $F_C$  і масовою витратою  $G_I$ , [кг / с]:

$$F_C = \frac{G_I \cdot \sqrt{R^* \cdot T_1}}{P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}}, [\text{м}^2] \quad (2)$$

де,  $T_1$  [К] і  $P_1$  [Па] – температура і тиск стисненого газу перед соплом,  $R^*$  – газова константа робочого тіла [Дж/(кг\*К)].

Використання вихрових апаратів в криогенних сферах фактично завжди супроводжується їх мініатюризацією. Відомо, що зменшення розмірів газодинамічних охолоджувачів призводить до зниження їх ефективності. Якщо для вихрової труби з великим діаметром  $d_T$  характерна температура холодного потоку  $T_2$ , то для меншою вихрової труби  $d_T' < d_T$  температура холодного потоку виявиться вище  $T_2' > T_2$ . Ця закономірність виражається співвідношенням:

$$T_2' - T_2 = T_1 \cdot m \cdot (d_T - d_T') \cdot \left( 1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (5)$$

де,  $\varepsilon$  – відношення тисків,  $k$  – показник адіабати;  $T_1$  – початкова температура газу;  $m$  — емпіричний коефіцієнт.

В інтервалі  $d_T = 40 \dots 10$  мм коефіцієнт впливу масштабу дорівнює  $m = 0,005$  [3]. При переході до малих вихрових камер  $d_T \leq 4$  мм величина знижується до  $m = 0,008$ . Область діаметрів  $d_T < 3$  мм практично не вивчена навіть для «високотемпературних» вихрових апаратів.

Створення та дослідження подібних пристроїв для криогенних температур пов'язане з рядом конструктивних і експлуатаційних перешкод. Зростають вимоги до точності верстатного обладнання. Особливо при виготовленні соплових равликів. Для зниження впливу прикордонних ефектів потрібно забезпечити мінімальну шорсткість поверхонь проточної частини. Слід враховувати вплив теплоперетоків. Для цього зменшують перетин елементів, що контактують з охолодженим газом, і застосовують менш теплопровідні матеріали.

[1] Меркулов А. П. Вихровий ефект та його застосування в техніці. Москва, 1977, 343 с.

[2] Кирилін В. А., Сичев В. В., Шейндлін А. Е. Технічна термодинаміка. Москва, 1974, 447 с.

[3] Бондаренко В. Л., Лосяков Н. П., Симоненко Ю. М. Промислове застосування вихрових та пульсаційних охолоджувачів в технологіях вилучення рідкісних газів. Технічні газы, 2009, №5, с. 50–58.

## ВИРОБНИЦТВО ГЕЛІЮ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ ШЛЯХОМ ПЕРІОДИЧНОЇ АДСОРБЦІЇ ПРИ $T=28...78\text{ K}$

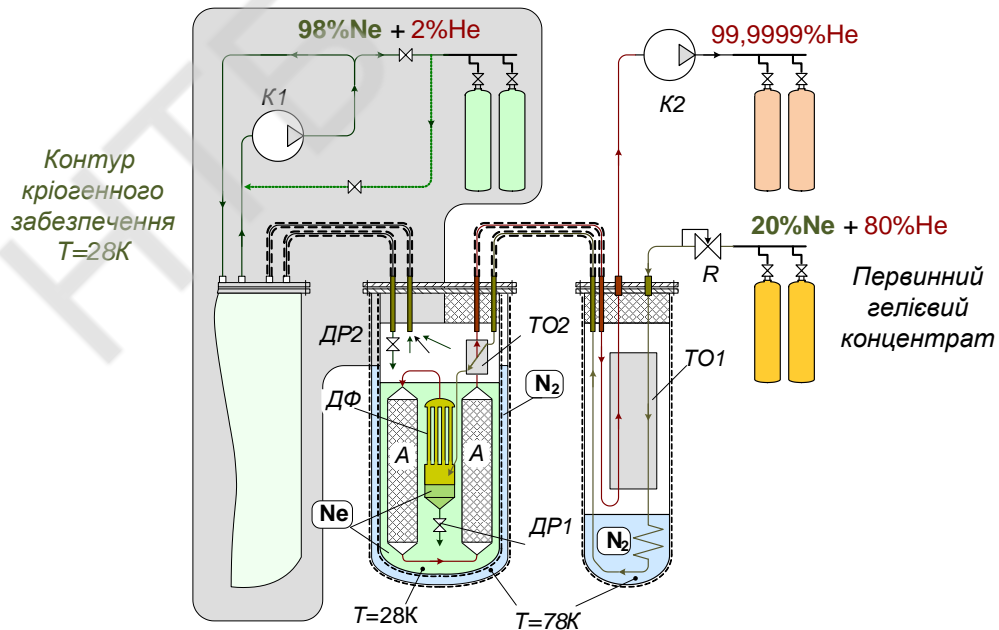
Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, м. Москва;

Башкиров Г.В., інженер, ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;

Пилипенко Б.О., аспірант, ОНАПТ, м. Одеса;

e-mail: [boris.pilipenko.92@gmail.com](mailto:boris.pilipenko.92@gmail.com)

На кінцевій стадії переробки Ne-He суміші утворюється побічний потік гелієвого концентрату з вмістом неону близько  $y_{\text{Ne}} \approx 20\%$  [1]. Вилучення гелію з такого концентрату може здійснюватися кількома способами з використанням процесів сорбції, конденсації, виморожування і їх комбінації. Маючи в наявності увесь спектр можливих засобів охолодження, і не будучи обмеженими у виборі рівня температур в діапазоні від 4,2 до 78K [2], творці нової техніки зіштовхуються з необхідністю співставлення характеристик установок різних за принципом своєї роботи. При цьому, найважливішим техніко-економічним показником є витрати на кріогенне забезпечення сепарації. Для отримання гелію високої чистоти  $y_{\text{He}} > 99,999\%$  в багатьох випадках використовуються адсорбційні установки періодичної дії. Тривалість активного періоду таких апаратів в значній мірі визначається величиною питомої адсорбційної ємності сорбенту по відношенню к домішкам (в нашому випадку - неону). Ця величина, що позначається « $a$ », в значній мірі залежить від температури. Для прийнятих експлуатаційних умов (робочий тиск  $P = 2\text{ МПа}$  і  $y_{\text{Ne}} \approx 80\%$ ) сорбційна ємність по відношенню неону для активованого вугілля змінюється в інтервалі від  $a_{\text{Ne}}^{T=28\text{K}} = 0,65\text{ н.м}^3/\text{кг}$  при 28 К до  $a_{\text{Ne}}^{T=78\text{K}} = 0,2\text{ н.м}^3/\text{кг}$  при 78 К. Прагнення підвищити поглинаючу здатність сорбенту зумовило появлення адсорберів, що працюють на неоновому рівні температур (рис. 1) [3]

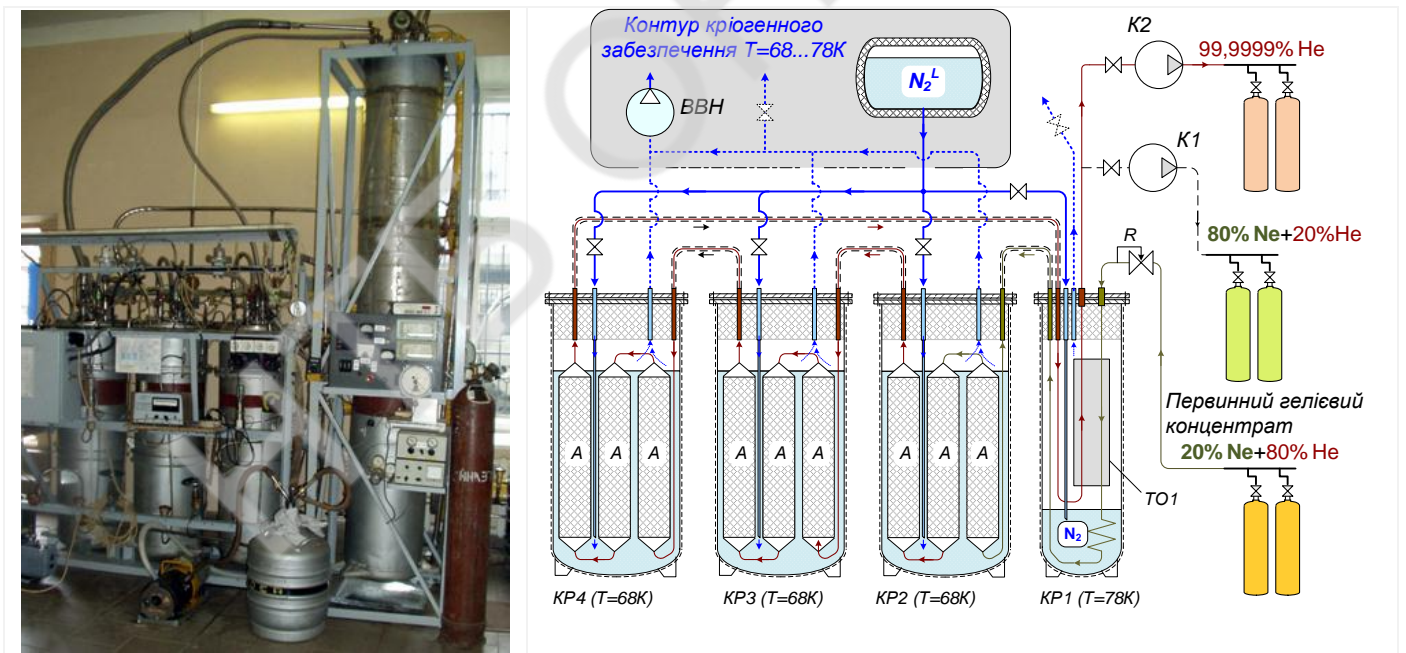


**Рис.1.** Спрощена схема адсорбційного блоку для отримання гелію з Ne-He суміші на неоновому рівні температур. R — редуктор; K1, K2 — компресора; TO1, TO2 — теплообмінники; A — секції адсорбера; ДФ — дефлегматор; ДР1 — дросель для відбору неоновго конденсату; ДР2 — дросель неоновго циклу

Для зниження навантаження на адсорбер А в схемі передбачено фазовий сепаратор ДФ, в якому з суміші у вигляді конденсату витягується 30 ... 40% неону. Рідкий неон, що містить близько 2% розчиненого в ньому гелію, дроселюється в охолоджуючу ванну адсорберів. Далі він використовується як робоче тіло в холодильному циклі. Надлишки неонових концентрату закачують компресором К1 в балони і відправляють на переробку до установок отримання чистого неону.

Виробництво гелію в адсорберах на рівні температур  $T \approx 28$  К супроводжується значною витратою енергії і проміжного холодоагенту - азоту. Тому з неоновими рефрижераторами для криогенного забезпечення адсорберів використовують розімкнуті азотні «цикли» при  $T = 66 \dots 78$  К [4].

Нижня межа зазначених температур забезпечується вакуумуванням парів азоту. Зниження сорбційної ємності при цьому компенсується збільшенням розмірів апаратів. Виявилось, що, навіть з урахуванням витрат енергії на привід вакуум-насоса, питомі експлуатаційні витрати азотних систем охолодження виявляються істотно нижче, ніж установок з неоновими рефрижераторами (рис. 1). Двадцятирічний досвід експлуатації неонгелієвих адсорберів з азотним криогенним забезпеченням (рис. 2) підтвердив їх працездатність, прийнятний коефіцієнт вилучення і високу чистоту отриманого гелію. Однак установка, показана на рисунку 2, не позбавлена конструктивних недоліків. При розміщенні адсорберів в типових криостатах висота патронів обмежена. Тому вимушено використовують кілька криостатів, а протяжний канал, заповнений сорбентом, формують з безлічі патронів (на схемі рис. 2 їх більше 40!). Таке компоноване рішення ускладнює складання та криогенне забезпечення адсорберів. Крім того, для відігрівання адсорберів при регенерації використовувався грюючий азот, який отримується шляхом газифікації відносно дорогого рідкого  $N_2$ .

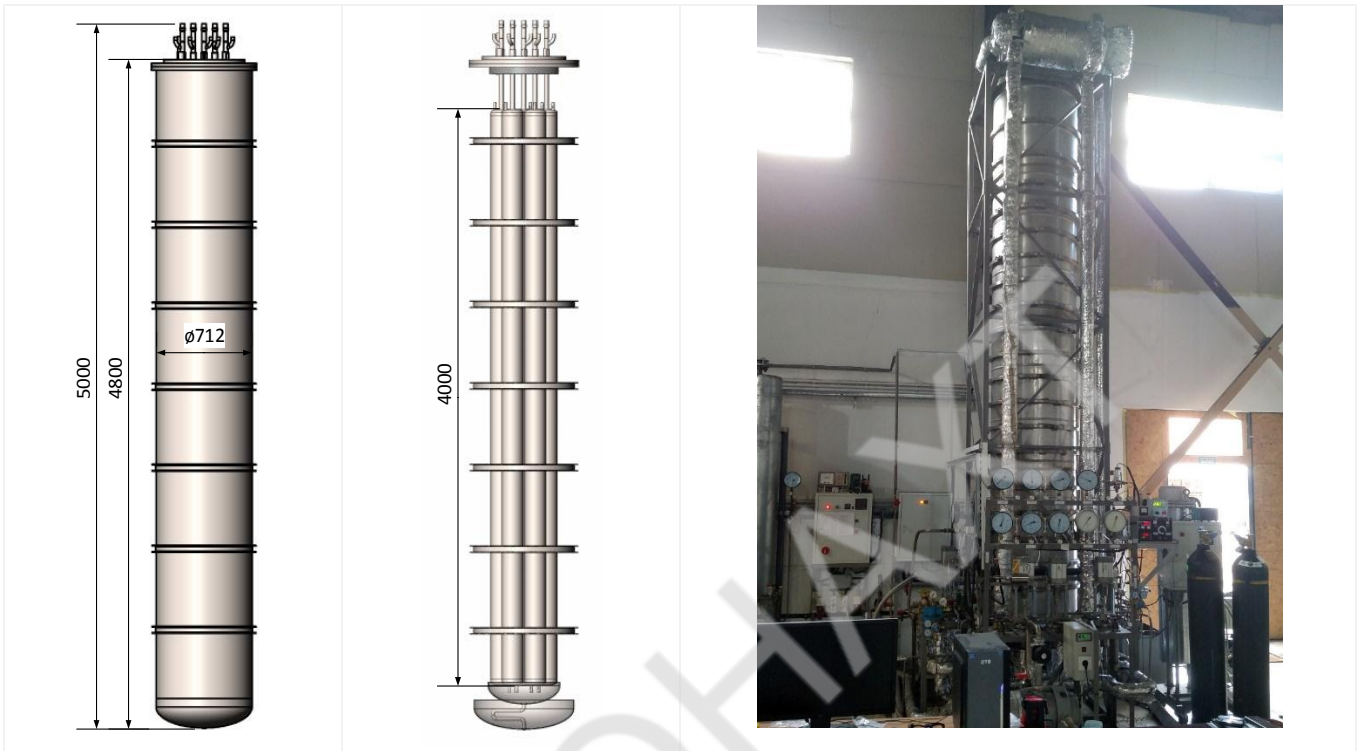


**Рис.2. Блок адсорберів, розміщених в 4-х криостатах з азотним охолодженням.** ВВН – вакуумний насос для вакуумування парів холодоагенту ( $N_2$ ), КР1...Кр4 – криостати з вакуумною ізоляцією.

Позначення R, R1, R2, A, TO 1 відповідають рис. 1.

У 2016 р введено в експлуатацію адсорбційний блок нового покоління, в якому зазначені недоліки частково усунені (рис. 3). Принциповою відмінністю створеної установки стало: розміщення всіх патронів в єдиному криостаті вискоелективної вакуумної ізоляцією і наявність в кожній із секцій вбудованого електронагрівача [5]. Крім цього, для комутації газових потоків і холодоагенту використана криогенна арматура з пневматично керуєчими приводами компанії

«Samozzi». Це, в свою чергу, дозволило повністю автоматизувати роботу адсорберів (рис. 4). Крім спектрально чистого гелію в установці отримують неоновий концентрат (80% Ne), який відводиться з адсорбера в процесі регенерації і надходить на поділ в установку вилучення неону. Використання криогенних адсорберів забезпечило безвідхідну переробку неонгелієвої суміші, одержуваної в якості побічного продукту в повітряроздільних установках.



**Рис.3. Пристрій, габаритні розміри і зовнішній вигляд блок адсорберів, розміщених в одному криостаті.**



**Рис.4. Блок пневмо керованих приводів криогенної арматури і інтерфейс оператора (праворуч).**

1. Бондаренко В.Л. Получения технического и особо чистого гелия из побочного продукта неонowego производства / В.Л. Бондаренко, С.Ю. Вигуржинская, О.В. Дьяченко, Ю.М. Симоненко // Сб. трудов III Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии». – Одесса. – 2003. – С. 108-110.

2. Архаров А.М. Многофункциональная система криогенного обеспечения на основе газовой холодильной машины / А.М. Архаров, В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко и др. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. Спецвыпуск «Криогенная и холодильная техника. Криомедицина». – 1996. – С. 74-78.

3. Бондаренко В.Л. Поколение новой техники для криогенного производства неона и гелия / В.Л. Бондаренко, В.Н. Рура, Ю.М. Симоненко и др. // Технические газы. – 2001. – № 3. – С. 37-44.
4. В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко, А.А. Чигрин, Б.А.Пилипенко. Системы охлаждения аппаратов конденсационной очистки Ne-He-смеси на уровне температур 68...78 К. Технические газы, Т. 17, № 3, 2017. С. 23-29.
5. Bondarenko V.L., Poddubna M.V., Vihurzhinska S.I., Bashkirov G.V. Energy saving technologies in installations for light inert gases producing// Proceeding of 1st International Conference of Cryogenics and Refrigeration Technologies. — Romania, Bucharest, 2016.

НТБ ОНАХТ

## ОТРИМАННЯ ІЗОТОПІВ ЛЕГКИХ ГАЗІВ МЕТОДОМ РЕКТИФІКАЦІЇ

Бондаренко В. Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, м. Москва;  
 Емельянов О. М., провідний інженер ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;  
 Меркулов М. Ю., директор науково-дослідного центру ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;  
Симоненко Ю. М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса;  
 e-mail: [ysim1@yandex.ua](mailto:ysim1@yandex.ua)

У багатьох сучасних, а тим більше перспективних, технологіях незмінно використовуються стабільні газові ізотопи. Унікальні фізико-хімічні властивості роблять їх затребуваними в наукових дослідженнях, лазерної техніці, медицині та аерокосмічній галузі. Найважливішим сегментом використання ізотопних газових продуктів представляються енергетичні установки майбутнього. Вже зараз глобальне споживання енергії перевищило рубіж  $2 \cdot 10^{13}$  кВт·ч/рік. В умовах вичерпання викопних ресурсів надія людства звернена до альтернативних джерел енергії. Серед них – реакції термоядерного синтезу (рис. 1). При таких перетвореннях ізотопів легких газів, крім енергії, утворюється також переважаючий в природі ізотоп гелію –  ${}^4\text{He}$ . Найближчі десятиліття основними джерелами гелію будуть природні, попутні і нафтові гази, що добуваються з надр США, Алжиру та Катару. Але природні запаси гелію не безмежні і в земних покладах: до кінця XXI століття його практично не залишиться. Якби існувала «Червона книга» зникаючих на Землі хімічних елементів, то гелій в ній, однозначно, входив би в першу десятку найбільш критичних речовин, поряд зі сріблом, цинком і германієм. Причому в цьому списку гелій є єдиним газоподібним елементом. Гелій, а також його ізотопні компоненти, по праву вважаються найважливішими стратегічними ресурсами людства. Вже зараз розглядаються перспективні проекти доставки ізотопу  ${}^3\text{He}$  з Місячної поверхні на Землю.

Альтернативою  ${}^3\text{He}$  в ядерній медицині може розглядатися рідкісний ізотоп неону –  ${}^{21}\text{Ne}$ . Медики покладають на нього великі надії, так як атомні та фізичні властивості допускають його застосування при MRI діагностиці вентиляції легенів. У порівнянні з  ${}^3\text{He}$ , котрого в «земному» гелії  $2 \cdot 10^{-5} \%$ , а в повітрі атмосфери Землі  $7 \cdot 10^{-10} \%$ , ізотоп  ${}^{21}\text{Ne}$  – більш доступний. Його концентрація в повітрі  $5 \cdot 10^{-6} \%$ . Крім ізотопу з атомною масою  $M = 21$  до складу неону входить ще два компонента з атомним номером  $N = 10$ :  ${}^{22}_{10}\text{Ne}$  і  ${}^{20}_{10}\text{Ne}$ . У другій половині XX-го століття ізотопи неону стали об'єктом дослідження фізиків в лабораторіях Стокгольма, Берклі і Дубні. У 1964 р за допомогою неону був відкритий елемент №104 – курчатовій. Радянські вчені вперше отримали цю речовину в результаті синтезу ізотопів неону і плутонію.

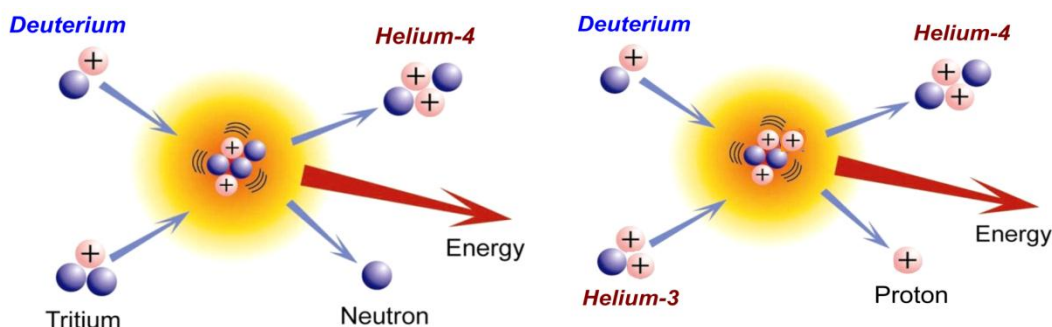


Рис.1. Термоядерні реакції за участю ізотопів легких газів

В результаті ядерних реакцій на основі  $^{22}\text{Ne}$  можуть бути синтезовані також нобелій, францій і астат [1]. Ізотопні аномалії сприяють розкриттю таємниці утворення нашої планетної системи. Зокрема, астрономи виявили, що при нагріванні деяких метеоритів виділяється практично моноізопоп –  $^{22}\text{Ne}$ , в той час як сумарний вміст  $^{21}\text{Ne}$  і  $^{20}\text{Ne}$  не перевищує 1% (що на два порядки нижче, ніж в неоні, що отримується з земної атмосфери).

Газова суміш ізотопів неону ( $^{20}\text{Ne} + ^{22}\text{Ne}$ ) є активним середовищем гіроскопів, робота яких базується на ефекті Зеємана. Вони нечутливі до механічних впливів і мають стабільний масштабний коефіцієнт. Крім навігації ізотопні лазери також затребувані для досліджень в фундаментальних галузях фізики.

Незважаючи на близькі фізичні властивості ізотопних компонентів, їх можна витягати з сумішей методом низькотемпературної ректифікації. Даний метод використовується в промислових масштабах, незважаючи на ряд технологічних труднощів. Перша з них – відносно складне криогенне забезпечення досить габаритних колон (див. нижче) при температурах  $T = 4,2 \text{ К} \dots 28 \text{ К}$ . Навіть в умовах ефективної вакуумної ізоляції та екранування зовнішніх теплопритоків забезпечити адіабатні умови по всій довжині колони не завжди вдається. Існує ймовірність виникнення «парових пробок», які виключають частину працюючого контактного простору і скорочують число реальних одиниць перенесення. При конструюванні масштабних ізотопних колон слід вживати заходів для компенсації теплових деформацій, так як зміна довжини окремих елементів при охолодженні буде вимірюватися сантиметрами!

Неон знаходиться на межі застосування дистиляційного методу, який вважається ефективним при молекулярних масах  $M < 20$ . Коефіцієнт поділу при дистиляції ізотопної пари  $^{20}\text{Ne}-^{22}\text{Ne}$  рівний відношенню пружності насичених парів, близький до 1,0 (2). Для ізотопних сумішей  $\text{H}_2 - \text{HD}$  і  $^3\text{He} - ^4\text{He}$  цей показник дорівнює відповідно 1,6 і 3,2.

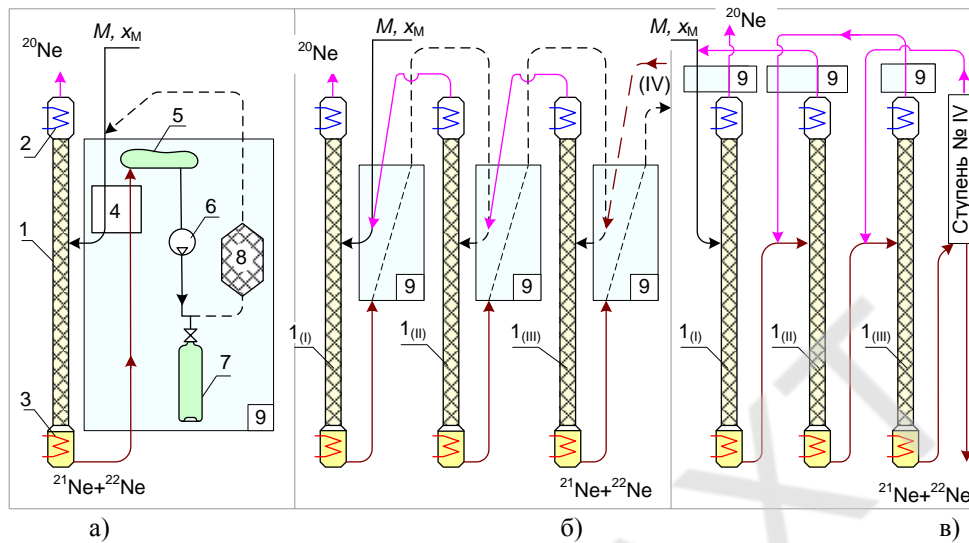
$$\alpha = \frac{P_{^{20}\text{Ne}}}{P_{^{22}\text{Ne}}} = 1,032\dots 1,047 \quad (2)$$

При типовій для неонових установок робочій температурі  $T = 28 \text{ К}$  відносна летючість названих неонових ізотопів становить всього  $\alpha = 1,037$ . Ефективний поділ можливий в ректифікаційних апаратах, які характеризуються сотнями одиниць перенесення. Висота насадочного шару, що еквівалентна теоретичній тарілці, становить 30 ... 40 мм [2]. Тому протяжність тільки масообмінної частини колони буде перевищувати 10 метрів. Висота лабораторних установок для отримання ізотопних компонентів обмежена. При цих умовах в одиночній колоні проблематично отримати ізотопний продукт з високою концентрацією та прийнятним коефіцієнтом вилучення. При недостатній кількості наявних одиниць перенесення розподіл ізотопних компонентів вимушено проводять в декілька стадій. На рисунку 2 показані схеми, в яких послідовно здійснюється концентрування висококиплячого ізотопного компонента ( $^{22}\text{Ne}$ ). У процесі збагачення з контуру виводиться у вигляді дистиляту суміш, що збагачена низькокиплячим ізотопом  $^{20}\text{Ne}$ . Перша схема (рис. 2-а) передбачає багаторазову переробку проміжних фракцій в одній і тій же колоні. Очевидно, що продуктивність такого методу невелика, і для підвищення продуктивності доцільно використовувати каскад з декількох колон [2], включених послідовно (рис. 2-б). Особливістю другої схеми є повернення дистиляту (верхньої фракції) в попередні секції  $I_{(I)}$  и  $I_{(II)}$ , відповідно, для повторної переробки. Для цього в кожній наступній ступені необхідно підтримувати підвищений щодо попереднього ступеня тиск  $P_I < P_{II} < P_{III}$ .

І в першому, і в другому випадку (рис. 2-а, б) для подачі збагачених  $^{22}\text{Ne}$  концентратів використовують ряд непродуктивних процесів (див. поз. 9). Отримувані в кубах проміжні фракції вимушено відігрівають до температури навколишнього середовища, збирають в газгольдерах, компримують, очищають від домішок, охолоджують і знову впускають в чергову колону (варіант б) або в цю ж колону (вар. а). На жаль, ці процедури призводять до втрат цінних ізотопних компонентів ( $^{21}\text{Ne} + ^{22}\text{Ne}$ ). Перспективним, на нашу думку, видається третій варіант (рис. 2-в), так як в ньому цінні продукти надходять безпосередньо в наступні ступені каскаду в холодному вигляді. При цьому в

блоки 9 (збору, зберігання і очищення фракцій) подаються менш цінні продукти, що збагачуються компонентом  $^{20}\text{Ne}$ .

Створені і випробувані каскадні установки для поділу Ne на ізотопи (рис. 3). В умовах обмеженої доступної висоти колон отримані компоненти з ізоотною концентрацією  $> 99,99\%$  [3].



**Рис. 2. Варіанти багатостадійного поділу ізоотопних з'єднань. а) - на основі однієї і тієї ж колони ректифікації**  
**б) - в каскаді послідовних колон з відігрівання проміжних фракцій, збагачених цільовим продуктом;**  
**в) - в каскаді послідовних колон з відігрівання проміжних фракцій, збіднених цільовим продуктом.**

Позначення: 1 - ректифікаційні колони; (I) ... (III) - № ступенів; 2 - конденсатор; 3 - випарник куба; 4 - теплообмінник; 5 - газгольдер; 6 - компресор; 7 - ресивер; 8 - адсорбер; 9 - блок збору, зберігання і очищення фракцій



**Рис. 3. Ступенева установка для вилучення стабільних ізоотопів неону**

1. Бродский А.И., Стабильные изотопы легких элементов, / Успехи физических наук, т. XX, вып. 2, 1988г. с.153-182.

2. Patent 9,168,467 (USA), F25J 3/02; B01D 3/14. Assembly for separation gas mixtures in fractionating columns / Vitaly Bondarenko, Iurii Symonenko. Date of Patent: Oct. 27, 2015.

3. В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко, О.В. Дьяченко и др., Получение стабильных изотопов неона в каскаде ректификационных колонн // Технические газы. – 2012. – №5. – С. 29-40.

УДК 621.593

## ВИКОРИСТАННЯ БАРОМЕМБРАННОГО ПРОЦЕСУ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ НЕОНОГЕЛІЄВОЇ СУМІШІ

Башкиров Г. В., інженер ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса  
Кошовий С. О., кандидат техн. наук, керівник НПК «Гелій», ООО «Кріоін Інжиніринг»  
Симоненко Ю. М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса  
e-mail: [ysim1@yandex.ua](mailto:ysim1@yandex.ua)

Неон високої чистоти отримують з суміші, що містить Ne і He в співвідношенні приблизно 3: 1. Концентрація неону в такому потоці  $y_{Ne} \approx 75\%$  задається кількістю даних інертних газів в атмосфері і може варіюватися в невеликому інтервалі в процесі збагачення і очищення суміші [1]. При поділі потоку Ne-He методом фазової сепарації при  $T \approx 30$  К утворюється гелієва віддувка з концентрацією  $y_{Ne} = 18 \dots 20\%$ . Подавати (повертати) його в ректифікаційну установку безглуздо, так як такий крок призведе до небажаного накопичення гелію в контурі. Це, в свою чергу, може викликати зниження холодопродуктивності дросельного циклу і негативно позначиться на чистоті неону, одержаного в кубі ректифікаційної колони.

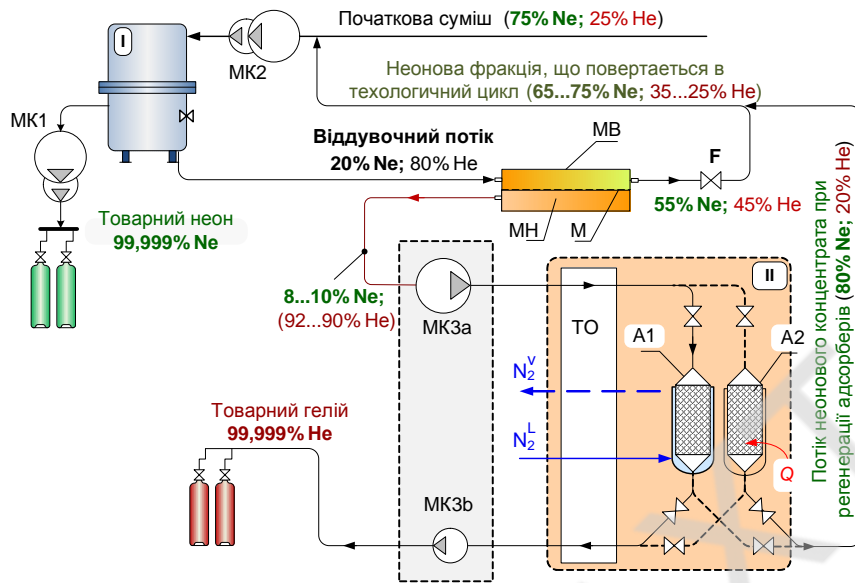
З цієї причини віддувочний потік гелію переробляють в окремому блоці методом періодичної адсорбції. Найбільше практичне застосування отримали апарати з азотним охолодженням при температурі  $T = 68 \dots 78$  К [2]. В результаті переробки віддувки утворюються два потоки – чистий гелій (99,999%) і суміш, що багата неоном ( $y_{Ne} = 80 \dots 85\%$ ). Цей продукт – сировина для неонові ректифікаційної установки, оскільки він за складом близький до основного потоку неонові суміші (див. вище). Таким чином, в результаті сукупного використання процесів фазової сепарації при неонових температурах і адсорбції на рівні азотних температур забезпечується практично безвідходне отримання неону і гелію високої чистоти.

Переважною статтею експлуатаційних витрат в блоці для переробки віддувки є витрати на кріогенне забезпечення. Кожен період роботи адсорбера супроводжується регенерацією, тобто відігрівом, за яким слідує чергове охолодження шару сорбенту і корпусу апарату до температур киплячого азоту. Питомі витрати на отримання гелію і неонові концентрату в кожному циклі багато в чому залежать від кількості рідкого азоту, що витрачається на кріогенне забезпечення, та кількості переробленої суміші. Останній параметр визначається ємністю сорбенту по відношенню до неону і концентрацією неону у віддувці.

Важливим резервом скорочення енергетичних витрат є збільшення тривалості робочої фази, тобто часу насичення адсорбера неоном до настання «просакування» Ne на виході. Звичайно, такий крок забезпечить при тих же витратах азоту великі обсяги одержуваних в адсорбері фракцій. Знизити навантаження на адсорбційний блок і скоротити число перемикань адсорберів можна за рахунок зменшення концентрації неону в віддувочному потоці. Таке завдання можна вирішити шляхом дефлегмації на рівні температур  $T < 28$  К [3]. В результаті даного процесу близько половини неону в складі віддувки перейде в конденсат. При цьому концентрація Ne на виході з фазового сепаратора зменшиться до 10%. Однак фазовий поділ суміші He-Ne при цих умовах дуже енергоємний. Виграш в адсорбційному циклі багато в чому буде знівельовано додатковими витратами на кріогенне забезпечення дефлегматора.

З огляду на складність створення та експлуатації фазового сепаратора на неоновому рівні температур, використаний альтернативний метод збагачення віддувки гелієм на вході в адсорбер. Запропонований спосіб базується на застосуванні мембранного модуля [4]. Його робота заснована на різному рівні проникності окремих компонентів суміші через матеріал мембрани. Ці відмінності характеризуються фактором поділу, який для системи He-Ne дорівнює  $\alpha = 4 \dots 5$ . Таким чином при

однаковому перепаді тисків через одиницю площі перегородки гелій буде проникати в кілька разів інтенсивніше, ніж неон.



**Рис.1. Схема комплексу для отримання неону і гелію високої чистоти з використанням мембранного модуля.**

I – блок ректифікаційного вилучення Ne; II – блок адсорберів для вилучення Ne; МК1 ... МК3 – мембранні компресори; МК3а і МК3б – перший і другий ступені компресора МК3; М – мембрана; МВ і МН – порожнини високого і низького тиску мембранного модуля; А1 і А2 – криогенні адсорбери; HE – теплообмінник; F – регулятор витрати непермеатного потоку мембрани.

Схема комбінованого пристрою на основі мембрани й блоку адсорберів показана на рисунку 1. З установки отримання неону I віддувочний газ подається в порожнину МВ високого тиску мембранного модуля. Під дією різниці тисків частина суміші (переважно гелій) проникає через селективний шар М в порожнину МН низького тиску мембранного модуля. За рахунок різних проникностей компонентів суміші на виході з порожнини МН формується потік збагаченого гелію з концентрацією порядку  $y_{\text{He}} = 90 \dots 92\%$ . Потік, що залишився (не пройшов через мембрану М), зберігає свій тиск і на виході з порожнини МВ збагачується неоном з 20 до 55% Ne. Цей газ повертається в технологічний цикл неонові установки I. На переробку в блок ректифікації I також надходить неоновий концентрат, який виділяється з адсорберів (рис. 1 – А2) при їх регенерації.

На виході з мембранного модуля М концентрації фракцій визначаються співвідношенням їх витрат. Основним елементом управління при цьому є регулятор F, встановлений на непермеатном потоці. При відкритому регуляторі F кількість Ne, що проникає через мембрану в порожнину МН, незначне. На вхід компресора МК3а надходить маловитратний потік концентрованого гелію, а навантаження по неону на адсорбер А1, (А2) мінімальне. Однак такий режим не можна визнати оптимальним, оскільки неоніа фракція, що повертається, буде містити менш ніж 40% Ne і переробка її в ректифікаційній установці I викличе технологічні труднощі.

При закритті регулятора F концентрація неону на виході з порожнини МВ збільшується до 60 і більше відсотків. Одночасно зростає витрата потоку, що проникає через мембрану, на виході з порожнини МН. Цей процес також супроводжується наростанням концентрації неону, і навантаження на адсорбер збільшується. Можна припустити, що існує оптимальне співвідношення витрат на виході з мембранного модуля. Це співвідношення повинне забезпечувати відчутну економію ресурсів в адсорбері та прийнятну концентрацію неоновіа фракції, що повертається. Для підтримки названого режиму запропонована схема управління (рис. 2), яка заснована на використанні компаратора, постійно аналізуючого склад непермеатного потоку неоновіа фракції [5]. У разі



## MODELING OF THERMAL MODES OF THE REFLUX CONDENSER OF THE ABSORPTION REFRIGERATION UNIT

**Kholodkov A.O., Titlov A.S.**

**Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, [titlov1959@gmail.com](mailto:titlov1959@gmail.com)**

Currently, developers of modern refrigeration equipment, in accordance with the plans of the UN, are moving to natural refrigerants (hydrocarbons, carbon dioxide and ammonia) that do not have an adverse technological impact on the ecosystem of the planet. In domestic refrigeration technology, one of the options is absorption refrigeration units, the working body of which is an aqueous ammonia mixture with the hydrogen addition. Having a number of unique advantages over compression analogs, absorption systems are characterized by lower energy characteristics.

As the analysis shows, the maximum thermodynamic losses in the absorption aggregates are concentrated in the generating unit when the ammonia is evaporated, it is purified from water vapor and transported to the evaporator. In this connection, the mathematical modeling of the thermal regimes of the reflux condenser is performed, which is responsible for purification and transportation of ammonia vapor. In general, based on general physical concepts, two modes of the reflux condenser operation can be distinguished: a) the mode of cleaning the vapor mixture, when the wall temperature exceeds the condensation temperature of ammonia; b) partial condensation of pure ammonia vapors.

Calculation shows that in order to ensure a complete purification of the ammonia vapor stream under the severe conditions of ARU operation, the thickness of the thermal insulation of the refluxing section in the form of a fiberglass cloth should be 3..4 mm thick.

Analysis of the calculation results in shows that the installation of a heat-insulating jacket along the entire height of the reflux section of the main basic ARU designs makes it possible to increase the refrigerating capacity of the evaporator in comparison with the traditional partial thermal insulation of the lifting section of the reflux condenser by 17..22 %.

The developed model is of particular interest when optimizing the ARU operating conditions with variable thermal loads in the generator, including with afterburner. Having the dependence of the flow rate of the vapor mixture at the inlet to the reflux condenser on the applied heat load, it is possible to control the location of the ammonia vapor purification zone at any air temperature in the room and to realize the energy saving modes of operation of household ARUs using electronic control systems.

ARs possess a number of undoubted operational advantages (reliability, long life, noiselessness in operation, minimum cost) in comparison with compression analogs, as well as versatility in the use of energy sources, in the presence of energy-saving technologies, can expand their presence in the domestic refrigeration market.

One of the effective and low-budget methods for increasing the ARU energy efficiency is the technology to reduce losses when transporting ammonia to the artificial cold zone (evaporator). A key role in this process is performed by the ARU reflux condenser, which purifies ammonia vapor by removing the heat of a phase transition into the environment in the temperature range from 10 to 32 °C.

To reduce the losses during the transportation of ammonia through the ARU reflux condenser, it is necessary to install a thermal insulation that would efficiently purify ammonia vapor (at high ambient temperatures) within the working temperature range and promote its minimum condensation of ammonia (at low ambient temperatures).

Modeling of the thermal modes of the reflux condenser that are performed within the framework of this work allows to obtain such optimal parameters of heat insulation, and it is expedient to install thermal insulation along the entire length of the reflux condenser, which is not practiced in the latest developments of leading manufacturers.

УДК 621.365.5

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

Osadchuk E.A., Kirilov V.Kh., Mazurenko S.Yu.  
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, [vladkir@renome-i.net](mailto:vladkir@renome-i.net)

A basic volume of the market of equipment for the separation of water from the air, in our times, falls on the systems, having in its composition compression refrigeration unit electrically-driven. At the same time, the use of compression unit is perspective only for the performance to 3-4 liters per hour. There is substantial growth of sizes of setting at more high performance.

The necessary condition of work of compression refrigerating machines is the availability of electrical energy. At the same time, the overwhelming number of countries experiencing water shortages are limited in energy resources. The sun is the only source of energy that they have.

Thus, the problem of obtaining water from atmospheric air is an actual scientific and practical task which didn't find the decision up till now and most of the technical proposals remain on the level of patents.

Therefore, we have chosen the use of modernized absorption refrigeration machines (ARM) working from low-grade heat source such as solar energy, as the most perspective direction. The possibility of using the existent infrastructure of solar water heaters is one of the promising directions. The total area of solar collectors (SC) in the world is more than 110 million square meters.

The analysis of performance characteristics of ARM showed that the main problems that must be solved when they are used in systems producing water are following:

- a. first of all, to develop the design of ARM air cooled heat dissipating elements
- b. secondly, to offer a cycle which can be implemented in a tropical ambient temperatures and level of temperatures of traditional water solar collectors (80-100 °C).

In such circumstances, ammonia-water-absorption refrigeration machines (AWARM) are the most perspective and which allow to conduct the necessary modification of the cycle.

It is necessary to mark with the choice of AWARM that in connection with unfavorable technological environmental impact of the refrigeration systems the last years more and more attention is paid to natural refrigerants. The last documents are already expressly regulated the application of concrete natural refrigerants for the different types of refrigeration machines: for domestic and commercial refrigerators – propane; for medium-sized refrigerators - carbonic acid; for larger systems - ammonia.

AWARM in contrast to its analogs - lithium bromide absorption refrigerating machines and water ejection refrigerating units, where cooling agent is water, have wider applications, in particular, at negative temperatures to minus 50 °C. It is possible to use the most different thermal power sources for their work: process steam, hot water, off-gas of stoves, exhaust gases of internal-combustion engines. Except the tasks of air conditioning, AWARM can be used in refrigerators with long-term frozen food storage and agricultural raw material.

The particular interest is presented by ammonia AWARM working on renewable energy sources such as on solar radiation energy. Such interest is related to the possibility of year-round use of solar collectors, which are currently used in heating systems and hot water supply. It is assumed that an excess of solar energy in a frost-free season can be sent to generator of AWARM to produce the artificial cold. The chill which has been got can be used in air conditioning systems and in refrigerators.

Despite the seeming ease AWARM application, there is no confidence of its use in the system with SC. First of all, it is connected with the temperature level of the heating heat carrier, i.e. with the choice of SC type. So, the traditional water SC in a temperature range of 80...100 °C, and vacuum to 250 °C. Respectively, they have a large cost. Work objective- to find the temperature of the heating source at which the cycle of AWARM will have maximum energy efficiency at predetermined temperatures of cooling object and refrigerating medium, i.e. under given operating conditions of AWARM.

УДК 621.575.932:621.565.92

## DEVELOPMENT OF UNIVERSAL ABSORPTION REFRIGERATION DEVICES FOR OPERATION IN A WIDE RANGE OF AMBIENT TEMPERATURES

Selivanov A.P.

Odessa Technical College of Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa,  
ref.selivanov@gmail.com

In the recent years, greater weight in the structure of agricultural production in Ukraine belongs to individual farms and farmers. In these farms arise the problems of forming a regular economical budget, including a major problem in the preservation of the grown crops for three to six months in commercial quantities and at minimal energy costs. However, the acknowledged fact in world practice is the loss of most of the harvest of agricultural products in the absence of adequate refrigeration storage. Currently, the bulk of Ukrainian harvested fruits and vegetables is traditionally stored in the basements, where during the warm seasons (August—November, April—May) the required temperatures (5...12°C) often cannot be maintained. To ensure the required regimes of storage, the market of household and commercial refrigeration equipment for small wholesale manufacturers offers national and imported demountable (panel) cold storages of volumes 3...9 m<sup>3</sup>, equipped with compression refrigeration machines. In modern conditions in rural Ukraine, operation of such cells is hampered by lengthy power outages and by poor quality electricity incoming (range of fluctuation of voltage is 160—250 V). The current situation makes appeal to heat-powered pumpless absorption refrigeration units (ARU).

Technical and economic characteristics. Refrigeration units of ARU have a number of unique features such as:

- a) the possibility of use in a single ARU a number of different sources of heat — both electric and alternative (heat of combustion of fossil fuels and biogas, solar radiation, exhaust emissions of internal combustion engines);
- b) the ability to work with low-quality sources of energy, including electricity network in the voltage range of 160...250 V;
- c) noiselessness, high reliability and long service life.

The advantages of ARU should include the minimal price among existing types of small capacity refrigeration equipment, which in many cases determines their popularity among customers.

Important in modern conditions is also the fact that the working fluid of ARU — water-ammonia solution with the addition of inert gas (hydrogen, helium or mixtures thereof) belongs to natural refrigerants and is therefore completely environmentally safe (has zero ozone-depleting potential and the potential of the “greenhouse” effect). One of the most effective developments is the universal low-temperature chamber (LTC) of the “chest” type series, including the vehicle type (installed on car trailers), with a useful volume: 100; 180; 220; 240; 280 dm<sup>3</sup>. LTC’s original design of the “chest” type is protected by Ukrainian patent № 50941 and has two refrigeration units (on the sides or on the rear wall in a row), designed to provide storage regimes in a wide temperature range — from minus 18°C (long term storage) to plus 10...12°C (short-term storage of fruits and vegetables). All the developments are made on the basis of modern serial industry technologies of Vasytkivskyy factory of refrigerators. Design features of “chest” help to preserve cooled air inside the chamber, so that when you open the lid from the room, the air with a high moisture content does not get on the heat-receiving panels. This can significantly reduce the rate of formation of snow coats and thereby improve the performance and power characteristics of LTC.

The implementation took place at the Vasytkivskyy refrigerators plant. Achieved reducing energy consumption — up to 50%, enhanced functionality. To create a batch sample of absorption refrigerator with alternative energy sources, it is necessary to develop and produce the burner that works on, for example, liquefied gas, kerosene, diesel fuel, or gasoline. It is expedient to consider the use of biogas and gas generators. To successfully promote on the market, such a device must have an appropriate level of reliability and security.

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

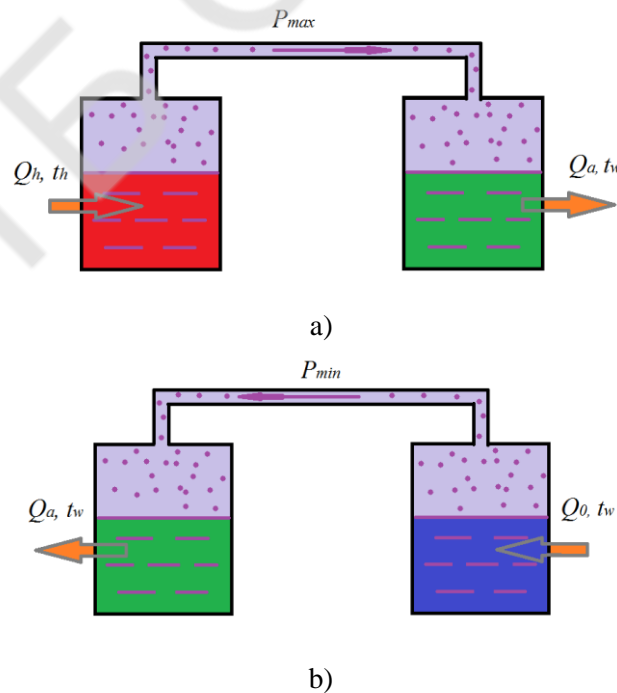
Ozolin N.E., Titlov A.S.

Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, [titlov1959@gmail.com](mailto:titlov1959@gmail.com)

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

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

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



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

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

In the cooling phase (Figure 1.b), the heat flow from the heat source is blocked, and the outside air is supplied to the outer surface of the G-A, leading to its cooling to ambient environment temperatures. Due to the equilibrium shift in the WAS, when the temperature in the G-A is lowered, the system moves into a state of reduced pressures. In the internal volume of AWRU PO, the system pressure falls to the minimal (in the initial time) value  $P_{min}$ . At this point, saturated with ammonia WAS in the A-E starts to boil with heat removal from the outside air flow. Upon cooling of WAS, a thermal flow  $Q_0$  from the environment into the G-A appears due to the temperature difference, that flow is a refrigerating capacity of the AWRU PO. The generated vapor of ammonia is absorbed in the G-A zone with a heat of absorption  $Q_a$  transferring to the environment with the corresponding temperature  $t_w$ . In this process, there is a monotonic increase of pressure with a corresponding increase of temperature in the A-E zone. The air flow that washes over the outer surface of the A-E is cooled to temperatures below the dew point, and the water condensate evaporates out of it. The cooling process takes place until the establishment of thermal equilibrium in zones G-A and A-E.

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

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

a) for the liquid phase:

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

b) for the vapor phase:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## CONCLUSIONS

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

## REFERENCES

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

УДК 621.517

## АНАЛІЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛІВ ТЕРМОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С., Проценко М.І., СумДУ, Суми, mik\_protzenko@i.ua

Згідно II—го закону термодинаміки термотрансформація в теплових насосах будь якого типу потребує затрат компенсаційного енергетичного потоку. Якщо таким потоком є тепловий потік джерела з більш високим температурним рівнем, ніж температурний рівень середі, що нагрівається для споживача, то подібні теплові насоси звичайно прийнято класифікувати як тепловикористовуючі. У принципі, якщо виключити малу долю гідро та вітроенергетики в загальному об'ємі виробництва електроенергії, то будь який тепловий насос можна розглядати як тепловикористовуючий з показником  $COP_{\Sigma}$ . Даний коефіцієнт перетворення дозволяє виконувати порівняння енергоефективності теплових насосів та холодильних машин для різноманітних схемних рішень та видів енергії, що витрачається, як в моноенергетичному споживанні, так і в гібридному.

У теплових насосах незалежно від виду енергоресурсу, що витрачається повинно бути реалізовано підвищення тиску робочої речовини (холодоагенту) для термотрансформації теплоти низькопотенціального джерела. Вказане підвищення тиску забезпечується шляхом:

- механічного або струминного енергетичного перетворення у політропних процесах стиснення парової (газової) фази;
- реалізація насосного режиму рідкої фази з суміщенням поглинально-роздільного процесу зміни агрегатного стану робочої речовини.

У першому випадку теплота забезпечується компресією парової фази за рахунок вироблення її механічного еквіваленту у циклі теплового двигуна суміщеного з компресором або у компресорних порожнинах машини, працюючих за циклом Стірлінга.

У другому випадку теплота витрачається на випаровування або десорбцію парової фази з рідини, на підвищення тиску якого витрачається в незначній кількості технічна робота для приводу насоса. Якщо в якості приводу застосовується електродвигун, то в кінцевому підсумку подібна термотрансформація також основана на тепловикористанні.

Виходячи з концептуальної різниці енергоперетворення високопотенційної теплоти для термотрансформації низькопотенційної теплоти пропонується класифікувати тепловикористовуючі теплові насоси як термокомпресійні за нижченаведеною схемою, представленою в таблиці 1.

Таблиця 1 Класифікація ТКТН

Класифікацій- ний чинник	Термокомпресійні теплові насоси (ТКТН)					
	Механічна		Струминна		Хімічна	
Вид термокомпресії	2	3	4	5	6	7
Схемно- циклове рішення	Суміщення циклів Ренкіна та Планка (цикл Чистякова- Плотникова)	Суміщення циклів Стірлінга та Філіпса	Зовнішня генерація робочої пари для ежектора	Релаксаційне пароутворення у ежекторі	Суміщення процесів абсорбції та десорбції Абсорбційний тепловий насос	Суміщення процесів абсорбції та десорбції Адсорбційний тепловий насос
Основне обладнання	Агрегат «Турбіна- компресор»	Комбінація «Поршень- витискач»	Парострумин- ний ежектор	Струминний термокомпресор- ний модуль (СТК)	Агрегат тепло- масообмінних компонентів	Абсорбційно- десорбційний модуль

*Продовження таблиці 1*

1	2	3	4	5	6	7
Робоча речовина	HFC та HC-типу; H <sub>2</sub> O+NH <sub>3</sub> ; CO <sub>2</sub>	повітря, азот, CO <sub>2</sub>	HFC та HC-типу; H <sub>2</sub> O	HFC та HC-типу; CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O; H <sub>2</sub> O+NH <sub>3</sub>	LiBr+ H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O+цеоліт

Аналіз енергоефективності тепловикористовуючих теплових насосів виконаний для режиму  $t_k = 60^\circ\text{C}$  та  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  з використанням теплоти від гарячого джерела у інтервалі температур 100-120<sup>0</sup>С. Результати представлені у таблиці 2.

Таблиця 2 Показники енергоефективності

Цикл	Холодоагент	COP	COP <sub>Σ</sub>	$\varepsilon_{ex}$	U
Парокомпресійного теплового насосу	R134a	3,015	0,904	0,11	–
Пароелектричного теплового насосу	R236fa	1,039	0,92	0,125	0,075
Чистякова-Плотнікова	R236fa	1,193	1,052	0,135	–
Теплового насосу з СТК-модулем	R134a	2,31	1,44	0,88	0,047

У розрахунках прийнято:  $\eta_{s,k}=0,8$ ;  $\eta_{s,T}=0,82$ ;  $COP_{TT}=0,9$ ;  $COP_{TEC} \cdot COP_{ЛЕП}=0,3$ .

Список інформаційних джерел

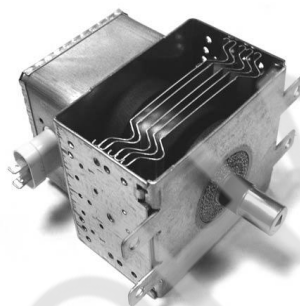
1. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк.– Одесса: Студия «Негоциант», 2006.-712с.
2. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис; под ред. Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002.
3. Холодильные машины: учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек [и др.]; под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с., ил.
4. Арсеньев В. М. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах / В. М. Арсеньев, В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов, М. И. Проценко // Холодильна техніка і технологія. – 2009. – №5 (121). – С. 51–56.
5. Арсеньев В.М. Характеристики теплонасосного режима гибридного термотрансформатора с использованием естественных источников теплоты / В. М. Арсеньев, М. И. Проценко, В. Н. Козин, С. В. Буянов // Энергосбережение • Энергетика • Энергоаудит Общегосударственный научно-производственный и информационный журнал № 09 (103) сентябрь 2012. С. 9–23.

УДК 621.365.5

## СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ ГЕНЕРАТОРА МІКРОХВИЛЬОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Георгієш К.В., ОНАХТ, м. Одеса [georgiesh.kat@gmail.com](mailto:georgiesh.kat@gmail.com)

Стійкість роботи мікрохвильових пристроїв залежить від ефективності роботи системи охолодження анодного блоку магнетрона, на якому виділяється теплота, що вивільняється при перетворенні енергії від електричної мережі в мікрохвильову. Це є непереборною проблемою роботи магнетрона, внаслідок чого вихідна потужність магнетрона менше споживаної від мережі. У сучасних пристроях ККД магнетрона може досягати 80%, однак доступні до застосування в промисловості мають ККД в середньому на рівні 65%. Вивільнена теплота розігріває анодний блок, і без його ефективного охолодження ресурс роботи магнетрона буде обмежений. З огляду на те, що мікрохвильові установки, які проектуються передбачають тривалу роботу, на відміну від побутових мікрохвильових печей, цьому питанню слід приділити особливу увагу. Існуючі магнетрони потужністю до 1-1,5 кВт передбачають систему повітряного охолодження, для чого на анодному блоці кріпляться ребра (рис.1).



**Рисунок 1– Магнетрон з ребрами для повітряного охолодження анодного блоку**

Для більш потужних магнетронів застосовується рідинне охолодження, при якому поверхня анодного блоку розміщена у сорочці охолодження, усередині якої циркулює рідина. Розглянувши та проаналізувавши існуючі схеми і особливості тепловідведення для різних випадків, була обрана в якості базової система рідинного охолодження. Цей вибір був заснований на наступних положеннях:

а) щільність теплового потоку на поверхні анодного блоку складає  $1,68 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. Для відводу теплового навантаження такого рівня найбільш краща система рідинного охолодження. Магнетрони з даним рівнем потужності також охолоджуються за допомогою повітряної системи, однак не можуть тривалий час працювати в безперервному режимі через можливість перегріву.

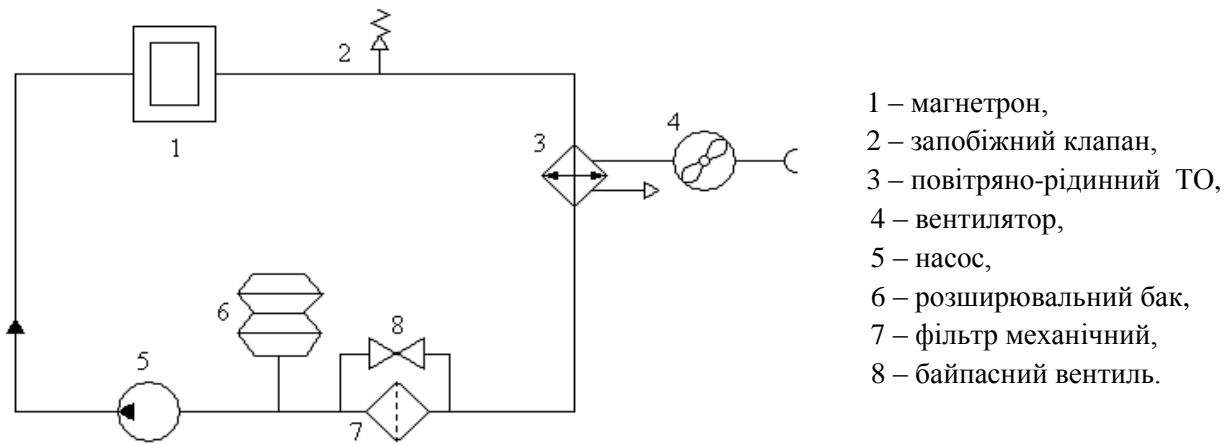
б) в системі рідинного охолодження (СРО), на відміну від системи повітряного охолодження (СПО), температура теплоносія на вході в сорочку охолодження постійна.

в) завдяки замкненому контуру виключена можливість потрапляння частинок в сорочку охолодження та забивання каналів, що є ще однією перевагою в порівнянні з СПО.

г) на відміну від випарної системи охолодження (ВСО), яка відрізняється високою ефективністю тепловідведення, в СРО виключається утворення накипу в каналах охолодження.

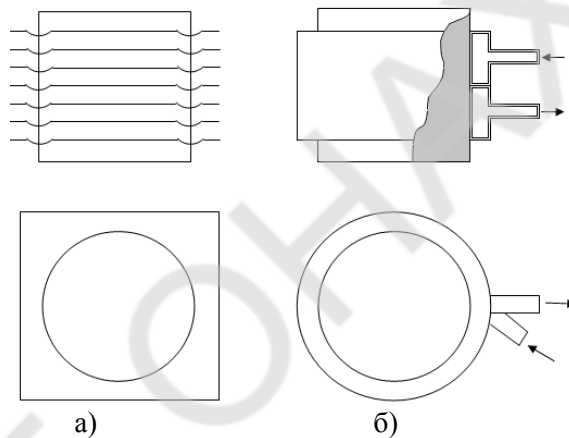
д) для СРО орієнтація в просторі не має вирішального значення, на відміну від ВСО. Це також полегшує умови транспортування. Схема СРО для розглянутого МВ-пристрою наведена на рис. 2.

Для організації тепловідведення від поверхні за допомогою СРО потрібно замінити ребра, встановлені раніше на магнетроні і призначені для СПО, на сорочку охолодження, яка передбачає надходження рідкого теплоносія. Необхідність такої заміни викликана тим, що випускаються промислово магнетрони в нашій країні розраховані на нетривалу роботу, і тому комплектуються з СПО.



**Рисунок 2 - Система рідинного охолодження мікрохвильового пристрою**

Для забезпечення безаварійної роботи, СРО забезпечена датчиками тиску, температури і витрати. На рис. 3 схематично представлений магнетрон, що серійно випускається, в первісному вигляді і після необхідних змін.



**Рисунок 3 Схема анодного блоку з елементами системи охолодження  
 а) - магнетрон з елементами СПО, б) – магнетрон з модернізацією для СРО**

Спочатку необхідно вибрати робочі рідини (теплоносії) для заправки СРО. Вибір проводився за наступними критеріями: робочий діапазон температур від мінус 20 до плюс 50 °С; токсичність: рідина повинна бути нетоксична; хімічна активність відсутня; низька вартість; доступність. Відповідно до даних критеріїв, були обрані 2 теплоносія: вода (для роботи при температурі навколишнього середовища від 5 до 50 °С) і тосол (Carsel) (застосовується при температурі навколишнього середовища від -20 °С).

Список джерел:

1. Рогов, И .А. Физические методы обработки пищевых продуктов [Текст]/И.А. Рогов, А.В. Горбатов. – М.: Пищ. пром-ть, 1974. – 304 с.
2. Лебедев, И.В. Техника и приборы СВЧ [Текст] / И.В. Лебедев. - Издание второе, перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1970. - 439 с.
- 3 Рогов, И. А. Сверхвысокочастотный нагрев пищевых продуктов [Текст] / И.А. Рогов, С.В. Некрутман . – М.: Агропромиздат, 1986. – 351 с.

## ОЦІНКА ОБСЯГІВ ПОТУЖНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В УКРАЇНІ

Басок Б.І., Дубовський С.В., Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, basok@itff.kiev.ua

Країни-члени Енергетичного співтовариства, на виконання Директиви ЄС/2009/28 (надалі - Директива), спрямованої на посилення підтримки розвитку відновлюваної енергетики в країнах - членах Європейського союзу з метою досягнення запланованого на 2020 рік 20% скорочення обсягів парникових викидів, зобов'язалися істотно підвищити роль відновлюваної енергії в національних енергетичних балансах. Перед Україною стоїть завдання доведення питомої ваги енергії, що отримується з поновлюваних джерел в загальному обсязі кінцевого споживання енергії в країні до 11%, що у декілька разів перевищує існуючий рівень.

З огляду на складність вирішення поставлених завдань на основі освоєння традиційних джерел відновлюваної енергії (сонце, вітер, гідроенергія, біомаса, геотермальна, океанічна енергія та ін.) Директива вперше зарахувала до їх числа аеротермальну, геотермальну і гідротермальну енергію навколишнього середовища, запасену у вигляді теплоти, яка допускає корисне використання за допомогою теплових насосів. Такий підхід також відображено в Законі України «Про альтернативні джерела енергії» (з останніми добавками), де на законодавчому рівні встановлено вимоги щорічного обліку теплової енергії, виробленої за допомогою теплових насосів, чому повинна сприяти спеціально розроблена національна методика розрахунку на основі європейського програмного продукту «SHARES».

Умови зарахування теплових насосів до обладнання відновлюваної енергетики, як і обліку їх вкладу в загальний обсяг використання відновлюваної енергії визначено у розділі V Директиви. Порядок кількісних розрахунків енергії, одержуваної тепловими насосами з поновлюваних джерел визначено Додатком 7 до неї. Для роз'яснення положень Розділу V і Додатка 7 за рішенням Європейської комісії та Європейського парламенту створений керівний документ С (2013) «Керівні принципи для держав-членів щодо розрахунку відновлюваної енергії від теплових насосів з різними теплонасосними технологіями відповідно до розділу V Директиви 2009/28/ЄС» (далі - Документ). Документ містить загальні методичні положення щодо оцінки внеску ТН в загальний обсяг використання відновлюваної енергії в країнах-членах. Створення робочої методики, на основі якої повинні складатися національні щорічні звіти, віднесено до національної компетенції.

Основні положення нормативних документів ЄС, що стосуються теплових насосів, знайшли відображення у Законі України від 1.11.2016 №1711-VIII «Про внесення змін до Закону України «Про альтернативні джерела енергії» в частині віднесення теплових насосів до обладнання, яке використовує поновлювані джерела енергії». Основні зміни внесені до статті 10 Закону України «Про альтернативні джерела енергії». Нова редакція статті 10 містить загальну умову зарахування теплових насосів до обладнання відновлюваної енергетики: «Отриману за допомогою теплових насосів аеротермальную, геотермальную і гідротермальних енергію слід вважати отриманою з поновлюваних джерел за умови, що кінцевий вихід енергії значно перевищує споживання первинної енергії, необхідної для приводу теплових насосів». Крім того, стаття 10 покладає на компетентні центральні органи виконавчої влади обов'язок щодо розробки методики розрахунку частини енергії, виробленої тепловими насосами з метою формування звіту для Енергетичного співтовариства про досягнутий прогрес в підтримці та використанні відновлювальних джерел енергії.

Виконання перерахованих вимог спонукає до необхідності кількісної оцінки критерію віднесення теплових насосів до обладнання відновлюваної енергетики, визначення джерел отримання первинної статистичної інформації та методів її обробки, що дозволяють оцінити рівень розташовується теплової потужності теплових насосів з урахуванням національних особливостей енергетичного комплексу та статистичного відображення показників його роботи.

У якості чисельного критерію віднесення теплових насосів до установок поновлюваної енергетики Документ встановлює мінімально допустимі значення коефіцієнту середньої сезонної продуктивності (SPF). Даний коефіцієнт представляє собою відношення кількості теплоти, отриманої тепловим насосом за обумовлений період часу (опалювальний сезон, календарний рік) до загальних витрат енергії на основні та допоміжні потреби теплонасосної установки (за винятком витрат енергії на пікові та резервні нагрівачі) в той же період часу.

Для теплових насосів з електричним приводом від енергосистеми розрахунок даного показника має здійснюватися за формулою:  $SPF_0 = 1,15 \cdot \frac{1}{\eta}$ , де  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії енергетичної системи з виробництва електричної енергії.

Для теплових насосів з тепловим приводом – аб- / адсорбційних, компресійних з моторним і ін. величина SPF приймається рівною 1,15. Для порівняння з  $SPF_0$  використовується сезонний коефіцієнт продуктивності теплового насоса-нетто (SPF або SCOPnet), що визначається за результатами лабораторних або натурних випробувань в контрольованих умовах. Порядок проведення відповідних випробувань регламентується діючими редакціями міжнародних стандартів EN 14825 і EN 12309, гармонізованих в Україні.

Величина електричного ККД енергетичної системи, яка приймається для розрахунку критерію ефективності  $SPF_0$ , визначається розрахунком за методикою Європейського статистичного агентства (Eurostat) на підставі даних сукупного енергетичного балансу 28 країн-членів ЄС (ЄС-28) за 2010 рік.

Розрахункова величина ККД енергосистем ЄС-28 за 2010 р склала 45,9%, що відповідає величині  $SPF_0$  для теплових насосів з електричним приводом на рівні 2,5. Дане значення встановлено Документом як базове, яке не підлягає перегляду до 2020 року. У той же час, Документом передбачена певна диференціація цієї величини за кліматичними зонами Європи:

- зона холодного клімату (центр - м Гельсінкі),  $SPF_0 = 2,5$ ;
- зони середнього клімату (центр - м Страсбург),  $SPF_0 = 2,6$ ;
- зона теплого клімату (центр - м. Афіни)  $SPF_0 = 2,6$ .

Критерієм розмежування кліматичних зон є нормоване значення градус-годин опалювального сезону за базою 18°C. Нижню межу зони холодного клімату прийнято рівною 3000 градус -годин.

Для території України, за невеликими винятками, нормоване значення градус-годин перевищує даний показник, що дозволяє віднести територію нашої країни до зони холодного клімату.

Визначення річних обсягів вилучення і використання відновлюваної енергії тепловими насосами, у відповідність з Додатком 7 Директиви і Документом, здійснюється за формулою:

$$E_{res} = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right),$$

де  $Q_{usable}$  - розрахункове значення придатної для використання теплової енергії, виробленої тепловими насосами, що задовольняють умові віднесення до пристроїв відновлюваної енергетики. Розрахунок річного виробництва теплової енергії, в свою чергу, здійснюється за формулою:

$$Q_{usable} = N \cdot H,$$

де  $N$  - встановлена потужність (теплопродуктивність) теплових насосів,  $H$  - річне число годин використання встановленої потужності.

Для спрощення і гармонізації розрахунків Документ припускає використання рекомендованих значень технічних параметрів теплових насосів, диференційованих по 10 класифікаційними групами. При цьому подальший розрахунок зводиться до оцінки сукупної встановленої потужності теплових насосів класифікаційних груп з застосуванням статистичних методів.

Єдина методологія статистичного обліку теплових насосів, застосовна до різних країн на сьогоднішній день відсутня, і дане питання віднесено до національної компетенції.

Характерна особливість ринку теплових насосів України, яка може служити основою статистичних оцінок потужності таких установок, полягає у високій залежності від імпорту. Практично всі теплові насоси, реалізовані в країні, отримані по імпорту, або виготовлені із застосуванням зарубіжних комплектуючих. У зв'язку з цим, дані зовнішньої торгівлі можуть дати достатнє уявлення про стан і тенденції розвитку ринку теплових насосів в Україні.

Доступні дані фіскального обліку зовнішньої торгівлі тепловими насосами містять нейтральну інформацію щодо заявленої вартості і загальної маси виробів відповідних товарних груп, імпортованих за певний календарний період (квартал, рік).

Доцільно розглядати окремо дві категорії установок, що мають різні товарні коди:

- реверсивні кондиціонери (РК)
- теплові насоси, крім реверсивних кондиціонерів (ТН).

Оцінки теплової потужності установок на підставі інформації про сукупну масу імпортованих товарів, передбачає знання усередненої масової характеристики відповідних виробів. Вона визначається як відношення маси надійшли установок до їх сумарної теплопродуктивності (теплової потужності).

Оціночний розрахунок потужності надійшли теплових насосів за даними обліку їх сумарної маси  $M$  може бути проведений за формулою:

$$P = \frac{M}{p}$$

де  $p$  - усереднена масова характеристика, оцінка якої проводиться за відомими даними представницької вибірки встановлених теплових насосів за формулою:

$$p = \frac{\sum_{i=1}^Z m_i}{\sum_{i=1}^Z p_i}$$

де  $Z$  - загальне число теплових насосів вибірки,  $p_i$ ,  $m_i$  - встановлена (номінальна) теплопродуктивність і маса кожної установки вибірки, відповідно. По значний вплив Розрахунки для категорій «теплові насоси» і «реверсивні кондиціонери» слід проводити окремо.

Вибір періоду обліку визначається періодичністю подання фіскальних даних, а також середнім часом, що обчислюється від моменту фіскального обліку до моменту введення в експлуатацію установок, що включаються в представницьку вибірку. Як період обліку доречно приймати календарний рік.

Диференціація потужності теплових насосів за класифікаційними групами, що визначаються Документом, може бути проведена за формулою:

$$P_j = P \cdot \frac{V_j}{100}$$

де  $j$  - умовний номер класифікаційної групи;  $V_j$  - відсоткова частина відповідної групи в сумарній потужності теплових насосів представницької вибірки.

Результати тестових розрахунків, отримані з використанням викладеної методики, даних обліку зовнішньої торгівлі за період 2001-2015 рр., а також даних представницької групи з більш ніж 300 впроваджених теплонасосних установок одиничною потужністю 6 кВт - 500 кВт призводять до оцінки акумульованої в Україні сумарної тепловою потужності теплових насосів на рівні 1500-1600 МВт, а реверсивних кондиціонерів - на рівні 6000 МВт. Отримана оцінка потужності реверсивних кондиціонерів корелює з даними електроспоживання на потреби кондиціонування, отриманими з аналізу добових графіків електричного навантаження енергетичної системи в залежності від температури повітря у літній період року.

Оцінки вказують, що сумарна теплова потужність встановлених ТН в Україні достатньо велика (навіть перевищує сумарну теплову потужність біоенергетики), що свідчить про значний вплив теплонасосних технологій в тепловій енергетиці країни.

УДК 532.528: 536.423

## ДО ПРОБЛЕМ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ КИПІННІ ВОДИ НА ПОРИСТИХ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХНЯХ

Шаповал А.А.<sup>1,2</sup>, к.т.н., доцент, Стрельцова Ю.В.<sup>1</sup>, дисертант, Шаповал І.О.<sup>1</sup>, магістрант

1 – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

2 – Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М.Францевича НАН України

Процеси двофазного теплообміну при кипінні води на металевих поверхнях з пористими металевими покриттями і структурами інтенсивно досліджуються [1,2]. Крім теплових труб (ТТ) і термосифонів (ТС), в яких використовують металеві капілярно-пористі структури (МКПС) і покриття, КПС можуть успішно застосовуватися у промислових апаратах та пристроях, функціонуючих в умовах кипіння. Різниця між пористими покриттями і структурами – умовна; відмінності між ними запропоновано, зокрема, автором [3].

Проблеми моделювання процесів пароутворення при кипінні рідин на поверхнях з КПС обумовлені низкою чинників і фактів, а саме: 1) МКПС з певними фізичними параметрами і характеристиками здатні суттєво (на порядок) підвищувати значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  у зонах тепловідведення та у зонах тепловідведення багатьох пристроїв; 2) використання МКПС є перспективним, зокрема, у сучасних ефективних теплообмінних та теплопередавальних пристроях (ТТ і ТС). У наших працях запропоновано модель пароутворення при кипінні води на пористих поверхнях [4]. В основу моделі покладено трактування особливостей пароутворення в елементарній парогенерувальній порі (елементові пористого покриття), запропоноване Г.Ф.Смирновим [5]. Фізична інтерпретація процесу пароутворення автора [4], представлена на рис. 1,2, полягає у наступному: 1) реальна КС (рис. 1, а) замінюється на ідеалізовану. Така КПС складається з ряду постійно діючих пор правильної циліндричної форми, які генерують пару, а також порового простору, який повністю заповнено рідиною-теплоносієм (рис. 1, б); 2) діаметр «активних» пор є максимальним на початку закипання; при цьому відношення  $\varepsilon$  – сумарної площі перерізу пор, що генерують пару, до усієї площі поверхні нагріву змінюється від 0 до  $\Theta$  (значення пористості КС); 3) теплота від поверхні відводиться за рахунок: а) ефективної теплопровідності КС і конвекції рідини ( $q'_1$ ); б) мікрооребрення поверхні нагріву – крізь мікроплівку на стінках парогенерувальних пор ( $q''_1$ ); в) за рахунок випаровування мікрошару рідини в основі парогенерувальних пор ( $q_2$ ) (рис. 1, б). Для розрахунків за моделлю необхідним є визначення наступних даних: 1) термічних опорів відведення теплоти  $R'_1, R''_1, R_2$ ; 2) величини  $\varepsilon$ ; 3) температурного напору початку кипіння води  $\Delta T^*$ .

Ключовим етапом є визначення температурного напору між гріючою стінкою і теплоносієм –  $\Delta T$  при відомих значеннях вказаних вище характеристик процесу і густини теплового потоку  $q$ . Початкова формула для розрахунків густини теплового потоку на пористих поверхнях з волокнистими КПС, згідно з моделлю, мала наступний вигляд [4]:

$$q = q'_1 + q''_1 + q_2 = \frac{\Delta T}{R'_1} \cdot (1 - \varepsilon) + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R''_1} \cdot (1 - \varepsilon) + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_2} \varepsilon \quad (1)$$

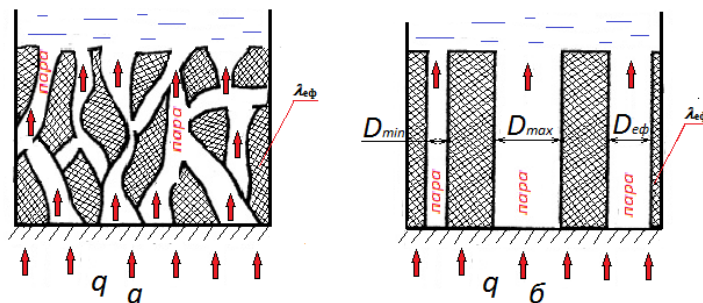


Рис. 1. Схема процесу кипіння на поверхнях з пористими структурами при вільному русі рідини: а – у реальних умовах; б – в ідеалізованих умовах, згідно з моделлю

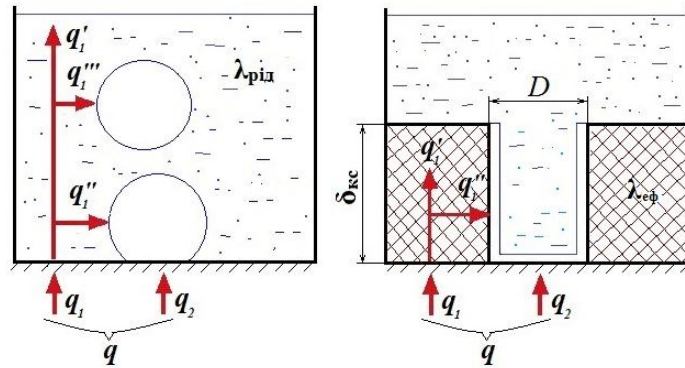


Рис. 2. Схема теплообміну при кипінні рідини в умовах вільного руху: а – на гладкій технічній поверхні згідно з відомими уявленнями; б – на поверхні із пористою структурою згідно з моделлю

При аналізі моделей процесів кипіння на пористих поверхнях і результатів ряду експериментальних даних було зроблено висновок про значний вплив другої складової теплового потоку на інтенсивність теплообміну при кипінні на пористих поверхнях, що мають певний розподіл пор за розмірами. Пояснення наступне: у початковій моделі [4] пориста структура розглядається як сукупність елементарних комірок з «гладкими» стінками (рис. 2, б). Однак, у дійсності, пору («одиницю») КПС є доцільним представити у вигляді сукупності металевих волокон, з яких складаються «стінки» такої елементарної пори-комірки. Стінки відокремлені одна від одної за допомогою пор, що мають певну звивистість (рис. 3). Мікрозападинки, що утворюються у результаті перетину волокон стінок, є додатковими центрами пароутворення. Тепловий потік, що йде через стінки парогенеруючих пор, зі зростанням теплового потоку  $q$  збільшується (у певних межах) в геометричній прогресії.

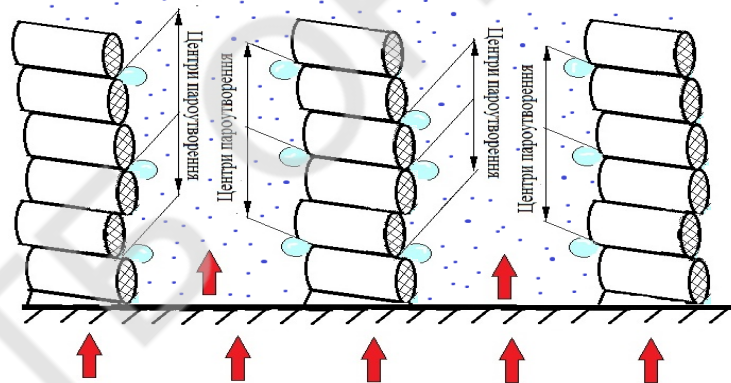


Рис. 3. Схема дії елементарних "комірок", які є структурними одиницями МПКС-покриттів

На основі аналізу отриманих авторами експериментальних даних значення складової  $q''$  у "модернізованій" фізичній моделі збільшено (порівняно з попередньою моделлю [4]) шляхом піднесення значення величини  $q''$  до квадрату:

$$q = q_1' + (q_1'')^2 + q_2 = \frac{\Delta T}{R_1'} \cdot (1 - \varepsilon) + \left( \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_1''} \cdot (1 - \varepsilon) \right)^2 + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_2} \varepsilon. \quad (2)$$

На рис. 4 представлено експериментальні дані щодо коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , отриманих авторами, та результати розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$ , з використанням уточненої моделі. Точками відображено експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , отримані при зміні значень густини підведеного теплового потоку  $q$  [Вт/м<sup>2</sup>]. Уточнення моделі кипіння дозволило значно наблизити змодельовані величини коефіцієнтів  $\alpha$  до значень, отриманих в експериментах.

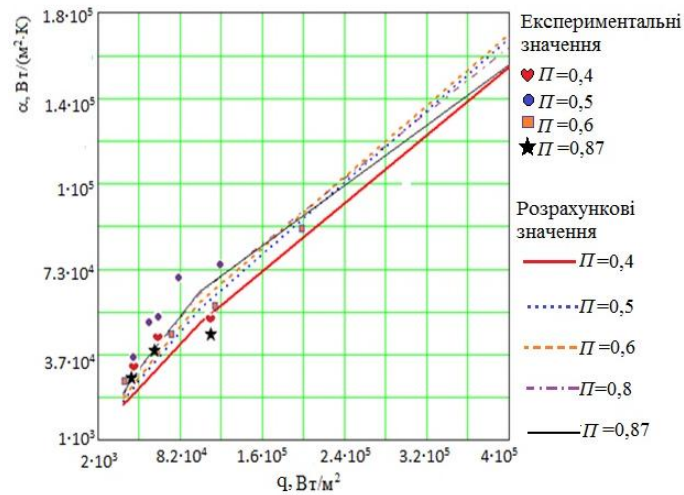


Рис. 4. Результати розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$  при кипінні води на поверхнях з МКПС за формулою (2), згідно з модернізованою моделлю кипіння, та порівняння їх з експериментальними даними

Аналіз отриманих експериментальних даних свідчить про наступне: 1) мідні волокнисті структури середньої пористості (40-50 %) у діапазоні товщин КС від 0,5 до 1,0 мм дозволяють забезпечити найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , які є на порядок вищими порівняно з умовами кипіння на гладких технічних поверхнях; 2) запропонована напівемпірична модель кипіння на поверхнях з металевими пористими структурами задовільно підтверджується проведеними експериментами.

#### Література

1. Смирнов Г.Ф. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах / Г.Ф.Смирнов, А.Д.Цой // – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 440 с.
2. Долинский А.А. Тепломассообмен и гидродинамика в парожидкостных дисперсных средах / А.А.Долинский, Г.К.Иваницкий // – Киев: Наукова думка, 2008. – 382 с.
3. Косторнов А.Г. Проницаемые металлические волокновые материалы / А.Г.Косторнов // Киев: Техніка, 1983. – 128 с.
4. Шаповал А.А. К моделированию процессов теплообмена при кипении на поверхностях с неупорядоченными пористыми структурами / А.А.Шаповал // – Минск: Тепломасобмен ММФ - 2000. Труды IV Минского межд. форума по тепломассообмену. Т.5 Тепломассообмен в двухфазных системах, 2000. – с. 198-204.
5. Смирнов Г.Ф. Приближённая теория теплообмена при кипении на поверхностях, покрытых капиллярно-пористыми структурами / Г.Ф.Смирнов // – Теплоэнергетика, 1977, № 9, с. 77-80.

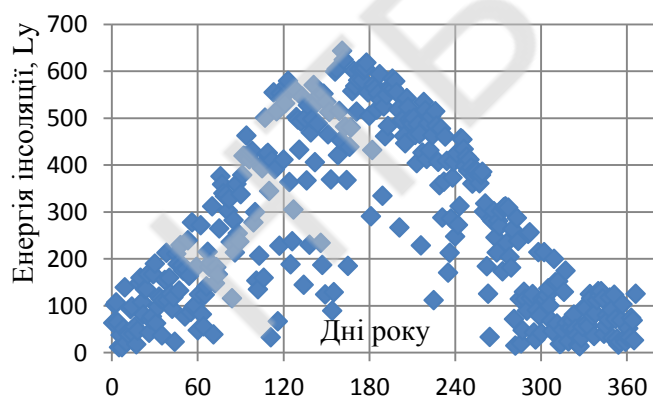
## ОЦІНКА ПОТЕНЦІАЛУ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ ОДЕСЬКОЇ ОБЛАСТІ

<sup>1</sup>Басок Б.І., <sup>2</sup>Кравченко В.П., <sup>3</sup>Веремійчук Ю.А.

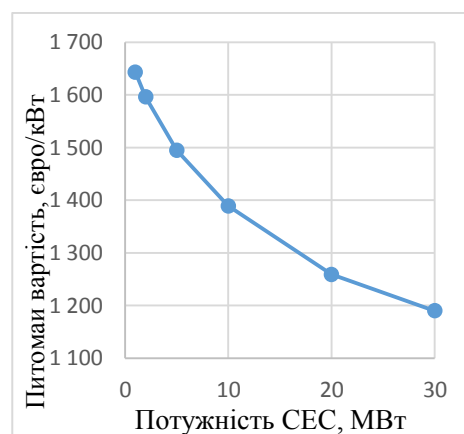
1 - Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, [basok@ittf.kiev.ua](mailto:basok@ittf.kiev.ua); 2 – Одеський національний політехнічний університет; 3 – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

В умовах енергетичної залежності України від імпорتنих енергоносіїв та постійного підвищення цін на них, розвиток альтернативної енергетики є стратегічно важливим завданням енергетичної безпеки України. Зокрема в новій енергетичній стратегії країни до 2035 р. передбачено збільшити сумарне використання енергії вітру і інсоляції щорічно до 10 млн. т н.е. Одним із найбільш перспективних районів для розвитку сонячної енергетики є Одеська область, де потенціал сонячної енергії один із найвищих в Україні, сягаючи в рік до 1300 кВт·годин на 1 кв. м горизонтальної поверхні. Станом на 01.01 2017 загальна пікова потужність всіх сонячних електростанцій (СЕС) Одещини, збудованих в 2012-2016 рр., становила 228 МВт. Протягом останніх років вони щорічно генерували біля 300 млн. кВт·годин електроенергії, що становило майже 5% річного споживання област, яке в середньому щорічно сягало 6,2 млрд. кВт·годин. Це чутливий внесок в місцеву електрогенерацію, адже територія області, що розташована південніше м. Одеси, та і весь район м. Одеси відчувають дефіцит електричної потужності до 200 МВт.

Для оцінки потенціалу сонячної енергетики Одеської області по проекту USIAD розглядалися потенційні технічні та економічні можливості побудови наземних СЕС потужністю не менше 1 МВт. Потенціал інсоляції розраховувався різними комерційними програмами та моделями (типу PVsyst, моделі ASHRAE і Hottel), по даним NASA та власним експериментальним даним ОНПУ, отриманим за допомогою метеостанції Davis 6162EU. ККД фотоелектричної панелі одиначною потужністю 270 Вт вибирався на рівні 15%, оптимальний кут нахилу становив 30°. Ступінь хмарності неба (для клімату м. Одеси) розраховувалась за допомогою даних NASA (для умовно чистого неба) і експериментальних даних ОНПУ. Враховувались ефекти прямої, відбитої і розсіяної інсоляції, ефекти затінення і альbedo земної поверхні. Деякі характерні експериментально-фізичні та економічні результати наведені на рис.



Питома сонячна енергія в Одесі протягом 2016 року, 1  
Lu=41,84 кДж/м<sup>2</sup> (Британська одиниця енергії).



Питомі економічні показники СЕС.

Загалом в 2016 р. в Одесі на горизонтальну поверхню отримано 98921 Lu або 4138855 кДж/м<sup>2</sup>, тобто майже 4,14 ГДж/м<sup>2</sup>. З врахуванням наявних площ конкретних земельних ділянок, стану розподільчих електромереж та електричних підстанцій в 35 і 1210 кВ технічно і економічно досяжним потенціалом розвитку сонячної енергетики в Одеській області на 2017-2021 рр. можна вважати величину в 250 МВт встановленої потужності. Відповідні інноваційно-інвестиційні проекти на вказану загальну потужність можуть бути віднесені до переліку заходів «Стратегії економічного та соціального розвитку Одеської області до 2020 року».

УДК 621.574.

## ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СИСТЕМЕ ТРИГЕНЕРАЦИИ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук, Б.Г. Грудка

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина,  
[lara.morozjuk@mail.ru](mailto:lara.morozjuk@mail.ru)

Установки тригенерации, с технологической точки зрения, является объединением системы когенерации и теплоиспользующей холодильной машины. Это позволяет утилизировать тепло после окончания отопительного сезона и обеспечивает быстрый возврат инвестиций [1]. Из существующих систем тригенерации выделяются в особую группу системы малой энергетики. Они наиболее востребованы, но имеют самую малую техническую информацию относительно развития.

Развитие малых энергетических установок, в сочетании с экологически чистыми энергосберегающими технологиями, пошло по пути освоения новых рабочих веществ, конструкционных материалов, новых типов теплообменников, методов регулирования работы машин. Изменению подверглись представления о рациональных схемах и циклах машин, конструкциях, параметрах и характеристиках оборудования, методы и приемы проектирования.

Современное проектирование предполагает уже на стадии разработки проекта необходимость обозначить рациональные конструкции оборудования в соответствии с его режимами работы.

Девяносто процентов холодильного оборудования теплоиспользующих машин являются теплообменниками разнообразных конструкций. Каждый теплообменный аппарат должен обеспечивать надежное сочетание тепловой эффективности, удобства эксплуатации и, по возможности, малые капитальные вложения и эксплуатационные расходы.

Внутри своего класса теплоиспользующие машины разделены на группы в соответствии с компенсирующим термодинамическим процессом: эжекторные с пароструйной компрессией, сорбционные с термохимическим процессом сжатия и пароконпрессорные с приводом от турбины, работающей на едином рабочем веществе с холодильной машиной. Конструкции теплообменных аппаратов напрямую зависят от рабочих веществ и производительности холодильных машин.

Эжекторные машины имеют малую или среднюю производительность с использованием различных рабочих веществ: природных или синтезированных, чистых или смесей, высоко- и низкикопящих. Теплообменники в машинах, как правило, двухпоточные, работают со средними и низкими давлениями в интервале температур  $-10...140^{\circ}\text{C}$ . Выбор конструкции зависит от совместного решения заказчика и проектировщика.

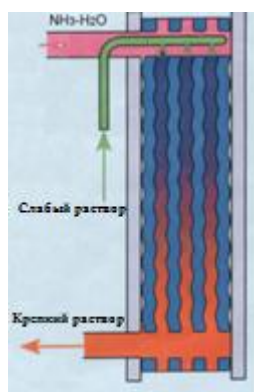
Рабочими веществами в абсорбционных машинах являются жидкий абсорбент и холодильный агент. Широко используются и имеют перспективы до сих пор водный раствор бромистого лития и водоаммиачный раствор.

Бромистолитиевые машины большой и средней производительности используют в системах тригенерации малой энергетики. Теплообменные аппараты работают под вакуумом, в коррозионной среде бромистого лития в интервале температур  $0...110^{\circ}\text{C}$ , поэтому проектируются индивидуально [2].

Информация об использовании водоаммиачных машин в системах тригенерации малой энергетики в литературе отсутствует. Однако именно эти машины рационально использовать в удаленных от централизованных энергетических систем населенных пунктах и независимых малых производствах, в частности, в сельскохозяйственных предприятиях с малыми энергетическими установками. Природное рабочее вещество, средние рабочие давления, широкий интервал реализуемых температур ( $-20...190^{\circ}\text{C}$ ) определяют перспективы водоаммиачного раствора. Современные конструкции пластинчатых теплообменных аппаратов для водоаммиачных абсорбционных машин предлагает фирма Alfa Laval [3].

Испаритель, конденсатор, теплообменник растворов и регенеративный теплообменник машины – обычные двухпоточные теплообменники. Процессы, происходящие в них, связаны с теплообменом однофазных потоков рабочего вещества либо фазовых превращений чистых компонентов смеси. Абсорбер и генератор – теплообменные аппараты с процессами смешения и конденсации или кипения с разделением смеси. Для последних двух теплообменников фирма

предлагает пластинчатый трехпоточный теплообменник с двумя потоками в одном канале. Конструктивное решение подобных теплообменников, на примере абсорбера, приведено на рис 1. [3].



**Рис.1. Инжекционная система для абсорбера**

Проблемой для теплообменника является распределение смеси равномерно по всем каналам. Для решения проблемы входной патрубков выполнен в виде конструкции «труба в трубе». По внутренней трубке подается слабый раствор и через отверстия инжектирует равномерно по каналам, увлекая пар, пришедший из испарителя.

При тригенерации источниками тепла являются тепло- и хладоносители с переменными температурами, поэтому конкурентно способными становятся абсорбционно-резорбционные машины по отношению к абсорбционным, а исследование их энергетической эффективности является актуальной проблемой.

Все основные теплообменные аппараты: генератор, абсорбер, десорбер и резорбер представляют трехпоточные конструкции с двумя потоками рабочего вещества в одном канале.

По аналогии с конструкцией абсорбера решается проблема остальных теплообменников абсорбционно-резорбционных холодильных машин.

Возврат к исследованию компрессорных теплоиспользующих машин связан с использованием в качестве рабочего вещества диоксида углерода  $\text{CO}_2$ , одного из наиболее востребованных рабочих веществ в энергетике и холодильной технике [4]. Теплообменные аппараты работают с газообразным  $\text{CO}_2$  при высоких и средних давлениях 10...300 бар, в интервале температур  $-30...400^\circ\text{C}$  и выше. Максимальная температура генерации зависит лишь от типа энергетической установки и возможностей конструкций элементов высокотемпературного блока машины (турбины, насоса, теплообменников).

Теплообменные аппараты для работы с  $\text{CO}_2$  выпускает фирма KochHeatTransfer. Это кожухотрубные теплообменники с витыми трубами для специальных целей с максимальным рабочим давлением до 1000 бар. Фирма Alfa Laval предлагает спиральный теплообменник с максимальным рабочим давлением до 100 бар.

Практическая реализация тригенерации в малой энергетике обеспечена теплообменными аппаратами, выпускаемыми серийно ведущими мировыми фирмами.

1. Амерханов, Р. А. Теплотехника: учебн. для вузов / Р. А. Амерханов, Б. Х. Драганов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: 2006. – 432 с.
2. Бадылькес, И. С. Абсорбционные холодильные машины / И. С. Бадылькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищепромиздат, 1966. – 356 с.
3. A Technical Reference Manual for Plate Heat Exchangers in Refrigeration & Air conditioning Applications. Dr. Claes Stenhede/Alfa Laval AB. Fourth edition, June 1<sup>st</sup>, 2001.
4. Морозюк Л.І., Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Аналіз схемних рішень компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 [Текст] / Л.І. Морозюк, С.В. Гайдук, Б.Г. Грудка // Восточно-европейский журнал передовых технологий [ЕЕJET]. – 2016. – Т.1, №8(79). – С. 29-39.

УДК 621.57:621.182.44

## ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Л. И Морозюк, В. В. Соколовская, А. В. Мошкатюк

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина,  
[kli24062006@gmail.com](mailto:kli24062006@gmail.com)

Решение проблемы ресурсо- и энергосбережения энергетических установок тесно связано с техническим состоянием теплообменного оборудования.

Ее решение для холодильной и криогенной техники связано с созданием высокоэффективной теплообменной аппаратуры.

Работоспособность теплообменного аппарата зависит не столько от его типа, сколько от того насколько технологический процесс и его параметры соответствует условиям, в которых он эксплуатируется.

Одним из определяющих факторов, отрицательно влияющих на работу теплообменного аппарата, является появление и рост твердых осадений на теплообменной поверхности.

Такие факторы приводят к значительному снижению общей интенсивности процесса передачи тепла, снижению тепловой производительности, повышению расхода тепло-хладоносителя, температурного напора, и в конечном итоге, топливно-энергетических ресурсов.

Прогнозирование скорости образования осадений на теплообменных поверхностях - наиболее трудная и наименее изученная проблема. Сложность ее связана с наличием большого количества взаимовлияющих факторов, определяющих процессы осаждения таких как кристаллизация, характер движения потока и др. При этом оценка одних и тех же факторов разными специалистами часто приводит к прямо противоположным выводам.

Воздушные теплообменные аппараты широко применяются в коммерческих системах и системах кондиционирования воздуха. Одной из главных причин, препятствующих эффективной работе воздушных теплообменников, является влияние внешних факторов, например, повышенное содержание газа, пыли, копоти в воздухе, осаждение песка или пуха цветущих деревьев на теплообменной поверхности. В связи с этим важно проанализировать явление твердых осадений в таких системах.

Такой анализ позволит разобраться в механизме осаждения, разработать математические модели явления осаждения, получить реальные критерии для учета при проектировании действительных условий эксплуатации теплообменников с целью энергосбережения.

Исследование осадений осуществляется с нескольких позиций: экспериментально, теоретически и методами математического моделирования.

В литературе описано несколько типов механизмов осаждения в зависимости от наличия твердых частиц в газовом потоке, от материала и геометрии теплообменников [1,2].

Воздушные теплообменные аппараты подвержены следующим механизмам осаждения:

- механическому частичному: пыли, копоти, песка;
- биоосаждениям в виде бактерий или плесени;
- замерзающим осадениям в виде инея или льда.

В работе проведен обзор литературы по механизмам осаждения и его влияния на работу воздушных теплообменных аппаратов коммерческого назначения. Рассмотрены экспериментальные исследования механических и биологических осадений на наружной ребристой поверхности воздухоохладителей [3] и воздушных конденсаторов [4].

Обзор литературы показал, что осаднения в теплообменных аппаратах со стороны воздуха зависят от множества факторов в том числе: типа осаднений, размера частиц загрязняющего вещества, скорости движения воздуха. На процесс формирования осаднений значительное влияние оказывает конструкция теплообменного аппарата, геометрия оребренной поверхности и даже свойства хладагента, которым заправлена холодильная машина [5].

Установлено, что процесс формирования осаднений является неравновесным нестационарным как количественно, так и качественно. Результаты расчетов показали, что в большей мере увеличиваются аэродинамические потери, чем ухудшается теплообмен.

1. Mostafa, M. Awad (2011). Fouling of heat transfersurfaces, heat transfer – theoretical analysis, experimental snvestigations and industrial systems, prof. Aziz Belmi-loudi (Ed.), ISBN: 978-953-307-226-5, InTech.
2. Standards of the tubular exchanger manufacturers Association (2007). 9th edn., TEMA Inc, New York.
3. L. Yang, J.E. Braun,E.A. Groll, (2004). The role of filtration in maintaining clean heat exchanger coils. Final Report ARTI-21CR/611-40050-01, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute (ARTI).
4. Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська, С. В. Гайдук, А. В. Мошкатюк (2017). Метод експериментального дослідження повітряних конденсаторів малих холодильних машин і теплових насосів. Холодильна техніка та технологія, 53(3), 4-11.
5. Qureshi, B. A. ,Zubair, S. M. (2012). The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system. *Applied Energy*, 92, 750-762

УДК 697.4, 536.7

## ЕФЕКТИВНІСТЬ ПАРОКОМПРЕССІЙНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ БУДИНКІВ НА ОСНОВІ ЕНЕРГІЇ ХОЛОДНОЇ ВОДИ І ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

Петраш В.Д., д.т.н., професор, Полунін Ю.М., к.т.н., ст.викл., Висоцька М.В., аспірант, Одеська державна академія будівництва та архітектури, petrant@ukr.net

Інтегроване використання теплового ресурсу холодної води, що видаляється і припливного вентиляційного повітря в теплий період для різнопланових складових підсистем теплохолодопостачання дозволить підвищити загальну ефективність енергозабезпечення того ж будівлі. Пристрій запропонованої системи ілюструється на рис. 1.

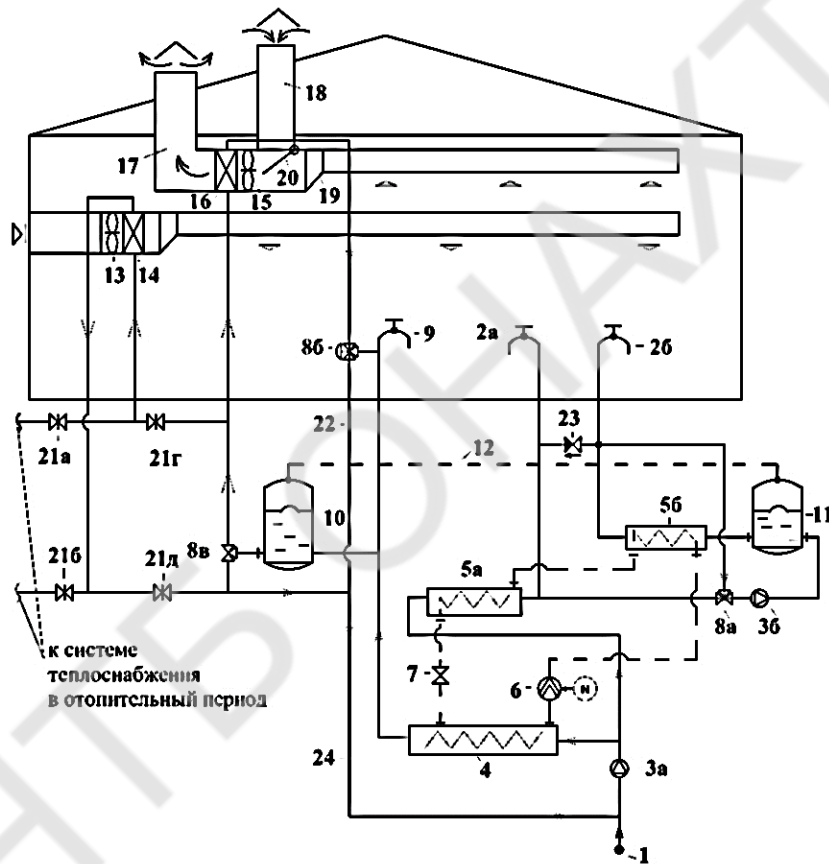


Рис. 1 Система теплохолодопостачання будівлі на основі інтегрованої енергії холодної води і повітряних потоків з пневматичною стабілізацією гідравлічних режимів в теплообмінниках теплонасосної установки. 1 - трубопровід вихідної холодної води; 2а - підсистема розбору гарячої води; 2б - підсистема розбору гарячої води; 3а, 3б - циркуляційний насос; 4 - випарник; 5 - компресор; 5а - основний конденсатор; 5б - форконденсатор; 6 - компресор; 7 - дросельний вентиль; 8а, 8б, 8в - триходові температурні регулятори витрати; 9 - система гарячого водопостачання зниженні температурного рівня; 10, 11 - баки акумулятори; 12 - «повітряний» трубопровід; 13, 15 - вентилятори; 14, 16 - калорифери; 17, 18, 19 - повітроводи; 20 - перекидний автоматизований клапан; 21а, 21б, 21г, 21д - крани; 22 - трубопроводи.

По трубопроводу 1 вихідна холодна вода надходить з розрахунковим сумарною витратою для систем холодного і дворівневого по температурі гарячого водопостачання, а після змішування з теплою водою з трубопроводу 24 і подальшого поділу, надходить під дією циркуляційного насоса 3а в випарник 4 для охолодження, а також в основний конденсатор 5а для нагріву.

Із загального нагрітого потоку води після основного конденсатора 5а підігріта її частина, зазвичай з температурою (40-45) °С, надходить в підсистему розбору теплої води 2а (для басейнів, ванн і т.д.), а інша частина в систему розбору гарячої води 2б, проходячи послідовно бак акумулятор гарячої води 11 і форконденсатор 5б.

Рециркуляційна частина підігрітої води в процесі цілорічного відбору теплоти з повітря, що видаляється в калорифері 16 і припливного повітря в літній період в калорифері 14 в трубопроводі 24 сумісно із загальним потоком вихідної холодної води з трубопроводу 1 для холодного і гарячого водопостачання, утворюють спільний потік теплої води на вході у випарник 4, навіть взимку з температурою більше 10 - 15 °С, в результаті чого забезпечується можливість енергоефективної безперервної роботи теплонасосної установки на протязі року. Тепловий потік, що відбирається у випарнику 4 в процесі роботи теплонасосної установки з тепловим еквівалентом приводної потужності компресора 6 передається для нагріву води в форконденсаторі 5б, а також в основному конденсаторі 5а. Бак акумулятор 10 з гнучкою внутрішньою мембраною на середньому рівні його висоти з'єднаний в нижній частині з трубопроводом охолодженої води для подачі її в калорифер після випарника 4 теплового насоса в контурі з основним конденсатором 5а і форконденсатором 5б, компресором 6 і дросельним вентиляем 7.

Тепловий потік з відпрацьованого і зовнішнього вентиляційного повітря безперервно відбирається циркуляційною водою через калорифер 16. Повітря, що видаляється відводиться воздуховодом 19 або надходить по повітропроводу 18 при заборі більш теплого зовнішнього повітря в літній період року. Для регулювання співвідношення витрат повітря, що надходить по воздуховодам 18 і 19 служить регулюючий клапан 20.

Одним з напрямків економії палива є розробка запропонованих систем теплохолодопостачання промислових і цивільних будівель, що характеризуються значними тепло - і вологонадлишками.

З умови рівності теплового потоку випарника  $Q_{и}$  і теплового потоку в роботі традиційної котельні установки визначається відносна економія палива у вигляді наступного співвідношення:

$$\bar{B}_{тн} = \frac{B_{к}}{B_{к}} = \frac{(\varphi - 1) \eta_{к}}{\varphi j} \quad (1)$$

На рис. 2 представлена залежність відносної економії палива, що заміщується від коефіцієнта перетворення в роботі теплонасосної системи теплопостачання. В якості вихідних даних для визначення економії палива, в процесі утилізації теплоти повітря, що видаляється і холодної води були прийняті наступні дані:  $T_{у,н} = 295, K$ ;  $T_{у,к} = 278, K$ ;  $T_{у,р} = 285, K$ ;  $\eta_{к} = 0,9$ .

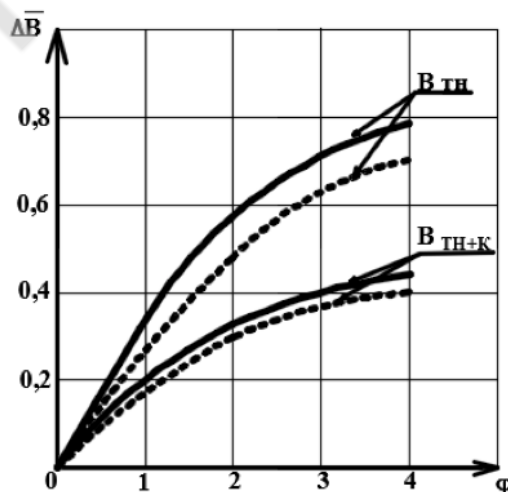


Рис. 2. Залежність економії палива, що заміщується в роботі теплонасосної системи від коефіцієнта перетворення: — -  $j = 0,7$ ; ----  $j = 0,9$

На рис. 3 представлена графічна інтерпретація залежності відносної економії палива в

моноенергетичному режимі роботи теплонасосної системи тепlopостачання від температури холодної води на ввводі в будинок.

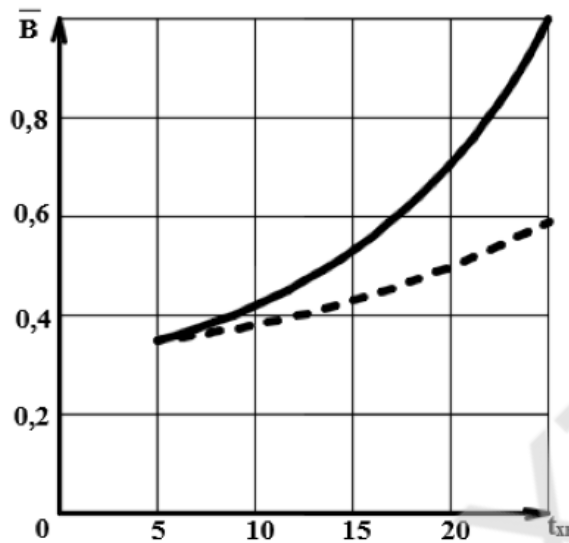


Рис. 3. Зависимость относительной экономии топлива в работе теплонасосной системы теплоснабжения от температуры холодной воды на вводе в здание:

$$\text{—} \frac{B_{тн}}{B_k} ; \text{- - -} \frac{B_{тн+к}}{B_k}$$

Для запропонованої системи, що відрізняється патентної новизною встановлені аналітичні залежності, а також їх графічна інтерпретація, що дозволяє проводити багатофакторний аналіз можливостей економії палива, що заміщається на основі утилізованої теплоти холодної води і вентиляційного повітря, що видаляється, як в моноенергетичному режимі, так і в спільному процесі її експлуатації з додатковим теплогенератором. Робота аналізованої системи в моноенергетичному режимі забезпечує економію палива від 42 до 100% в розрахункових умовах відповідно холодного і теплого періодів року. Зіставлення результатів економії палива в спільній роботі теплонасосної установки і традиційного теплогенератора вказує на істотне зниження ефективності роботи бінарного джерела теплоти в порівнянні з умовами індивідуальної експлуатації теплонасосної установки в моноенергетичному режимі.

## EXTENDING MAISOTSENKO CYCLE APPLICATIONS THROUGH A NEW MATERIAL

Levchenko D.A., Sumy State University, Sumy, [levchenkodmitryalex@gmail.com](mailto:levchenkodmitryalex@gmail.com)  
Yurko I.V., BIIR UA, Odessa

Increased interest to Maisotsenko cycle (M-cycle) in different applications (air conditioning, heat recovery, power generation cycles, etc.), induces the necessity of heat and mass exchanger improvement [1-4]. Among the most important factors which influence on Heat Mass Exchanger (HMX) efficiency one should mark out the properties of the heat/mass exchanging medium (wall material). Wall material (especially for wet channels) plays a key role in heat and mass transfer processes and affects on size characteristics of HMX, hence define the effectiveness for the whole system. In addition, a capillary flow through a porous material in wet channel and ability of wet channel surface to retain a water film is crucial at the transition from small to large scale M-cycle heat exchangers.

A wide range of materials have been commonly used as the heat/mass exchanging medium, and may be classified as metal, fibre, plastic, ceramic, zeolite and carbon types. However, selection the best material for M-cycle technology is a very complicated assignment due to the wide range of complex and sometimes conflicting requirements. As result, it is almost impossible to choose one all-mode material for various M-cycle heat exchanger applications. For example, it is possible to use plastic or fabric materials for low-temperature processes as air conditioning systems and water distillation and desalination systems (maximum temperature about 50° C). On the other hand, it is rational to use metallic or ceramic materials for high temperatures processes as the recuperators and regenerators for the M-Cycle power systems and engines with high temperatures and high pressure (maximum temperature about 1150° C).

The efficiency of HMX is directly affected by factors such as the type of wet surface material, surface area, mass flow rates of air, pad efficiency, dryness of the air and RH of air passing through the wet channels and volume of water used [5]. Hence selection of wet surface media requires careful attention. The major concerns of a wet surface medium for evaporative cooling are moisture wicking ability, diffusivity and evaporation ability. The moisture wicking ability refers to movement of moisture within a porous material by capillary action, usually along the filament surface, to where it can evaporate quickly. Wicking ability is commonly evaluated by the vertical wicking and diffusivity (horizontal wicking) abilities. A higher wicking ability can divert moisture and enlarge the wetted area, thereby maximizing the effective wet surface which promotes evaporation in the cooler. Evaporation ability is evaluated by evaporation rate of moisture from the wet surface. Therefore, a higher wicking ability and evaporation rate can greatly increase the performance of an evaporative cooler. Besides the above mentioned factors (which influence of heat and mass exchange processes), there is other factor such as operational suitability which constrains the material applicability in manufacturing. Operational suitability of the material implies its satisfying mechanical properties (to be shaped, bear the operational loads, etc.) and operational reliability (fouling and mold growth resistance, difficulty of cleaning, etc.).

In this work several criteria were proposed to evaluate and compare materials and their efficiency for IEC. The moisture wicking ability was evaluated by wicking height rate, and the diffusivity and evaporation ability was evaluated by diffusivity rate and evaporation rate. Operational suitability is represented as complex function of various parameters  $OS = f(\sigma, E, \varepsilon, \mu)$ , where  $\sigma$  is strength of material,  $E$  is Young's modulus,  $\varepsilon$  is strain and  $\mu$  is adhesive coefficient.

Wicking height rate is expressed by [5]:

$$W = \Delta h / \Delta t_1$$

where,  $W$  is the vertical wicking rate (cm/min) and  $h$  is wicking height increase (cm) at a designated time interval  $t_1$  (min).

The diffusivity rate is expressed by [5]:

$$D = \Delta A / \Delta t$$

where,  $D$  is the diffusivity rate (cm<sup>2</sup>/s) and  $A$  is wetted area increase (cm<sup>2</sup>) at a designated time interval  $t$  (sec).

The evaporation rate is expressed by [5]:

$$E = \Delta M / \Delta t$$

where,  $E$  is the evaporation rate (mg/s) and  $M$  is the amount moisture on the fabric evaporating to ambient (mg) at a designated time interval  $t$  (sec).

Experimental studies for perspective material samples were conducted regarding to these criteria. Preliminary results shown that new material called “Nanopaper”, which is made up of a mineral basalt/glass staple fibers (average diameter of pore is 40 nm) and non-organic binding agent, possesses high water adsorbency and an anisotropic structure. This material is manufactured on traditional paper-making equipment by method of casting. Moreover, it has great potential to be improved due to adjusting the specified ratio of material’s components. On the other hand, experimental and testing findings proved that “Nanopaper” has higher strength, blotting capacity, absence of toxicity and no emission of substances into air, resistance to mould, fungi and microorganisms in water environments. Moreover, this material prevents bacteria spread, has great hydrophilic capacity and absorbs huge amount of water. Basalt fibers have cellular structure and contain lots of pores that serve as water transmitters. As a result, there is no water pump needed as water goes up within nanopaper pads naturally so the energy is saved. The uniqueness of this material is a combination of its qualities allowing horizontal water delivery and vertical capillary transport and water lifting up to 30 cm. Some modifications of “Nanopaper” possess impressive thermal stability and high wicking ability at the high temperatures up to 400 °C!

These unique features resulted in a small form factor of M-cycle IEC which would be smaller than conventional IEC and are more efficient by all means. It opens a way for cheap-and-simple new generation of HMX’s design and production through Maisotsenko Cycle. Earlier M-cycle due to previous material restrictions was implemented in natural temperatures only for cooling, heating, low-temperature domestic heat recovery, water distillation and extraction, water towers. Now with the new material Maisotsenko Cycle is applicable for power generation, industrial heat recovery, engines and turbines.

#### Literature sources:

1. Mahmood M, Sultan M, Miyazaki T, Koyama S, Maisotsenko V 2016 Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling Renewable and sustainable energy reviews 66 537-555.
2. Maisotsenko V et al. 2004 US Patent 6,776,001, Method and apparatus for dew point evaporative product cooling
3. Maisotsenko V. et al. 2002 US Patent 6,497,107, Method and Apparatus of Indirect-Evaporation Cooling
4. Maisotsenko V. et al. 2007 US Patent 7,197,887, Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler
5. Peng Xu, Xiaoli Ma, Xudong Zhao, Kevin S. Fancey 2016 Experimental investigation on performance of fabrics for indirect evaporative cooling applications Building and Environment 110 104-114.

## ДОЦІЛЬНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СУДНОВИХ СИСТЕМАХ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

Ярошенко В.М., к.т.н., доц., Подмазко О.С., к.т.н., доц., Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, [valeryi@ukr.net](mailto:valeryi@ukr.net)

Сучасні малооборотові і середньо обортові суднові двигуни внутрішнього згорання мають ефективний коефіцієнт корисної дії  $\eta_e = 0,45-0,52$ . Таким чином вторинні теплові потоки, пов’язані з теплою водою в системі охолодження головного двигуна, мастила, надувного та стислого повітря, випускними газами є досить суттєвими так як їх потенціал складає 50 і більше відсотків теплового потоку, який генерується при згоранні палива. Тому утилізація вторинних теплових потоків може ефективно використовуватись як джерело підвищення загальної енергетичної ефективності.

Крім того, суднові дизельні енергетичні установки мають високу енергоозброєність і значну частину енергії споживають на загальносуднову і власні потреби. Причому розподіл тепла, що витрачається на головний двигун та допоміжне енергетичне обладнання істотно відрізняються для різних типів суден. Тому для оцінки ефективності теплоспоживання в судновій енергетичній системі необхідно враховувати не тільки теплоту, еквівалентну потужності головного двигуна але і теплоту вторинних теплових потоків, які утилізуються.

Аналіз теплового балансу енергетичного обладнання і матеріалів з проектування та будівництва суден різного призначення показує, що рівень утилізації теплоти суднових дизельних установок, часто знаходиться нижче технічно досяжної межі і може розглядатись як напрямок для підвищення енергетичної та екологічної ефективності суднових енергетичних систем.

Для термодинамічної оцінки при виборі системи утилізації теплоти найбільш доцільно використовувати ексергетичну функцію, яка враховує не тільки кількість теплоти, але і її якісні характеристики (максимальну технічну работоспроможність)[2].

В якості прикладу на рис. 1 показана діаграма енергетичних потоків мало обортового суднового двигуна [3], а в таблиці 1, наводяться розрахункові ексергетичні характеристики цих же потоків. При розрахунках ексергії вторинних потоків використовувались середньостатистичні дані для мало обортових дизелів : вихідні гази (температурний рівень 280° С), надувнеповітря (температурний рівень 170 °С), охолоджуальна дизель вода (температурний рівень 90 °С), охолоджуальна мастильна вода (температурний рівень приблизно 60 °С).

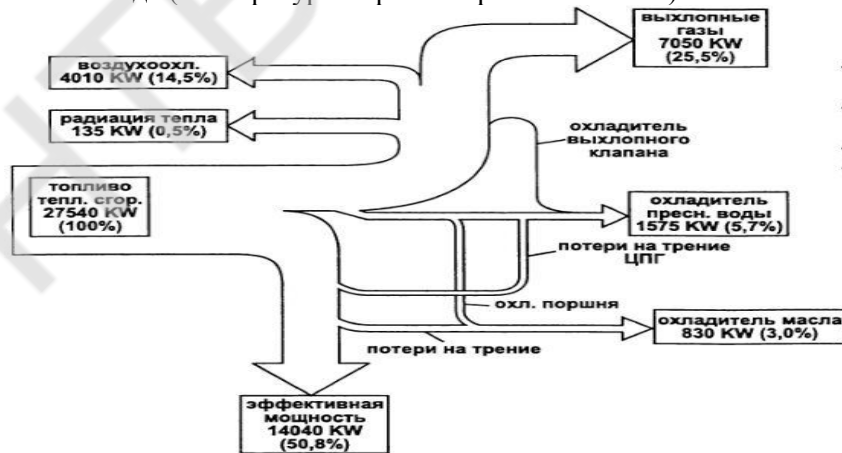


Рис. 1. Розподіл теплових потоків мало обортового суднового дизеля

Таблиця 1. Ексергетичні потоки суднового малооборотного двигуна

	Загальні дані (назва)	Потоки ексергії, квт	Відсоток, %
1	Камера згорання (вхідна ексергія)	21480	100
2	Ефективна потужність	14040	65,4
3	Охолоджувач прісної води	288	1,35
4	Охолоджувач мастила	187	0,87

5	Повітряний охолоджувач	796	3,7
6	Радіаційний потік	67	0,05
7	Вихідні газы	3154	14,7
8	Рекупераційний потік в турбонагнітачі	2534	11,8
9	Гідравлічні втрати ексергії	414	1,9

Таким чином по ексергетичній цінності найбільшими тепловими потоками є вихідні газы, повітряний охолоджувач та охолоджувач прісної води. За допомогою такого аналізу визначаються найбільш пріоритетні теплові потоки для систем утилізації.

Наряду з традиційними судновими утилізаційними системами такими як котельні установки та тепловикористовуючі холодильні машини, можуть застосовуватись тепло насосні установки. Одним із напрямків утилізації теплоти можуть бути теплові насоси, у яких температурний потенціал теплового потоку підвищується до рівня генерації водяної пари при тисках характерних для судових енергетичних систем. Водяна пара з тиском (0,3; 0,5 і 0,9 МПа) використовується для різних цілей (для підігріву палива судових ДВЗ, перевезеного вантажу, а також для функціонування різних загально судових систем [1,3]). Утилізаційні теплонасосні установки можуть також ефективно застосовуватись в схемах судових паротурбінних установок для зниження температури конденсації та підігріву конденсату перед парогенератором.

Вибір схеми та параметрів роботи теплонасосної утилізаційної установки а визначався, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів водяної пари.

При аналізі робочого тіла ТНУ було вибрано холодильний агент, який наряду із загальноприйнятими термодинамічними, теплофізичними та фізико-хімічними вимогами, відповідає екологічним критеріям, які у останні роки часто розглядаються, як пріоритетні. До екологічних вимог відносяться низькі потенціали глобального потепління (парникового ефекту) GWP (GlobalWarmingPotential) і руйнування озону ODP (OzoneDepletionPotential), а також нетоксичність. Крім цього, аналізувався параметр сумарного еквівалентного теплового впливу TEWI (TotalEquivalentWarmingImpact), який враховує прямиий внесок від витоків холодоагенту та побічний внесок у глобальне потепління від емісії CO<sub>2</sub> при виробництві енергії. У якості робочого тіла парокompресійного теплового насосу розглядався R-600(бутан) (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>), так як його основні термодинамічні та екологічні характеристикам найбільш доцільно відповідають технологічним умовам.

Результати порівнянь бутану з іншими холодильними агентами, які використовуються у холодильній техніці, свідчать про перспективність його застосування у якості робочого тіла, що дозволяє йому конкурувати при техніко економічному порівнянні, як з HCFC (гідрохлорфторвуглеводами) холодоагентами, так і з безгалоїдними (природними) холодильними агентами. Енергетична ефективність теплового насосу, яка оцінювалась за допомогою коефіцієнта перетворення енергії, складає 2,2-2,4 у той час як коефіцієнти перетворення енергії подібних установок на різних холодильних агентах складають 1,6-2,8 у тому числі і для двохступневих схем [1].

Принципова схема парогенеруючої судової тепло насосної установки показана на рис. 2. Установка може функціонувати як в автономному режимі так і в комбінації з існуючою схемою охолодження забортною водою. Для порівняльного аналізу був вибраний високотемпературний контур системи охолодження прісною водою сучасного малообертового дизеля марки 6S70MC MAN B &W, номінальною ефективною потужністю 14040 кВт з тепловим навантаженням на випарник - 1575 кВт



UDK 621.565.83

## RADIATIVE COOLING METHOD IN THE AIR CONDITIONING SYSTEM

Tsoy A.P., Cand.Tech.Sci. ; Tsoy D.A. PhD student ;  
 teniz@bk.ru,  
 Almaty Technological University,  
 Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi street , 100

In the modern world, refrigeration and air conditioning systems are rapidly developing industries with high energy consumption. In this regard, there is significant interest in improving energy efficiency.

Radiative cooling through efficient radiation into space is a renewable energy source, an environmentally friendly alternative source of cold production, a type of "energy of the future" [3,4,5].

Currently, in a number of countries, a radiative cooling system is proposed that uses a scheme without the use of a refrigerator [1,2]. At night, heat exchanger is cooled in the refrigerator and accumulated in the accumulator, and in the daytime, the heat exchanger from the accumulator is pumped into the heat exchanger to cool the room. The refrigeration units used have a cold accumulator, which is a large container, requiring separate space and significant purchase costs, leading to an increase in the cost of the system. Additionally, the cost of the system is increased by the radiators, which also require a large area for installation.

In some cases these factors limit the usage of the cooling system because of the lack of place for radiators, increasing the payback period above the normative.

The system developed consists of polyethylene and plastic pipes mounted under a metal roof where water cooling takes place at night.

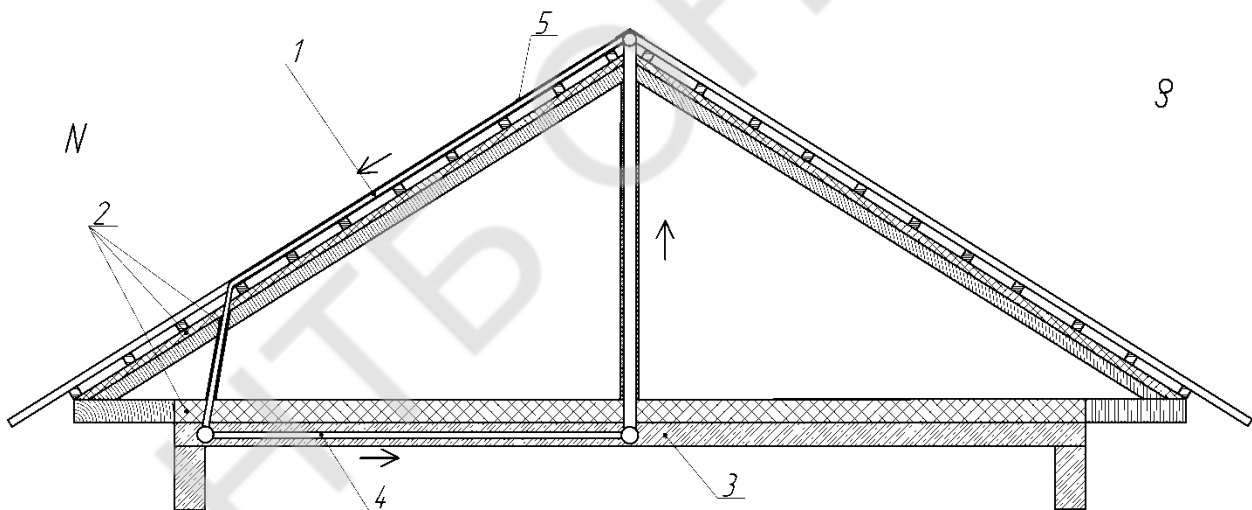


Figure 1.

1- radiator; 2- heat insulation; 3 concrete slabs; For cooling 4-heat exchanger for cooling concrete slabs; 5-metal roof

Pipe heat exchanger (cooling radiator) is insulated from the bottom. Chilled water flows down the pipes into a tube heat exchanger placed in a concrete ceiling where cold accumulation occurs. The concrete floor is covered by a thermal insulating layer from the bottom and with gypsum board.

During the day, as a result of heating of attic space, the ceiling concrete is gradually heated up. From the lower collector, oppositely located, heated water rises through the pipe into the heat exchanger located under the roof. At night, the roof is cooled and warm water rises and the process is repeated. Cooling system is without pumping, with natural water circulation.

Experimental studies have shown that the advanced system can reduce heat inflow into the room.

As a result of the presence of a "cold ceiling" in the daytime, the room cooling effect is obtained.

Thus cooling takes place without energy and forced cold air circulation, which does not harm human health.

**Bibliography**

1. Sima J. et al. Theoretical evaluation of the night climate in the Czech Republic // Energy Procedia. Elsevier B.V., 2014 Vol. 48 p. 645-653.
2. Zhang, S., Niu, J., The cooling effect of night radial cooling in combination with microencapsulated phase amount (MPCM). Storage of Slurry // Energy Building. Elsevier B.V., 2012 Vol. 54 p. 122-130.
3. Tsoy AP, Baranenko AV, Eglit A.Ya. Use of effective radiation in the open ice rink cooling system, the announcement by the International Refrigeration Academy. 4 (2012) 8-11.
4. Tsoy AP, Granovsky AS, Tsoy DA, Baranenko AV Impact of the climate on the operation of the cooling system using efficient radiation in the outer space, Cooling technology. 12. 02., 2-7.
5. Tsoy AP, Granovsky AS, Baranenko A.V. Modeling and mathematics program for calculating the value of effective radiation, a statement by the International Cold Store Academy. 1 (2014) 7-1

ФТБ ОНАХТ

УДК 621.565.93.95

## ТРАНСКРИТИЧНІ ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ У СИСТЕМАХ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТОРГОВЕЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Петренко О.В., Семенюк Д.П., ХДУХТ, м. Харків, [dmitriy.semeniuk@gmail.com](mailto:dmitriy.semeniuk@gmail.com)

За останні роки важливість CO<sub>2</sub> як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зросла. Найважливіше при цьому те, що CO<sub>2</sub> – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO<sub>2</sub> може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах [1].

Найчастіше субкритичний цикл застосовують за каскадною схемою холодопостачання. Як правило, у верхній гілці каскаду як холодоагент використовують R717 або R134a, а в нижній – R744 (CO<sub>2</sub>) у діапазоні температур від –35°C (температура кипіння) до +10°C (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 26,5 бар. Існують різні види субкритичних каскадних холодильних систем на CO<sub>2</sub>: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO<sub>2</sub> із вторинним ропним контуром або комбінації цих систем [2].

Транскритичні холодильні системи на CO<sub>2</sub> сьогодні використовуються лише в невеликих і комерційних холодильних установках із бустер-компресором на CO<sub>2</sub> у діапазоні температур від –35°C (температура кипіння) до +40°C (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 90 бар. Це мобільні системи кондиціонування повітря, невеликі теплові насоси та системи холодопостачання супермаркетів [3]. Особливість транскритичної схеми в тому, що під час її роботи не відбувається конденсації холодоагенту, завдяки чому досягається мінімальна різниця між температурою навколишнього середовища та температурою холодильного агента, що використовується для перенесення тепла в системі рекуперації. Ця властивість дає можливість збільшити кількість тепла, що рекуперується за умов збільшення температури навколишнього середовища.

На рис. подано спрощену схему бустерної холодильної системи торговельного підприємства.

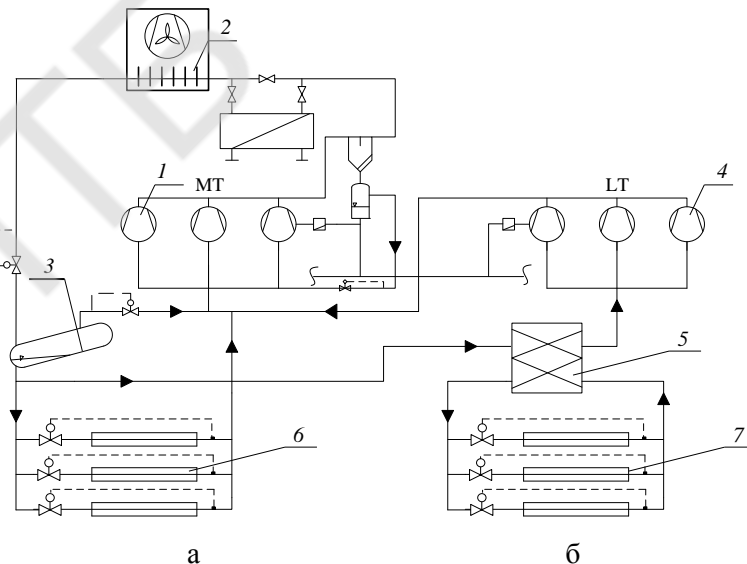


Рис. Спрощена схема бустерної холодильної системи торговельного підприємства:

а – середньотемпературна МТ-гілка;

б – низькотемпературна ЛТ-гілка; 1 – компресори середньотемпературної гілки; 2 – газкулер; 3 – ресивер; 4 – компресори низькотемпературної гілки; 5 – теплообмінник; 6, 7 – споживачі холоду

Секція високого тиску починається з компресора високого тиску ЛТ, проходить через газоохолоджувач і закінчується клапаном регулювання високого тиску. Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар.

Секція середнього тиску починається від розширювального клапана високого тиску, де потік розділяється на газ і рідину в ресивері. Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску МТ через байпасний клапан. Рідка фаза подається до розширювальних клапанів, де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний і середньотемпературний випарники. Газ із низькотемпературного випарника стискується в низькотемпературному компресорі та змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника та байпасної лінії. Звідси газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Розрахунковий тиск у середньотемпературній секції звичайно становить 40...45 бар, а в низькотемпературній – 20...35 бар. При цьому спостерігається тенденція проектувати середньотемпературну та низькотемпературну секції на однаковий тиск. Тиск у ресивері регулюється клапаном із кроковим двигуном. Він повинен бути вище величини тиску, за якого відбувається випарування в середньотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тиску на середньотемпературному розширювальному клапані. З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче розрахункового тиску. Після розширення під високим тиском відбувається поділ газу та рідини, при цьому газ відводиться безпосередньо на усмоктувальну сторону компресора, а рідка фаза розподіляється по випарниках. Описаний процес дає можливість використовувати стандартні компоненти холодильної системи, що працюють під тиском.

За транскритичних умов тиск є функцією температури на виході з газоохолоджувача. Метою регулювання є одержання максимального холодильного коефіцієнта COP за цієї певної температури. Робота вентиляторів газоохолоджувача регулюється за температурою CO<sub>2</sub> на виході з газоохолоджувача. Якщо фактична температура нижче заданого значення, то швидкість обертання вентиляторів зменшується. Якщо всі компресори зупинені, то вентилятори не обертаються. У традиційних системах тиск часто є регулюючим параметром (зі зменшенням тиску конденсації підвищується продуктивність системи), але для транскритичних систем у холодний період це може сприяти збільшенню переохолодження та привести до сильного зниження тиску в ресивері. У результаті цього перепад тиску може бути недостатній для нормальної роботи розширювального клапана.

Транскритична бустерна холодильна система є однією з найбільш перспективних для застосування в умовах холодного та помірного клімату [4]. Причиною цього є кілька чинників: транскритична бустерна система більш економічна в плані енергоспоживання порівняно із системами, що працюють на фреоні R404a, і в той же час вона має більш просту конструкцію. Важливу роль під час вибору системи холодопостачання та холодильного агента для торговельного підприємства, що проектується, відіграють первісні та експлуатаційні витрати. Більшу частину експлуатаційних витрат становить споживання електроенергії. Як відомо, для виробництва холоду в харчовій промисловості споживається значна кількість електроенергії. Сьогодні близько 10...15% електроенергії, що використовується в усьому світі, припадає на вироблення холоду. При цьому супермаркети є найбільшими споживачами електроенергії. Половина енергії, що витрачається ними, іде на холодильну обробку продуктів (компресори, вітрини тощо). При цьому компресори споживають близько 30% електроенергії. Річні витрати на електроенергію у великих супермаркетах можуть становити близько 1% від загального доходу. Причому скорочення енергоспоживання на 50% приводить до 15%-го збільшення прибутку для середнього обсягу товарообігу мережі супермаркетів. Необхідно врахувати ще один важливий чинник – безперервний ріст цін на енергоресурси. Щорічний ріст цін на електроенергію становить 2...11%. Система із CO<sub>2</sub> за ефективністю перевершує обладнання із синтетичними холодоагентами, якщо воно працює в області субкритичних температур (температури < 31,2°C). Споживана потужність систем CO<sub>2</sub> у порівнянні з R404a. У закритичному режимі експлуатації (температури > 31,2°C) системи із CO<sub>2</sub>, загалом, є менш ефективними, чим обладнання із синтетичними холодоагентами. Але якщо виходити з розрахунку за рік, то в широтах із помірним кліматом холодильні установки, що використовують CO<sub>2</sub>, на 10...30% енергоефективніші, ніж установки із синтетичними холодоагентами, тому що більшу частину року працюють в області докритичних температур. Проведені дослідження показали, що енергоефективність систем на CO<sub>2</sub> прямо залежить від місця експлуатації холодильного обладнання, географічного фактора, а якщо бути точним, від середньорічної температури.

Фахівці компанії Dörig SpA провели порівняльний аналіз деяких схем холодопостачання для торговельних підприємств з урахуванням клімату регіону (Київ і Київська область) і технічних умов (агрегати холодопродуктивністю  $Q_0 = 150$  кВт для температури кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  і  $Q_0 = 50$  кВт для  $t_0 = -35^\circ\text{C}$ ).

Було розглянуто три схеми холодопостачання: А – стандартна на R404А; В – із бустер-компресором (транскритичний цикл CO<sub>2</sub>) і С – каскадна з R134а у верхній гілці, R744 – у нижній. Розрахунки показали, що найбільш енергозбережливою є схема холодопостачання з бустер-компресором (транскритичний цикл R744). Під час її експлуатації заощаджується 17% енергії порівняно зі стандартною схемою холодопостачання на R404А.

Необхідно відзначити ще один важливий чинник – можливість у транскритичних системах на CO<sub>2</sub> ефективно використовувати рекуперацію тепла для одержання гарячої води для технологічних потреб і підігрів теплоносія для опалення. На відміну від фреонових машин, де є проблеми, пов'язані з одержанням високопотенційного тепла, на холодильних машинах, що працюють у транскритичному циклі на CO<sub>2</sub>, таких проблем немає. Усе тепло високопотенціальне й фактично можна використовувати весь перегрів, відключаючи, за необхідності газкулер.

Таким чином, проведений аналіз систем, що працюють на CO<sub>2</sub>, показав перспективність їхнього застосування для систем холодопостачання вітчизняних торговельних підприємств різного формату. Складності, що виникають при цьому, вирішуються різноманітними схемними рішеннями, розробленими та апробованими фахівцями провідних холодильних компаній світу.

#### Список джерел інформації / References

1. Системы охлаждения на CO<sub>2</sub> для продовольственных магазинов розничной торговли [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [www.danfoss.com/CO2](http://www.danfoss.com/CO2)  
"CO<sub>2</sub> cooling systems for food retail stores" ["Sistemyi ohlazhdeniya na CO<sub>2</sub> dlya prodovolstvennyih magazinov roznichnoy torgovli"], available at: [www.danfoss.com/CO2](http://www.danfoss.com/CO2)
2. Брайдерт Г. Й. Проектирование холодильных установок. Расчёты, параметры, примеры / Г. Й. Брайдерт. – М. : Техносфера, 2006. – 336 с.  
Braydert, G.Y. (2006), Design of refrigeration units. Calculations, parameters, examples [Proektirovanie holodilnyih ustanovok], Tehnosfera, Moscow, 336 p.
3. CO<sub>2</sub> переживает второе открытие [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO2-nastupaet>  
"CO<sub>2</sub> is going through the second opening" ["CO<sub>2</sub> perezhivaet vtoroe otkrytie"], available at: <http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO2-nastupaet>
4. David Hinde, Shitong Zha, Lin La (2009), "Carbon dioxide in North American supermarkets", ASHRAE Journal, Vol. 51, February 2009

УДК 629.12:621.575.932

## АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Редунов Г.М., Гожелов Д.П., Тимофєєв І.В., ОНАХТ, м. Одеса [gozhelow@ukr.net](mailto:gozhelow@ukr.net)

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Охолодження вітчизняних АХА з повітряним охолодженням не перевищує 50 Вт, тому переважно вони використовуються в побутових і торгових холодильних апаратах ємністю від 30 літрів до 200 літрів. За кордоном відомо застосування АХА з повітряним охолодженням в холодильниках ємністю понад 300 літрів. Побутові і торгові абсорбційні апарати, як правило, працюють з електричними джерелами енергії потужністю від 70 до 300 Вт, так як вони розташовуються усередині житлових і робочих приміщень.

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

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

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

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

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

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

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

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

Для розглянутого випадку під змінними умовами експлуатації слід розуміти:

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

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

в) завантаження холодильної камери отопленої харчовими продуктами.

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

#### ВИСНОВКИ

1. Перспективи застосування холодильних апаратів абсорбційного типу на морських судах пов'язані і з унікальною можливістю експлуатації АХА з повітряним охолодженням в широкому діапазоні температур, в тому числі і негативних. При низьких температурах навколишнього середовища (менше 10 °С) не рекомендується експлуатація компресорних холодильних апаратів, через можливість загустіння масла і поломки рухомих елементів компресора. У конструкціях АХА з повітряним охолодженням рушійні елементи відсутні.

2. АХА з повітряним охолодженням доцільно розташовувати на судах за межами житлових і господарських приміщень. В цьому випадку відпрацьовані гази при відсутності подальшої утилізації можуть бути відведені безпосередньо в атмосферу, а теплорассеюючих елементи знаходяться в тепловому взаємодії із зовнішнім повітрям.

## СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ

УДК 621.438.2

### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ВХОДЕ В РОТОР СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Ванеев С.М., доцент, Т.С. Родимченко, магистр, СумГУ, г. Сумы

Одним из путей решения проблемы энергосбережения и рационального использования энергетического потенциала нашей планеты является использование (утилизация) вторичных энергоресурсов. Сегодня большое количество эксергии сжатых газов и паров теряется на редукторах и регуляторах давления в газовой, химической и других отраслях промышленности. Другой актуальной задачей современной газотранспортной отрасли является задача создания пневматического (газового), эффективного, надёжного и удобного в эксплуатации привода шаровых кранов для безопасного функционирования магистральных газопроводов.

Для решения этих задач могут быть использованы струйно-реактивные турбины (СРТ) и агрегаты на их основе.

Одной из основных задач исследования является оценка влияния разных параметров (в частности, скорости газа на входе в ротор турбины) на коэффициент восстановления полного давления в проточной части СРТ, что позволит эффективно (с наименьшими потерями) организовать в ней течение газа.

Принцип действия струйно-реактивной турбины (рис. 1, 2) заключается в преобразовании потенциальной энергии сжатого рабочего тела в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, которая вытекает из тягового сопла (ТС). В результате образуется реактивная сила тяги на тяговом сопле и соответствующий крутящий момент на валу турбины, а при вращении вала совершается механическая работа. Процесс преобразования потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию вытекающей струи является основным и происходит в ТС.

Обычно СРТ работают при сверхкритических отношениях давлений и на входе в ротор, в показанных на рис. 1, 2 конструкциях, образуется сверхзвуковое течение потока газа.

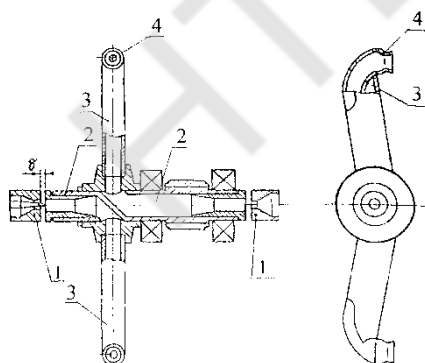


Рисунок 1 - Схема реверсивной струйно-реактивной турбины.

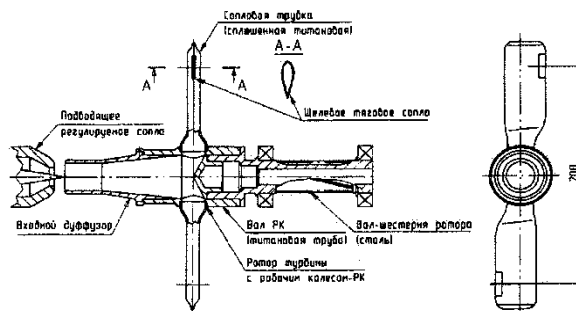


Рисунок 2 - Схема нереверсивной струйно-реактивной турбины

В первом приближении проточную часть СРТ можно представить в виде трубы определенной длины и диаметра, в которой происходит адиабатное течение газа с трением при сверхзвуковой скорости на входе в трубу.

Были выполнены расчеты параметров потока воздуха при течении в трубе длиной  $L=150$  мм, диаметром  $D_{тр}=5$  мм при коэффициенте сопротивления  $\xi=0,015$ , разных значениях безразмерной скорости на входе в ротор  $\lambda_1$  и располагаемого отношения давлений  $\Pi_0$  (отношения полного давления на входе в ротор к статическому давлению в окружающей среде).

В заданной трубе возможны течения, как со скачком уплотнения внутри трубы, так и сверхзвуковые течения по всей длине трубы (рис. 3). Видно, что режим течения зависит от приведенной скорости на входе в трубу  $\lambda_1$  и располагаемого отношения давлений  $P_0$ .

При  $\lambda_1=1,5495$  скачок уплотнения располагается во входном сечении трубы, при этом располагаемое отношение давлений равно  $P_0=2,8$ . При  $\lambda_1=1,853$  и  $P_0=5,4$  сверхзвуковой поток тормозится до критической скорости на выходе из трубы. При  $\lambda_1>1,853$  возможно сверхзвуковое течение по всей длине и на выходе из трубы (т.е. в конструкции СРТ в этом случае нет необходимости в применении сверхзвукового тягового сопла, но потери полного давления при этом будут большими).

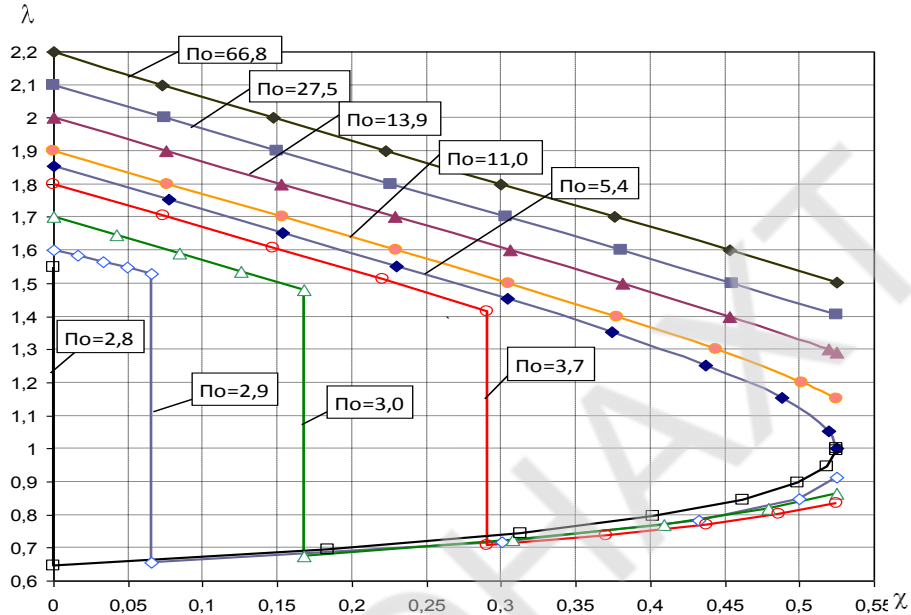


Рисунок 3 – Изменение приведенной скорости вдоль трубы при разных значениях приведенной скорости на входе в трубу и располагаемого отношения давлений.

Изменение коэффициента восстановления полного давления вдоль приведенной длины трубы для зависимостей, изображенных на рис. 3, показано на рис. 4. Видно, что чем меньше приведенная скорость на входе в трубу и располагаемое отношение давлений, тем выше коэффициент восстановления полного давления в целом для трубы, а значит меньше потери полного давления. Зависимость  $\sigma_{тр}=f(\lambda_1)$  показана на рис. 5. Видно, что при  $\lambda_1>1,7$   $\sigma_{тр}$  становится меньше 0,5, т.е. более 50% начальной величины полного давления теряются.

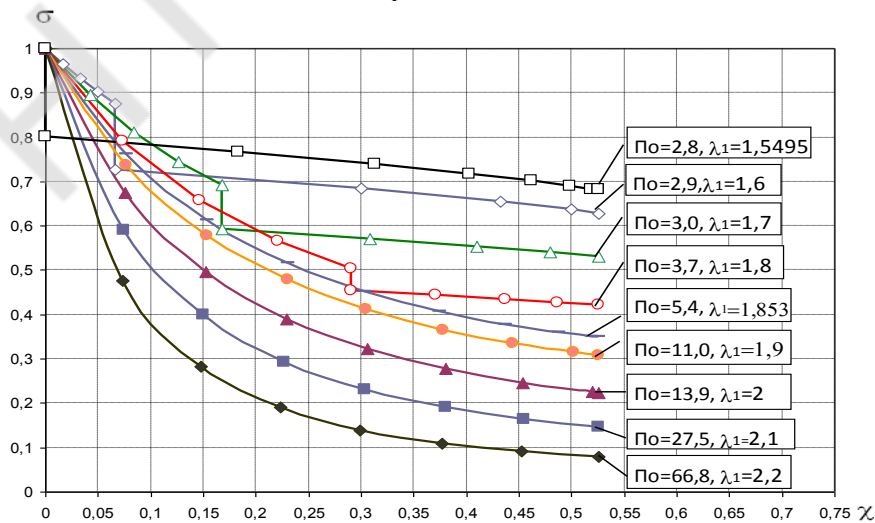


Рисунок 4 - Изменение коэффициента восстановления полного давления вдоль трубы при разных значениях приведенной скорости на входе в трубу и располагаемого отношения давлений.

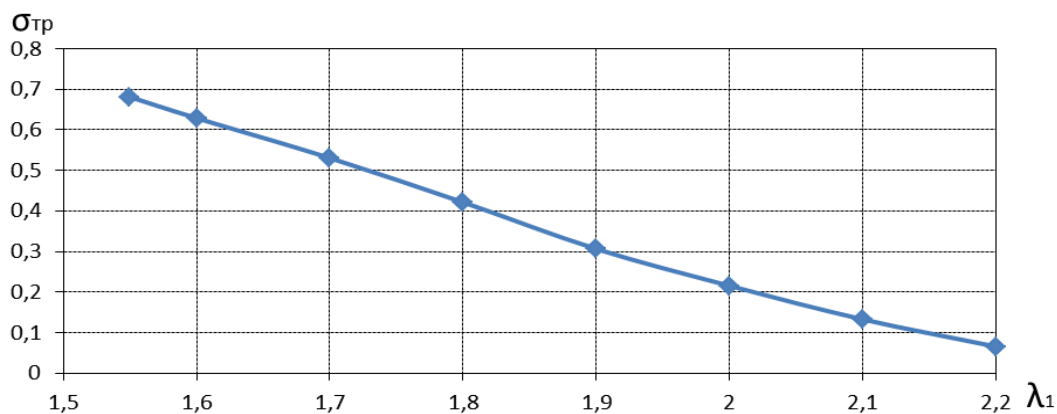


Рисунок 5 – Зависимость изменение коэффициента восстановления полного давления в трубе от приведенной скорости на входе в трубу

Из проведенных исследований понятно, чем меньше сверхзвуковая скорость на входе в газовый тракт ротора и располагаемое отношение давлений, тем ближе скачок уплотнения до входного сечения трубы и меньшие потери полного давления в трубе в целом. Однако они остаются все равно большими.

Для уменьшения потерь полного давления (получения  $\sigma_{тр} > 0,7$ ) необходимо уменьшить длину трубы (при заданном диаметре), что возможно осуществить установкой на входе в ротор втулки-диффузора, имеющей цилиндрическую часть, в которой происходит переход от сверхзвуковой скорости на дозвуковую, и диффузорной части, в которой происходит дальнейшее уменьшение дозвуковой скорости потока. Например, при длине цилиндрической части втулки-диффузора  $L=30$  мм, диаметре цилиндрической части втулки диффузора 5 мм, приведенной скорости потока на входе в цилиндрический участок втулки-диффузора  $\lambda_1=1,25$  зависимость изменения коэффициента восстановления полного давления по длине цилиндрического участка втулки-диффузора имеет вид, показанный на рис. 6. В этом случае на цилиндрическом участке втулки диффузора равен 0,9328.

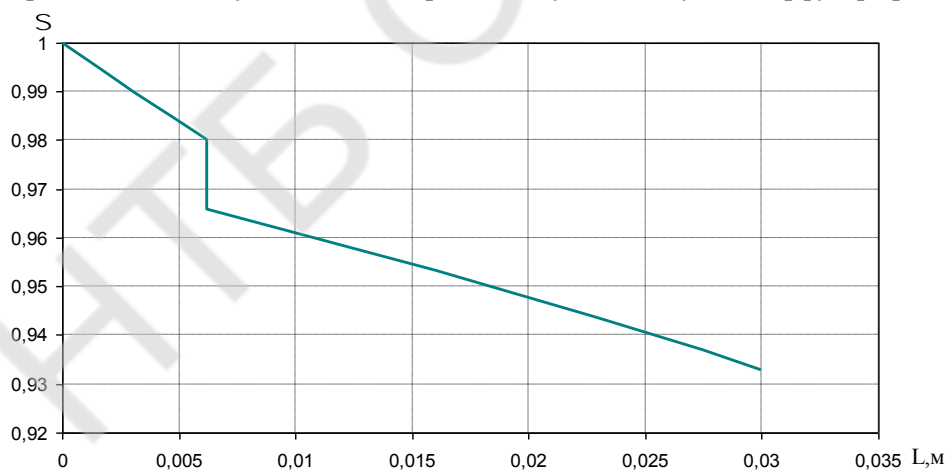


Рисунок 6 - Зависимость коэффициента восстановления полного давления по длине цилиндрического участка втулки-диффузора ( $L=30$  мм) при  $\lambda_1=1,25$ .

Выводы:

1. Потери полного давления в проточной части СРТ существенно зависят от приведенной скорости на входе в ротор и располагаемого отношения давлений. При правильном выборе геометрических размеров проточной части на входе в ротор эти потери можно значительно уменьшить.

2. Приведенная скорость потока на входе в ротор должна быть как можно меньше.

УДК 621.52

## ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ В УСЛОВИЯХ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Петренко М.А., аспирант, Украинский научно исследовательский институт бытового машиностроения (УкрНИИБытМаш). г. Краматорск, ул. Школьная 117  
[maksimpeterson@rambler.ru](mailto:maksimpeterson@rambler.ru)

Холодильные системы являются одними из крупнейших потребителей энергии в жилищно-бытовом секторе большинства развитых стран. Стратегия развития промышленного производства домашних холодильников во многом зависит от множества требований, которые возникли в процессе глобальных изменений в таких сферах, как экономика, энергетика и защита окружающей среды. Энергосбережение становится все более важным фактором, который определяет устойчивое развитие общества. Ежедневное потребление энергии для холодильного прибора варьируется от 0 до 2 кВт ч и более в зависимости от различных холодильных аппаратов и условий эксплуатации. Такие факторы, как открывание дверей и степень заполнения пространства холодильника не оказывают существенного влияния на энергетическую эффективность. Анализ поведения пользователей в реальных условиях и лабораторные тесты показали, что потребление энергии оказывается чрезвычайно неравномерным и чувствительным к условиям эксплуатации. Цель настоящей работы заключается в анализе, исследовании, разработке и осуществлении мероприятий, способствующих повышению конкурентоспособности современных холодильных систем за счет снижения энергопотребления в реальных условиях эксплуатации.

Первые попытки отразить характеристики энергосбережения для домашнего холодильника были сделаны в середине 90-х годов прошлого столетия на основе т.н. энергетических меток. Положительная черта этого подхода – быстрая оценка конкурентоспособности различных производителей холодильного оборудования и возможность принятия решения для потребителей. В настоящее время тестирование приборов происходит при температуре окружающей среды 25 °С и не учитывает реальные условия эксплуатации (например, открытие дверей холодильника, степень заполнения свежими продуктами холодильных камер). Для различных холодильников условия тестирования не совпадают, что является объектом критического отношения к выводам относительно методологии энергетических меток.

В настоящей работе рассматривается подход, использующий интеллектуальные сети электроснабжения (Smart grid), в состав которых наряду с информационными и коммуникационными технологиями входят технологии для сбора информации о производстве и потреблении электрической энергии. Интеллектуальные энергетические системы объединяют производителей, которые могут управлять поведением всех подключенных пользователей, с целью обеспечения устойчивого, экономичного и надежного электроснабжения. Холодильные установки наряду с тепловыми насосами входят в состав энергетической системы и выступают в роли аккумуляторов энергии, регулирующих энергетический баланс сетей. Разработка таких систем повышает эффективность, надёжность, экономическую выгоду, а также устойчивость производства и распределения электроэнергии [1]. Правила разработки «интеллектуальных сетей» определены в Европе через «Платформу европейских умных сетей электроснабжения» (Smart Grid European Technology Platform) [2]. Развитие технологии умных сетей также означает фундаментальную реорганизацию рынка услуг электроэнергетики несмотря на то, что терминология на первый взгляд предполагает только развитие технической инфраструктуры

Для поиска оптимального решения развита гибкая модель мультиагентного анализа, базирующаяся на многокритериальной природе процесса принятия решения в Smart Grid при наличии конфликта и нечеткости целей при проектировании энергопреобразующих систем. С математической точки зрения задача реализации концепции устойчивого развития рассматривается как задача мультиагентной оптимизации, которая сводится к проблеме нечеткого нелинейного программирования с  $n$  несовместимыми критериями (экономический, социальный, термодинамический и другие),  $m$  – переменными управления и  $k$  нелинейными ограничениями

Для наиболее простой оценки повышения энергоэффективности холодильной системы в рамках виртуальных энергетических систем (ВЭС) в работе использовали пакет имитационного

моделирования AnyLogic™ [3], в котором реализован агентный подход к моделированию в различных сферах деятельности. Агентные модели позволяют получить представление об общем поведении системы, исходя из предположений о поведении ее элементов, при отсутствии знания о глобальных законах – то есть в наиболее общем случае. AnyLogic™ является одним из успешных инструментов моделирования, позволяющим оперативно создавать гибкие модели с агентами, взаимодействующими как друг с другом, так и со своим окружением [4]. AnyLogic™ поддерживает все возможные способы задания поведения агентов – диаграммы состояний (стейтчарты), синхронное и асинхронное планирование событий.

В данной работе предлагается следующая последовательность шагов принятия решения в мультиагентной оптимизации ВЭС.

- Определение области оптимальности по Парето (или области компромисса) -  $X_P$ , в которой достигается согласованное решение конфликта между критериями с противоположными интересами;
- Представление критериев и ограничений в форме нечетких множеств для отображения неструктурированных ситуаций (т.н. процедура «размывания» критериев);
- Неформальный выбор схемы свертки для перехода от векторного критерия  $K [K_i(X)]$ , к скалярной комбинации  $K_i(X)$ ;
- Оценка окончательного вектора  $X_{opt} \in X_P$ , минимизирующего нечеткие источники неопределенности и отражающего достижение согласованного критерия устойчивого развития ВЭС.

В качестве иллюстрации рассматриваемого подхода задавали количество агентов ( $n = 100$ ), что интерпретируется как модель энергетической системы супермаркета или многоквартирного «умного дома». Показано, что минимизация переключений компрессора приводит к снижению энергопотребления до 30% (оптимистическая оценка). Пессимистическая оценка составляет порядка 7. Компромиссный вариант переключения компрессора на основе критерия устойчивого развития достигает 10%.

Работа с интеллектуальными электрическими сетями требует новых компетенций и надлежащего обучения, которые в существующей сейчас системе образования отсутствуют. Для преодоления такой ситуации необходимо разработать программу развития национальных квалификационных требований и норм, сформировать профессиональные стандарты соответствующих профилей компетенции для отдельных специальностей, использовать систему профессиональной сертификации в образовательном процессе.

#### Список информационных источников

1. <https://energy.gov/oe/activities/technology-development/grid-modernization-and-smart-grid>
2. Smart Grids European Technology Platform 2011 | [www.smartgrids.eu](http://www.smartgrids.eu). *smartgrids.eu*
3. <http://www.xjtek.com/products/anylogic>
4. Goulden M., Redwell B., Rennick-Egglestone S., Tom Rodden T., Spence A. 2014. Smart grids, smart users? The role of the user in demand side management *Energy Research & Social Science* 2, 21–29

УДК 621.56

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА, ПРАЦЮЮЧОГО З ДОМІШКАМИ НАНОЧАСТОК $\text{TiO}_2$ ДО МАСТИЛА

Балашов Д.О., інженер, Мілованов В.І., д.т.н., проф., ОНАХТ, Одеса, balashov\_d@ukr.net

В останні два десятиріччя в наукову лексику швидко "увірвався" ряд нових слів з префіксом "нано": наноструктура, нанотехнологія, наноматеріал, наноколоїди, тощо. Є об'єкти, які по суті не були в арсеналі дослідників ще 20 років тому і без яких сьогодні вже неможливо представити сучасний розвиток науки - це наночастки у всьому їх різноманітті. Дуже мала кількість наночастинок, що рівномірно розподілені в базовій рідині може забезпечити вражаюче поліпшення термодинамічних характеристик базової рідини. Важливим досягненням в дослідженні теплоносіїв є застосування колоїдної суміші основної рідини хладагента або компресорного мастила і частинок розміром 1-100 нанометрів. [1] Мала кількість (близько 1%) мідних наночастинок в етиленгліколі або мастилі підвищують теплопровідність речовини на 40% і 150% відповідно. Звичайні суспензії вимагають концентрації 10% і більше для таких результатів.[2] Нанофлюїди є новим класом теплоносіїв і показують високий потенціал у застосуванні в холодильній промисловості. Використання наночастинок, розчинених в робочому тілі холодильної машини є перспективним засобом для підвищення її ефективності та зменшення вживання електроенергії. З розглянутих результатів ясно видно, що мається високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування.

Метою даної роботи є дослідження впливу домішок наночастинок на прикладі роботи компресора малої холодильної машини. В результаті дослідження планується отримати значення холодопродуктивності і провести порівняння величини для чистого холодоагента та холодоагенту з додаванням наноматеріалів. Для проведення теоретичного розрахунку був взятий компресор малої холодильної машини, працюючої на ізобутані в складі калориметричного стенда. Розрахунки проводились при режимах з температурами кипіння -20, -10, -5, 0 °C і температурою конденсації 40 °C. В якості домішок були взяті наночастки оксида титана в масовій концентрації 2,54 %.

Аналіз експериментальних даних показав, що присутність наночастинок у робочому тілі може призвести до підвищення холодопродуктивності на 5-7%, але цей ефект спостерігається лише при температурах кипіння нижче -15 ... -20 °C. При високих температурах кипіння (від 0 °C і вище) спостерігається зворотний ефект зниження холодопродуктивності. З цього можна зробити висновок, що використання домішок наночастинок може підвищити характеристики компресора холодильної машини, при цьому не вимагаючи конструкційних змін. Використання нанодомішок перспективно також у побутових холодильниках, торгівельному і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів у якості домішок у робоче тіло сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

Інформаційні джерела:

1. Roy Strandberg, Debendra K. Das. Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids // International Journal of Thermal Sciences.-2010.-Vol.49.-P.580-588.
2. Bi SS, Wu JT, Shi L. The thermal conductivity of the nanoparticles  $\text{TiO}_2$  and R134a mixtures // J Eng Thermophys.-2008.-Vol.29.-P.205-207

УДК: 632-564

## **УЧБОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУВАНОВОГО ОБ'ЄКТУ**

Водяницька Н.І., к.т.н., доц., Мельников В.Д., к.т.н., доц., ОНАПТ, Одеса, nilvan@yandex.ru

Для ефективної підготовки фахівців в області холодильної і компресорної техніки, а також для забезпечення магістрів цілеспрямованою науково-дослідною роботою на кафедрі компресорів і пневмоагрегатів УНИХКТиЭ розроблений і змонтований багатофункціональний експериментальний стенд, що дозволяє оперативно вирішувати багато дослідницьких завдань, а саме: - визначати енергоспоживання холодильного агрегату, змонтованого на базі побутового холодильника; - визначати коефіцієнт робочого часу і інші параметри холодильного циклу при використанні різних регулюючих елементів автоматики; - визначати потужність, споживану агрегатом на різних стадіях роботи агрегату (розгінні параметри агрегату); - визначати зміну потужності компресора при обдуванні конденсатора вентилятором і без обдування. Зміна інтенсивності обдування конденсатора дозволяє ступінчасто регулювати тиск конденсації і відстежувати вплив тиску конденсації на основні характеристики компресора,

- контролювати температурні параметри холодильного циклу за допомогою сенсорних температурних датчиків і контролерів як індикаторів. Стенд оснащений електронним лічильником витрати електроенергії в різних ситуаціях, що дозволяє виявити найбільш типовий коефіцієнт робочого часу (КРВ) для побутового холодильника.

На стенді встановлений прилад, що дозволяє примусово задавати широкий діапазон коефіцієнтів робочого часу циклів і визначати вжиток енергії для різних КРВ і часу циклу.

Регулювання температури усередині холодильної камери може здійснюватися одним з можливих способів, а саме:

безшкальним термостатом

електричним терморегулятором –CF/100/30 Snr/30a [1]

- програмованим електронним контролером ЕКС-202В, [2] з широкими можливостями контролю температури, як в процесі роботи, так і в процесі відтавання холодильника. Налаштування регулювальника дозволяє отримати різні тимчасові режими роботи і зупинки компресора

- із заданим диференціалом (у тому числі імітація стінки випарника, що «плаче»).

Перехід з одного режиму регулювання в іншій здійснюється без зупинки агрегату (компресора), встановленими на стенді перемикачами. Інформація для розрахунків збирається за свідченнями приладів, а саме: температурних сенсорів, манометрів, лічильників витрати електроенергії, ватметрів, а також приладу установки коефіцієнта робочого часу. Для контролю значень температур в характерних точках циклу на стенді встановлений додатковий контролер, забезпечений п'ятьма сенсорами температури, з перемикачем, яким здійснюється вибір свідчень сенсора.

Таким чином, цей стенд дозволяє поставити ряд конкретних завдань для декількох магістрантів, провести експеримент і зробити висновки. Як лабораторний стенд він може бути використаний як лабораторна робота (зняття схеми стенду, опис окремих її елементів, а також зображення циклів в діаграмах стану (P-i, T-S)).

Література

1. Справочник. Измерения в промышленности. Под редакцией профессора П.Профоса., Перевод с немецкого., М., «Металлургия», 1980, с.648.
2. Нуждин А.С., Ужанский В.С. Измерения в холодильной технике, М., «Агропромиздат», 1986г., с.376.

УДК: 632-564

## АКТУАЛЬНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ УГЛЕКИСЛОТЫ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

Водяницкая Н.И., к.т.н., доц., Паскаль А.А., ОНАПТ, г. Одесса, nilvan@yandex.ru

Развитие холодильной индустрии находится в жестких экологических требованиях, по причине применением синтетических хладагентов, разрушающий озоновый слой земли и усиливая парниковый эффект атмосферы. Из за вышеперечисленного вырос большой интерес к природным хладагентам и промежуточным хладоносителям, для уменьшения ёмкости холодильной системы и повышение их безопасности.[1,2]

Диоксид углерода (R744), является природным веществом и обладает несомненными достоинствами для холодильной промышленности (высокой холодопроизводительностью, нетоксичностью, безопасностью использования, инертностью к материалам, дешевизной и доступностью), а в замкнутых контурах имеет пренебрежительно малый потенциал влияния на окружающую среду. Высокие давления в области рабочих температур с одной стороны регламентируют специальные требования к конструкции работающего на CO<sub>2</sub> оборудования, которые нужно учитывать при проектировании холодильных установок, с другой позволяя добиваться повышенной холодопроизводительности.[3]

В последние годы в мире наблюдается повышение интереса к работающим на углекислом газе холодильным машинам. Так всемирно известный концерн Nestlé в своих производственных циклах широко пользуется каскадными холодильными установками, работающими на аммиаке и CO<sub>2</sub>, демонстрируя энергоэффективность их использования. В некоторых странах наблюдается законодательное мотивирование потребителей и производителей.

Хоть наибольшая эффективность (вплоть до конкуренции с синтетическими хладагентами) применения CO<sub>2</sub> и наблюдается в области субкритических температур, для сверхкритических температур холодильное оборудование может быть успешно оптимизировано. Например, компания Coca-Cola, сочетая использование CO<sub>2</sub> и фреона R134a в своих холодильных установках, добилась значительного уменьшения потребления электроэнергии. Установки на CO<sub>2</sub> уже используются для оборудования холодильных складов (в 2006 году первая в Украине двухконтурная каскадная система была запущена по проекту финской компании HUURRE). Эти и подобные примеры показывают, что холодильное оборудование может работать эффективно и без ущерба для окружающей среды благодаря применению природных хладагентов.

Литература:

1. Криминология: Контроль и противодействие экологической преступности.- СПб.: Изд. Р. Асланова «Пресс», 2006.- 342 с.
2. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change/[M.L. Parry, O.F. Canziani, J.P. Palutikof Eds. ] // Cambridge University Press.- Cambridge, UK, 2007.- 976 pp.
3. Энергоэффективность и экологическая безопасность техники низких температур / [Д.М. Ховалыг, К.М. Синицина, А.В. Бараненко и др.] // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование», 2014. - № 1. [Электронный ресурс]: <http://www.refrigeration.ihbt.ifmo.ru/>

УДК: 621.517-225.5-175

## **ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ КАМЕРИ ЗМІШУВАННЯ РІДИННО ПАРОВОГО СТРУМЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА НА ВЕЛИЧИНУ ТИСКУ ВСМОКТУВАННЯ ПАСИВНОГО ПОТОКУ**

Арсеньєв В.М., к.т.н., професор, Прокопов М.Г., к.т.н., Чех О.Ю., аспірант, м. Суми, СумДУ, [o.cheh@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:o.cheh@kttf.sumdu.edu.ua)

На даний час струменеві апарати двухфазного типу, мають обмежене застосування в машинобудуванні, металургії та інших галузях техніки і народного господарства через їх недостатню вивченість в теоретичному плані.

Досить привабливою в енергозберігаючих системах теплоенергетики та промислової тепло - і хладотехніки є реалізація інжектування та стиснення пари, що перекачується робочим паровим струменем, який формується за рахунок скипання недогрітої до насичення рідини, що подається в активне сопло струминного компресора. Цей робочий процес реалізується в рідинно-паровому струменевому компресорі (РПСК).

Ефективність рідинно - парового струминного компресора у значній мірі визначається досконалістю процесів витікання і формування робочого струменя пари, а значить, - ступенем завершеності пароутворення в каналі активного сопла при мінімальній дисипації енергії. З метою найбільш повного перетворення наявної енергії насиченою або недогрітою до насичення рідиною і використання скипаючих потоків у якості енергетичного робочого тіла давно вже робляться спроби застосування каналів, що розширюються (сопел Лавалю). Проте, ці спроби не сприяли побудові надійних розрахункових методів, необхідних для проектування, у зв'язку з надзвичайною складністю обмінних процесів, фазових перетворень і кризових явищ в області фазового переходу, а також з - за обмеженого діапазону параметрів, що варіюються у відомих експериментальних дослідженнях. Таким чином, дослідження робочого процесу рідинно - парового компресора і створення теплофізичного методу розрахунку є актуальним і має практичне значення.

Метою даного дослідження є математичне моделювання робочих процесів у елементах РПСК для визначення такої геометрії вхідної ділянки камери змішування, яка створить найнижчий тиск всмоктування пасивного потоку.

Для моделювання гідродинамічних процесів у рідинно-паровому ежекторі використовувався пакет обчислювальної гідродинаміки ANSYS CFX. Моделювання течії рідини здійснювалося на основі рівнянь Нав'є-Стокса, враховувалася стискуваність. Для врахування турбулентності використовувалася k-ε модель, яка являє собою спільне рішення рівнянь Нав'є-Стокса для осереднених за часом складових змінних і додаткових рівнянь для визначення пульсаційних складових:

- рівняння нерозривності (збереження маси);
- рівняння руху (збереження імпульсу);
- рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності;
- рівняння дисипації кінетичної енергії турбулентності.

Для врахування фазового переходу рідини в пар, використовувалася доступна в ANSYS CFX модель на базі рівняння Релея-Плессета, за яким розраховується динаміка росту бульбашки пари. При цьому масоперенос між рідиною і паром розраховується відповідно до рівнянь пароутворення і конденсації.

Були досліджені декілька варіантів РПСК з конфузornoю, циліндричною та дифузornoю камерою змішування, і встановлено вплив кута розкриття камери змішування на величину створюваного вакууму і, відтак, на тиск пасивного потоку. Виявлено, що найнижчий тиск всмоктування спостерігається у дифузornoї камери змішування, з кутом розкриття 10°.

## МЕТОДИ АНАЛІЗУ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

С. А. Задорожний, С.Г. Потапов, А.В. Форсюк  
Національний університет харчових технологій, м. Київ, seregadom@ukr.net

Навчально-освітні, медичні та культурно-просвітницькі заклади, підприємства громадського харчування, житлові будинки та інші підприємства повинні відповідати санітарно-технічним вимогам. Проте без якісного забезпечення гарячою водою це неможливо.

Для виконання цих вимог, гаряче водопостачання (ГВП) може забезпечуватись централізованою системою або автономними системами на базі паливного або електричного гріючого обладнання. Однак витрати на виробництво 1 м<sup>3</sup> гарячої води відповідно до сучасної політики тарифів спонукають шукати альтернативні гріючі системи.

Тепловий насос це один з можливих способів якісного та дешевого забезпечення гарячою водою. Нажаль на ринку України представлено теплові насоси (ТН) лише закордонного виробництва і технічна документація з показниками ефективності носить комерційний характер. Проте достовірність значень їх ефективності (COP) залишаються під сумнівом. Виробники не надають інформації стосовно проведених досліджень, випробувань та визначення COP.

На основі існуючих конструктивних схем зібрано та змонтовано експериментальну установку. [1] Мета виконаної роботи це - визначення конструктивних недосконалостей, можливості їх усунення, прийняття інноваційних рішень і як наслідок розробка власного конкурентоздатного обладнання.

Особливістю дослідної установки є застосування РТО з можливістю включення або виключення його в роботу.

В якості дросельного пристрою прийнято капілярну трубку, як найбільш оптимальний пристрій по технічним характеристикам та по вартості.

Для оцінення ефективності роботи теплонасосної установки прийнято використовувати коефіцієнт COP (подібний до коефіцієнту теплової трансформації). Даний показник характеризує роботу обладнання лише в певний момент часу, для конкретних миттєвих значень температур. Але робота будь-якого обладнання не є стаціонарною, і робочі характеристики постійно змінюються. Тому для коректної характеристики ПТН введено поняття іCOP. Дана величина – це значення COP інтегроване за часом. Коефіцієнт відображає ефективність роботи теплового насосу, враховуючи зміну температури зовнішнього повітря та зміну температури води при відборах при експлуатації.

Робота теплового насосу – це не лише робота компресора, але робота насоса проміжного теплоносія та вентилятора випарника, які потрібно враховувати при визначенні ефективності роботи обладнання.

Невід'ємною частиною робочого циклу ПТН є режим відтаювання. Даний режим обов'язковий при низьких температурах та високій відносній вологості зовнішнього повітря, і впливає на величину іCOP негативно.

Для врахування перелічених факторів потрібно застосовувати параметр, який включав би все це в собі. Запропоновано параметр іCOP<sub>брутто</sub>, дійсна величина ефективності, котра враховує всі можливі негативні фактори та зміни температурного режиму у часі.

Експериментальна установка має іCOP<sub>брутто</sub>=3,75 (EN 14511). Отримане значення відповідає установці, котра має недоліки, які являються недосконалістю теплового насосу.

Теоретично можлива ефективність даного ПТН становить  $\mu=6,25$  (EN 14511), але до води яку потрібно нагріти поступає лише 46% тепла. Тобто недосконалість системи складає 54% і навіть при

таких умовах вартість приготування води коливається в межах 11,5-12,5 грн./м<sup>3</sup> в залежності від інтенсивності розбору.

Досліджуючи роботу кожного вузла, було встановлено ступінь недосконалості кожного елемента, і як наслідок можливість чи не можливість усунення недосконалості повністю або частково. Аналізуючи роботу кожного вузла окремо, та вцілому як єдиний механізм – розроблено нову технологічну схему ТН для потреб ГВП з можливістю зниження показника недосконалості до 7,7%.

Список інформаційних джерел:

1. Задорожний С., Потапов С., Ждан Д., Форсюк А. Лабораторна установка повітряного теплового насосу / Матеріали 81 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті”, 23–24 квітня 2015 р. – К.: НУХТ, 2015 р. – Ч.2. – 530 с.

## ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОГО ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ТЕПЛОВІДДАЧІ БАГАТОШАРОВОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ СТІНКИ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ УМОВАХ

С.А. Задорожний, С.Г. Потапов, А.В. Форсюк

Національний університет харчових технологій, м. Київ, seregadom@ukr.net

При розрахунку ефективності використання ємнісного нагрівача води, виникає питання визначення інтенсивності тепловтрат в залежності від температури оточуючого середовища та води. Умови експлуатації являються нестационарними без примусового руху оточуючого середовища.

Спроекована та зібрана установка являє собою циліндричну ємність ( $d=85 \times 2$  мм,  $h=218$  мм), зверху та знизу теплоізолювану (ПСБ-С 50 мм), давачі температури (термістори Heraeus Pt1000) 9 шт – розміщені рівномірно по об'єму, 2 шт – ззовні.

Сумарний термічний опір тепловіддачі визначено з дослідних даних та порівняно з значеннями отриманими аналітичним методом розрахунку.

За отриманими даними визначено дійсні значення сумарних термічних опорів тепловіддачі та запропоновано рівняння за яким їх можна визначити з похибкою до 10 %.

Зазначена залежність набуває вигляду:

$$\sum R_{\alpha} = f(t_{\text{вод}}, t_{\text{ноє}}, \sum R_{\lambda})$$

Граничними умовами для визначення сумарного термічного опору являються температури оточуючого середовища в межах  $+10 \dots +25^{\circ}\text{C}$ , температура води від  $+80$  до  $+35^{\circ}\text{C}$ , товщина теплоізоляційного шару від 0 до 30 мм.

Розроблено спрощений метод розрахунку тривалості охолодження води в циліндричній ємності.

$$\tau = \frac{cM}{F \int_{t_2}^{t_1} \left( \frac{1}{f(t_{\text{вод}}, t_{\text{ноє}}, \delta_{\text{із}}) + \sum R_{\delta}} \right) dt_{\text{вод}}}$$

Проведено апробацію результатів отриманих за теоретичними розрахунками існуючих методик та за запропонованою методикою розрахунку.

Відхилення отриманих значень та дійсних результатів досліджень складають 10 -15 %.

Отримані результати досліджень дозволяють швидко та точно визначати сумарні термічні опори тепловіддачі циліндричних ємностей і розраховувати тривалість розхолодження з похибкою до 10% відносно дійсних значень.

## ДИНАМІКА ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ГАЗІВ В МАЛОРУХОМОМУ ШАРІ ЗЕРНА

*Гапонюк І. І., д.т.н., проф., НУХТ, Київ, e-mail: zenidtar@gmail.com*

**Мета роботи:** встановити кількісну характеристику перемінних значень густини й в'язкості робочих газів в малорухомому шарі зерна шахтної сушарки та їх вплив на міжфазовий вологообмін.

**Результати досліджень.** На рушійний потенціал міжфазового тепловологообміну суттєво впливає густина і в'язкість робочих газів.

За стаціонарних умов міфазової взаємодії нерухомих капілярно-пористих тіл рівняння дифузії вологи в середині тіла О.В.Ликов представив диференціальним рівнянням [1]:

$$\rho \cdot \frac{d\rho_{ko}}{d\tau} = \operatorname{div} \left[ \rho \cdot D \cdot \left( \nabla \rho_{ko} + \frac{K_T}{T} \cdot \nabla T + \frac{K_P}{P} \cdot \nabla p \right) \right] + I_{vk} \quad (1)$$

Однак очевидним є те, що для описання рівняння 1 для наближених до реальних умов міжфазового масообміну слід вводити правку на перемінний рушійний потенціал та густину вологи в порах зневоджуваного тіла. Що є взаємопов'язано.

За умов незалежності характерних коефіцієнтів масоперенесення від координат тіла, та ігнорування джерелом додаткової маси зневоджуваного матеріалу ( $I_{vk}$ ), внаслідок хімічних чи фазових перетворень системи тіла, найбільш впливовими є потенціали вологовмісту, температури та парціальних тисків. Для незтискуємих рідин та зовнішнього впливу лише сил гравітації, переміщення вологи в матеріалі можна описати диференціальним рівнянням Нав'є-Стокса [1]:

$$\rho \cdot \frac{d\vec{v}}{d\tau} = -\nabla p + \eta \cdot \nabla^2 \vec{v} + \rho \cdot \vec{g} \quad (2)$$

Аналогічно попередньому рівнянню 1, в рівнянні 2 слід відмітити вплив перемінних параметрів градієнту тиску, густини і в'язкості.

За умов спрощення, несуттєвих змін густини та ігнорування силами в'язкості ( $\eta=0$ ), ми можемо отримати рівняння Ейлера для ідеальної рідини [2].

За умов міжфазового вологообміну, для оцінки інтенсивності потоку вологи в зневоджу вальному тілі, О.В.Ликов було запропонував використовувати коефіцієнт внутрішньої дифузії [1]:

$$\vec{j} = -(a_m \cdot \rho_0 \cdot \nabla U + a_m^T \cdot \rho_0 \cdot \nabla T + a_p \cdot \nabla p), \quad (3)$$

де  $a_m$ ,  $a_m^T$  і  $a_p$  – коефіцієнти відповідно дифузії вологи, термодифузії та молекулярного перенесення,  $\text{м}^2/\text{г}$ ;  $\rho_0$  – густина абсолютного сухого матеріалу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Знову ж таки, як і в попередніх формулах, ми маємо фактор впливу густини. Якщо перемінними параметрами густини зневоджуваного тіла ми можемо нехтувати, то для робочих газів порядок перемінних значень, з огляду на їх значимість, нехтувати ними не можна.

За умов суттєвих змін параметрів густини і в'язкості цими перемінними вже не можна ігнорувати й метод інтегрування не є прийнятним з огляду на нерівномірність величини перемінних параметрів цих перемін в часі та товщині шару зневоджуваних тіл.

В свою чергу й інші складові рівнянь дифузії  $a_m$ ,  $a_m^T$  і  $a_p$  є залежними від температури  $t_i$ , густини  $\rho_i$  і тиску  $H_i$ , а також шпаруватості шару зневоджуваних тіл й перемінних значень параметрів фазових середовищ ( $W_i$ ,  $\nabla U$ ,  $\nabla T$ ,  $\nabla p$ ) також є перемінними величинами.

Для прикладу шпаруватість зернового середовища однієї і тієї самої культури, в залежності від стану його рухомості, може змінюватися в межах  $\varepsilon = 0,25 \dots 1,0$  [3]. А в межах зміни температури  $t = (0 \dots 100)^\circ\text{C}$  коефіцієнт в'язкості повітря  $(13,28 \dots 40,3) \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ , густина  $\rho = 1,293 \dots 0,095 \text{ кг}/\text{м}^3$  в межах зміни температури  $t = (0 \dots 300)^\circ\text{C}$ ; в'язкість води –  $v = (1,79 \dots 0,295) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , поверхневий натяг  $\sigma = (756 \dots 588) \cdot 10^{-4} \text{ Н}/\text{м}$ , число Прандтля  $Pr = 13,67 \dots 1,75$ . Швидкість пронизування зернового середовища повітрям при різних станах рухомості зернового середовища може змінюватися в межах  $v = 0,1 \dots 6,0 \text{ м}/\text{с}$ , а активна поверхня зернини –  $0,01 \dots 1,0$  від загальної об'ємної площі зернини [2].

Те ж саме стосується незалежних змінних теплопровідності  $\lambda$ , теплоємності  $c$ , температуро-провідності  $a$ , масопровідності  $\lambda_m$ , масоємності  $c_m$ , тепловологопровідності  $a_m$ . За літературними даними коефіцієнти тепловіддачі змінюється в межах  $\alpha = 10 \dots 110 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , при обдуванні вологого зерна повітрям коефіцієнт температуропровідності має екстремальний характер в межах  $20 \dots 30 \%$  вологості зерна [3].

Коефіцієнт дифузії вологи в залежності від вологовмісту і температури зерна також змінюється в межах  $(0,3...0,467) \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$  при взаємодії вологого зерна із робочим агентом. Коефіцієнт масообміну  $\alpha_m = (1,0...2,99) \cdot 10^{-2} \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{М}$  [2].

Для з'ясування характеру перемін вказаних перемінних нами було в експериментальних дослідженнях нами було встановлено характер зміни величини в'язкості і густини робочих газів та встановлено можливість опису їх для нерухомого шару зневоджувальних тіл.

Зі змінням вологовмісту та температури газів їх густина змінюється за відомими залежностями. Однак при переміщенні робочих газів крізь шар пористих тіл його густина може змінюватися також під впливом аеродинамічного опору цього шару [2, 3]:

$$H_{ш} = \lambda_{ш} \frac{h}{d_e} \frac{\rho v^2}{2} \left( \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \quad (4)$$

де  $H_{ш}$  – опір шару зерна, Па;  $h$  – висота шару зерна, м;  $\lambda_{ш}$  – сукупний коефіцієнт гідродинамічного опору по довжині течії;  $\varepsilon = V_o / V_z$  – коефіцієнт шпаруватості;  $V_o, V_z$  – об'єми повітря (газу, пари, води) та загального об'єму суміші з твердими частками,  $\text{м}^3$ ;  $d_e$  – еквівалентний діаметр часток, м;  $v$  – швидкість газу, що віднесена до загального перерізу шару зерна (умовна), м/с;  $\rho$  – густина газу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Нами виконано дослідження з встановлення густини робочих газів за умов пронизування шару зерна в шахтних прямотечійних зерносушарках за реальних умов: фіктивній швидкості течії цих газів, режимів сушіння, товщини і стану рухомості шару зерна.

За умов переміщення газів в шахтних зерносушарках крізь шар нерухомого зерна товщиною 0,25 м із фіктивною швидкістю 0,4 м/с, аеродинамічний опір для дрібнодисперсних культур становить 1,4...1,6 кПа, а температури нагрівання газів може змінюватися від 10 до 160 °С. Тоді густина та об'єм повітря може змінюватися в межах 40% від початкових значень (табл.1).

Для розрахунку абсолютної, або динамічної в'язкості повітря користуються формулою Міллікена [2, 3]:

$$\mu = 1,745 \cdot 10^{-6} + 5,03 \cdot 10^{-9} \cdot t, \quad (5)$$

Таблиця 1 – Залежність густини газів від їх вологовмісту і температури

$v, \text{ м}^3$	$\pm v \%$	$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	$\pm \rho \%$	$T, \text{ }^\circ\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{К}$	$p, \text{ Па}$	$d_p, \text{ Па}$
1,32	-58,6	0,76	37,0	273	160	101325	0
1,14	-36,6	0,88	26,8	273	100	101325	0
1,02	-22,0	0,98	18,0	273	60	101325	0
0,83	0,0	1,20	0,0	274	0	101325	0
0,83	0,5	1,21	-0,5	273	0	101325	500
0,83	1,0	1,21	-1,0	273	0	101325	1000
0,82	1,5	1,22	-1,5	273	0	101325	1500
0,82	1,9	1,22	-2,0	273	0	101325	2000
0,81	2,9	1,24	-3,0	273	0	101325	3000
1,11	-32,7	0,90	24,6	273	100	101325	3000

Слід відмітити відмінність залежності кінематичної в'язкості від температури та тиску у рідин від газів. Так, у рідин зі зростанням температури вона, на відмінність від газів, зменшується.

**Висновки:** 1. Для виробничих параметрів зневоднення зерна в шахтних прямотечійних сушарках температура є більш впливовим фактором впливу на густину та питомий об'єм робочих газів.

2. На відмінність від рідин, динамічна в'язкість газів  $\mu$  зростає, а кінематична  $\nu$  ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) зменшується до 11 % за параметрів тиску в шахтній зерносушарці та для параметрів довкілля "літо-зима" – до 30 %.

#### Літературні джерела

1. Лыков А.В. Тепломассообмен (Справочник). – М.: Энергия. 1972. – 560 с.
2. Остапчук Н.В. Основы математического моделирования процессов пищевых производств: [Уч. пособие.]// – К.: Вища шк. – 1991. – 367 с.
3. Гапонюк І.І., До уточнення моделі внутрішньо капілярної дифузії вологи//– К.: Наукові праці НУХТ – Том 21, № 1– 2015. – С.142 – 151.

УДК: 632-564

## АНАЛІЗ ПРИРОДНИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ В ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ І КОМПРЕСОРАХ МАЛОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ

В.І. Мілованов, д.т.н., проф., А.В. Зажий, ОНАХТ, Одеса, [milowanov@mail.ru](mailto:milowanov@mail.ru)

У зв'язку з руйнуванням озонового шару в світі почали скорочувати випуску холодоагентів, що впливають на нього. І замінили іншими, але з'ясувалося, що нові охолоджуючі речовини впливають на парниковий ефект. Вперше про виснаження озонового шару вчені заговорили ще в сімдесяті роки минулого століття. Багато людей вважали ідею абсурдною, але з часом теорія про те, що хлорфторвуглеці (ХФВ), які найчастіше використовувалися в якості холодоагентів, витікали з охолоджуючих систем і, піднімаючись в стратосферу, руйнували озон. Руйнування в озоновому шарі призвело до того, що ультрафіолетові промені стали досягати поверхні землі у великих обсягах. Це призвело зростання кількості ракових захворювань, появи у тварин і рослин різних мутацій. Після того, як факт зростання озонової діри був визнаний всіх світах, лідери розвинених країн почали вживати заходів для виправлення ситуації. В 1987 році був підписаний перший варіант Монреальського протоколу, який послужив початку поетапного скорочення ХФУ, а також інших речовин які руйнівню діяли на озоновий шар. У підписанні взяли участь делегації з 43 країн. У 1999 році протокол був ратифікований вже 196 державами. Багато політичних експертів вважають Монреальський протокол найуспішнішим з договорів про охорону навколишнього середовища, укладених коли-небудь. В даний час його підписали всі країни, в результаті чого скоротилося виробництво 96 діючих на озоновий шар речовин на 97%. Дослідження озонового шару показали, що він почав поступово відновлюватися. Однак, вирішення однієї проблеми стало початком іншої. Нові холодоагенти гідрофтор-вуглеці (ГФВ) - виявилися не менш небезпечні для екології планети, так як впливають на розвиток парникового ефекту. Який можна застосовувати в звичайних побутових холодильниках ГФВ небезпечніша, ніж вуглекислий газ в 1500 рази з точки зору зміни клімату. [1] Витік з домашнього холодильника 300 грамів ГФВ порівнянн з викидом вуглекислого газу від автомобіля, який проїхав від України до Лондона. Однак вчені стверджують, що альтернатива є, це природні холодоагенти, які знаходяться в складі атмосфери: аміак, CO<sub>2</sub>, вуглеводні. Незважаючи на те, що існують труднощі застосування цих речовин в системах охолодження, використання сучасних технологій дозволяє знайти ефективні шляхи вирішення. Зараз багато країн вводять різні законопроекти, які спрямовані на впровадження натуральних холодоагентів. Для досягнення цієї мети вирішуються наступні питання:

1. Природні холодоагенти : «Три складові»
2. Область застосування природних холодоагентів
3. Енергетична і економічна ефективність природних холодоагентів

Природні холодоагенти це речовини, які утворюються в природі природним шляхом, а неприродні або синтетичні - штучні хімічні речовини, які в природі не зустрічаються. Оскільки використовувані в якості холодоагентів аміак, вуглекислий газ і вуглеводні піддаються процедурі промислового очищення і переробки, час від часу піднімаються суперечки про точність терміна «природні холодоагенти». Проте, сьогодні проводиться чітке розходження між речовинами, чий хімічні властивості і характеристики безпеки були повністю вивчені, і тими хлор і фторвмісними газами, чий негативний вплив на озоновий шар, внесок в глобальне потепління і загроза екологічної безпеки в силу хімічної складності і порівняно нетривалого періоду використання цих речовин визначені з тим або іншим ступенем достовірності. Як наслідок, ведеться постійне обговорення проблеми використання цих газів.

Серед найбільш поширених природних холодоагентів можна назвати аміак (NH<sub>3</sub>, R717), вуглекислий газ (CO<sub>2</sub>, R744) і такі вуглеводні (HC), як пропан (R290), ізобутан (R600a) і пропілен (R1270), відомий як пропен.

Крім того, слід зазначити, щоб була створена суміш аміаку і диметилового ефіру (R723) і різноманітні вуглеводневі суміші, які відрізняються оптимізованими експлуатаційними властивостями і характеристиками безпеки (ізобутан і пропан R441 і т.д.). Менш поширені вода і повітря, що використовуються в адсорбційних чиллерах і низькотемпературних системах. Завдяки широкій поширеності, нетоксичності, негорючості і ідеальним екологічними параметрами вода і повітря стали об'єктом пильної уваги дослідників. Два природних холодоагенту (двоокис сірки (SO<sub>2</sub>) і хлористий метил (CH<sub>3</sub>Cl) вже вийшли з ужитку.

Вуглеводні характеризуються прекрасними термодинамічними властивостями і в цьому відношенні вони так само хороші і навіть краще, ніж холодоагенти групи ХФУ або ГХФУ в більшості областей застосування.

Відносна вартість системи на вуглеводнях в значній мірі залежить від сфери її застосування. Вартість систем побутового та торговельного призначення невеликої продуктивності аналогічна вартості систем на холодоагентах групи ГФУ. Системи охолодження на вуглеводнях комерційного та промислового призначення характеризуються, як правило, відносно високою вартістю зважаючи на необхідність використання електрообладнання у вибухобезпечному виконанні, хоча для чілерів, що розміщуються на відкритому повітрі, додаткові витрати, пов'язані із забезпеченням експлуатаційної безпеки, є більш помірними.

CO<sub>2</sub> є побічним продуктом багатьох галузей промисловості, тому і ціни на CO<sub>2</sub> невеликі. Разом з тим, системи на CO<sub>2</sub> є, як правило, більш дорогими у порівнянні з традиційними системами через використання більш високих тисків (транскритичні системи) і підвищеної конструктивної складності систем (як транскритичних, так і субкритичних). З впровадженням бустерних систем конструктивна складність, здається, зменшується, і, як показують дані, зі збільшенням кількості діючих систем на CO<sub>2</sub> їх вартість наближається до вартості порівнянних систем на холодоагентах групи ГФУ. [2]

Крім того, системи на CO<sub>2</sub> великої продуктивності, особливо це стосується промислових систем охолодження, можуть виявитися менш дорогими у порівнянні з їх аналогами з гліколевим охолодженням, що забезпечує зменшення початкових витрат і зниження вартості життєвого циклу. Аміак є високоефективним холодоагентом, а його теоретична ефективність трохи вище, ніж у R134a або пропану. Є докази того, що на практиці ефективність аміачних систем навіть вище теоретичної. Аміак є недорогим і в надлишку наявним холодоагентом. Разом з тим, аміачні установки, як правило, є відносно дорогими зважаючи на вимоги до використання сталевих трубопроводів, напівгерметичних компресорів та комплектації цілим рядом пристроїв безпеки, таких як датчики системи газоаналізації.

#### Література

1. Цветков О.Б. Диоксид углерода: природный экологически безопасный хладагент // Холодильная техника. – 2004. - №2.
2. Niels P. Vestergaard, Rainer Bock. Zu beachtende Charakteristika bei CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen // Kälte & Klimatechnik.-2006.-Vol.1. –P.26-33.

УДК: 632-564

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

В.І. Мілованов, д.т.н., проф., О.Л. Клебан, Одеська Національна Академія Харчових Технологій, м. Одеса, [milowanov@mail.ru](mailto:milowanov@mail.ru)

Українське енергетичне та енергомашинобудівельне становище сьогодення характеризується доволі важким становищем, через що актуальність даної роботи доцільна. Насамперед підвищення ефективності існуючого та розробка більш економічного та новітнього енергообладнання дасть змогу підняти технічний і енергетичний рівень вітчизняної ГТУ до сучасного світового науково-технічного, забезпечити їх безпосередній розвиток відповідаючи вимогам стратегічного розвитку цілої Енергетичної галузі України. Саме компресорна техніка займає значну частину енергетичного обладнання держави, то і напрямком її модернізації та новітніх розробок дасть змогу раціонально та доцільно використовувати енергоносії. Для досягнення цієї мети вирішуються наступні питання:

1. Проведено загальну характеристику ГТС України
2. Проаналізовано основні методи підвищення ефективності ГТУ
3. Розглянуто екологічні проблеми застосування ГТУ

Вітчизняна ГТС є другою за масштабами в Європі після російської. Її потужність на вході становить 287,7 млрд. куб. метрів на рік, на виході — 178,5 млрд. куб. метрів на рік. Загальна протяжність газопроводів становить 38,55 тис. кілометрів, з яких 23 тис. кілометрів — магістральні газопроводи. До складу системи входять 73 компресорні станції (КС) (110 компресорних цехів) загальною потужністю 5,4 ГВт, 1455 газорозподільних станцій, 287 тис. кілометрів газової розподільної мережі, 14,8 тис. мережних газових станцій. ГТС спроможна щороку транспортувати у напрямку 18 країн Європи до 143 млрд. куб. метрів природного газу [1-4]... Аналіз балансу енергії у відкритому циклі ГТД простої схеми показує, що значна частина її у вигляді кінетичної і теплової енергії безповоротно втрачається з газами, що викидаються (рис. 1.).

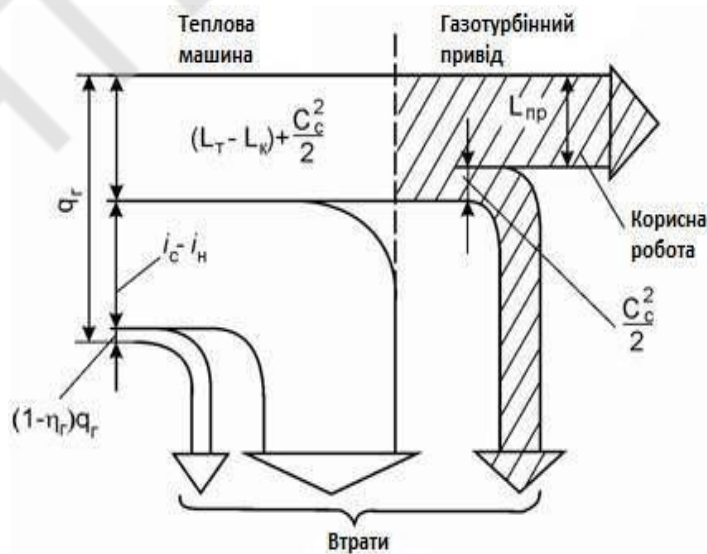


Рис.1. Аналіз втрат на ГТД

Сумарна величина цих втрат визначається різницею повних ентальпій продуктів згоряння за

силовою турбіною і атмосферного повітря. При цьому у випускному патрубку двигуна відбувається лише деяке зменшення частки кінетичної енергії на користь теплової.

Ступінь досконалості ГТД, робочий процес якого об'єднує функції як теплової машини, так і газотурбінного привода, оцінюють за допомогою ККД циклу. У технічній літературі його також називають повним або енергетичним ККД [4]. Він являє собою відношення роботи на валу приводу до кількості теплоти, підведеної до 1 кг робочого тіла :

Наразі відомо кілька шляхів зменшення теплової енергії, що викидається, реалізованих в реальних конструкціях або ж запропонованих в проектах. Концептуально вони розрізняються методами вилучення цієї енергії з продуктів згорання і подальшого її використання. Залежно від схеми використання теплової енергії, що відбирається, розрізняють її регенерацію та утилізацію.

При регенерації в якості теплоносія використовується робоче тіло циклу (у випадку ГТД - повітря). Для утилізації вихідних газів застосовують окреме робоче тіло.

Головну роль при цьому відіграє вибір теплоносія, який транспортує теплоту, що відбирається. Саме його властивості визначають можливості подальшого перетворення теплової енергії в інші види, зручні для практичного застосування. В українській ГТС на КС досить широко (25% парку ГТП) застосовується регенерація теплоти вихідних газів.

Регенерація теплоти - підігрів повітря після компресора вихлопними газами - можлива за умови, що температура газу за турбіною вище за температуру газу за компресором  $T_T > T_K$ . Для цього в схему установки необхідно ввести додатковий пристрій – теплообмінний апарат (ТА). Схеми ГТД з регенерацією теплоти представлені на рис.2.

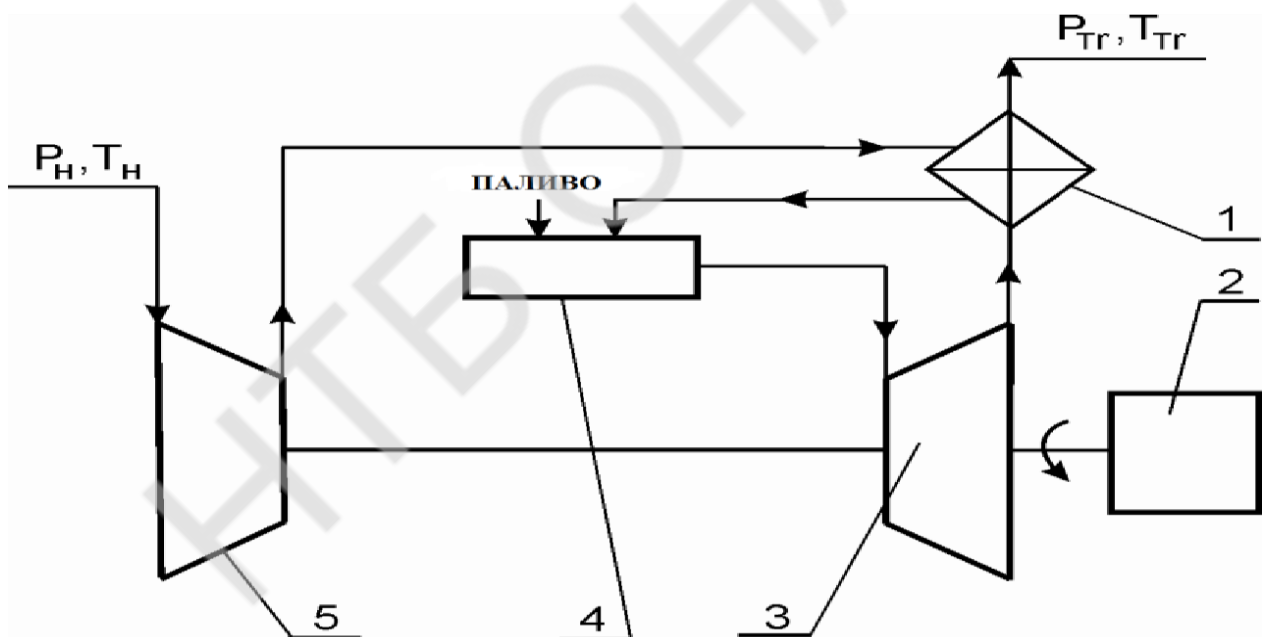


Рис.2. Схема ГТУ з регенерацією теплоти:

1 - теплообмінник; 2 - споживач; 3 - турбіна; 4 - камера згорання; 5 - компресор.

Повітря після компресора направляється в ТА, де воно отримує теплоту від газів, що вийшли з турбіни. Після підігріву повітря надходить в камеру згорання, що забезпечує певну економію палива, що витрачається для досягнення необхідної температури газу перед турбіною. Таким чином питомі витрати палива зменшуються, а ККД ГТП збільшується.

Транспортування газу по магістральних трубопроводах (МГ) а саме тут найчастіше використовуються ГТУ в якості приводу, відноситься до екологічно небезпечного виду виробництва і супроводжується низкою негативних впливів на навколишнє середовище. Максимальному впливу при роботі об'єктів магістрального газопроводу в штатному режимі піддається повітряний басейн,

інші компоненти навколишнього середовища - ґрунт, рослинність, поверхневі і підземні води, тваринний світ - відчують менший вплив. При роботі в штатному режимі найбільший вплив на якість повітря надають викиди газоперекачувальних агрегатів, паливом для яких є перекачувальний газ. На викиди газоперекачувальних агрегатів припадає близько 98-99% всіх валових викидів в атмосферу від стаціонарних джерел. При залпових викидах, що супроводжують, як правило, ремонтно-профілактичні роботи на лінійній частині або процеси пуску, зупинки агрегатів, у викидах різко переважають вуглеводні.

Концентрації основних забруднювачів атмосферного повітря - оксидів азоту та вуглецю - в значній мірі залежать від режимів згоряння паливного газу та технічного стану газоперекачувальних агрегатів. Велика кількість ГПА мають технічний стан, що не відповідає вимогам нормативних документів, та й напрацювання багатьох агрегатів близьке до граничного напрацювання.

#### Список Літератури:

1. Газотранспортна система України: [Електронний ресурс]. – URL: [http://uk.wikipedia.org/wiki/Газотранспортна\\_система\\_України](http://uk.wikipedia.org/wiki/Газотранспортна_система_України). (дата звертання: 22.03.2015).
2. Офіційний сайт ДК «Укртрансгаз»: [Електронний ресурс]. – URL: <http://www.utg.ua/uk/press/> (дата звертання: 22.03.2015)
3. Халатов А.А. Состояние и проблемы развития механического привода для ГТС Украины. / А.А. Халатов, А.А. Долинский, Д.А. Костенко, В.П. Парафейник // Промышленная теплотехника – 2010. – Т. 32.
4. Люта Н.В. Компаративний аналіз ефективності використання газотурбінного та електричного приводів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів / Н.В. Люта, О.Я. Дубей, І.М. Ісаєва // науковий вісник ІФНТУНГ – 2013. – № 2(35)

УДК 662.997

## ЗАСТОСУВАННЯ SCHUKEY-ДВИГУНА ДЛЯ КОНДИЦІОНУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Мілованова В.В, к.т.н., доц., Одеська національна академія харчових технологій, Одеса,  
vmilowanova@gmail.com

Потреба в первинних джерелах енергії зростає, починаючи з 1860 року, майже по експоненті. Згідно з прогнозами, до 2050 року населення Землі складе приблизно 9 мільярдів чоловік, продуктивність економіки зросте в 4 рази і потреба в енергії зросте в 2-4 рази. При цьому при значному розвитку використання поновлюваних джерел енергії можливо відкритті в майбутньому принципово нових джерел енергії.

Одним з перспективних напрямків використання поновлюваних джерел енергії є кондиціонування з використанням сонячної енергії. Це є особливо актуальним для південних районів України, де в силу кліматичних умов використання сонячної енергії для кондиціонування є особливо перспективним напрямком.

До останнього часу таке було надто дорогим, проте фірма Thermodyna (Німеччина, Гамбург) починає розробку установки, яка може виробляти електроенергію, тепло і холод, в залежності від того, в чому споживач на даний момент потребує. Класична система кондиціонування, яка споживає дорогу електроенергію, більше не потрібно.

Центральна частина такої установки - це так званий Schukey-двигун, який перетворює сонячну енергію в холод для охолодження приміщень /1/. Один кіловат-годину корисного холоду такий двигун виробляє за 5 євроцентів. Для порівняння: при застосуванні звичайної системи кондиціонування такі витрати становлять від 12 до 14 євроцентів.

Даний двигун відноситься до роторно-поршневим машинам, він може працювати як тепловий двигун і як холодильна машина. Цей тип машин ще називають «Машина кішки і мишки» (Katz-und-Mausmaschine). Назва походить від принципу дії: два ротори обертаються в зачепленні, причому один періодично надганяє іншого. Необхідна зміна швидкості обертання роторів забезпечується передачею, через яку ротори пов'язані між собою. Разом вони замикають робочий простір, яке періодично змінюється в обсязі і одночасно обертається навколо осі роторів.

Простота і надійність, багато в чому завдяки малому числу деталей, що рухаються, а також малу вагу і високий ККД (понад 90%) вигідно відрізняють таку установку від традиційних систем кондиціонування.

В даній установці необхідні два Schukey-двигуна. Один виробляє механічну енергію за допомогою пари або гарячого повітря, що надходить з сонячного колектора, приводячи в рух другий Schukey-двигун. Останній працює безпосередньо як холодильна машина, розширюючи навколишнє повітря і охолоджуючи його до 20 °С. Відсутність шкідливих викидів в навколишнє середовище також є важливою перевагою даної установки /2/.

Спочатку Schukey-двигун був спроектований для використання тепла відпрацьованих газів. В даний час активно ведуться розробки щодо застосування даних двигунів в якості кондиціонерів в автотранспортних засобах. На кораблях такі двигуни можуть виробляти електроенергію.

Спроби створення машин, що використовують тепло для виробництва холоду, ведуться вже багато років. До сих пір, однак, вони не могли конкурувати з традиційними системами кондиціонування, які працюють на електричному струмі. Причиною є занадто високі витрати на виробництво Schukey-двигуна /2/.

Крім цього, проблемами є наступні: навіть при роботі малих холодильних установок потужністю в 15 кВт необхідні великі об'ємні витрати повітря, а також температури до 100<sup>0</sup> С. Також непростим моментом є тонка настройка системи сонячних батарей і холодильного контуру один на одного.

При цьому потреба в екологічних системах охолодження, що працюють з використанням сонячної енергії та повітря, існує вже сьогодні. Міжнародне енергетичне Агентство очікує, що внаслідок зміни клімату та підвищення температури навколишнього повітря в Європі попит на системи кондиціонування виросте до 2020 року більш ніж на 10%. Екологічні системи кондиціонування з використанням енергії сонця могли б зіграти помітну роль при задоволенні збільшеної потреби в кондиціонуванні повітря /3/.

Крім цього, застосування даних систем охолодження приміщень могло б стабілізувати електричні мережі. Максимум споживання електроенергії звичайними кондиціонерами доводиться зазвичай на полудень. Тисячі кондиціонерів створюють пікове навантаження на електричні мережі. І в цьому випадку дані системи могли б зіграти свою позитивну роль.

У Німеччині екологічні системи кондиціонування з використанням енергії сонця стимулюються державою. Починаючи від 40 м<sup>2</sup> площі колектора державний банк розвитку Німеччини KfW надає дотацію на 30% від суми інвестицій /4/.

На рівні ЄС з'явилася нова директива «Поновлювані джерела енергії», згідно з якою країни-члени ЄС повинні випустити правила, що регулюють отримання тепла і холоду із застосуванням сонячної енергії.

Однак, попит на холодильні установки із застосуванням сонячних батарей на сьогоднішній день досить невеликий. Це пояснюється високою вартістю виробництва і як наслідок високою вартістю установки. У стандартному виконанні один кіловат холодопродуктивності коштує 1500 євро, що в 3 рази більше, ніж вартість звичайної установки кондиціонування. Протягом наступних 10 років прогнозується зниження вартості виробництва до 500 євро за один кіловат. Це планується виконати на основі оптимізації моделі та впровадження в масове виробництво. Тоді установки охолодження приміщень з використанням сонячної енергії зможуть конкурувати зі звичайними системами кондиціонування.

На наш погляд, слід звернути увагу на даний напрямок використання поновлюваних джерел енергії, популяризувати і залучати інвестиції для його розвитку. В силу сприятливих кліматичних умов південь України має особливо великий потенціал в плані використання сонячної енергії, зокрема із застосуванням Schukey-двигуна.

#### Список інформаційних джерел

1. Solare Kühlung <http://www.spiegel.de/wirtschaft/solare-kuehlung-kaelte-die-aus-der-sonne-kommt-a-630782.html>
2. Revolutionäre Klimaanlage <http://www.spiegel.de/auto/aktuell/schukey-motor-klimaanlage-arbeitet-komplett-ohne-chemie-a-868226.html>
3. Markteintritt der Schukey-Technologie [http://www.energie-experten.org/fileadmin/Newsartikel/Newsartikel\\_02/Thermodyna\\_Executive\\_Summary.pdf](http://www.energie-experten.org/fileadmin/Newsartikel/Newsartikel_02/Thermodyna_Executive_Summary.pdf)
4. Schukey - power and cooling from waste or solar heat [http://www.spin-project.eu/index.php?node\\_id=58.29&lang\\_id=1](http://www.spin-project.eu/index.php?node_id=58.29&lang_id=1)

УДК 621.039

## ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ ГІДРОУДАРІВ У ГІДРОСИСТЕМАХ

Скалозубов В.І., Чулкін О.А, Пірковський Д.С., Одеський національний політехнічний університет, Одеса, e-mail: bourne92@ukr.net

Метою роботи є розробка методу моделювання умов виникнення критичних по надійності гідроударів по напірним насосам трубопровідних систем теплових і ядерних енергоустановок на основі загальних положень теорії тепло-гідродинамічної нестійкості. На основі розробленого методу визначені умови виникнення критичних по надійності гідроударів по насосам для типової трубопровідної системи теплових і ядерних енергоустановок. При мінімально допустимій (критичній) чутливості видаткової характеристики амплітуди коливань швидкості (витрати) потоку досягають критичних значень, при яких відбувається відмова по працездатності робочих елементів насосів. Виникнення критичних гідроударів відповідає переходу коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в аперіодичну. Перспективним підходом щодо запобігання критичних гідроударів представляється пріоритет використання насосів з найбільш чутливою видатковою (мережевою) характеристикою (за інших рівних технічних можливостях). Новизна роботи полягає в запропонованому авторами методі, який на відміну від традиційних підходів визначає умови виникнення гідроударів по насосам як перехід коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в аперіодичну нестійкість.

Список інформаційних джерел:

1. Н.Є. Жуковський. Про гідродинамічний удар у водопровідних системах. М.-Л. : ГИТТЛ, 1949, 100 с.
2. Аварії на об'єктах котлонагляду та заходи щодо їх попередження / Інформаційний лист Держгіртехнагляду. М. : Недра, 1965, 174 с.
3. С.А. Хачатурян. Хвильові процеси в компресорних установках. М. : Машинобудування, 1983, 222 с.
4. В.А. Герліга, В.Б. Хабенський. Нестабільність потоку теплоносія в енергоустановках. М. : Энергоіздат, 1994, 288 с.
5. А.В. Корольов. Аналіз і моделювання тепло-енергетичного устаткування, що працює з двофазними течіями. Одеса: Астропринт, 2010 456 с.

УДК 62.620.92

## ОСОБЛИВОСТІ ВИРОБЛЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Ищук В.І., Козлов Я.М. доц., к.т.н., ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», Дніпро, ishuk.vlada@ukr.net

Енергозбереження одна з актуальних проблем нашого часу. З ним в повній мірі пов'язані економічні та екологічні проблеми. Велика частина енергетичних ресурсів країни використовується для тепlopостачання будинків і будівель різного технологічного призначення. З метою економії природних ресурсів останні час почалося використання і впровадження відновлюваних джерел енергії [1].

Поновлювані джерела енергії (ПДЕ) не створюються в результаті діяльності людини. Цей вид енергії постійно існує в навколишньому середовищі. ПДЕ мають ряд привілеїв: невичерпність, безкоштовність, економічність малих систем, безпеку в експлуатації, мінімальний вплив на навколишнє середовище.

Об'єктом дослідження є імітатор сонячного випромінювання. Винахід відноситься до сонячної енергетики. Це пристрої, що дозволяють імітувати реальне сонячне випромінювання штучними джерелами світла[2]. Імітатор містить розташовані послідовно на одній оптичній осі світлодіод, що випромінює в діапазоні довжин хвиль  $650 \pm 20$  нм і з'єднаний світловодом з першим світлофільтром, що поглинає світло з довжиною хвилі менше 620 нм, натрієву лампи, діафрагму, другий світлофільтр, коригувальний спектр випромінювання імпульсної ксенонової лампи, лінзу Френеля і просторовий фільтр для вирівнювання щільності світлового потоку по площі.

Фізична модель, знаходиться на стадії розробки. Але результати очікуються наступні: виготовлений зразок імітатора сонячного випромінювання має отримувати світловий пучок розмірами  $50 \times 50$  см<sup>2</sup>, з щільністю випромінювання  $1000$  Вт / м<sup>2</sup>  $\pm 20\%$  і нерівномірністю щільності випромінювання  $\pm 3\%$ . Спектральний склад має бути близький до сонячного випромінювання. Даний імітатор дасть можливість проводити сертифікацію та паспортизацію пристроїв, які використовують сонячну енергію, також проводити в лабораторних умовах досліді, не залежно від параметрів навколишнього середовища.

### Література

1. Бекман У. Расчет систем солнечного теплоснабжения: Пер.: с англ./ У. Бекман, С. Клейн, Дж. Даффи.—М.: Энергоиздат, 1982, 80 с.
2. Дудюк Д.Л. Нетрадиційна енергетика:основи теорії та задачі: Навч. посіб.-Львів: "Магнолія 2006", 2009.-188с

УДК 621.51

## СУЩЕСТВУЮЩИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Яковлев Ю.А., к.т.н., доц., Дяченко И. А., Чербаджи С. В., Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, kapitos2002@yandex.ru

Сердцем любой холодильной установки является компрессор. От энергетической эффективности и надежности его работы зависят КПД и долговечность компрессорной и холодильной установки в целом.

В современных условиях холодильная техника потребляет по различным оценкам от 15 % до 25 % производимой электрической энергии, а компрессоры в холодильных установках являются одними из крупнейших потребителей электроэнергии.

Среди всех типов холодильных компрессоров объемного типа наибольшее распространение получили поршневые компрессоры (ПК)[1, 2]. Это объясняется целым рядом преимуществ перед аналогами. Так, данное оборудование отличается экономичностью, надежностью, несложностью конструкции и простотой в ремонте. Поршневые компрессоры хорошо справляются с частыми переключениями, отлично подходят для эксплуатации с перерывами, работы в неблагоприятных условиях (при высоком уровне влажности, грязном воздухе и т.п.). Данный тип агрегата может запускаться в работу с любого уровня изначального давления и работать на различных холодильных агентах.

Для оценки перспектив развития поршневых компрессоров целесообразно выделить основные недостатки, характерные для этого типа машин. К основным недостаткам поршневых компрессоров следует отнести наличие значительного числа трущихся деталей, ограниченные возможности регулирования производительности, наличие механизмов преобразования вращательного движения двигателя в возвратно- поступательное движение поршневой группы, а также малый рабочий ресурс клапанных узлов. Несмотря на отмеченные недостатки, поршневые холодильные компрессоры до настоящего времени находят широкое применение, особенно в областях малых и средних производительностей.

С появлением новых материалов и технологий решается задача регулирования производительности компрессора и снижение его энергопотребления, а новые материалы и технологии способны существенно уменьшить потери на трение и износ. Появление линейных компрессоров решило задачу преобразования вращательного движения двигателя в возвратно- поступательное движение поршней, исключив целый ряд деталей и узлов, что в свою очередь позволяет уменьшить динамические нагрузки, массу и габариты конструкции, повышая при этом надежность и энергоэффективность машины. Все вышеизложенное открывает новые перспективы в развитии поршневых холодильных компрессоров.

Главной задачей, стоящей в настоящее время перед производителями холодильных и климатических установок различного назначения, является повышение производительности и эффективности входящих в них компрессоров и теплообменного оборудования. Эта идея не потеряла своей актуальности за всё время развития холодильного оборудования с момента зарождения этой отрасли промышленности до наших дней.

Экономичность работы поршневого компрессора, как компрессора объемного действия, во многом определяется термодинамической эффективностью процесса сжатия, во время которого расходуется основная часть внешней работы, подводимой к компрессору. Из этого следует, что одним из основных путей повышения термодинамической эффективности процесса сжатия будет улучшение охлаждения сжимаемого газа за счет отвода тепла к дополнительным поверхностям теплообмена (при достаточно высоком коэффициенте теплообмена и значительной разнице

температур между охлаждаемым газом и охлаждающим телом) или за счет испарительного охлаждения. Это достигается также путем впрыска жидкого холодильного агента, циркулирующего в основном холодильном контуре, в сжимаемый пар. Впрыск жидкости, приводит уменьшения работы сжатия, понижению температуры нагнетания, а также снижает тепловую нагрузку на детали компрессора.

Именно клапан является одним из основных узлов, связанным с существенным потреблением подводимой к коленчатому валу компрессора энергией. Совершенствование его конструкции позволяет значительно улучшить технико-экономические показатели функционирования поршневых компрессоров. В работе [3] приведена взаимосвязь между изменением конструкции компрессоров и изменением в использовании в компрессорных установках разных типов клапанов и арматуры. Показано, что важнейшей линией развития компрессоров является рост производительности.

Сравнительный анализ существующих методов регулирования производительности холодильных компрессоров показал, что самым перспективным является использование инвертора для изменения частоты вращения электродвигателя. В настоящее время ряд полугерметических компрессоров Bitzer оснащены встроенным частотным преобразователем. Инвертор дает возможность не только плавно регулировать холодопроизводительность в интервале 20...100%, но и увеличить ее на 70% по сравнению с фиксированной частотой 50 Гц. Плавное регулирование производительности стабилизирует давление всасывания, уменьшает частоту пусков компрессора, и, таким образом, снижает энергопотребление компрессора.

Анализ областей применения поршневых компрессоров показывает, что существуют резервы повышения их эффективности за счет совершенствования электропривода [4]. Величина коэффициента мощности ( $\cos\phi$ ) асинхронного двигателя переменного тока существенно влияет на величину электропотребления поршневого компрессора. Использование в системе электропитания полугерметических компрессоров Bitzer корректирующей системы, повышающей значение  $\cos\phi$  до 0,95, позволяет уменьшить рабочий ток и снизить величину полной потребляемой мощности компрессора.

Другим способом совершенствования электропривода является использование системы плавного пуска, позволяющей уменьшить пусковой ток и снизить стартовый крутящий момент двигателя [5].

Энергия привода компрессора тратится на сжатие газа и покрытие механических потерь. При этом часть затраченной энергии в виде тепла отводится в окружающую среду. Утилизация теплоты сжатия позволяет повысить эффективность и энергетические показатели работы поршневых компрессоров.

Проведенный анализ существующих достижений в области холодильного компрессоростроения показывает, что возможности улучшения эффективности и энергетических характеристик поршневых холодильных компрессоров еще не исчерпаны.

#### Литература

1. Обзор мирового рынка компрессоров. По материалам JARN. Мир климата № 84, 2014, с. 18-29.
2. Пронин В.А. Тенденции развития компрессорной техники. НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование», № 1, 2014, 8 с.
3. Сакун И.А., Горобченко С.Л. Тенденции развития компрессоров и клапаны. Прогнозирование перспективных направлений. ТПА экспресс №2, 2013.
4. Березин И. С. Анализ и выбор привода поршневого компрессора [Текст]/ И.С. Березин, А.В. Недовенчаный, Е.В. Постовой Е// Сборник научных трудов, вып. 11. – Омск: ОИВТ (филиал) ФБОУ ВПО НГАВТ, 2013. – с. 29-34.
5. MagnusKjellberg, SorenKling. Системы плавного пуска. Учебное пособие. ABB Automation Technology Products AB, Control. 2003, 90 с.

УДК: 632-564

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОЇ РЕГАЗИФІКАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ЗПГ

Ярошенко В.М. к.т.н., доц., Бабамірадов Максат, ОНАХТ, Одеса, [valeryi@ukr.net](mailto:valeryi@ukr.net)

Імпорт зрідженого природного газу (ЗПГ) є альтернативою поставок трубопровідного газу, оскільки вирішує питання енергетичної незалежності від впливу монопольної політики країн-експортерів. Природний газ переведений в рідкий стан потребує в 600 разів менших об'ємів при транспортуванні, що є рентабельним для міжконтинентального перевезення.

Щорічно в світі імпортується понад 300 млрд. м<sup>3</sup> природного газу в рідкому стані, який регазифікується та відпускається в мережу на приймальних LNG-терміналах [1,2]. Процесрегазифікації (переведення природного газу з рідкого стану в газоподібний з подальшим його нагрівом до необхідної температури) потребує значних витрат енергії для прокачування, підігріву та випаровування зрідженого природного газу, що залежать від характеру споживання природного газу, його параметрів при подачі в газотранспортну систему,

Традиційно системи регазифікації ЗПГ базуються на його випаровуванні за рахунок теплоти морської води (зовнішнього середовища) або штучного джерела теплоти (наприклад спалювання частини природного газу). Наприклад для регазифікації 1 млрд. м<sup>3</sup> природного газу в такий спосіб необхідно спалити 2% від його об'єму, тобто 29 т умовного палива, що суттєво впливає на собівартість отриманого природного газу.

Суттєво підвищити ефективність системи транспорту зрідженого природного газу можливо за рахунок утилізації ексергії холоду, так як відповідно до вимог Морського реєстру тиск зрідженого природного газу при його транспортуванні суднами метановозами знаходиться в межах атмосферного, що відповідає температурі зрідження (насичення) – 162 °С. ЗПГ має високу ексергетичну цінність (високу технічну роботоздатність) так як процес його скраплення супроводжується значними витратами енергії і тому може використовуватись як джерело ексергії.

Сучасні новітні методирегазифікації будуються на технологіях, які використовують ексергію холоду для реалізації різних технологічних процесів таких як:

- виробництво кисню, азоту, аргону, диоксида углерода, бутана;
- використання холоду для криозаморозки и низькотемпературної утилізації металу, автотракторних шин і т.д;
- виробництво електричної енергії, чистої води, виробництва водяної пари.

Одним із самих ефективних способів регазифікації являється метод поєднання цього процесу з силовим теплоенергетичним циклом, схема якого показана на рис. 1.

Використовуючи при цьому зріджений природний газ, як низькотемпературне джерело теплоти, можливо реалізується прямий термодинамічний цикл з виробництвом роботи між температурою навколишнього середовища та скрапленням газом. Теплота, яка відводиться від робочого тіла циклу в випарнику зрідженого газу використовується для його регазифікації (перетворення в газ). При цьому від одної тони зрідженого газу в таких установках регазифікації можливо отримувати 150-200 кВт електричної енергії. У силовому контурі установки можуть застосовуватися різні робочі тіла, як однокомпонентні так і на основі суміші низькотемпературних газів метану, етану, пропану і бутану.

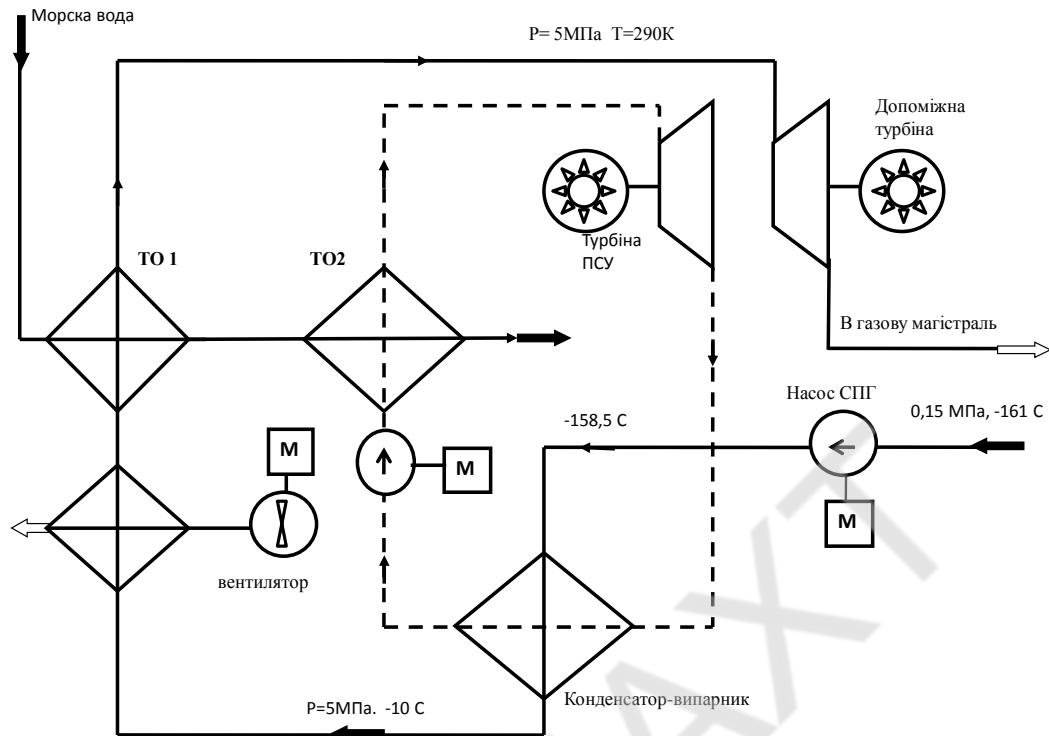


Рис. 1. Схема силової теплоенергетичної установки регазифікації природного газу.

В аналізованій системі регазифікації переохолоджений ЗПГ, який направляється до регазифікатора, спочатку підігрівається від  $-159^{\circ}\text{C}$  до температури випаровування  $-87^{\circ}\text{C}$ . Після випаровування його температура підвищується до  $-25^{\circ}\text{C}$  з подальшим перегрівом до температури  $10^{\circ}\text{C}$  в теплообміннику пароперегрівачі

Проведені розрахунки установки регазифікації на основі силового теплоенергетичного циклу показують, що при регазифікації 50 тон ЗПГ на годину можливо отримувати електричну потужність турбіни паросилової установки 650 квт.

Літературні джерела:

1. Гречко А.Г., Новиков А.И. Мировой рынок сжиженного природного газа и технологии его крупно масштабного производства// Холодильная техника. — 2009. — № 9. С. 52-55; № 10. — С. 45-48.
2. СПГ. Мировой рынок. Отчет генерального комиссара по развитию фирмы Шелл, 2011, GIGN.

УДК: 632-564

## УТИЛІЗАЦІЯ АВТОТРАКТОРНИХ ШИН НА ОСНОВІ ТУРБОХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ

Ярошенко В.М., к.т.н., доц., Кусік О., Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, valeryi@ukr.net

Проблема переробки зношених автотракторних шин має велике екологічне і техніко - економічне значення для більшості розвинених країн світу. Складування і захоронення відходів економічно недоцільно і екологічно шкідливе, так як з плином часу вони можуть виділяти в навколишнє середовище шкідливі і часом небезпечні речовини, які в підсумку когут обумовлювати екологічний дисбаланс і порушення екологічного рівноваги ..

В даний час в світі застосовується цілий ряд технологій з переробки та утилізації зношених автомобільних шин. Ці технології передбачають використання цілих шин для різних цілей, застосування шин і гумових відходів для отримання енергії (спалювання, використання в цементній промисловості), подрібнення шин і відходів гуми з метою отримання гумової крихти та порошку, отримання на основі відходів гуми і т.д.[ 1 ].

Одним з перспективних напрямків утилізації автотракторних шин є низькотемпературні технології до переваг яких відноситься:

- високий рівень поділу компонентів (товарної продукції);
- зниження енергетических витрат в процесі поділу;
- підвищення якості поділюваних компонентів;
- якісне поліпшення умов праці і пожежна безпека

Низькотемпературна технологія утилізації шин базується на одночасному використанні кількох фізичних явищ, які сприяють високій ефективності процесу поділу корду з гумою. Істотна різниця між коефіцієнтами термічного розширення, яка особливо проявляється при низьких температурах, обумовлює появу тріщин , що сприяє інтенсифікації процесу. При низькотемпературній обробці зношених шин дроблення проводиться при температурах  $-60^{\circ}\text{C}$  ...  $-90^{\circ}\text{C}$ , коли гума знаходиться в псевдохрупкому стані, що обумовлює значне зменшення енерговитрат на подрібнення, покращує відділення металу та текстилю від гуми, підвищує вихід гуми.

Традиційно у всіх відомих установках низькотемпературної утилізації для отримання низьких температур в межах від мінус 60 до мінус 110 ° С використовується рідинний азот. Однак, нормальна температура насичення азоту дорівнює мінус 196 ° С, що обумовлює суттєві енергетичні втрати через велику різницю температур і, отже, збільшує вартість процесу утилізації. Крім того, використання азоту в технологічному процесі вимагає наявності стійкого джерела для його виробництва або поставок. Зазначені недоліки азотного охолодження обмежують широке впровадження низькотемпературні технології переробки шин, незважаючи на високу техніко-економічне ефективність процесу.

Підвищити ефективність установок низькотемпературної утилізації можна при використанні генераторів низькотемпературного холоду на основі турбомеханізмів в тому числі і авіаційного типу. В температурному діапазоні  $-80^{\circ}\text{C}$  ...  $-120^{\circ}\text{C}$  повітряні турбохолодильні машини є найбільш ефективними в тому числі і за енергетичними показниками[2]. Схема технологічної лінії утилізації на основі турбохолодильного циклу показана на рис. 1.

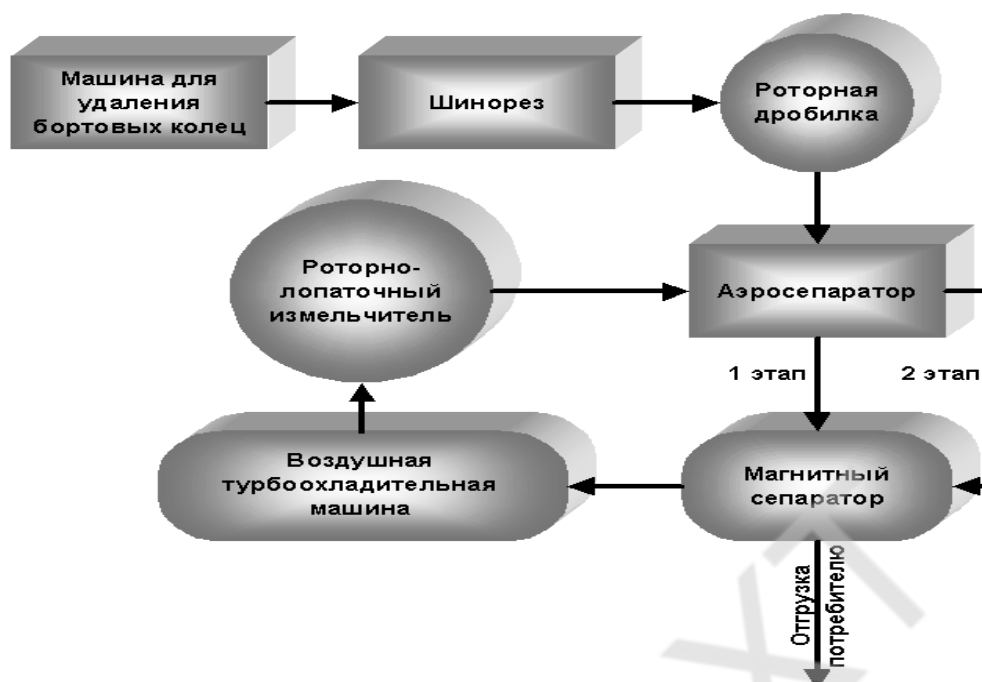


Рис.1. Низькотемпературна технологія переробки шин

Порізані і попередньо очищені шматки гуми подаються в холодильну камеру, де охолоджуються до температури  $-50^{\circ}\text{C} \dots -90^{\circ}\text{C}$ . Холодне повітря для охолодження гуми подається від повітряної турбохолодильної машини. Далі охолоджена гума потрапляє в роторно-лопатковий подрібнювач, звідки вона направляє на повторну очистку в магнітний сепаратор і аеросепаратор, де відбирається гумова крихта менше 1 мм ... 0,5 мм.

Використання низькотемпературних технологій при утилізації шин є перспективним на основі наступних чинників:

Собівартість одержання холоду в 3-4 рази, а питомі енерговитрати в 2-3 рази менші в порівнянні з азотними технологіями [2].

Незначний час виходу на режим і тому необхідні температури охолодження при використанні повітряних турбохолодильних машин досягаються досить швидко .

Повітряні турбохолодильні машини мають суттєві переваги за питомими масо - габаритними показниками і тому мають більш високі техніко - економічні переваги.

Але, як показує досвід, енергетичні витрати та загальна собівартість низькотемпературного способу утилізації при використанні серійних турбохолодильних машин невеликої холодної потужності (ТХМ-1-25) в 1,25-1,3 рази більші в порівнянні з механічним способами утилізації без охолодження [3].

При застосуванні більш потужних повітряних холодительних машин на основі турбомеханізмів, у тому числі і авіаційного типу, питомі енергетичні витрати можливо суттєво знизити і тим самим підвищити загальну техніко-економічну ефективність низькотемпературної технології утилізації автотракторних шин.

Літературні джерела.

1. Состояние вопроса об отходах и современных способах их переработки: учеб. Пособие / Г.К. Лобачева.- Волгоград : Изд-во ВолГУ, 2005. – 176 с.

2. Старостин А.П. Соколов К.К. Воздушные турбохолодильные машины., М., «Фронтера», 2003, стр.262

3. <http://www.astor.perm.ru/> , . [www.compressormash.ru](http://www.compressormash.ru)

УДК: 632-564

## АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ З РТО ПРОМІЖНОГО ТИСКУ

Ярошенко В.М., к.т.н., доц., Переход О., Одеська національна академія харчових технологій,  
м. Одеса, valeryi@ukr.net

Одним з методів підвищення експлуатаційної надійності та стабільної роботи холодильних установок є застосування рекуперативних теплообмінників (РТО), за допомогою яких забезпечується внутрішній теплообмін між рідинним холодильним агентом високого тиску і низького тиску.

Якщо з експлуатаційної точки зору використання РТО в деяких випадках є безспірним та обов'язковим, то з точки зору енергетичної ефективності це далеко не так. Для деяких холодильних агентів (наприклад, аміак, деякі фреони) перегрів пари на всмоктуванні істотно підвищує роботу стиснення, а отже знижує холодильний коефіцієнт циклу [1]. Для більшості холодильних агентів вплив рекуперативних процесів на холодильний коефіцієнт не є однозначним. Залежно від термодинамічних параметрів холодильного циклу і властивостей холодильного агента, рекуперативні процеси можуть обумовлювати, як підвищення так і зниження холодильного коефіцієнта.

Зрозвитком компресоробудування і впровадженням у томучислі спіральних компресорів рядом фірм запропоновано унікальну можливість практичної реалізації холодильного циклу, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну пари між рідиною високого тиску та парою проміжного тиску з уприскуванням її в компресор.

Схема установки фірми Copeland [2] з рекуперативним теплообмінником (РТО), який іноді його називають економайзером) показана на рис. 1.

Частина холодильного агента високого тиску  $\Delta G$  після конденсатору (або РТО) направляється до дросельного вентиля де відбувається дроселювання до проміжного тиску  $P_{01}$ . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску  $G$  та вологою парою  $\Delta G$ , що обумовлює переохолодження рідини ( процес 7-6) за рахунок процесу випаровування 8-5). Пара проміжного тиску всмоктується компресором де змішується із основним потоком пари ( процес 5-2) та стискується до тиску конденсації.

Таким чином умовно реалізується схема двоступеневого стиснення, що дозволяє зменшити температуру нагнітання холодильного агента. Але при цьому має місце додаткова затрата роботи в компресорі в наслідок збільшення масової витрати на  $\Delta G$ .

Конструктивно така схема технічно найбільш просто реалізується в спіральних компресорах. Спіральний компресор комплектується спеціальним патрубком вприскування пари, яка підключається до РТО.

Розрахунки такого холодильного циклу показують, що при цьому підвищується переохолодження рідини високого тиску та як наслідок зменшується рівень сухості пари низького тиску. В порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО температурний потенціал величини переохолодження холодильного агента збільшується до 25% для фреону R410 А та до 21% для фреону R404 А.

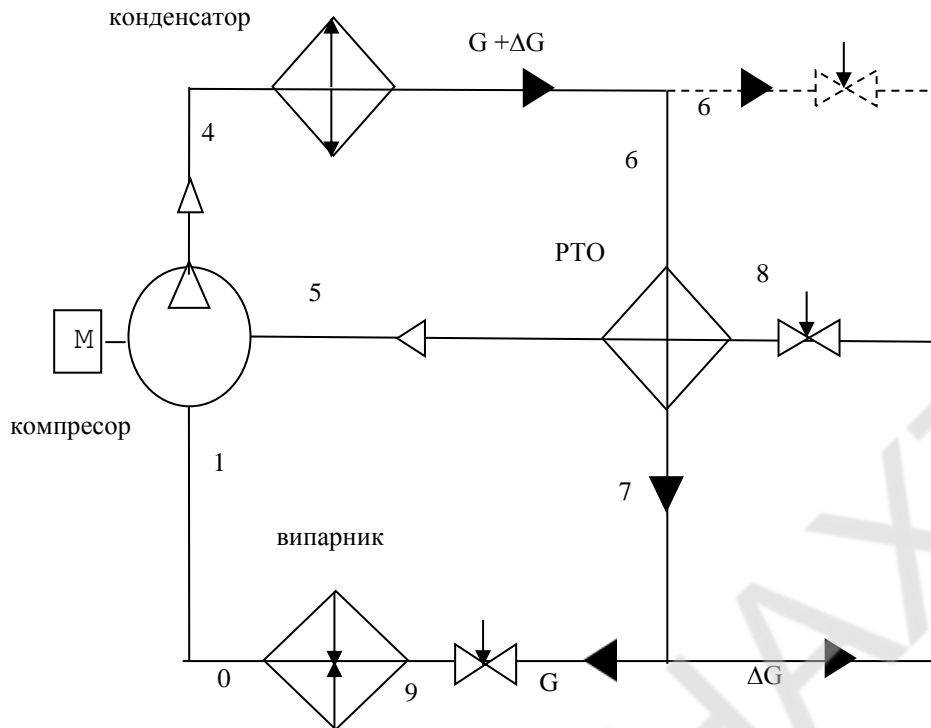


Рис. 1. Схема холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску від конденсатору.

Суттєвою перевагою такої установки є зменшення температури кінця стиснення. У порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО, така схема дає змогу зменшити температуру нагнітання до 20% для фреону R410 А та до 30% для фреону R404 А. для систем з температурою кипіння  $-30^{\circ}\text{C}$ .

Холодильний цикл, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну з проміжним тиском при використанні фреону R410 А і R404 А дає змогу виграти 10-15% у холодильному коефіцієнті в порівнянні із класичним РТО. Ці порівняння приведені при відносній кількості холодильного агенту проміжного тиску на рівні 15%.

Загалом збільшення кількості холодильного агенту з проміжним тиском обумовлює зростання потужності, споживаної компресором, але загальна енергетична ефективність циклу підвищується оскільки зростання холодопродуктивності за рахунок переохолодження перевищує зростання потужності компресору.

#### Література.

1. Гемелев Ю.А., Мнацаканов Г.К. Энергетическая эффективность теоретических регенеративных циклов компрессионных холодильных машин на современных холодильных агентах. В сб. холодильная техника и технология, вып. 60, 1999, стр. 90 -94.
2. Каталог фирмы DWM COPELAND. [www.Copeland.com](http://www.Copeland.com).

## ВРАХУВАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ЗАПІЗНЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ХВИЛІ В ОГОРОДЖЕННІ

Мирончук Ю. А, Житомирський військовий інститут ім. С. П. Корольова, Mironchuk\_YA@i.ua

Раціональний вибір теплової інерції огорожень є одним із вирішальних факторів для зниження енергозатрат на підтримання параметрів мікроклімату всередині приміщень [1]. При проектуванні огорожень холодильних камер важливо назначити таку їх теплову інерцію, щоб добовий мінімум температурної хвилі на внутрішній поверхні співпадав у часі з добовим максимумом температури атмосферного повітря.

Розробка теорії теплостійкості огорожень в цілому була завершена А. М. Шкловером [2]. Аспекти її практичного застосування були розвинуті В. М. Богословським [3]. Для можливості аналітичного розв'язку диференційних рівнянь у їх роботах застосовано спрощений опис граничних умов, при якому температура оточуючого середовища розглядається як сума температури повітря та надлишкової різниці температур від сонячної радіації, які протягом доби коливаються по гармонічному закону з однаковими фазами. Затухання і запізнення температурної хвилі розраховується відповідно як відношення амплітуд та різниця фаз коливань температури атмосферного повітря і температури внутрішньої поверхні огороження і описується комплексним виразом

$$\dot{\beta} = e^{\sum R_i \sqrt{i}} \times \frac{s_1 \sqrt{i} + \alpha_a}{s_1 \sqrt{i} + \dot{Y}_1} \times \frac{s_2 \sqrt{i} + \dot{Y}_1}{s_2 \sqrt{i} + \dot{Y}_2} \times \dots \times \frac{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_{n-1}}{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_n} \times \frac{\dot{Y}_n + \alpha_i}{\alpha_i} \quad (1)$$

Врахування особливостей променевого теплообміну різно-орієнтованих зовнішніх поверхонь з різними селективними властивостями у (1) відсутнє. Так, не враховується неспівпадіння фаз температури атмосферного повітря і сонячного опромінення для різно орієнтованих сторін огороження, неоднаковість ступеню чорноти зовнішньої поверхні у спектрах сонячного та інфрачервоного випромінення, залежність інтенсивності променевого теплообміну від температури поверхні огороження. Тому є необхідність визначити межі допустимості застосування аналітичних рішень при проектуванні огорожень. Для цього проведене порівняння аналітичних розв'язків з числовими, у яких моделювався реальний характер граничних умов на зовнішній поверхні [4].

У комплексному виразі (1) останній множник описує затухання і запізнення температурної хвилі при її переході від оточуючого середовища до зовнішньої поверхні. Відкиданням цього множника отримується рівняння (2), яке описує затухання і запізнення температурної хвилі при її переході від зовнішньої до внутрішньої поверхні огороження.

$$\dot{\beta} = e^{\sum R_i \sqrt{i}} \times \frac{s_1 \sqrt{i} + \alpha_a}{s_1 \sqrt{i} + \dot{Y}_1} \times \frac{s_1 \sqrt{i} + \dot{Y}_1}{s_2 \sqrt{i} + \dot{Y}_2} \times \dots \times \frac{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_{n-1}}{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_n} \quad (2)$$

Комплексне рівняння (2) еквівалентне двом рівнянням у дійсних числах (3, 4) одне з яких описує затухання амплітуди, а друге – запізнення фази температурної хвилі.

$$\gamma = 0,5^n \cdot e^{\left( \frac{\sum (R_i s_i)}{\sqrt{2}} \right)} \times \sqrt{1 + \frac{\alpha_a \sqrt{2}}{s_1} + \frac{\alpha_a^2}{s_1^2}} \times \left( 1 + \frac{s_1}{s_2} \right) \dots \left( 1 + \frac{s_{n-1}}{s_n} \right) \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{\sum (R_i s_i)}{\sqrt{2}} - \arctg \frac{1}{1 + s_1 \sqrt{2} / \alpha_a} \quad (4)$$

При використанні (3, 4) відпадає проблема неоднозначності визначення «температура оточуючого середовища» у (1) і з'являється можливість співставлення величин затухання і запізнення температурної хвилі розрахованих аналітично з результатами числового моделювання.

Порівняльні розрахунки проведені для варіантів конструкції огороження, приведених у табл. 1. Розглядалися одношарова і двошарова конструкції огороження, які складаються із пінопласту полістирольного і бетону.

Таблиця 1

**Варіанти конструкцій огорожень  
для порівнювальних розрахунків**

Варіант	Термічний опір, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	Товщина шару, м		Теплова інерція стінки
		піно-пласту	бетон у	
1	3	0,143	0	1,264
2	4	0,193	0	1,706
3	5	0,243	0	2,147
4	5	0,240	0,1	3,072
5	5	0,237	0,2	3,966
6	5	0,234	0,3	4,921
7	5	0,231	0,4	5,845

Якщо селективні властивості зовнішньої поверхні відповідають абсолютно білому тілу, то така поверхня не приймає участі у променевому теплообміні. Добова динаміка теплового потоку через огороження повністю визначається динамікою температури атмосферного повітря. Оскільки добові коливання температури атмосферного повітря близькі до гармонічних, то результати числового моделювання і аналітичних розрахунків по (2, 3, 4) близькі між собою. Опис процесів затухання і запізнення комплексним рівнянням (2) більш точний, ніж спрощеними рівняннями у дійсних числах (3, 4).

При високій поглинальній здатності зовнішньої поверхні запізнення максимуму температурної хвилі, знайдені числовим моделюванням і по (2) для покриття і східноорієнтованої стіни добре співпадають. Для західної стіни розбіжність розрахунків зі збільшенням теплової інерції сягає до 20% - рис. 1. Запізнення добових мінімумів для різно орієнтованих поверхонь із-за негармонічності добових коливань теплопритоку від сонячної радіації далекі від розрахункових по (2) – рис. 1.

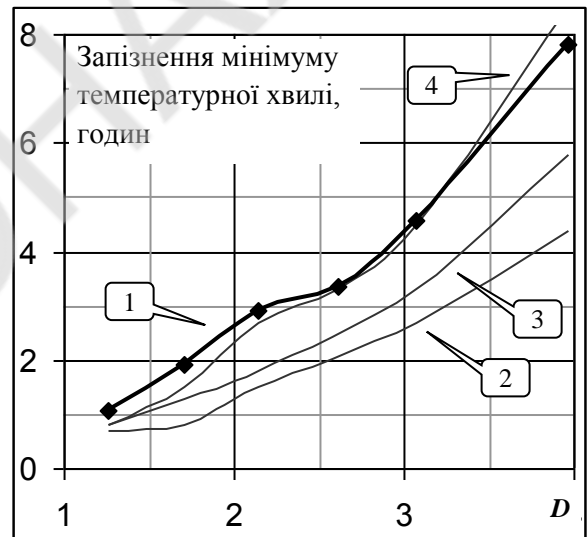
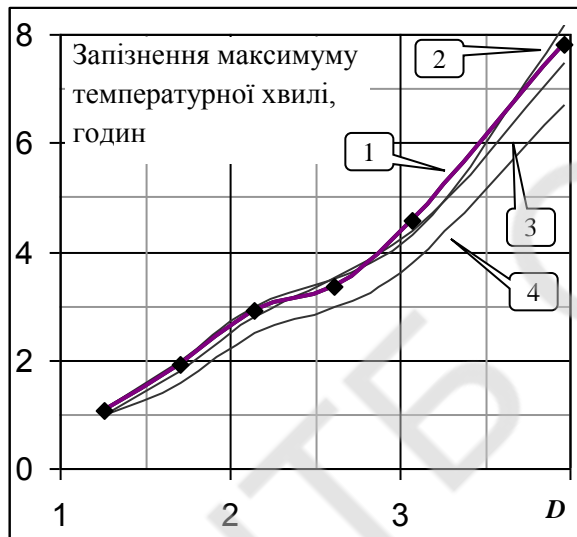


Рис.1. Порівняння результатів аналітичного і числового визначення запізнення температурної хвилі для різно орієнтованих поверхонь з високою поглинальною здатністю: 1 – по (2); 2 – чисельно для східної стіни; 3 – чисельно для покриття; 4 – чисельно для західної стіни.

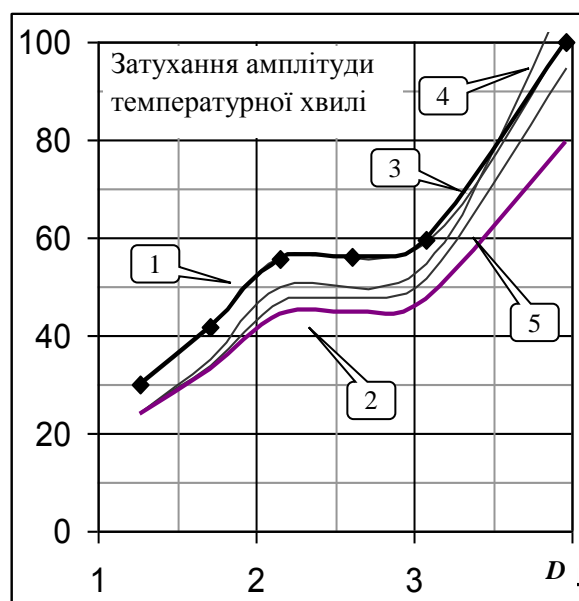


Рис. 2. Порівняння результатів аналітичного і числового розрахунків затування амплітуди температурної хвилі для різно орієнтованих поверхонь з високою поглинальною здатністю  
 1 – по (2) при  $\alpha_{\text{кам}}=10 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ;  
 2 – по (2) при  $\alpha_{\text{кам}}=8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ;  
 3 – чисельно для покриття;  
 4 – чисельно для східної стіни;  
 5 – чисельно для західної стіни.

Для затування температурної хвилі розбіжність результатів аналітичних і числових розрахунків незначна - рис. 2.

В цілому, в тих випадках, коли при числовому моделювання характер граничних умов задається близьким до прийнятого для отримання (1), результати числового і аналітичного розв'язків близькі між собою, що свідчить про добру апроксимаційність розробленого і застосованого числового методу. При зростанні відмінностей у характерах граничних умов зростає розбіжність аналітичного і числового розв'язків. Особливо велика розбіжність між результатами розрахунку запізнення температурної хвилі. Причина цієї розбіжності – неналежне врахування особливостей граничних умов зі сторони оточуючого середовища у аналітичних методах розв'язку.

Оскільки теплова інерція огороження повинна назначатись виходячи саме із необхідного часу запізнення температурної хвилі, то проектні розрахунки огорожень повинні виконуватись числовими методами.

1. Jose A. Orosa. A field study on building inertia and its effects on indoor thermal environment / Jose A. Orosa, Armando C. Oliveira //Renewable Energy. Volume 37, Issue 1, January 2012, Pages 89-96. [Електронний ресурс] Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148111003016>
2. Шкловер А. М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях / Шкловер А. М. - М. : Госэнергоиздат, 1961. – 160 с.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) : учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Богословский В. Н. – М. : Высш. школа, 1982. – 415 с.
4. Мирончук Ю. А. Аппроксимация сложных нелинейных граничных условий при конечно-разностном моделировании процессов теплообмена в теплоизоляции холодильных камер / Ю. А. Мирончук // Холодильная техника и технология. – 2002. - № 4 (78). – С. 17-22.

УДК 621.438.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА НАКЛОНА СОПЛА ДВУХПОТОЧНОЙ ВИХРЕВОЙ ТУРБИНЫ С ВНЕШНИМ ПЕРИФЕРИЙНЫМ КАНАЛОМ НА ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Ванеев С.М., доцент, Д.В. Мирошниченко, аспирант, СумГУ, г. Сумы

**Постановка задачи и цель исследований.** Широкое внедрение турбодетандерных агрегатов, особенно мощностью до 500 кВт, возможно только на основе надежных и недорогих агрегатов. Главная проблема при этом состоит в расширительной машине, которая должна быть простая по конструкции, надежна в эксплуатации, не требовать сложных вспомогательных систем. Для мощностей до 500 кВт часто возможно создание турбоприводов или турбогенераторов на базе вихревой турбины в безредукторном исполнении.

Основными преимуществами вихревой турбины, в сравнении с осевой или центробежной, являются: простота конструкции, технологичность и низкая себестоимость изготовления; сравнительная низкооборотность, т. е. при прочих равных условиях оптимальная частота вращения вихревой турбины значительно меньше оптимальной частоты вращения классической турбины, поэтому при использовании вихревой турбины часто возможно безредукторное исполнение агрегата, что резко удешевляет машину и сокращает расходы на обслуживание.

Из-за особенностей рабочего процесса, недостатка теоретических и экспериментальных исследований использование вихревых турбин ограничивается низким значением КПД, находящимся в диапазоне 25...45%. Поэтому проводятся оптимизационные исследования проточной части вихревой турбины с целью повышения ее эффективности.

**Выбор объекта исследования.** Для достижения поставленной цели на первом этапе была создана параметрическая модель (рисунок 1) многопоточной проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом и проведены исследования влияния основных геометрических и газодинамических параметров двухпоточной схемы на ее эффективность [1, 2]. Интерес к вихревым ступеням с внешним периферийным каналом (рисунок 1) объясняется тем, что они легко компонуются в многопоточные и многоканальные машины. При этом осевые габариты ротора значительно меньше. Не последнюю роль играет также изготовление и регулирование зазоров этих машин.

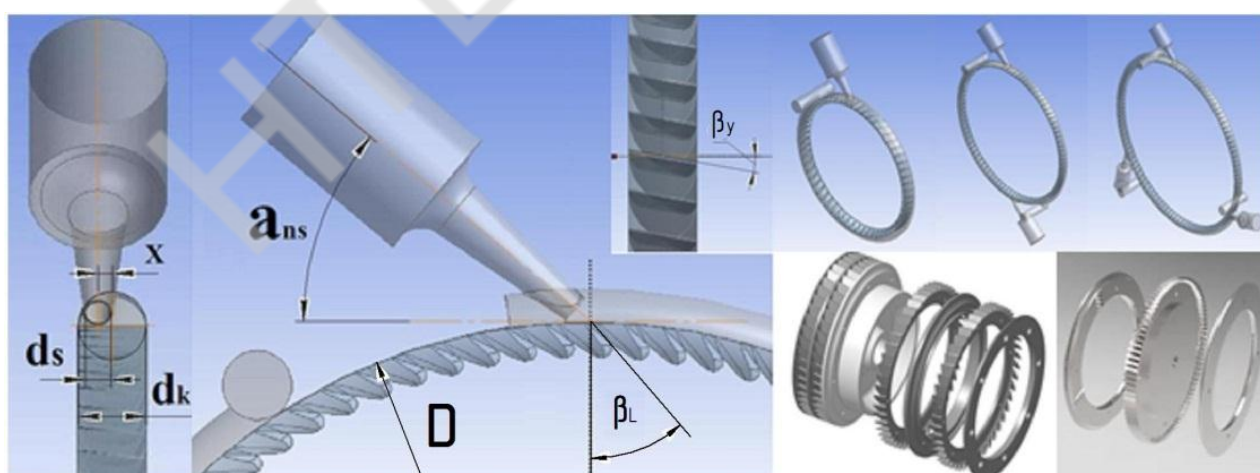


Рисунок 1 – Параметрическая модель вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом.

Были выделены и исследованы следующие наиболее влияющие на характеристики вихревой проточной части параметры [1, 2]: приведённая окружная скорость рабочего колеса на наружном диаметре  $\bar{U}$ ; относительный диаметр проточной части, равный отношению диаметра меридионального сечения проточной части  $d_k$  к наружному диаметру рабочего колеса  $D$ ,  $\bar{d}_{ph} = d_k/D$ , (рисунок 1); относительный диаметр сопла, равный отношению диаметра сопла к диаметру

меридионального сечения проточной части  $d_k$ ,  $\bar{d}_s = d_c/d_k$  (рисунок 1); угол наклона сопла (угол между осью сопла и касательной к наружному диаметру рабочего колеса)  $\alpha_{ns}$  (рисунок 1).

В результате исследований удалось установить оптимальные значения приведённой окружной скорости и относительных диаметров  $\bar{d}_{ph}$  и  $\bar{d}_s$ . Для более точного определения оптимальных значений угла наклона сопла  $\alpha_{ns}$  были проведены дополнительные исследования в более широком диапазоне.

**Методика и результаты исследований.** В работе [3] автором экспериментально установлено значительное влияние угла наклона сопла  $\alpha_{ns}$  в диапазоне от 0 до 90° на КПД однопоточной проточной части с внешним периферийным каналом. В работе [3] относительный диаметр проточной части  $\bar{d}_{ph}$  не изменялся и составлял  $\bar{d}_{ph} = 0,122$ , а относительный диаметр сопла  $\bar{d}_s$  варьировался в диапазоне 0,35...0,73.

В данном исследовании с помощью вычислительного эксперимента установлено влияние угла наклона сопла  $\alpha_{ns}$  в диапазоне 10...60° на КПД двухпоточной проточной части с внешним периферийным каналом. При этом относительный диаметр проточной части  $\bar{d}_{ph}$  был принят постоянным и равным  $\bar{d}_{ph} = 0,06$ , что по данным исследований [1, 2] соответствует оптимальному значению для двухпоточной проточной части. Относительный диаметр сопла  $\bar{d}_s$  варьировался в диапазоне 0,3...0,45, а приведённая окружная скорость – в диапазоне  $\bar{U} = 0,1 \dots 0,2$ .

Для получения точек вычислительного эксперимента проводилось численное моделирование течения газа с применением программного комплекса *ANSYS CFX*.

В результате исследований установлены оптимальные значения углов наклона сопла  $\alpha_{ns}$  двухпоточной проточной части вихревой турбины с внешним периферийным каналом в зависимости от относительного диаметра сопла  $\bar{d}_s$  и приведённой окружной скорости рабочего колеса  $\bar{U}$  при оптимальных значениях относительного диаметра проточной части  $\bar{d}_{ph}$ . Исследованы картина течения в проточной части турбины и распределение параметров вдоль проточной части в зависимости от углов наклона сопла  $\alpha_{ns}$  при различных  $\bar{d}_s$  и  $\bar{U}$ . Показано что изменение угла наклона сопла  $\alpha_{ns}$  в диапазоне 10...60° при постоянных значениях всех остальных факторов ( $\bar{d}_{ph}$ ,  $\bar{d}_s$ ,  $\bar{U}$  и др.) приводит к изменению КПД до 15%.

#### Список литературы

1. **Ванеев, С. М.** Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда / **С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко** // Журнал инженерных наук. – 2015. – Т. 2, № 2. – С. В1–В12 – ISSN 2312-2498.
2. **Ванеев, С. М.** Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / **С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко** // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно технический и производственный журнал. – 2015. – № 4(42). – С. 9–14 – ISSN 2413-4554.
3. **Ванеев, С. М.** Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом: дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / **Ванеев Сергей Михайлович.** – Москва, 1986. – 183 с.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФІЛЬТРАЦІЙНОГО СУШІННЯ ПІД ДІЄЮ ВИСОКОГО ТИСКУ

Потапов В.О., Гриценко О.Ю,  
Харківський державний університет харчування та торгівлі. м. Харків,  
potapov@bigmir.net

Розробка та впровадження енергоощадних та екологічно чистих технологій сушіння є актуальною задачею. На процеси сушіння витрачається до 25% споживаної енергії у промислово розвинених країнах, а в харчовій і переробній промисловості до 30%. У той же час великі питомі енерговитрати сучасних конвективних сушарок обумовлені тим, що 20...30% втрат енергії припадає на втрати з сушильним агентом, який викидається в навколишнє середовище при підвищеній температурі, що призводить також до погіршення екологічної ситуації.

Зважаючи на це у Харківському державному університеті харчування та торгівлі розроблено новий спосіб фільтраційного сушіння при підвищеному тиску у замкненому тепло-масообмінному циклі [1]. Згідно з цим способом, дрібнодисперсний або зернистий вологий матеріал розміщується в герметичному тепло-масообмінному модулі (ТМОМ), в якому створюється надлишковий тиск за допомогою зовнішнього компресора. В результаті стиснення повітря в компресорі воно нагрівається до необхідної температури (рис 1).

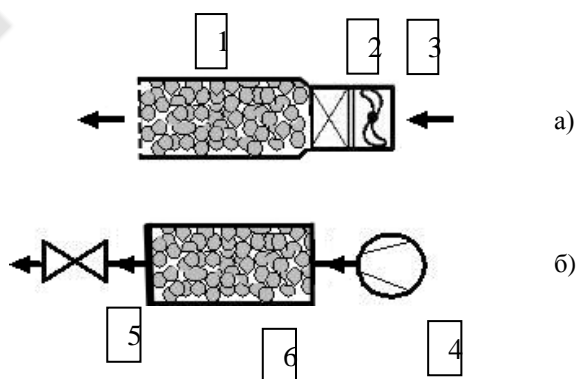
Показано, що теоретична енергоощадність адіабатного процесу стиснення у компресорі вище ніж ізобарного нагрівання у калорифері фільтраційної конвективної сушарки в  $\gamma$  разів (показник адіабати для повітря  $\gamma = 1,4$ ). Це обумовлено тим, що в ізобарному процесі теплота  $dQ$ , що підводиться до повітря витрачається не тільки на підвищення внутрішньої енергії газу  $dU$ , але й на роботу його розширення  $pdV$

Ізобарний процес:

$$dU = dQ - pdV. \quad (1)$$

Адіабатний процес:

$$dU = dQ. \quad (2)$$

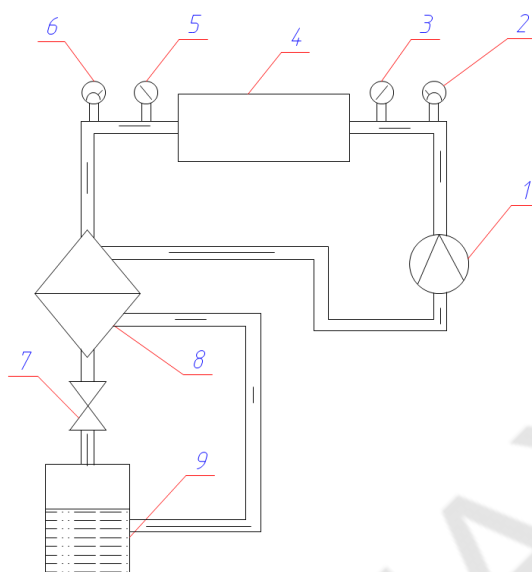


**Рис. 1. Порівняння схем фільтраційного сушіння: а) фільтраційна сушарка (ізобарний процес), б) фільтраційна сушарка з компресором (адіабатний процес).**

**1 – сушильна камера з сировиною; 2 – калорифер; 3 – вентилятор; 4 - компресор; 5 – дросель ; 6 – ТМОМ з сировиною.**

На рис. 2 наведено схема експериментальної установки для дослідження процесу сушіння під дією підвищеного тиску. При фільтрації повітря через пористий матеріал воно повністю насичується

за рахунок випаровування вологи. При цьому сушильний агент повністю використовує свій сушильний потенціал. Парорідинна суміш, яка утворилась, під дією надлишкового тиску виводиться з ТМОМ та охолоджується в теплообміннику і дроселюється. Конденсат надходить у вологовідокремлювач, а осушене повітря знову нагнітається компресором у ТМОМ



**Рис.2. Схема експериментальної установки для дослідження процесу сушіння під дією підвищеного тиску: 1 - компресор; 2,6 - датчики температури; 3,5 - датчики тиску; 4 - тепло-масообмінний модуль; 7 - дросель; 8 - теплообмінник; 9 - вологовідокремлювач.**

Перевагами такого способу сушіння є його реалізація у замкненому термодинамічному циклі з тепловою трансформацією ентальпії сушильного агента. При цьому відсутні втрати теплоти з відпрацьованим сушильним агентом, відсутні викиди відпрацьованого сушильного агента в навколишнє середовище, відсутній калорифер, оскільки енергія адіабатичного стиснення у компресорі безпосередньо перетворюється в теплоту, реалізуються високі коефіцієнти тепло-масообміну за рахунок фільтрації під високим тиском. Крім цього наявність вологовідокремлювача дозволяє збирати ароматичні та пігментні речовини, що відходять з парою. Таким чином, у запропонованому способі сушіння вирішуються кілька завдань: підвищення енергоефективності, ресурсозбереження та екологічності виробництва.

Проведений комплекс теоретичних та експериментальних досліджень показав, що запропонований спосіб сушіння при підвищеному тиску у замкненому тепло-масообмінному циклі має ряд переваг: зменшуються енерговитрати на випаровування вологи мінімум в 1,5...2 рази у порівнянні з традиційними режимами фільтраційного сушіння; знижується матеріаломісткість обладнання, оскільки функції калорифера і вентилятора суміщені в одному пристрої (компресорі), відсутні викиди відпрацьованого сушильного агента в навколишнє середовище (повна утилізація теплоти в замкненому контурі), з'являється можливість концентрування ароматичних і пігментних речовин, що відходять з парою.

#### Список джерел інформації

1. Пат. 108135 Україна, МПК<sup>6</sup> А23В 7/02, А23В 4/03, А23L 3/40. Спосіб сушіння харчових продуктів в тепломасообмінному модулі під дією підвищеного тиску / Потапов В.О.; Петренко О.В.; Гриценко О.Ю.— № u201511184; заявл. 13.11.2015; опубл. 11.07.2016, бюл. № 13/2016.— 2 с.

УДК: 641.78:664

## ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УЛЬТРАЗВУКОВОГО І НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГЕМОЛІЗУ ЕРИТРОЦИТІВ КРОВІ

Євлаш В.В., Погожих М.І., Потапов В.О.,  
Харківський державний університет харчування та торгівлі, м. Харків  
evlashvv@gmail.com

З метою розширення функціонально-технологічних властивостей дієтичної добавки, створеної на основі крові великої рогатої худоби (ВРХ), раніше були запропоновані і вивчені прийоми стабілізації гемоглобіну з метою отримання оптимального співвідношення форм 2-х і 3-х валентного заліза в молекулі [1].

Відомо, що співвідношення форм гемоглобіну є важливим функціонально-технологічним показником з точки зору подальшого використання крові ВРХ в продуктах харчування. Це обумовлено, в першу чергу, необхідністю збереження антианемічної дії добавки, додання їй кольору, забезпечення хоча б часткового набухання і розчинність в воді, стабільності властивостей протягом всього терміну зберігання.

Перебуваючи в основному в еритроцитах, гемоглобін практично недоступний для різних зовнішніх дій, зокрема, змін кислотності в певних інтервалах рН, хімічного складу крові і т.д. Тому необхідно проводити гемоліз - руйнування еритроцитів з метою вивільнення гемоглобіну для його подальшої стабілізації і полегшення засвоєння організмом [2].

Тому метою даної роботи є вивчення впливу методів гемолізу на співвідношення форм гемоглобіну.

Були досліджені наступні методи гемолізу: механічний - вплив акустичними хвилями в ультразвукової області (УЗ) і низькотемпературний (чергування операцій заморожування - розморожування).

Дослідження проводилося як на цільній крові, так і на еритроцитарній масі. Ступінь гемолізу визначали по зменшенню кількості еритроцитарних клітин методом прямого підрахунку під мікроскопом в фіксованому обсязі зразка, і розраховували за формулою:

$$G = \frac{N_0 - N}{N_0} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{N}{N_0}\right) \cdot 100\% \quad (1),$$

де  $N_0$  - початкова кількість еритроцитів, шт;  $N$  - кінцева кількість еритроцитів, шт.

Обробку УЗ-хвилями здійснювали зануренням випромінювача в обсяг крові. Частота УЗ-хвиль регулювалася дискретно і становила 22 кГц, 30 кГц і 44 кГц. Кінетика гемолізу еритроцитів в залежності від частоти випромінювання представлена на рис. 1.

Нелінійний характер кінетики, очевидно, викликаний різницею в структурно-механічних характеристиках сировини, коли спочатку руйнується основна фракція еритроцитів, а потім та що залишилася. При цьому частина еритроцитів залишаються незруйнованими за вивченої тривалості дії УЗ і незалежно від частоти. У той же час частота УЗ-хвиль досить суттєво впливає на тривалість гемолізу.

Незважаючи на досить високу ефективність проведення гемолізу УЗ-хвилями (до 90%), було відзначено, що в процесі обробки відбувається збільшення температури сировини за рахунок перетворення частини енергії УЗ-хвиль в теплоту, і спостерігається кавітація поблизу джерела УЗ-хвиль, що негативно позначається на змінах в співвідношеннях форм гемоглобіну. Після обробки УЗ-хвилями в крові міститься 60 ... 70% метгемоглобіну, тобто велика частина заліза переходить в тривалентну форму, особливо при високих частотах. Тому застосування УЗ-хвиль з метою гемолізу необхідно поєднувати з хімічною модифікацією.

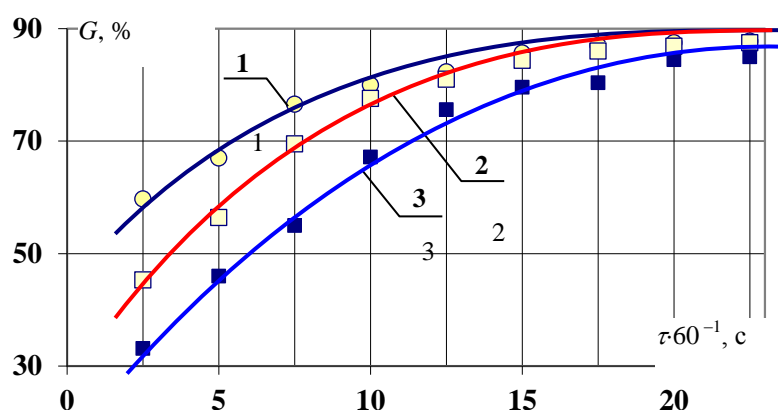


Рис. 1. Кінетика гемолізу еритроцитів УЗ-хвилями при різних частотах: 1 –  $f = 44$  кГц; 2 –  $f = 30$  кГц; 3 –  $f = 22$  кГц.

Низькотемпературний гемоліз еритроцитів обумовлений механічними пошкодженнями їх оболонок за рахунок утворення кристалів льоду як всередині, так і поза еритроцитів. Відомо, що структура льоду залежить від температури і швидкості заморожування, складу системи яка заморожується, тривалості експозиції при низьких температурах. Тому була вивчені кінетики гемолізу цільної крові при температурах заморожування:  $-12^{\circ}C$ ;  $-18^{\circ}C$ ;  $-24^{\circ}C$ . Досліджувані зразки з цільної крові ВРХ масою 100 г розміщували на піддоні розміром  $100 \times 100$  мм для того, щоб швидкість заморожування залежала тільки від температури.

На рис. 2 показана ступінь гемолізу цільної крові ВРХ при різній експозиції зразків в холодильній камері при  $t = -18^{\circ}C$ . При цьому тривалість охолодження крові до температури кристалізації становила не більше 20 хв, що значно менше у порівнянні з тривалістю експозиції

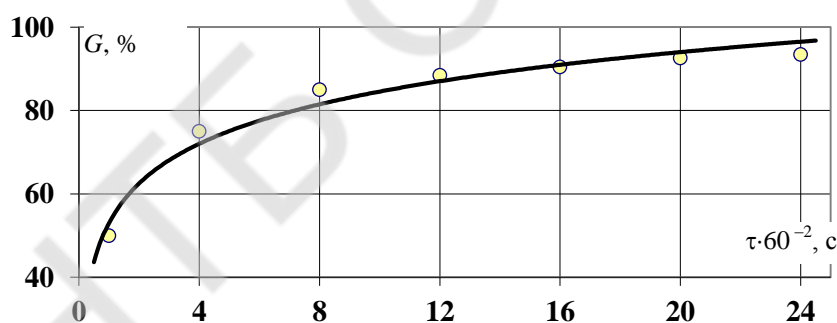
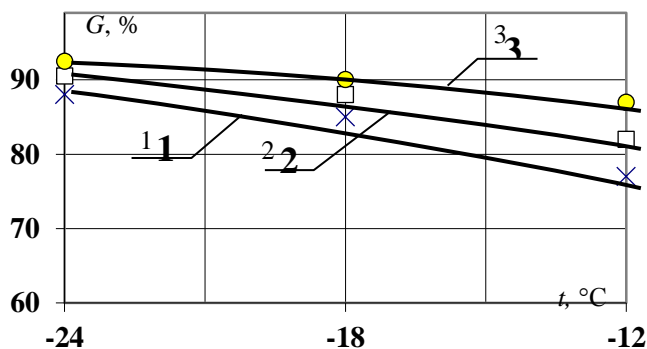


Рис. 2. Ступінь гемолізу при в процесі заморожування цільної крові ВРХ при  $t = -18^{\circ}C$ .

Встановлено, що навіть незначна експозиція крові (2 ... 3 година) при низьких температурах дає 50% ступінь гемолізу. При подальшому збільшенні тривалості експозиції ступінь гемолізу плавно зростає і досягає 80 ... 85%. Очевидно це пов'язано з ростом кристалів льоду в стінках еритроцитів при низьких температурах.

Виявилося, що значно прискорити гемоліз можна, використовуючи циклічне заморожування - розморожування сировини. З метою прискорення розморожування використовували НВЧ-нагрівання. Цикл термообробки організований за такою схемою: 20 хв - охолодження і заморожування; 30 хв - експозиція; 10 хв - розморожування, тобто один цикл тривав приблизно 1 годину.

Рис. 3. Ступінь гемолізу при різних температурах заморожування: експозиція 1 - 8 годин,



2 - 10 годин; 3 - 12 годин.

Встановлено, що ступінь гемолізу незначно залежить від температури заморожування, а в більшій мірі - від тривалості експозиції (рис. 3). При тривалості експозиції 12 годин і більше ступінь гемолізу практично однакова для діапазону досліджених температур.

Таким чином, проведені дослідження прийомів гемолізу дозволяють зробити висновок про те, що за інтенсивністю перетворення форм гемоглобіну з  $Fe^{2+}$  в форми з  $Fe^{3+}$  низькотемпературний гемоліз істотно ефективніше гемолізу УЗ-хвилями. Слід зазначити, що низькотемпературний гемоліз також має ряд переваг в порівнянні з іншими методами, оскільки знижує небезпеку мікробіологічного псування сировини і дозволяє накопичувати сировину для подальшої переробки.

#### Список джерел інформації

1. Обоснование и разработка новой биологически активной пищевой добавки из крови убойных животных / [В. В. Евлаш, В. Г. Горбань, В. А. Коваленко, Е. Д. Розанова] // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв : вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка / Харк. нац. тех. ун-т сільськ. госп-ва ім. Петра Василенка – Х., 2003. – Вип. 22. – С.232–236.
2. Jansuittiviechakul O. R. Effectual heat treatment on bioavailability of meat and hemoglobin iron feclto anaemic rats / O. R Jansuittiviechakul, J. W. Mahone, D. P. Cornfarth // J.A. Food Sci. – 1985. – № 60. – P. 407–409.

УДК 536.248.2:620.3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВОК НАНОЧАСТИНОК $TiO_2$ НА ВНУТРІШНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ КИПІННЯ ХОЛОДОАГЕНТУ R141B

Хлісва О.Я., Гордейчук Т.В., Семенюк Ю.В.

*Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, khliyev@ukr.net*

Останні роки активно досліджуються перспективи застосування нанофлюїдів з метою підвищення енергетичної ефективності холодильних систем [1, 2]. Стосовно холодильного обладнання, найбільший інтерес становлять робочі тіла парокompресійних машин з добавками наночастинок. Велика кількість опублікованих робіт свідчить про більш високі значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеній конвекції та при кипінні нанофлюїдів [1, 2]. Але механізм інтенсифікації тепловіддачі у нанофлюїдних середовищах до цієї пори досконально не вивчено. Слід підкреслити, що досліджень, присвячених вивченню процесу кипіння нанохолодоагентів як у вільному об'ємі, так і при течії в трубі, на даний момент недостатньо, що не дозволяє зробити однозначний висновок про вплив наночастинок на коефіцієнт тепловіддачі.

Як відомо [3, 4], процес кипіння у вільному об'ємі можна кількісно описати з використанням так званих внутрішніх характеристик: середнього відривного діаметра бульбашок, частоти їх відриву та середньої швидкості росту бульбашок -  $\bar{w}_b$ . Особливістю величини  $\bar{w}_b$  є те, що вона практично не залежить від стану й властивостей поверхні нагріву і слабо змінюється зі зміною густини теплового потоку [3]. Головним фактором, що визначає величину  $\bar{w}_b$ , є зведений тиск, а менш значимими факторами виступають індивідуальні властивості рідини.

В [3, 4] наведено узагальнені значення внутрішніх характеристик кипіння, які було отримано при атмосферному тиску всього для декількох рідин, і показано, що існуючі експериментальні дані про величину  $\bar{w}_b$  для низки органічних рідин і води різняться між собою незначно, але для єдиного дослідженого в [3] холодоагенту R12 значення  $\bar{w}_b$  істотно нижче (більш ніж у два рази). Тому нова інформація про величину  $\bar{w}_b$  розширить можливості науково обґрунтованої оцінки коефіцієнта тепловіддачі при кипінні робочих тіл холодильних машин в широких інтервалах параметрів, а оцінка впливу на цю величину добавок наночастинок дозволить правильно прогнозувати інтенсивність тепловіддачі при кипінні нанофлюїдів.

Основним завданням даного дослідження було експериментальне визначення внутрішніх характеристик процесу кипіння таких об'єктів: чистий холодоагент R141b; розчин холодоагенту R141b з поверхнево-активною речовиною (ПАР) Span80 (CAS № 1317-70-0, Sigma-Aldrich) - R141b/Surf; нанофлюїд, що складається з холодоагенту R141b, ПАР Span80 і наночастинок  $TiO_2$  (CAS № 1317-70-0, Sigma-Aldrich, розмір наночастинок у порошку не більше 25 нм) - R141b/Surf/ $TiO_2$ . Масові долі компонентів у розчинах склали 0,1 % для ПАР і для наночастинок. Зразки нанофлюїдів готувалися двоступеневим методом: на першому етапі розчини піддавалися ультразвуковій обробці, на другому етапі - механічному диспергуванню у бісерному млині. Озоноруйнівний холодоагент R141b обрано як модельну речовину з огляду на те, що параметри його кипіння забезпечують зручність і простоту проведення експериментів, а отримана інформація про вплив домішок наночастинок дозволить визначити напрями подальшого вивчення перспективних нанохолодоагентів.

Кипіння досліджуваних рідин відбувалося при атмосферному тиску на ніхромовому дроті діаметром 0,20 мм в оптичній комірці висотою 30 мм. За коміркою розташовувалося джерело світла (6 світлодіодів). Експеримент проводився при трьох значеннях густини теплового потоку: 29,6; 42,2; 57,0 кВт·м<sup>-2</sup>. Зображення процесу кипіння отримувалися з використанням камери Canon EOS 1100D і

стробоскопа. Тривалість світіння джерела світла становила 50 мкс, а інтервал між його спалахами - 3 мс. Витримка камери підбиралася таким чином, щоб на матриці фотоапарата фіксувалося два зображення досліджуваного об'єкта зі зміщенням у часі. Один із кадрів показано на рис. 1, де можна бачити по два зображення для кожної бульбашки, які отримані зі зміщення у часі. Застосування стробоскопічного ефекту при фіксації зображення на матриці камери дозволило при обробці графічного об'єкта оцінити частоту відриву та швидкість спливання бульбашок. Для кожного режиму кількість бульбашок, за якою розраховувалися середні значення, становила від 100 до 160 при визначенні відривного діаметра  $\bar{d}_b$  і від 70 до 120 при визначенні середньої частоти відриву  $\bar{f}_b$ . Середня швидкість росту бульбашок визначалася як добуток  $\bar{w}_b = \bar{d}_b \cdot \bar{f}_b$ .

Отримані залежності середнього відривного діаметра бульбашок, середньої частоти відриву бульбашок і швидкості їх росту від густини теплового потоку при тиску  $P = 0,1013$  МПа наведено на рис. 2, з якого видно, що середній відривний діаметр бульбашок збільшується з підвищенням густини теплового потоку, причому цей ефект є значним для чистого холодоагенту і слабо вираженим для розчинів холодоагенту з ПАР та наночастинками.

З візуальних спостережень за процесом кипіння і результатів, наведених на рис. 2,а, можна зробити висновок, що для систем R141b/Surf і R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> розвинений режим кипіння починався при менших густинах теплового потоку, ніж для чистого R141b.

Середня частота відриву бульбашок зменшується зі збільшенням густини теплового потоку (рис 2,б). Середні значення швидкості росту бульбашок зі збільшенням густини теплового потоку для чистого R141b збільшується, а для розчинів R141b/Surf і R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> цю величину з достатньою точністю можна прийняти незалежною від густини теплового потоку (рис. 2,в). Те, що величина  $\bar{w}_b$  не залежить від густини теплового потоку, відзначається у [3, 4].

В [3] на основі узагальнення експериментальних даних показано, що властивості і стан поверхні деякою мірою впливають на величину середнього відривного діаметра бульбашок і частоту їх відриву. Однак добуток цих величин - швидкість росту парових бульбашок - практично не залежить від характеристик поверхні нагріву і визначається лише властивостями рідини та пари. Тому отримані експериментальні дані можуть бути використані в подальшому аналізі коефіцієнта тепловіддачі при кипінні холодоагентів на інших поверхнях нагріву.

У проведеному дослідженні значення внутрішніх характеристик процесу кипіння визначалися при атмосферному тиску. Водночас для оцінки коефіцієнта тепловіддачі при кипінні з використанням моделей, наведених, наприклад, в [3], необхідно мати інформацію при тисках, відмінних від атмосферного. Як показано у [3], залежність швидкості росту бульбашок від зведеного тиску достатньо добре прогнозується. Якщо відома швидкість росту бульбашок при тиску 0,1 МПа -  $\bar{w}_{b,0.1}$ , величину  $\bar{w}_b$  при інших значеннях тиску можна визначити за емпіричним співвідношенням:

$$\bar{w}_b / \bar{w}_{b,0.1} = (\rho''_{0.1} / \rho'')^{2.3+0.5lg \pi},$$



Рис. 1. Фотографія комірки у процесі бульбашкового кипіння R141b при атмосферному тиску

де  $\rho''_{0.1}$  - густина пари при еталонному тиску  $P=0,1013$  МПа;  $\pi = P/P_c$  - зведений тиск;  $P_c$  - критичний тиск.

Отримані значення внутрішніх характеристик процесу кипіння були використані для оцінки коефіцієнта тепловіддачі при кипінні досліджених систем. Зіставлення розрахунків з результатами попередніх досліджень авторів [5] показало, що розрахункові значення коефіцієнта тепловіддачі добре узгоджуються з експериментальними для чистого холодоагенту і дещо перевищують експериментальні дані для нанофлюїду.

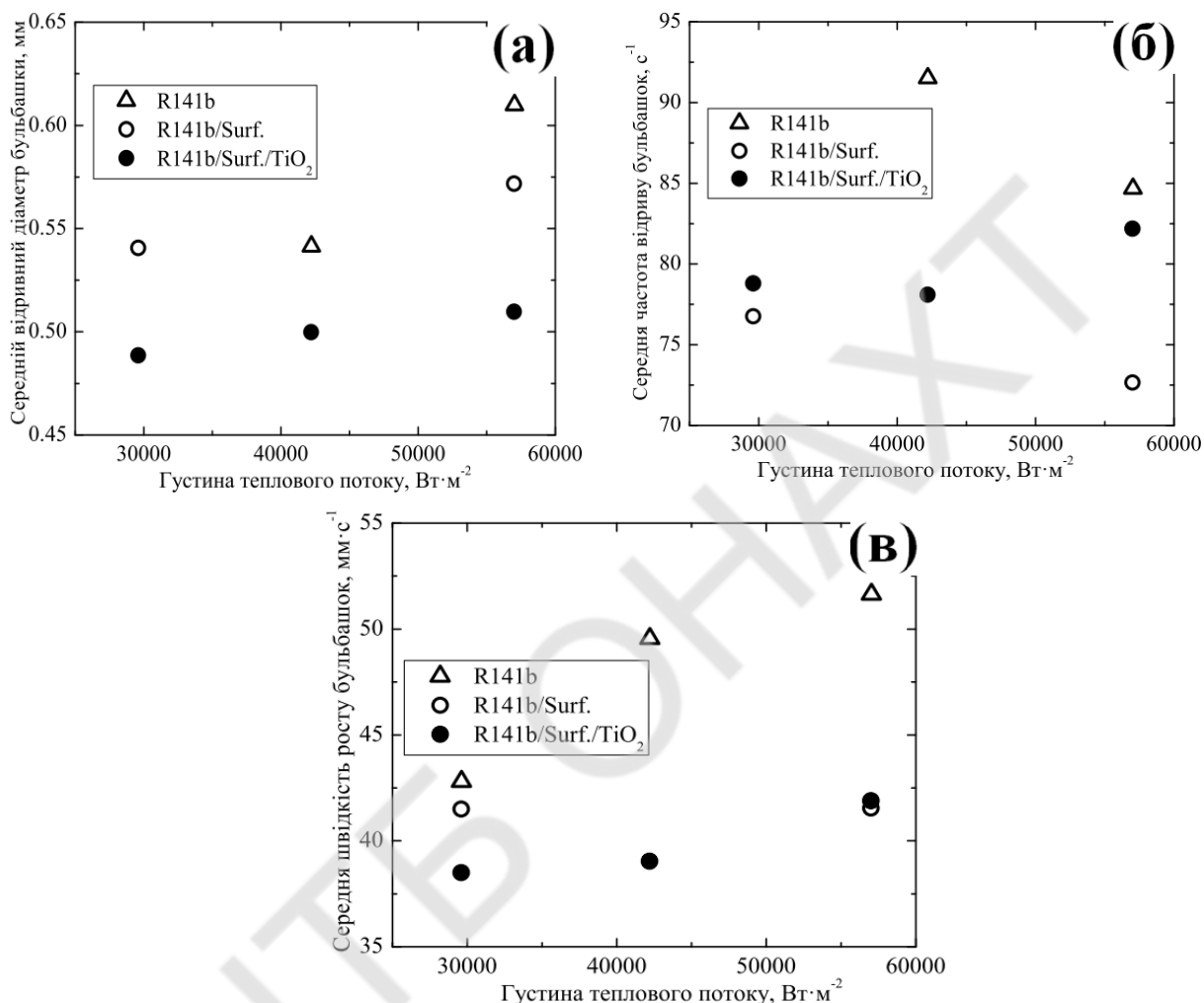


Рис. 2. Залежність внутрішніх характеристик процесу кипіння чистого R141b, розчину R141b/Surf та нанофлюїду R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> від густини теплового потоку

1. Celen A., Çebi A., Aktas M., Mahian O., Dalkilic A.S., Wongwises S. A review of nanorefrigerants: flow characteristics and applications - *Int. J. Refrig.* – 2014. – Vol. 44. – P. 125–140.
2. Alawi O. A., Sidik N. A. C., Mohammed H. A. A comprehensive review of fundamentals, preparation and applications of nanorefrigerants - *International Communications in Heat and Mass Transfer.* – 2014. – Vol. 54. – P. 81-95.
3. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. – Киев: Наук. думка, 1980. 316 с.
4. Pioro, I. L., Rohsenow W., Doerffer S. S. Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface - *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 2004. – Vol. 47, Iss. 23. – P. 5033-5044.
5. Хлиева О.Я., Гордейчук Т.В., Никулин А.Г., Лукьянов Н.Н., Железный В.П. Экспериментальное исследование влияния добавок наночастиц TiO<sub>2</sub> на процесс кипения хладагента R141b в свободном объеме. – Представлено на X Міжнародній конференції «Проблеми теплофізики та теплоенергетики», 23-26 травня 2017 р., Київ, Україна.

УДК 536.248.2:620.3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОКАЛЬНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ КИПІННІ РОБОЧИХ ТІЛ R600A/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО ТА R600A/КОМПРЕСОРНЕ МАСТИЛО /ФУЛЕРЕНИ C<sub>60</sub> У ТРУБИ

Мороз С.О., Хлієва О.Я., Желєзний В.П.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, [frosthp@yandex.ru](mailto:frosthp@yandex.ru)

Дослідження впливу домішок наночастинок на процеси кипіння в трубі є важливою частиною комплексного дослідження перспектив впровадження нанотехнологій в холодильну промисловість. Механізм кипіння розчинів холодоагент/мастило з домішками наночастинок є в даний час найменш вивченим питанням. Як показано в роботах, опублікованих за останні роки [1, 2], певні перспективи для підвищення енергоефективності холодильної техніки мають фулерени C<sub>60</sub> як добавки до робочого тіла. Ефект добавок фулеренів може привести до зниження втрат на тертя у компресорі, до підвищення інтенсивності теплообміну при кипінні у випарнику, але однозначно спрогнозувати вплив цих добавок на протікання фізичних процесів у холодильній машині на сьогодні неможливо.

У зв'язку зі сказаним вище, необхідність додаткових досліджень впливу добавок наночастинок (у тому числі фулеренів) на процес теплообміну при кипінні робочих тіл у випарнику холодильної машини не викликає сумніву.

Дослідження впливу домішок наночастинок на інтенсивність кипіння робочого тіла в трубі виконано на установці, схема якої наведена на рис. 1. Детальний опис установки викладено у [3].

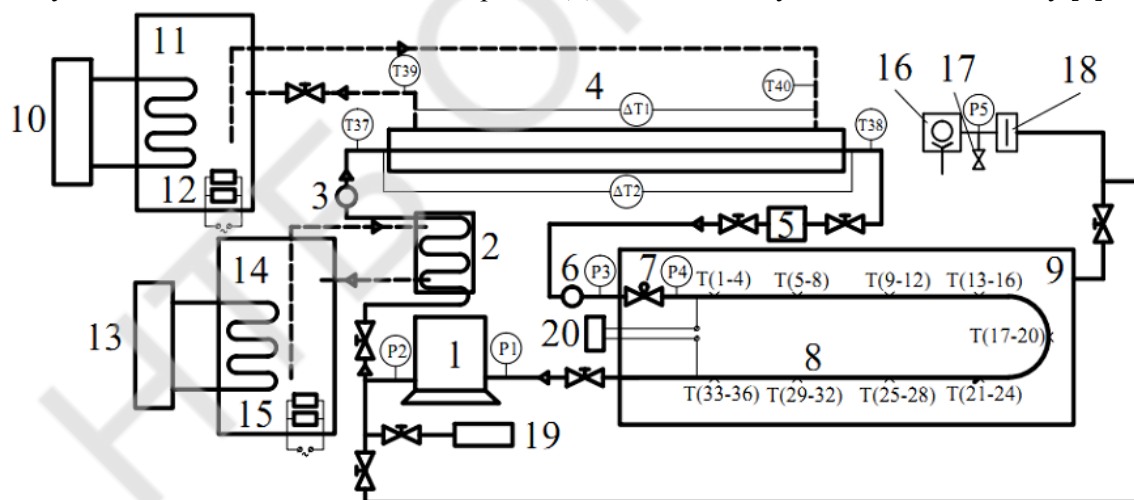


Рис. 1. Принципова схема експериментальної установки для дослідження теплообміну при кипінні робочих тіл холодильних машин у трубі:

- 1 - компресор; 2 - конденсатор; 3, 6 - оглядові вікна; 4 - калориметричний витратомір; 5 - фільтр-осушувач; 7 - дросельний пристрій; 8 - робоча ділянка - тонкостінна нержавіюча трубка (випарник); 9 - вакуумна камера; 10, 13 - холодильні машини; 11, 14 - термостати; 12, 15 - нагрівачі; 16 - вакуумний насос; 17 - вентиль для напуску повітря; 18 - вакуумна пастка; 19 - заправний балон; 20 - джерело постійного струму.

Як робочі тіла розглядалися: розчин холодоагенту R600a (ізобутану) з компресорним мінеральним мастилом (РХМ) та розчин R600a/мастило/фулерен (РХМС<sub>60</sub>). Концентрація фулерену в компресорному мастилі в даному дослідженні становила 0,2 мас.%. Дослідження процесу теплообміну при кипінні були проведені при температурі кипіння робочого тіла 256,15 К, в діапазоні

масових швидкостей робочого тіла від 9,5 до 29,64 кг/(м<sup>2</sup>с) і діапазоні теплових навантажень від 290 до 820 Вт/м<sup>2</sup>. Робочі режими, при яких були проведені дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні об'єктів дослідження наведені у таблиці 1.

В розглянутій холодильній компресорній системі концентрація мастила в робочому тілі перед дроселем визначалася експериментально шляхом аналізу відібраних проб переохолодженого розчину холодоагент/мастило. У проведених дослідженнях концентрація мастила перед дроселем змінювалася в межах від 0,266 до 0,315 мас. %. З використанням інформації про концентрацію мастила перед дроселем була розрахована концентрація фулерену в робочому тілі.

Таблиця 1. Режими роботи холодильної компресорної системи, при яких проводився експеримент з вивчення процесу теплообміну при кипінні робочих тіл

$P_0$	$P_k$	$q$	$G \cdot 10^3$	$M$	$w_M$	$w_{нч}$
(кПа)	(кПа)	(Вт/м <sup>2</sup> )	(кг/с)	(кг/м <sup>2</sup> с)	(мас. %)	(мас. %)
R600a/мінеральне мастило						
37.4	375.2	790.00	0.271	13.80	0.304	-
25.0	374.3	294.88	0.255	12.99	0.315	-
47.0	377.8	294.88	0.417	21.27	0.308	-
53.0	383.5	500.68	0.289	14.74	0.297	-
98.2	378.9	813.99	0.285	14.53	0.284	-
63.8	388.0	294.88	0.287	14.61	0.284	-
75.5	377.0	294.88	0.233	11.85	0.280	-
93.8	374.7	516.04	0.250	12.75	0.280	-
R600a/мінеральне мастило/фулерен C <sub>60</sub>						
32.5	388.3	294.88	0.581	29.63	0.310	0.00650
71.8	379.9	294.88	0.237	12.09	0.308	0.00620
77.7	383.2	522.18	0.274	13.98	0.313	0.00616
76.5	379.0	798.64	0.185	9.45	0.300	0.00626
62.1	373.0	291.8	0.139	7.10	0.282	0.00600
61.0	381.1	509.9	0.137	7.00	0.268	0.00564
62.0	386.4	798.63	0.134	6.83	0.268	0.00536
36.5	372.0	294.88	0.195	9.95	0.266	0.00536
37.0	380.0	528.32	0.216	11.00	0.266	0.00531

де:  $P_0$  - тиск кипіння робочого тіла;  $P_k$  - тиск конденсації робочого тіла;  $q$  - питомий тепловий потік;

$G$  - масова витрата робочого тіла;  $M$  - масова швидкість робочого тіла;  $w_M$  - масова концентрація мастила в робочому тілі перед дросельним пристроєм;  $w_{нч}$  - масова концентрація наночастинок у робочому тілі перед дросельним пристроєм.

На основі отриманої експериментальної інформації були визначені локальні коефіцієнти тепловіддачі при кипінні. З використанням термодинамічних властивостей РХМ з урахуванням режимів роботи холодильної компресорної системи була визначена залежність ступеня сухості від довжини випарника. Залежність коефіцієнтів тепловіддачі від ступеня сухості (по довжині випарника) для двох об'єктів дослідження при різних значеннях густини теплового потоку наведено на рисунку.

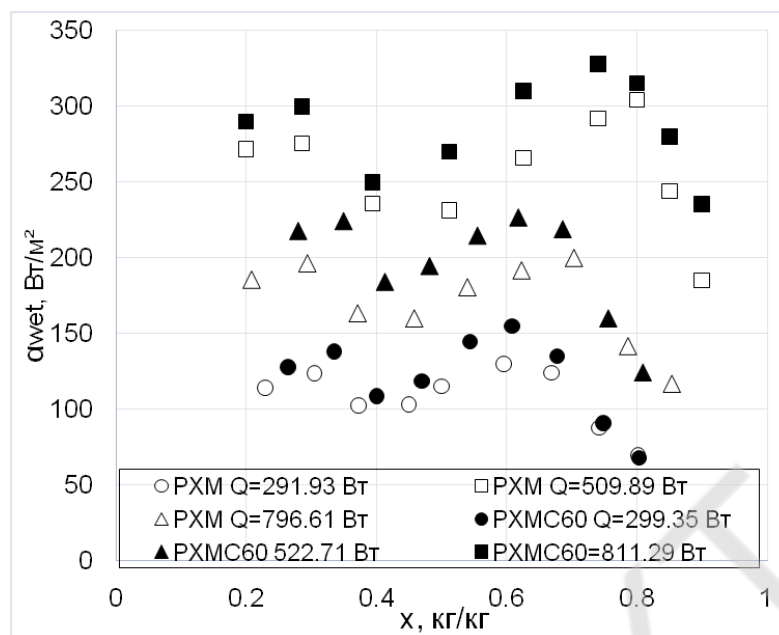


Рис. Залежність локального коефіцієнта тепловіддачі робочих тіл з боку змоченої поверхні труби  $\alpha_{wet}$  від ступеня сухості  $x$  на різних ділянках випарника при масовій швидкості  $m \approx 7.4 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і різних теплових потоках

Відомо, що при ступеневій сухості киплячої рідини від 0 до 0,3% при течії усередині трубки переважає переривчастий потік, який переходить з підвищенням ступеня сухості у кільцевий та хвильовий потік. При кільцевому та хвильовому режимах руху киплячої рідини коефіцієнт теплопередачі зростає завдяки поступовому випаровуванню рідкої плівки. Пік коефіцієнта тепловіддачі визначається точкою початку часткового висихання рідкої плівки в нижній частині трубки.

Проведені експериментальні дослідження показують, що механізм впливу домішок фулеренів на процеси кипіння РХМС<sub>60</sub> у випарнику має багатофакторний характер. Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні РХМ і РХМС<sub>60</sub> залежить від концентрації домішок мастила в холодоагенті, теплового навантаження, процесів піноутворення, витрати і режиму течії робочого тіла у випарнику.

Попередній аналіз отриманої експериментальної інформації дозволяє зробити висновок (див. рис.), що присутність фулеренів сприяє підвищенню локальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні робочого тіла у випарнику. Отримана експериментальна інформація показує, що детальний аналіз впливу фулеренів на значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі можливий тільки з використанням моделей теплообміну, в яких використовується інформація про теплофізичні властивості реального робочого тіла R600a/мінеральне мастило/фулерен.

1. Мороз С.А., Хлиева О.Я., Лукьянов Н. Н., Железний В. П. Экспериментальное исследование влияния примесей фуллеренов C60 в компрессорном масле и величины вязкости масла на показатели эффективности холодильной компрессорной системы // Вестник Международной академии холода. - 2016. - № 1. - С. 41–46.

2. Xing M., Wang R., Yu J. Application of fullerene C60 nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors // Int. J. Refrig. – 2014. – Vol. 40. – P. 398-403.

3. Мельник А.В., Железний В.П. Экспериментальная установка для исследования теплообмена при кипении растворов хладагент/масло в трубе // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – № 4. – С. 4-11.

## МОДЕЛЬ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОЄМНОСТІ НАНОФЛЮІДІВ

Желєзний В.П., Мотовий І.В.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, zheleznyy@gmail.com

У літературі є багато публікацій, присвячених вивченню різних теплофізичних і електрокінетичних властивостей нанofлюїдів [1]. Однак до сих пір опубліковано мало статей, присвячених вивченню впливу наночастинок на величину густини і теплоємності базових рідин. Хоча саме експериментальні дані про величину надлишкових функцій зазначених властивостей несуть цінну інформацію про структуру нанofлюїду і характер її зміни залежно від параметрів.

Запропоновані в літературі рівняння для розрахунку густини і теплоємності нанofлюїдів [2, 3], як правило, засновані на принципах адитивності. Причому адитивності в межах «газової» моделі, тобто з використанням об'ємних часток наночастинок у базовій рідині. Такий підхід до прогнозування теплофізичних властивостей нанofлюїдів навряд чи можна вважати термодинамічно обґрунтованими.

З урахуванням наведеного, метою проведеного дослідження була розробка методів прогнозування густини, теплоємності і теплоти плавлення нанofлюїдів. Як вихідна інформація використовувалися дані про густину і теплоємності модельного нанofлюїду, що складається з ізопропілового спирту і наночастинок оксиду алюмінію  $Al_2O_3$  [4, 5].

Результати проведеного дослідження густини і теплоємності нанofлюїдів ізопропіловий спирт / наночастинок  $Al_2O_3$  [4, 5] наведені на рисунках 1 і 2.

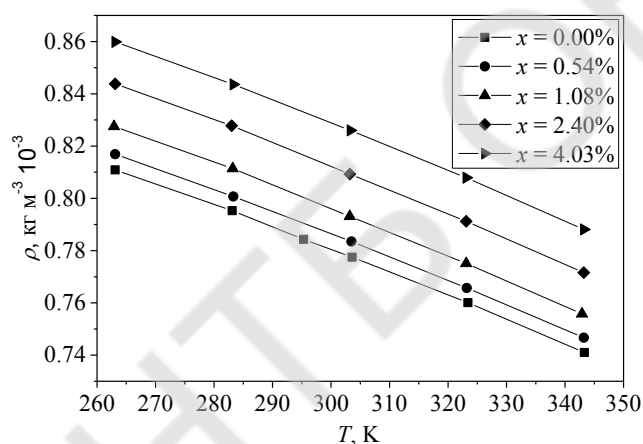


Рисунок 1. Температурні залежності густини розчинів ізопропанол / наночастинок  $Al_2O_3$  [4]

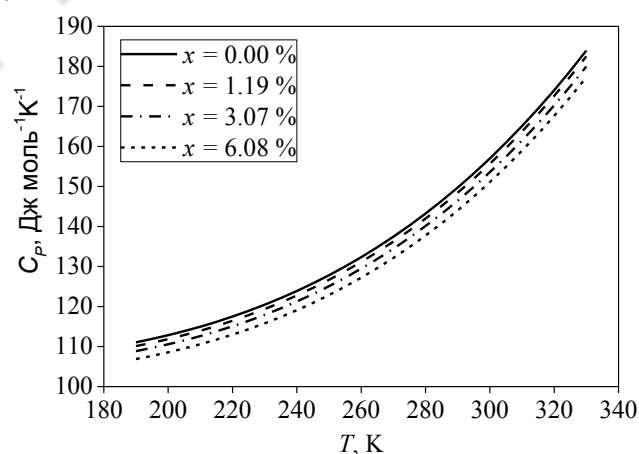


Рисунок 2. Температурна залежність ізобарної теплоємності розчинів ізопропанол / наночастинок  $Al_2O_3$  [5]

З інформації, наведеної на рисунках 1 і 2, випливає, що присутність наночастинок в ізопропіловому спирті сприяє збільшенню густини і зменшенню ізобарної теплоємності.

Існує декілька факторів впливу наночастинок на густину і теплоємність ізопропілового спирту. По-перше, це наявність самих наночастинок, які мають більшу густину і меншу теплоємність, ніж базова рідина. Однак різниця у властивостях наночастинок  $Al_2O_3$  і базової рідини не пояснює наявність надлишкових термодинамічних функцій (див. рівняння (1) і (2)).

$$\Delta V = V_{exp} - V_{add} = V_{exp} - [V_{np}x_{np} + V_{bf}(1 - x_{np})]; \quad (1)$$

$$C_P^{nf} = C_P^{np}x_{np} + C_P^{bf}(1 - x_{np}) + \Delta C_P, \quad (2)$$

де  $\Delta V$ ,  $\Delta C_p$  – надлишкові значення мольних об'єму і теплоємності;  $V_{exp}$  – експериментальне значення мольного об'єму розчинів ізопропіловий спирт / наночастинки;  $V_{add}$  – молярний об'єм, розрахований по аддитивності;  $C_p^{nf}$  – теплоємність нанофлюїду;  $C_p^{np}$  – теплоємність матеріалу наночастинок;  $x_{np}$  – мольна частка матеріалу наночастинок у нанофлюїді;  $C_p^{bf}$  – теплоємність дисперсійного середовища (ізопропілового спирту) в нанофлюїді.

Основною причиною наявності надлишкових термодинамічних функцій є структурування базової рідини поблизу наночастинок в утвореному колоїдному розчині. Слід зазначити слабку залежність надлишкового мольного об'єму досліджуваних нанофлюїдів від температури, а також нелінійний характер залежності надлишкових функцій від концентрації наночастинок. Ці ефекти пояснюються залежністю об'ємів, густини і теплоємності структурованих фаз базової рідини поблизу наночастинок від термодинамічних параметрів. Оскільки будь-яке структурування рідкої фази призводить до зменшення теплоємності, надлишкова теплоємність має від'ємне значення.

З урахуванням наведеного, автори пропонують розглядати нанофлюїд як термодинамічну систему, яка складається з:

- базової рідини – дисперсійного середовища, теплофізичні властивості якої співпадають з властивостям чистої речовини при відповідних значеннях температури (шар 4 на рисунку 3);
- наночастинок – дисперсної фази (шар 1 на рисунку 3);
- поверхневої адсорбційної фази – шар адсорбованих на поверхні наночастинок молекули базової рідини, теплофізичні властивості якої відмінні від властивостей дисперсійного середовища. У першому наближенні густина і теплоємність цієї поверхневої адсорбційної фази можуть бути прийняті рівними властивостями дисперсійного середовища при температурі плавлення (шар 2 на рисунку 3);
- дифузійного шару – перехідного шару між базовою рідиною (рідка фаза) і адсорбційною фазою (шар 3 на рисунку 3).

В рамках викладеної моделі припустимо що, в умовах багат шарової адсорбції молекул базової рідини навколо наночастинок, міцели мають форму досить близьку сферичній. З урахуванням викладених положень «чотирифазна» модель прогнозування густини і теплоємності нанофлюїдів демонструє рисунок 3.

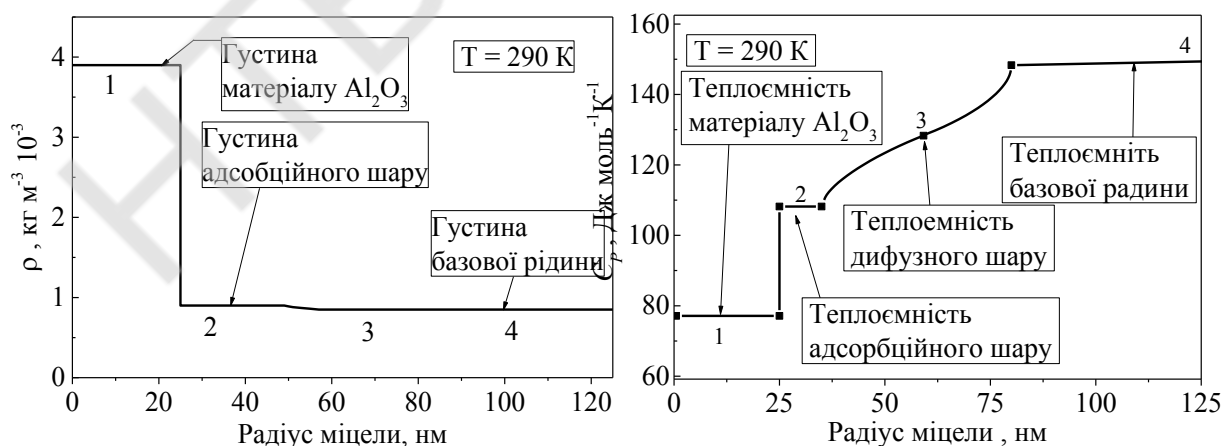


Рисунок 3. «Чотирифазна» модель прогнозування густини і теплоємності нанофлюїдів

Теплоємність ізопропілового спирту в дифузійному шарі в рамках пропонованої моделі прогнозування може бути розрахована як середнє значення між теплоємністю базової рідини при температурі плавлення і при заданій температурі нанофлюїду.

Запропонована «чотирифазна» модель нанофлюїду дозволяє визначити об'єм і концентрацію сорбційної та дифузійної фаз нанофлюїдів. Для вирішення цього завдання були використані дані про надлишкові термодинамічні функції  $\Delta C_p$  і  $\Delta V$  та інформація про середній розмір наночастинок.

На підставі проведеного дослідження можна сформулювати кілька висновків. По-перше, мольна частка молекул базової рідини, адсорбованих на поверхні наночастинок, інтенсивно зростає тільки при невеликих концентраціях наночастинок у базовій рідині (менше 0.02 мольної частки). Еквівалентний діаметр адсорбційного шару наночастинок  $Al_2O_3$  в розчині з ізопропіловим спиртом істотно залежить від складу і незначно залежить від температури. По-друге, зі зростанням кінетичної енергії броунівського руху наночастинок при збільшенні температури відбувається руйнування дифузійного шару. Це призводить як до зменшення діаметра дифузійного шару, так і до зменшення його концентрації в нанофлюїді. Слід зауважити, що в міру підвищення температури швидкість зміни діаметрів адсорбційної фази і дифузійного шару зменшується. Найбільші діаметри адсорбційного і дифузійного шарів будуть спостерігатися поблизу температури плавлення нанофлюїдів. По-третє, дані про діаметр адсорбційного шару молекул базової рідини на наночастинках, які отримані при обробці інформації про густину нанофлюїдів ізопропанол / наночастинок  $Al_2O_3$ , добре узгоджуються з даними вимірів методом динамічного розсіювання світла [4]. Інформація про діаметр дифузійного шару, отримана при обробці даних про теплоємність нанофлюїдів, задовільно узгоджується з даними, отриманими методом спектротурбідиметрії при невеликих концентраціях наночастинок в нанофлюїді.

Оскільки оптичні дослідження, як правило, проводяться тільки при температурі навколишнього середовища, запропонована методика прогнозування не дозволяє прогнозувати ізобарну теплоємність нанофлюїдів у широкому інтервалі параметрів стану. Для вирішення цього завдання автори пропонують використовувати методику прогнозування теплофізичних властивостей речовин на лінії кипіння, яка заснована на застосуванні основних принципів розширеного скейлінгу. Відповідно до цієї методики, теплоємність різних речовин на лінії кипіння може бути описана рівнянням виду

$$C_p = C_{p0} t^{(-\gamma\psi)} \quad (3)$$

де  $C_{p0}$  – коефіцієнт, значення якого залежить від термодинамічних властивостей речовини;  $\gamma$  – критичний показник, який для різних речовин має універсальне значення -  $\gamma = 1.24$ ;  $\psi(t)$  – універсальна кросоверна функція зведеної температури -  $t = 1 - T/\bar{T}_c$ ;  $\bar{T}_c$  – критична температура.

Таким чином, у запропонованій кореляції (3) є два невідомі коефіцієнта: псевдокритична температура -  $\bar{T}_c$  і коефіцієнт  $C_{p0}$ , значення яких залежать від концентрації наночастинок в нанофлюїді. Виконані дослідження показують, що наночастинок несуттєво впливають на значення псевдокритичної температури.

Значення єдиного невідомого коефіцієнта  $C_{p0}$  у рівнянні (3) для ізопропілового спирту можна визначити з отриманих експериментальних даних при температурі 293 К, або розрахувати в рамках «чотирифазної» моделі прогнозування. Результати проведеного аналізу показують, що розраховані за рівнянням (3) значення теплоємності відхиляються від отриманих експериментальних даних [5] не більше, ніж на 0.75%.

1. Murshed, S.M.S. Thermophysical and electrokinetic properties of nanofluids – A critical review / S.M.S. Murshed, K.C. Leong, C. Yang // Appl. Therm. Eng. – 2008. – Vol. 28, № 17-18 – P. 2109-2125.
2. Pak, B.C. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles / B.C. Pak, Y.I. Cho // Exp. Heat Transf. – 1998. – Vol. 11, № 2 – P. 151-170.
3. Xuan, Y. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids / Y. Xuan, W. Roetzel // Int. J. Heat Mass Transf. – 2000. – Vol. 43, № 19 – P. 3701-3707.
4. Research into the influence of  $Al_2O_3$  nanoparticle admixtures on the magnitude of isopropanol molar volume / V.P. Zhelezny [et al.] // Eastern-European J. Enterp. Technol. – 2017 – P. 33-38.
5. Влияние примесей наночастиц  $Al_2O_3$  на теплоемкость изопропилового спирта / Т.Л. Лозовский [и др.] // Холодильная техника и технология. – 2016. – Vol. 52, № 1 – P. 70-79.

УДК 532.133+532.6:620.3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВОК НАНОЧАСТИНОК $\text{TiO}_2$ НА В'ЯЗКІСТЬ І ПОВЕРХНЕВИЙ НАТЯГ ХОЛОДОАГЕНТУ R141B

Гордейчук Т.В., Лук'янов М.М., Семенюк Ю.В.

*Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, khliyev@ukr.net*

Останнім часом спостерігається підвищений інтерес до застосування нанофлюїдів у теплоенергетичному та холодильному обладнанні. Як відзначається у низці робіт, нанотеплоносії й робочі тіла-нанофлюїди у порівнянні з базовими рідинами мають поліпшені теплофізичні властивості і забезпечують більш високі значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеній конвекції та при кипінні.

Аналіз літературних даних про теплообмін при кипінні й конвекції нанофлюїдів показує, що інтенсифікація цих процесів певною мірою зумовлюється зміною теплофізичних властивостей рідин внаслідок присутності в них наночастинок. Крім того, слід зазначити, що автори більшості експериментальних робіт з вивчення процесів тепловіддачі у нанофлюїдах не вимірюють теплофізичні властивості об'єктів дослідження, розраховуючи їх за наявними в літературі моделями.

На сьогодні існують моделі, що дозволяють з достатньою для практичного застосування точністю оцінити густину і теплоємність нанофлюїдів [1, 2]. Відомі також моделі для оцінки теплопровідності нанофлюїдів, хоча вони не завжди вирізняються достатнім ступенем узгодженості з експериментальними даними [1, 2]. Чи не найбільші складності виникають при прогнозуванні в'язкості й поверхневого натягу нанофлюїдів. Водночас саме ці властивості є важливими при дослідженні процесів теплообміну при кипінні перспективних нанохолодоагентів.

Дослідженню в'язкості нанохолодоагентів присвячено багато робіт [3], але поверхневий натяг розчинів галогенозаміщених вуглеводнів (робочих тіл парокompресійних холодильних машин) з наночастинами практично не досліджено. Наявні в літературі експериментальні дані про вплив добавок наночастинок на поверхневий натяг різних базових рідин має суперечливий характер [4].

Метою даної роботи було експериментальне вивчення в'язкості і поверхневого натягу таких об'єктів дослідження: чистий холодоагент R141b; розчин холодоагенту R141b з поверхнево-активною речовиною (ПАР) Span80 (CAS № 1317-70-0, Sigma-Aldrich) - R141b/Surf; нанофлюїд, що складається з холодоагенту R141b, ПАР Span80 і наночастинок  $\text{TiO}_2$  (CAS № 1317-70-0, Sigma-Aldrich, розмір наночастинок у порошок не більше 25 нм) - R141b/Surf/ $\text{TiO}_2$ . Масові долі компонентів у розчинах склали 0,1 % для ПАР і для наночастинок. Зразки нанофлюїдів готувалися двоступеневим методом: на першому етапі розчини піддавалися ультразвуковій обробці, на другому етапі - механічному диспергуванню у бісерному млині.

Озоноруйнівний холодоагент R141b обрано як модельну речовину з огляду на те, що його параметри фазової рівноваги забезпечують зручність і простоту проведення експериментів, а отримана інформація про вплив домішок наночастинок дозволить визначити напрями подальшого вивчення перспективних нанохолодоагентів.

Дослідження поверхневого натягу здійснювалося за методом диференційного капілярного підняття на експериментальній установці, описаній в [5]. Суть цього методу полягає у вимірюванні різниці висот меніска рідини в декількох капілярних парах і подальшому розрахунку середньозваженого значення капілярної сталої. Поверхневий натяг розраховувався за співвідношенням

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot g \cdot a^2 \cdot (\rho' - \rho''), \quad (1)$$

де  $\rho'$  і  $\rho''$  - густина рідкої та парової фаз, відповідно;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $a^2$  – капілярна стала.

Значення густини пари та рідини R141b були взяті з бази даних REFPROP. Густина розчину R141b/Surf та нанофлюїду R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> розраховувалася за правилом адитивності.

Результати експериментального дослідження впливу ПАР і наночастинок TiO<sub>2</sub> на поверхневий натяг холодоагенту R141b наведено на рис. 1, з якого видно, що домішки ПАР Span-80 практично не впливають на поверхневий натяг базової речовини, тоді як добавки наночастинок TiO<sub>2</sub> призводять до певного (у межах 0,2-0,3 %) зменшення поверхневого натягу.

Експериментальне дослідження динамічної в'язкості холодоагенту R141b та його розчинів з ПАР і наночастинками виконано на візкозиметрі Гепплера. Динамічна в'язкість визначалася за величиною швидкості кочення кульки всередині каліброваної трубки, заповненої досліджуваною рідиною. Густина об'єктів дослідження для подальшого визначення кінематичної в'язкості приймалася такою ж, як і при розрахунку поверхневого натягу. Відносна похибка виміру в'язкості не перевищувала 0,6 %. Отримані результати демонструє рис. 2.

Результати експериментального дослідження показали, що додавання у холодоагент R141b ПАР Span-80 на рівні масової долі 0,1 % призводить до зниження в'язкості розчину на (3...4)%, тоді як в'язкість системи R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> при вказаних вище концентраціях компонентів виявилася незначно вищою у порівнянні з чистим R141b.

У більшості опублікованих робіт (див., наприклад, [1-3]) відзначається суттєве зростання в'язкості нанофлюїдів відносно в'язкості базових рідин. Пояснити незначне збільшення в'язкості нанофлюїду R141b/Surf/TiO<sub>2</sub> у порівнянні з чистим R141b можна як низькою концентрацією наночастинок, так і наявністю у нанофлюїді ПАР. Очевидно, не всі молекули ПАР сорбуються поверхнею наночастинок, і певна їх частина залишається розчиненою в холодоагенті, знижуючи в'язкість нанофлюїду. Встановлений ефект демонструє можливість регулювання в'язкості робочих тіл-нанофлюїдів.

Таким чином, проведені дослідження показали дуже незначний вплив домішок ПАР і наночастинок на в'язкість і поверхневий натяг базової речовини, але спрогнозувати такі ефекти на базі наявних у літературі моделей неможливо. Разом з тим, отримана експериментальна інформація необхідна для моделювання процесів теплообміну при кипінні нанофлюїдів на основі галогенозаміщених вуглеводнів.

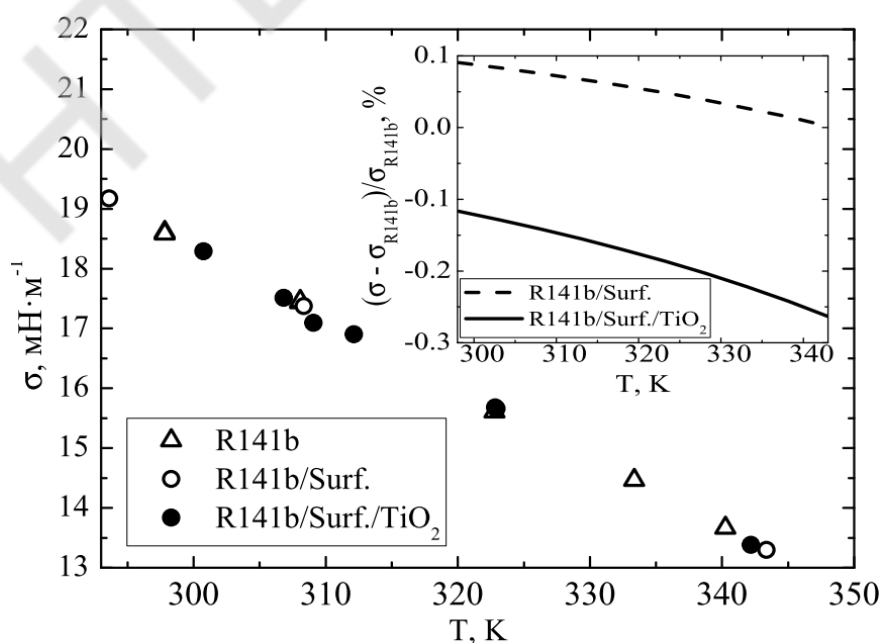


Рисунок 1. Температурна залежність поверхневого натягу холодоагенту R141b, розчину R141b/Surf та нанофлюїду R141b/Surf/TiO<sub>2</sub>

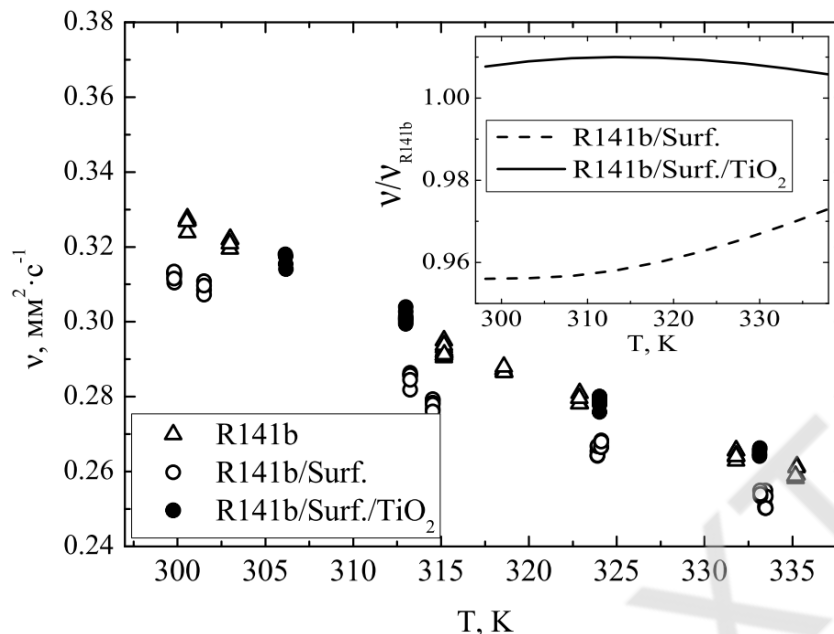


Рисунок 2. Температурна залежність кінематичної в'язкості холодоагенту R141b, розчину R141b/Surf та нанофлюїду R141b/Surf/TiO<sub>2</sub>

1. Michaelides E. E. S. Nanofluidics: thermodynamic and transport properties, Springer International Publishing. – 2014.
2. Solangi K. H., Kazi S. N., Luhur M. R. et al. A comprehensive review of thermo-physical properties and convective heat transfer to nanofluids //Energy. – 2015. – Vol. 89. – P. 1065-1086.
3. Celen A., Çebi A., Aktas M., Mahian O., Dalkilic A.S., Wongwises S. A review of nanorefrigerants: flow characteristics and applications - Int. J. Refrig. – 2014. – Vol. 44. – P. 125–140.
4. Khaleduzzaman S. S., Mahbulul I. M., Shahrul I. M., Saidur R. Effect of particle concentration, temperature and surfactant on surface tension of nanofluids //International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2013. – Vol. 49. – P. 110-114.
5. Zhelezny V. P., Lukianov N. N., Khliyeva O. Ya., Nikulina A. S., Melnyk A. V. A complex investigation of the nanofluids R600a-mineral oil-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and R600a-mineral oil-TiO<sub>2</sub>. Thermophysical properties // Int. J. Refrig. – 2017. – Vol. 74, - P. 486-502.

УДК 536.22

## КАЛОРИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РОЗЧИНІВ R600a / МИНЕРАЛЬНОЕ МАСТИЛО ТА DME / TEG

Мотовой І.В., Івченко Д.О., Желєзний В.П

Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, E-mail: [vzhelezny@mail.ru](mailto:vzhelezny@mail.ru)

Реальним робочим тілом парокомпресійних холодильних установок є розчини холодоагентів в компресорних мастилах (РХМ). Домішки компресорного мастила істотно впливають на термодинамічні властивості холодоагенту і енергетичну ефективність компресорної системи. Тому оптимальний вибір робочих тіл - (РХМ) є важливим напрямком підвищення ефективності холодильного обладнання.

Термодинамічне моделювання властивостей РХМ ускладнено з кількох причин. По-перше, відсутня інформація про склад компресорного мастила. По-друге, в літературі практично відсутня інформація про критичні (псевдокритичні) параметри термічно нестабільних компресорних мастил. Цих труднощів можна уникнути, розглядаючи в якості об'єкта дослідження термодинамічні системи, що моделюють властивості РХМ. Основними вимогами, що пред'являються до речовини, що моделює властивості компресорного масимла, є: наявність інформації про критичні параметри; низькі значення тиску насичених парів в інтервалі параметрів роботи холодильної техніки; високе значення молекулярної маси, дані про яку є в літературі; необмежена змішувальність з холодоагентом в широкому інтервалі температур. У пропонованій роботі в якості об'єкта дослідження обрані розчини диметилового ефіру (dimethyl ether - DME CAS 115-10-6) у тріетіленгліколі (triethylene glycol - TEG CAS 112-27-6)), який повністю задовольняє перерахованим вище вимогам. Крім модельної системи також були досліджені калоричні властивості реального робочого тіла - холодоагент R600a / мінеральне масло.

Калоричні властивості робочих тіл визначають ефективність технологічних процесів отримання холоду. Однак, опубліковані в даний час в літературі методики прогнозування калоричних властивостей розчинів холодоагент / компресорне мастило залишаються недостатньо розробленими і вимагають свого подальшого розвитку.

У доповіді вперше представлені експериментальні дані про теплоємність на лінії насичення для TEG, DME, R600a, мінерального масла і розчинів DME / TEG, R600a / мінеральне мастило. Дослідження двофазної теплоємності проведено на експериментальній установці, що реалізує метод прямого нагріву в адиабатичному калориметрі. Були отримані експериментальні дані про теплоємності чистих компонентів TEG, DME, і розчинів DME / TEG в інтервалі температур від 243 до 333 К і масових концентрацій 20.85 %, 23.98 %, 24.53 %, 50.69 %, 50.91 %, 74.64 %, 74.69 %. Калоричні властивості R600a, мінерального мастила та розчинів R600a / мінеральне мастило досліджені при наступних параметрах: температури в інтервалі від 263 до 333 К при масових концентраціях 25 %, 48 %, 70 %

Результати проведених досліджень показані на рисунках 1 і 2.

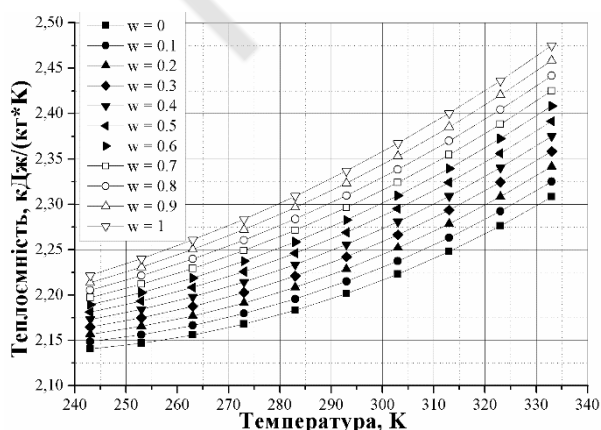


Рисунок 1 Температурна залежність теплоємності DME / TEG

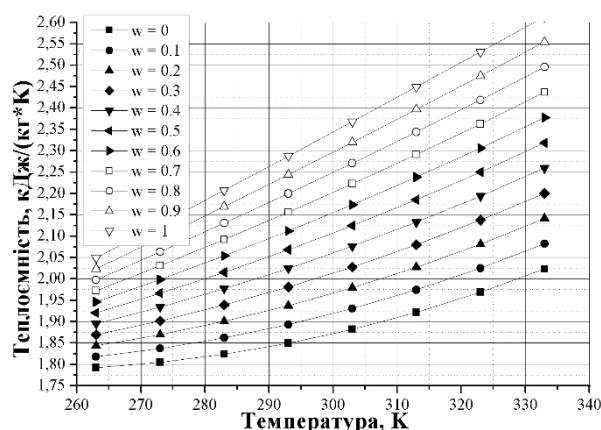


Рисунок 2 Температурна залежність теплоємності R600a / мінеральне мастило

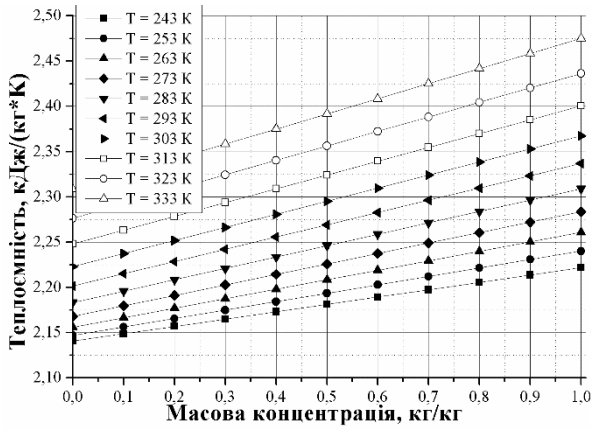


Рисунок 3 Концентраційна залежність теплоємності DME / TEG

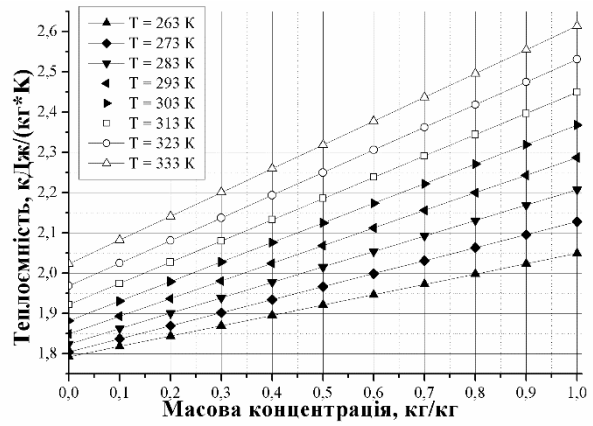


Рисунок 4 Концентраційна залежність теплоємності R600a / мінеральне мастило

Аналіз отриманих експериментальних даних вказує на зміну концентрації рідкої фази модельної системи при збільшенні температури зразка в вимірювальному осередку. Причому ці зміни концентрації тим більше, чим вище концентрація TEG в розчині.

Виконаний аналіз отриманих експериментальних даних показує, що середня невизначеність даних о двофазній теплоємності не перевищує 0.75%.

На основі інформації про ізохорну теплоємність в двофазній області отримані значення ізохорної теплоємності на лінії насичення, теплоємності уздовж прикордонної кривої, ізобарної теплоємності на лінії насичення, ентальпії і ентропії для чистих компонентів TEG, DME, R600a, мінеральне мастило і теплоємності розчинів R600a / мінеральне мастило і розчинів DME / TEG.

Розрахунок зазначених калоричних властивостей був виконан за формулами:

$$c'_V = c_V^{(2)} + T \cdot \left( \frac{1}{\rho_S} - \frac{1}{\rho} \right) \cdot \left( \frac{d^2 P_S}{dT^2} \right)$$

$$c'_S = c_V^{(2)} - \frac{T}{(\rho_S)^2} \cdot \left( \frac{d\rho_S}{dT} \right) \cdot \left( \frac{dP_S}{dT} \right) + T \cdot \left( \frac{1}{\rho_S} - \frac{1}{\rho} \right) \cdot \left( \frac{d^2 P_S}{dT^2} \right)$$

$$c'_P = c'_S + \frac{1}{\rho_S} \cdot \left( \frac{dP_S}{dT} \right)$$

$$h' = \int_{T_0}^T \left( c'_S + \frac{1}{\rho_S} \cdot \left( \frac{dP_S}{dT} \right) \right) dT + h_0$$

$$s' = \int_{T_0}^T \left( \frac{c'_S}{T} \right) dT + s_0$$

де  $c_V^{(2)}$  – ізохорна теплоємність в двофазній області;  $c'_V$ ,  $c'_S$ ,  $c'_P$  – ізохорна теплоємність на лінії насичення, теплоємність уздовж прикордонної кривої, ізобарна теплоємності на лінії насичення, відповідно;  $h'$ ,  $s'$  – ентальпія та ентропія на лінії насичення, відповідно;  $P_S$  – тиск насиченої пари;  $\rho_S$  – густина на лінії насичення.

Ентальпії об'єктів дослідження наведені на рисунках 5-8

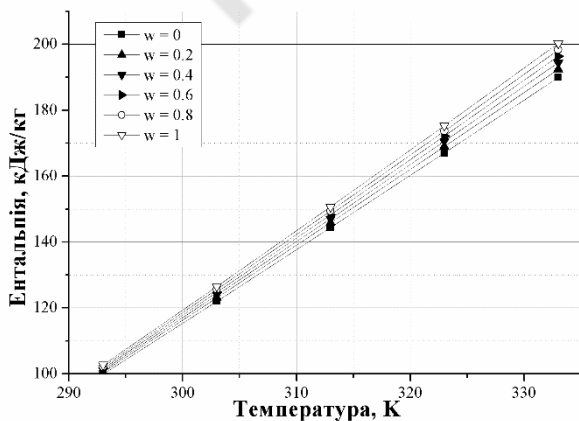


Рисунок 5 Температурна залежність ентальпії DME / TEG

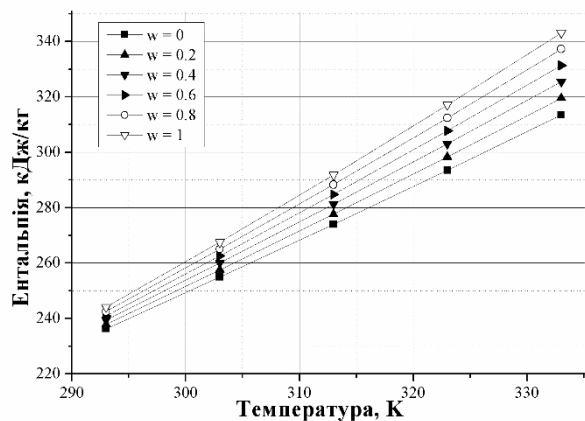


Рисунок 6 Температурна залежність ентальпії R600a / мінеральне мастило

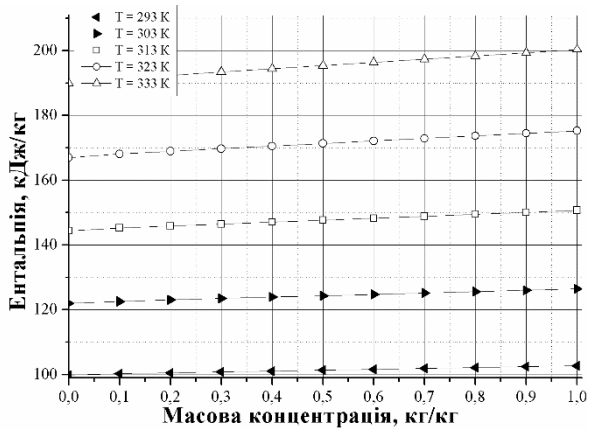


Рисунок 7 Концентраційна залежність ентальпії DME / TEG

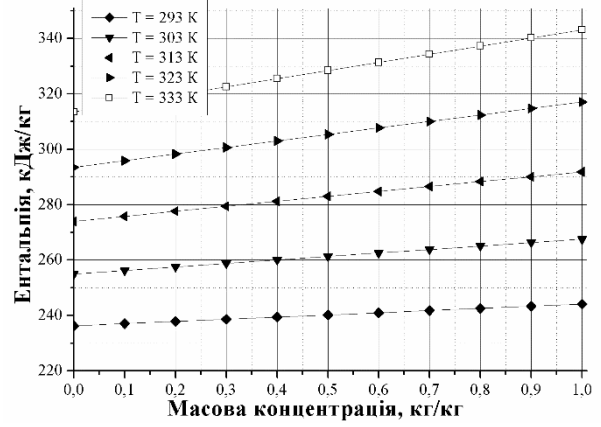


Рисунок 8 Концентраційна залежність ентальпії R600a / мінеральне мастило

НТБ ОНАХТ

УДК 631.56:633

## ПРОЦЕС ТЕПЛООБМІНУ МІЖ ЗЕРНІВКАМИ ТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНИМ ПОВІТРЯМ У ЗЕРНОСХОВИЩІ

Кюрчев С.В., Кюрчева Л.М., Верхованцева В.О.,

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь, wer.valentina@gmail.com

У багатьох технологічних процесах, а також у техніці й побуті, при сушінні і зволоженні матеріалу, опаленні приміщень, при пневматичному приводі механізмів як робоче тіло застосовується повітря. При розрахунках вказаних процесів необхідно знати властивості і параметри атмосферного повітря, який завжди містить деяку кількість вологи.

Атмосферне повітря являє собою суміш сухого повітря і водяної пари, будучи так званим вологим повітрям. При охолодженні повітря нижче температури точки роси відбувається конденсація водяної пари. В природних умовах прикладом подібного явища є утворення туману [1, 2].

Виходячи з самої природи зерна та можливих втрат врожаю виникає необхідність у захисті його від активного впливу факторів абіотичного середовища, а також у створенні таких умов протягом зберігання, які б попереджували інтенсивний обмін речовин у клітинах зерна.

Механізм процесу передачі теплоти від зерна до охолодженого повітря при охолодженні можна розділити на 2 етапи. На першому етапі при працюючій холодильній установці і при примусовій подачі охолоджуючого повітря заснованим способом відводу теплоти від зерна можна вважати конвективну тепловіддачу з поверхні зернівки. На другому етапі при вимкненій холодильній машині і вентиляторі, подающем охолоджуюче повітря теплова енергія передається за рахунок теплопровідності шару зерна, який можна розглядати, як двокомпонентну пористе середовище, яке складається з скелетної структури дотичних між собою зерен і парогазового середовища заповнює простір між зернами [1,3].

Ми пропонуємо розглянути перший етап при працюючій холодильній установці і при примусовій подачі охолоджувального повітря.

При подачі охолоджуючого повітря вентилятором (рис. 1) розподіл температур підпорядковується диференціальному рівнянню енергії:

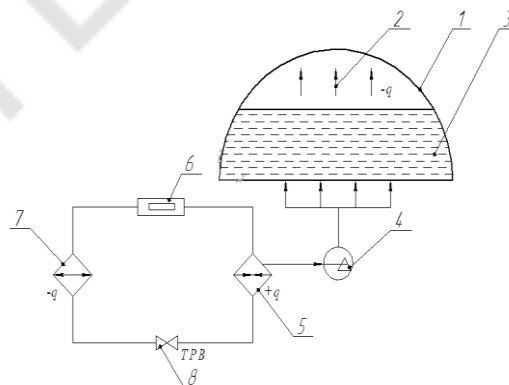


Рисунок 1 – Схема вентилятора з охолоджувачем, який працює (конвективна тепловіддача):

1 – зернохранилище; 2 – охолоджене повітря; 3 – зерно; 4 – вентилятор; 5 – випарник; 6 – компресор; 7 – конденсатор; 8 – вентиль.

Наведемо диференціальне рівняння енергії:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial t}{\partial x} + W_y \frac{\partial t}{\partial y} + W_z \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

де  $\frac{\partial t}{\partial \tau}$  – зміна температури за часом;

$W_x, W_y, W_z$  – швидкість потоку парогазового середовища по осях  $x, y, z$ ;

$\frac{\partial t}{\partial x}, \frac{\partial t}{\partial y}, \frac{\partial t}{\partial z}$  – градієнт температури в прикордонному шарі в точці зіткнення охолоджуючого

повітря з поверхнею зерна;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;

$\rho$  – насипна щільність,  $\frac{кг}{м^3}$ ;

$c$  – питома масова теплоємність,  $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ ;

$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}, \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$  – друга похідна зміни температури по осях  $x, y, z$ .

Другу похідну зміни температури можна представити у вигляді, наприклад для осі  $x$ :

$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)$ , тобто вона визначає інтенсивність зміни градієнта температури по осях або

інтенсивність зміни теплового потоку в цьому напрямку.

Для представлення диференціального рівняння теплообміну врахуємо, що все передане від зерна кількість теплоти проходить через граничний шар.

Тобто щільність теплового потоку за рахунок теплопровідності зернівки і за рахунок конвективного теплообміну повинні бути рівні (2):

$$q_{\text{теплопров}} = q_{\text{конвек}} \quad \text{або} \quad -\lambda_{\text{зерн}} \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right) = \alpha (t_{\text{зерн}} - t_{\text{охолодов}}) \quad (2)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні зерна до охолодженого повітря,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ .

При заповненні пір повітрям відносна вологість його коливається в зазначений період з липня – грудень від 37- 85%, тому кількість випарувалася із зерна вологи буде різна. Для його визначення скористаємося Н-d діаграмою вологого повітря Л.К. Рамзіна.

Таким чином, данні рівняння можна використовувати при розрахунках теплообміну процесу охолодження зерна, що дозволить розрахувати періодичність роботи холодильної машини і дуттєвого вентилятора в металевому зерносховищі.

#### Список інформаційних джерел

1. Кюрчев С.В. Конструктивные особенности установки для охлаждения и сушки зерна активным вентилярованием С.В. Кюрчев, В.А. Верхованцева // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип.5, Т.1. – С. 108 – 113. Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>
2. Вобликов Е.М. Технология хранения зерна /Е.М. Вобликов. Учебн.для вузов. Под ред. Е.М. Вобликова. – СПб.: Издательство «Лань», 2003. – 448с.
3. Кюрчев С.В. Исследование рабочего процесса при вентилировании зерна в зернохранилище / С.В. Кюрчев, В.А. Верхованцева // Ежемесячный научный журнал Международного научного института «EDUCATION». – Новосибирск: Международный научный институт «EDUCATION», 2015. – №9(16). – С. 75 – 76.

## ЗАСТОСУВАННЯ МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА ДЛЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Андреев А.А., к.т.н., доцент, Максимов В.І., викладач

*Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Херсон*  
*andreev.cme@gmail.com*

Раціональне використання палива і енергетичних ресурсів, останнім часом, є доволі актуальним і важливим питанням для України і у світі. Власники суднохідних компаній прагнуть до зменшення витрати палива в загальній частині експлуатаційних витрат суднової енергетичної установки. Досягається це різними способами: вдосконаленням конструкції ДВЗ та систем, що його обслуговують, використанням дешевих палив, утилізацією теплоти тощо.

На сучасних транспортних судах у якості головного двигуна застосовують мало- та середньооборотні дизелі. До їх головних переваг слід віднести високу економічність і можливість роботи на дешевих високов'язких паливах. Однак, застосування високов'язких палив, що містять значну кількість небажаних домішок, вимагає попереднього очищення від забруднень і води, необхідності у системі підігріву і спеціальних мастил для запобігання корозії та абразивного зношування деталей.

Традиційними способами очищення палива на сучасних судах є відстоювання палива у спеціальних відстійних цистернах, сепарація і фільтрація. Однак, ці методи є досить трудомісткими. Підчас сепарації та фільтрації з палива разом із забрудненнями видаляється частина горючих елементів. Все це обумовлює перспективність застосування автоматизованих фільтраційних установок і гомогенізації. У процесі гомогенізації відбувається руйнування смолистоасфальтових утворень і глобул води без втрати горючої частини.

З метою одержання дрібнодисперсної двофазної системи "вода-паливо" доречно використання електричних і магнітних полів. Під дією магнітного і електричного полів сферична глобула води змінює свою форму (розтягується), внаслідок чого, сили поверхневого натягнення краплі зменшуються і вона дробиться на більш дрібні частинки. Стійкість емульсії пов'язана з природою палива і вмістом в ньому поверхнево-активних речовин, а також виникненням у краплі сил електростатичного відштовхування. Заряд у краплі з'являється в результаті електролітичної дії палива. Виникає таке явище як електрокавітація. Протікання цього процесу і створює головний гомогенізуючий ефект.

Магнітна обробка палива здійснюється за допомогою спеціального пристрою – активатора горіння або фізичного каталізатора. Особливістю конструкції сучасних активаторів є використання спеціальної камери з постійними магнітами. Це дозволяє підвищити повноту згорання палива, підвищити паливну економічність і знизити викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна. До переваг таких пристроїв слід віднести малі габарити, масу (до 0,5 кг) та простоту при монтажі на вже діючий двигун.

Були розглянуті та проаналізовані конструкції активаторів типу "Тонус", "SuperActivator" та інші. Проведені дослідження підтвердили ефективність дії магнітного поля на паливну економічність роботи ДВЗ. Питома витрата палива при цьому зменшується на 8...10 %. Було виявлено також, що ефект від дії магнітного поля на паливо є нетривалим за часом. Зроблено висновок, що магнітна активація палива буде більш ефективною, коли пристрій для обробки знаходиться якомога ближче до форсунки, щоб не втрачався ефект активації.

Проблема магнітної обробки палива на сьогодні, все ж таки, не достатньо вивчена. Однак, є всі підстави вважати перспективним застосування цього метода в поєднанні з іншими методами обробки палива (хімічною обробкою, сепарацією і фільтрацією).

УДК 621.51

## ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Федоров О.Г., к.т.н., доц., ОНАХТ, Одеса, [falgri@gmail.com](mailto:falgri@gmail.com)

Сьогодні на більшості виробництв не можна обійтися без використання стисненого повітря. Але разом з тим, використання пневмосистем у виробництві є дуже енергоємним. Як свідчать показники, для одержання стисненого повітря, необхідного в тому чи іншому виробничому циклі, потрібні дуже великі енергоресурси. Разом з тим, фахівці визначили, що всього лише 15% із загального обсягу енерговитрат, які використовуються для одержання стисненого повітря, переходять в корисний енергоресурс, який забезпечує роботу пневмопристроїв для одержання стисненого повітря. Вся інша частина електроенергії перетворюється на теплову енергію, яка виділяється при роботі пневмосистеми.

Такий стан справ породжує потребу замислитися над більш ефективним використанням електроенергії в процесі отримання стисненого повітря. Перше, на що слід звернути увагу - наскільки обґрунтовані ті чи інші виробничі параметри і технологічні показники пневмосистеми при підготовці стисненого повітря. У більшості випадків, наприклад, для підготовки стисненого повітря використовується режим компресора, розрахований на створення тиску 9 атмосфер. У той же час, сучасні технологічні розробки показують, що для забезпечення необхідних обсягів та якості стисненого повітря дуже часто досить всього лише 6 атмосфер.

На сучасних промислових агрегатах, що використовують новітні технології підрахунок використання тиску в процесі роботи пневматичних пристроїв, здійснюється наступним чином: для роботи самої пневмосистеми використовується тиск близько 6 атмосфер; процедура осушення повітря стає причиною втрати 0,3 атмосфери. Аналогічні втрати виходять і на етапі очищення повітря (втрати на фільтрах), а також в мережах пневмосистеми. Разом, загальний обсяг втрат становить приблизно 1,5 атмосфери.

З цього випливає, що для ефективної роботи пневмосистеми та отримання потрібного рівня стиснення повітря, необхідного для виробничого процесу, при якісній і оптимальній схемі використання енергоресурсів досить компресора, розрахованого на створення тиску близько 6-7 атмосфер. Таким чином виходить обмежити необхідність в рівні тиску на 2-3 атмосфери. Одночасно слід зазначити, що для відсутності необхідності для отримання всього лише однієї додаткової атмосфери дозволяє економити близько 5-7% електроенергії. Додаємо до цього також той факт, що зменшення кількості атмосфер також знижує витоку тиску приблизно на 10-12% при економії 1 атмосфери.

Перший крок для забезпечення економії енерговитрат передбачає оптимізацію роботи пневмосистеми, зниження втрат атмосферного тиску і таким чином підвищення ефективності використання електроенергії.

Щоб вийти на мінімальний рівень тиску в пневмомережі, необхідно в першу чергу мінімізувати витоку тиску. Вирішення цього завдання може дати дуже суттєвий ефект в плані оптимізації пневмосистеми для роботи з тиском в межах 5-7 атмосфер. Як показує досвід, домігшись усунення слабких місць в пневмомережі, які були причиною витоку, можна знизити споживання повітря майже наполовину. А це означає що таким чином можна майже наполовину знизити споживання енергії.

Сучасні досягнення показують, що найефективнішим способом домогтися оптимізації енерговикористання при підготовці стисненого повітря є децентралізація пневмосистеми. Для оснащення такої пневмомережі використовуються багатофункціональні компресори, які містять в собі повний цикл виробництва стисненого повітря - сам компресор, систему осушення повітря, масляний і

водяний відокремлювач, систему охолодження, магістральний фільтр, агрегат очищення конденсату, систему рекуперації теплової енергії, автоматичне керування і моніторинг роботи пневмомережі.

При використанні децентралізованої системи виробництва стисненого повітря відсутні істотні витрати, які необхідні в разі використання централізованої системи, яка передбачає наявність адсорбційної осушення. При цьому вартість повітря зростає майже на 30%, оскільки збільшується обсяг електроенергії необхідний на регенерацію адсорбенту, а також виникають додаткові витрати тиску.

У разі ж використання децентралізованої пневмомережі, коли виробничі агрегати, для яких поставляється стиснене повітря, розміщені в тому ж приміщенні, що і компресор, створюється можливість використання системи холодильної осушення. Це дозволяє істотно зменшити енерговитрати на осушку повітря, так як такий тип осушувача зазвичай вмонтований в сам компресор.

Також загальновідомо, що в процесі роботи компресора, проводиться тепло, утворення якого і поглинає істотні обсяги електроенергії. В подальшому значна частина цього тепла розсіюється внаслідок роботи масляної системи. Якщо ж використовувати спеціальний блок рекуперації енергії, утворене тепло може бути повернуто у вигляді гарячої води. Відповідно, це може дозволити направити до 70% електроенергії. Але найбільш розумно використовувати компресорне тепло тільки як додатковий спосіб підігріву води, а не єдино можливий.

Якщо ж використовується повітряна система охолодження, тоді підігріте повітря можна використовувати для обігріву сусідніх приміщень в зимовий час, і таким чином заощадити на опаленні виробничих споруд.

Важливим моментом в плані економії енерговитрат є система управління пневмомережі. Навіть поверхневий моніторинг функціонування системи виробництва стисненого повітря вказує на чіткі коливання обсягів споживання повітря в залежності від часу доби, пори року, виробничих завдань в тому, чи іншому випадку. Звичайні централізовані компресори нездатні враховувати зміни потреб у споживанні стисненого повітря. Це означає, що вони працюють на повну потужність і споживають максимум електроенергії навіть в тих випадках, коли в цьому немає необхідності.

У свою чергу, прогресивні сучасні пневмосистеми базуються на компресорних установках, які дозволяють регулювати швидкість приводу, рівень тиску, обсяги виробництва стисненого повітря в залежності від зміни потреб виробництва в пневмозабезпечення. Це дозволяє економити понад 30% електроенергії, а в загальному підсумку за весь період це означає, що енерговитрати можуть бути знижені майже на 20%.

#### Література

1. Kuznetsov, Yuri V; Nikiforov, Alexandr G. The Prospect of Using Centrifugal and Screw Compressors in the Systems of Centralized and Decentralized Compressed Air Supply of the Industrial Enterprises. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*; Krasnoyarsk 10.3 (2017): 399-406.
2. Обзор мирового рынка компрессоров. По материалам JARN. Мир климата № 84, 2014, с. 18-29.
3. Жучков А.В. Повышение энергетической эффективности промышленных систем воздухообеспечения посредством оптимального сочетания централизованного и децентрализованного распределения. Автореферат диссертации на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. – Москва, 2007.
4. Материалы информационного сайта Промышленная компания «Энергомаш» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.energo-mash.com>

УДК: 632-564

## НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВС

Буданов В.О., к.т.н., доц., Мілованов В.І., д.т.н., проф., Губінов Д.О., ОНАХТ, Одеса,  
[milovanow@ukr.net](mailto:milovanow@ukr.net)

Друга половина 1930-х стала відправною точкою в подальшому розвитку технологій конструювання турбокомпресорів. Йдеться про турбонагнетателях для все тих же літаків, але конструкція механізмів стала набагато досконаліше. Компресор дозволяв істотно форсувати авіаційний двигун. При таких характеристиках стало можливим підвищення максимальної висоти польоту. Найбільший успіх в цьому напрямку мали США, які активно встановлювали турбонагнетатели на бойові літаки з 1938 року. Таке рішення забезпечило якісне поліпшення льотних характеристик на великій висоті. У автоіндустрію турбокомпресори прийшли практично в той же самий час. Першими користь від даного рішення помітили виробники вантажівок, а двигун з турбокомпресором для вантажних авто був побудований в 1938 році. Масове впровадження компресора в конструкцію легкових авто продемонстрували американці, які випустили на ринок моделі з наддувом на початку 60-х. На ранній стадії розвитку автомобільні турбокомпресори зіткнулися з проблемами. Головним мінусом був досить низький рівень їх надійності. Цей нюанс не змогли перекрити явні переваги від використання нагнітача в технічному плані, а самі автомобілі з турбокомпресором тоді не отримали популярності і швидко покинули автомобільний ринок. Зростання популярності турбодвигунів на бензині припав на 70-і роки. [1] Посприяли цьому спортивні авто, а саме боліди Formula 1. Автомобіль з написом «turbo» став символом могутності, драйву і новітніх технологій того часу.

В даний момент саме турбонаддув є найбільш ефективну систему, яка дозволяє істотно підвищити потужність двигуна без необхідності збільшувати частоту обертання коленвала. Немає необхідності також збільшувати об'єм циліндрів. Головною перевагою турбонаддува є не тільки збільшення потужності силової установки. Наддув додатково забезпечує істотну економію палива. Це видно в тому випадку, якщо проводити розрахунок з упором на одиницю потужності. Ще одним плюсом турбодвигуна є менша токсичність відпрацьованих газів. Такий показник досягається за рахунок того, що паливно-повітряна суміш згоряє більш повно порівняно з безнаддувний аналогами. Різні системи турбонаддува застосовується виробниками автомобілів на бензинових і дизельних агрегатах. Ефективність турбонаддува на дизелях в умовах паливного світової кризи і жорстких екологічних норм дозволила такого рішення в останні роки впевнено потіснити бензинові агрегати на світовій арені. Застосування турбонаддува на бензинових агрегатах супроводжується низкою технічних складнощів. До таких відносять можливість появи детонації, яка виникає при різкому збільшенні частоти обертання коленвала. Не менш важливою проблемою турбобензіна є високий температурний показник відпрацьованих газів, який знаходиться на позначці близько 1000 ° C порівняно з 500 600 ° C у дизельних моторів. [2] Все це викликає солідний нагрів турбонагнетателя, що робить необхідним проводити його з дорогих матеріалів і з урахуванням умов експлуатації при таких вкрай високих температурах. Турбіни для бензинових моторів коштують дорого і вимагають регулярного обслуговування. Турбобензиновим мотор особливо вимогливий до якості палива і мастильних матеріалів.

При всіх очевидних перевагах система турбонаддува не позбавлена цілого ряду негативних особливостей. До головних конструктивних недоліків заслужено відносять турболаг (від англ. Turbolag). Під турболагом слід розуміти затримку збільшення потужності двигуна в той самий момент, коли водій різко натискає на педаль газу. Як вже говорилося, такий ефект називається «турболяма». Після паузи відбувається різке збільшення тиску турбонаддува. Таким чином виходить,

що після подолання системою «турбоями» виникає стрибок потужності. Цей стрибок називається «турбоподхват». Турбояма виникає через інерційності системи турбонаддува. Для того щоб ефективно підвищити тиск наддуву при різкому відкритті дроселя, неминуче буде потрібно якийсь час. Це викликає невідповідність між необхідною потужністю в момент такого різкого відкриття заслінки і продуктивністю турбокомпресора.

Сьогодні розроблено кілька способів для зменшення такої затримки-турбоями. Найбільш активно використовуються такі рішення: використання турбін із змінною геометрією; застосування систем твін і бі-турбо, в яких встановлені два послідовних чи паралельних турбокомпресора (twin-turbo, bi-turbo); схема комбінованого турбонаддува; Перше рішення активно використовується на сучасних дизельних моторах, а також зрідка зустрічається і на бензинових агрегатах. Турбіна зі змінюваною геометрією (VNT-турбіна) здатна забезпечувати якісну оптимізацію потоку відпрацьованих газів. [3] Працює дане рішення за принципом зміни площі вхідного каналу. Такі турбіни повсюдно використовують в сучасних двигунах сімейства TDI виробництва Volkswagen.

Твін і бі-турбо на ранньому етапі реалізовувалися у вигляді паралельної установки і застосовувалися для моторів з великим об'ємом V-образного типу. Рішення являє собою установку окремої турбіни на кожен ряд циліндрів такого агрегату. Система влаштована за принципом роботи двох маленьких турбін з характеристикою меншою інерцією порівняно з одним турбокомпресором великого розміру. Подальший розвиток способу породило установку послідовних турбін. При такій установці на мотор двох послідовних турбокомпресорів еластичність і продуктивність системи турбонаддува досягається за рахунок поділу турбокомпресорів стосовно до різних оборотам двигуна. На низьких оборотах працює одна турбіна, а на високих інша. Це рішення дозволяє мінімізувати ефект турбоями.

Зустрічаються конструкції наддуву, коли виробники встановлюють в систему навіть три послідовних турбокомпресора. Рішення називається triple-turbo від баварців BMW, а шедевр автомобілебудування Bugatti отримав вже чотири турбокомпресора із загальною системою під назвою quad-turbo. Не менш поширений і комбінований наддув (від англ. Twincharger). Цей спосіб об'єднав в собі механічний компресор і турбонаддув. [4] Механічний нагнітач забезпечує тиск повітря на низьких оборотах коленвала, а з підвищенням частоти обертання задіюється турбокомпресор і забезпечує необхідний підхоплення. При цьому механічний нагнітач автоматично відключається. Чудовою ілюстрацією такої схеми є система подвійного наддуву від багатьох європейських і американських автовиробників.

На основі наведеного вище матеріалу можна зробити висновок про те, що турбокомпресор є практично єдиним способом істотно підвищити потужність двигуна. Варто додати, що поява турбін нового покоління дозволяє також говорити про значне зростання надійності систем турбонаддува на бензинових силових установках. Що стосується дизельних моторів, то без турбокомпресора сьогодні такий двигун і зовсім важко уявити, а їздові показники і рівень паливної економічності роблять турбодизель одним з кращих пропозицій на сучасному автомобільному ринку.

Основні переваги від застосування турбонаддува

1. Істотне підвищення потужності мотора без збільшення його обсягу.
2. Повніше згорання паливної суміші в циліндрах двигуна, як наслідок велика ефективність в порівнянні з атмосферними двигунами і зниження шкідливих викидів.

Недоліки турбонаддува

1. Висока вартість турбіни, в разі її поломки потрібно витратити на ремонт істотну суму грошей.
2. Підвищений витрата палива. Незважаючи на підвищення ефективності згорання палива, це не повинно вводити в оману. Так, збільшення потужності двигуна на 40-50% призводить до збільшення витрати палива на 15-20%.

3. Турбірований двигун вимагає застосування спеціальних сортів олії і суворого дотримання правил експлуатації.

4. Ефект «турбоями» - для двигунів з турбокомпресором при різкому натисканні на педаль акселератора відбувається помітна затримка в збільшенні оборотів двигуна. Це пов'язано з тим, що паливо спочатку має потрапити в циліндри двигуна, потім згоріти, і тільки потім відпрацьовані гази почнуть розкручувати крильчатку турбіни.

5. В цілому, турбований двигун схильний до підвищених навантажень. Це знижує його ресурс і вимагає більш частого сервісного обслуговування.

#### Список літератури:

1. ГОСТ Р41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН № 83) Единые предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей [Текст]. Введен в действие 09.03.2004 г. постановлением № 126-ст. Издание официальное. Москва. ИПК Издательство стандартов. 2004.

2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. 1-е русское изд. [Текст]. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.-480 с.

3. Dr. Frank Schmitt, Dipl.-Ing. Hans-Peter Schmalzl, Dipl.-Ing. Patrick Descamps Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen for Pkw-Motoren. Feb.2003. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье <http://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12>.

4. Hoecker, P.; Pfluger, F.; Jaisle, J. W.; Munz, S. Moderne Aufladekonzepte fur PKW Dieselmotoren 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 28. — 29. September 2000. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье <http://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12>.

УДК 621.694.2:[519.876.5]

## ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВИХ ЕЖЕКТОРІВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ ЗА ПРИНЦИПОМ СТРУМИННОЇ ТЕРМОКОМПРЕСІЇ

Шарапов С.О., асист., Сумський державний університет, м. Суми, [s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua),  
Арсеньєв В.М., к.т.н., проф., Сумський державний університет, м. Суми

На сучасному етапі розвитку людства у багатьох галузях промисловості та народного господарства все більш широкого застосування набувають технологічні процеси, які відбуваються при тиску, нижчому за атмосферний. Пароструминні ежектори, які використовуються для створення вакууму у пасивному потоці є низькоєфективними та мають ряд значних недоліків, що зумовлює необхідність розробки нових агрегатів, які будуть більш енергоєфективними та сучасними порівняно з існуючими. Саме такими агрегатами є рідинно-парові ежектори, що працюють за принципом струминної термокомпресії.

Основною метою дослідження є вдосконалення математичної моделі та методу розрахунку робочого процесу рідинно-парового ежектора для вакуумного режиму, яка являє собою систему рівнянь збереження маси, імпульсу, енергії, стану навколишнього середовища та виробництва ентропії в інтегрованій формі, і доповнена залежністю від кінетики характеристик випаровування дроблення та полідисперсного розподілу рідкої фази та критичного режиму. Адекватність отриманої моделі підтверджена результатами експериментальних досліджень про закінчення метастабільної перегрітої рідини, що розширюється, під тиском нижче атмосферної та досліджує характер пасивних потоків змішування з різними термодинамічними властивостями на геометричні параметри змішувальної камери.

У результаті числового моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора були виявлені характерні особливості витікання закипаючої недогрітої до насичення рідини з каналів, що розширюються, в області тисків, нижче атмосферного. У зв'язку з цим існуюча математична модель була вдосконалена для вакуумного режиму роботи. При використанні рідинно-парових ежекторів з камерами змішування різної геометричної форми (циліндричної та конічної з подальшою циліндричною ділянкою) виявлено, що циліндричні камери змішування дають можливість отримати незначний перепад тисків пасивного потоку і застосовуються, головним чином там, де необхідно підвищити швидкість суміші без істотного підвищення тиску. Камери змішування конічної форми навпаки, дають можливість створити більш глибокий вакуум на вході в приймальну камеру і, завдяки наявності циліндричної ділянки, отримати на виході з неї двофазну суміш однорідної гомогенної структури.

У результаті експериментального дослідження рідинно-парового ежектора на прозорій моделі, було вивчено процеси у каналі, що розширюється, з витіканням робочої рідини у вакуум, підтверджено характер пароутворення з наявністю критичних перерізів і зміни їх положення при зміні початкових термодинамічних параметрів активного потоку. Також було досліджено характер процесу змішування у камерах циліндричної та конічної форми, що дозволяє встановити максимальну ефективність шляхом оптимізації геометрії ежектора.

Для оцінки доцільності застосування рідинно-парових ежекторів у вакуумних системах було застосовано ексергетичний метод термодинамічного аналізу, запропонований Дж. Тсатсаронісом, у якому ексергетична ефективність визначається як відношення ексергії потоку продукту до ексергії потоку палива системи.

Проаналізувавши отримані результати теоретичних і експериментальних досліджень рідинно-парового ежектора, і оцінивши його ефективність, можна зробити висновок про доцільність його застосування для створення вакууму в широкому діапазоні тисків пасивного потоку і ежекування різних середовищ з досить високою для струминних апаратів досконалістю робочого процесу.

УДК 664.72:544.034

## ІНТЕНСИФІКАЦІЯ МІЖФАЗОВОГО ВОЛОГООБМІНУ КАПІЛЯРНО-ПОРИСТИХ ТІЛ

Гапонюк І. І., НУХТ, Київ, e-mail: zenidtar@gmail.com

**Мета роботи:** теоретично обґрунтувати спосіб та режим конвективного тепловологообміну малорухомого шару капілярно-пористих тіл надміру зволеними робочими газами на початковому етапі зневоднення з метою інтенсифікації та енергоощадження сушки.

**Результати.** При застосуванні найпоширенішого способу зневоднення зерна використовують робочі гази нагріті до граничної температури впродовж всього процесу сушки. Це обумовлює зустрічні вектори теплоти та вологи фазових середовищ на початковому та основному етапі тепловологообміну. За існуючих способів та режимів конвективного зневоднення малорухомого шару капілярно-пористих тіл розмірами  $(8...12) \cdot 10^{-3}$  м критерій  $K_0$  набуває максимальних значень.

Відпрацьовані робочі гази, що характеризуються підвищеним вологовмістом, температурою та забрудненістю аеродинамічно-легкими частинками відправляють в довкілля. Із переміщенням зони вологообміну у внутрішні шари тіла зернини зростає внутрішньокапілярний опір дифузії вологи і витрати теплоти на зневоднення із відпрацьованими робочими газами. На різних етапах зневоднення вологовміст та температура відпрацьованих газів різні.

Відомим є те, що із підвищенням температури зневоджуваного тіла коефіцієнт внутрішньокапілярної дифузії вологи зростає в 2-х значній степеневій залежності. Проте за зустрічних векторах температури і вологовмісту теплота робочих газів пріоритетно використовується на фазові перетворення вологи в периферійних шарах зневоджуваних тіл і їх температура не лише не підвищується а й дещо понижується.

Розроблений нами спосіб попереднього нагрівання зневоджувальних тіл ґрунтується на забезпеченні мінімальних значень критерію Косовища ( $K_0 \rightarrow 0$ ). Для цього нами обґрунтовано спосіб використання робочих газів підвищеного вологовмісту, що відповідають параметрам відпрацьованих газів. Такі гази, за певних значень вологовмісту та температури мають однакові вектори вологи та температури і тому швидкість нагрівання малорухомого шару зростає в 15...25 разів.

**Висновки:** 1. Теоретично обґрунтовано та підтверджено конвективний спосіб попереднього інтенсивного нагрівання малорухомого шару капілярно-пористих тіл за значень критерію Косовища  $K_0=3...5$  відпрацьованими сушильними газами.

2. Обґрунтовано режими міжфазової взаємодії при однакових векторах температури і вологовмісту за яких інтенсивність теплообміну зростає в 15...25 разів порівняно із традиційними способами.

3. Даний спосіб є енергоощаднішим на 20...25 % і більш екологічним порівняно із традиційними технологіями конвективного зневоднення.

УДК 621.336.5

## 30 РОКІВ МОНРЕАЛЬСЬКОГО ПРОТОКОЛУ. СТРАТЕГІЇ В СФЕРІ ОБІГУ ОЗОНОРУЙНУЮЧИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ

Возний В.Ф., к.т.н., президент ВГО «Спілка холодильщиків України»

2017 р. – рік 30-тиріччя Монреальського протоколу про речовині, що руйнують Озоновий шар Землі. МП є правонаступником Віденської конвенції від 22 березня 1985 р. Вступив в дію МП з 01 січня 1989 року і на даний час є практично єдиною угодою світового співтовариства, яку підписали 203 країни світу, графік виконання вимог якої успішно виконується практично в усіх країнах світу.

Значною мірою успішність МП пояснюється постійним вдосконаленням програми вимог Протоколу, а саме прийняттям прийняттям чергових Поправок що нівелюють негативний вплив діяльності людства на навколишнє середовище. Основні Поправки: Лондонська в 1990 р., Копенгагенська в 1992 р., Монреальська в 1997 р., Пекінська в 1999 р., Монреальська в 2007 р. та Поправка, прийнята в Руанді в 2016 р.

Першочерговим, успішно виконаним етапом стали відмова від використання хлорфторвуглеців ХФВ, які були визнані найбільш озоноруйнівними речовинами ОРР. Як альтернатива, були рекомендовані в світовій практиці речовини класу гідрохлорфторвуг- леці ГХФВ, озоноруйнівний потенціал яких на порядок нижчий від речовин ХФВ. Найбільш типові і поширені ГХФВ : R22 з потенціалом 0,055, R141b з ОРР 0,11 та R142b, який має ОРР на рівні 0,065. З метою оптимізації параметрів холодильних систем провідні світові виробники фреонів почали випуск сумішей речовин, які отримали назви R401A, 402A, 406A, 408A, 409A.

З метою виконання вимог даного етапу МП , в Україні була прийнята Програма припинення використання в Україні ОРР типу ХФУ згідно Постанові Кабінету Міністрів України від 17.10.1996 р. за №. 1274. Слід відзначити, що вказана Програма, частково профінансована Глобальним екологічним Фондом ООН, була успішно виконана, одночасно відбулась певно модернізація індустрії штучного холоду країни.

Одним із результатів вилучення ХФУ стало неочікуване збільшення використання холодоагенту R22, що стало предметом розгляду на Нараді Сторін МП у вересні 2007 року в Монреалі. Моніторинг атмосфери Землі на той час показав, що ГХФВ потребують уваги з огляду на суттєвий недолік – порівняно значний коефіцієнт глобального потепління, що відрізняє їх від речовин типу ГФВ. Подальше десятиліття пройшло під гаслом активної відмови від ГХФВ, появи значної кількості нових синтетичних холодоагентів з низьким КГП: R23, 134a, 404, 407, 410, 507, 508 та ін..

Слід відзначити, що з цього моменту Україна почала втрачати провідні позиції в переліку країн, що виконують вимоги МП. Перебуваючи в групі країн з перехідною економікою, Україна повинна була розробити Стратегію виконання МП, створити законодавчо-нормативну базу, яка повинна регулювати використання ОРР, забезпечити контроль за експортом-імпортом ОРР, підготувати економіку країни до переходу на озонобезпечні технології. Основний недолік – відсутність на даний час Закону про захист Озонового шару Землі, що створює в країні певний хаос у сфері використання ОРР.

З метою створення умов для інтенсифікації конверсії ОРР виконавчий орган МП – Чергове 24-е засідання Сторін МП в 2012 році прийняло рішення про визнання України такою, що не виконує МП і скоротило річну квоту на імпорт ОРР класу ГХФВ до мінімальних 16,42 тонн з ОРП 1,0, а з 2020 року – тільки для потреб сервісу холодильної техніки. Слід зазначити, що вказані квоти не відповідають реальним потребам галузі, що призвело до проявів незаконного імпорту. Логічною, в такому випадку, була-б активна співпраця органів влади і спільноти індустрії штучного холоду з метою об'єднання зусиль для активних дій, тим більше, що виникла можливість використати досвід країн-сусідів і убезпечитись від помилок, як у законодавчій сфері, так і при реалізації реальних проектів.

Необхідною умовою успішного виконання програми поетапної відмови від використання холодоагентів ФХВ, ГХФВ, ГФВ із завершенням на стадії природних речовин є дієва фінансова допомога міжнародних організацій МП, в нашому випадку – ПРООН. Співпраця Мінекології, ПРООН та громадськості холодильної галузі –запорука успішного виконання вимог МП та створення умов подальшого розвитку економіки України.

## СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ В СВЕТЕ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ

(Солнечные многофункциональные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха)

**Дорошенко А.В.**, докт. техн. наук, профессор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики. *Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики им. В.С. Мартыновского. Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина*

В докладе рассмотрены принципы построения и принципиальные возможности осушительно-испарительных охладителей, основанных на использовании открытого абсорбционного цикла. Суть открытого абсорбционного цикла заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается, так что при этом резко возрастают потенциалы последующего испарительного охлаждения с использованием осушенного в абсорбере воздуха, который затем поступает в ИО, где может быть обеспечено глубокое охлаждение среды в солнечных холодильных системах (СХС), либо в системах кондиционирования воздуха (ССКВ). Сравнительно с традиционными решениями, с применением пароконденсационных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [1-3]. Поддержание непрерывности осушительно-испарительного цикла обеспечивается солнечной регенерацией абсорбента в десорбер-регенераторе. Перспективность практического использования альтернативных солнечных систем определяется их достоинствами: - экологической чистотой [4]; сравнительно низкими энергозатратами [1-3]; возможность комплексного решения ряда задач жизнеобеспечения: горячего водоснабжения, отопления, охлаждения и кондиционирования воздуха. Основными направлениями для разрабатываемых солнечных систем являются: разработка и сравнительная оценка различных схемных решений осушительно-испарительных систем, в частности, использование многоступенчатых решений, обеспечивающих дальнейшее снижение достигаемого температурного уровня охлаждения сред; создание нового поколения ТМА для альтернативных систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов – полимерного солнечного жидкостного коллектора СКЖ [1-3] и основных тепломасообменных аппаратов ТМА. Основная концепция создания многофункциональных солнечных систем представлена на рис. 1. Все тепломасообменные аппараты (ТМА) обоих контуров унифицированы. Это аппараты пленочного типа, основанные на использовании в качестве насадки многоканальных полимерных моноблоковых структур [1-3]. Десорбер ДБР может выполняться многоступенчатым, с последовательным прохождением абсорбента (растворы бромистого лития LiBr, с добавками, снижающими коррозионную активность и увеличивающими растворимость) через каждую ступень регенерации; при этом соответствующие ступени солнечной системы десорбер-абсорбер связаны между собой (рис. 1), так что концентрация абсорбента повышается от ступени к ступени. Испарительные воздухоохладители могут быть обычного (НИО) и регенеративного типов (НИО-R) [1-3], отличаясь местом разделения воздушного потока, поступающего в охладитель. Для СХС перспективным является схема с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2. Это позволяет исключить из схемы технологическую градирню, обслуживающую АБР низкотемпературной ступени.

Анализ принципиальных возможностей выполнен на примере двухступенчатых ССКВ с одним (единым для двух степеней) десорбером: [(ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2 → «О»] (рис. 2А и Б) и ССКВ с двумя десорберами, решенная по формуле: [(ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2 → «О»] (рис. 2В). Начальные условия для наружного воздуха были приняты в самом тяжелом варианте, как по его температуре ( $t^1 40^0\text{C}$ ), так и по влагосодержанию ( $x^1 20 \text{ г/кг}$ ), чтобы наглядно выявить предельные возможности разрабатываемых ССКВ. Результаты анализа приведены также на совмещенной диаграмме р-Т для раствора (LiBr+ – влажный воздух). Видно, что для очень тяжелых параметров наружного воздуха разработанная ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении. Число требуемых ступеней охлаждения [(ДБР ↔ АБР) – НИО] в ССКВ определяется степенью трудности решаемой задачи, и, например, для условий Украины и Европы в целом, можно обойтись одноступенчатым вариантом ССКВ.

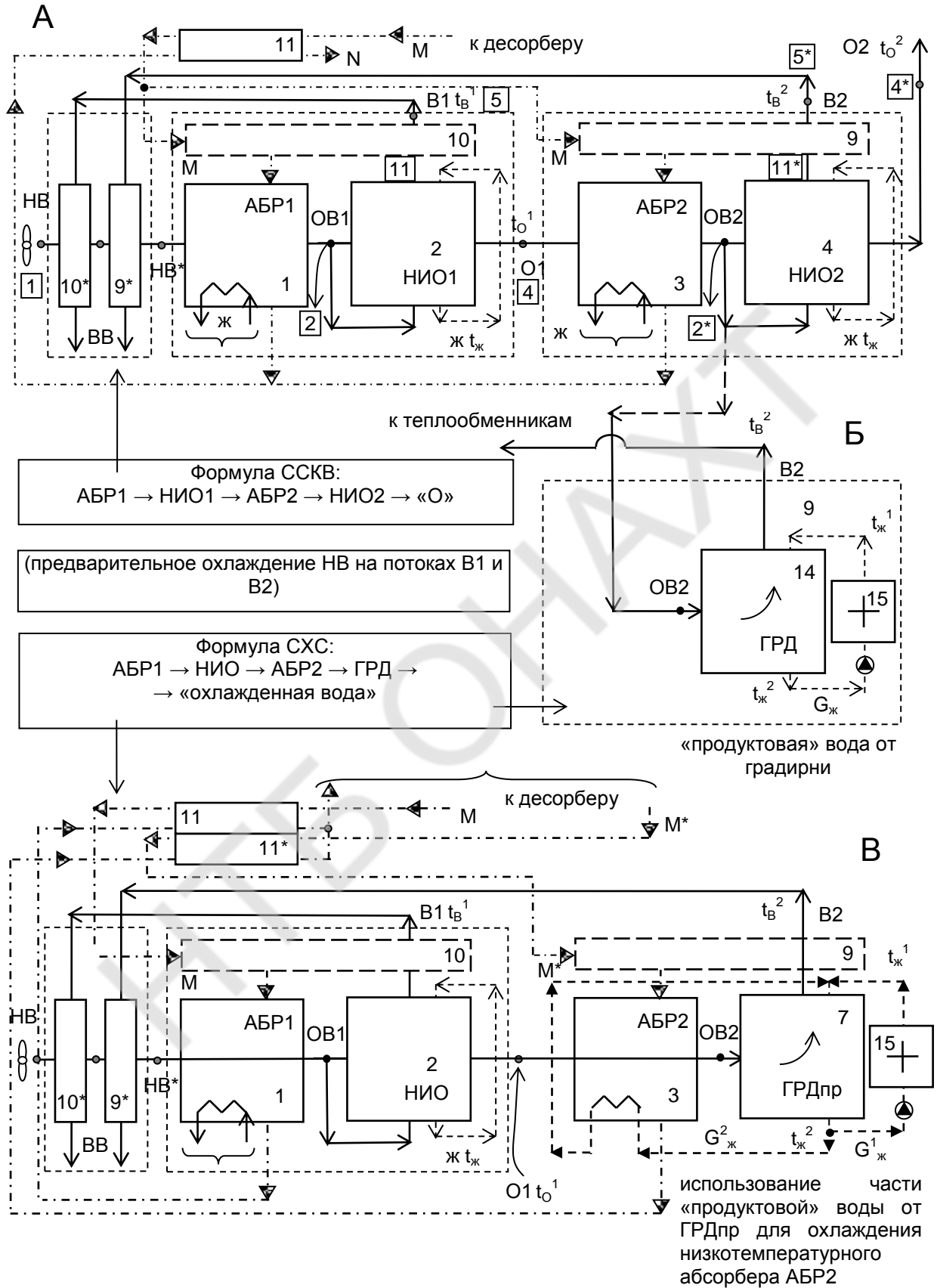
Анализ возможностей СХС рассмотрен на примере двухступенчатых СХС с одним десорбером и с двумя десорберами (рис. 3). Видно, как рост концентрации абсорбента снижает

достигаемый уровень влагосодержания, и, соответственно, общий уровень охлаждения среды. Результаты анализа приведены для десяти вариантов разработанных СХС и иллюстрируют их сравнительные возможности с точки зрения достигаемого уровня охлаждения. Самый глубокий уровень обеспечивают двухступенчатые охладители, причем уровень охлаждения определяется ростом концентрации абсорбента от ступени к ступени охлаждения. Несомненный интерес представляет вариант СХС с использованием части «продуктовой» воды от «продуктовой» градирни ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2. Для европейских условий солнечные абсорбционные СХС обеспечивают получение захлажденной воды на уровне 5-10<sup>0</sup>С, что позволяет обслуживать ряд пищевых технологий, не прибегая к парокомпрессионным охладителям. Разработанные СХС могут найти успешное применение и в решении задач традиционной энергетики, холодильной и криогенной техники, а также в системах кондиционирования воздуха, комфортного и технологического назначения.

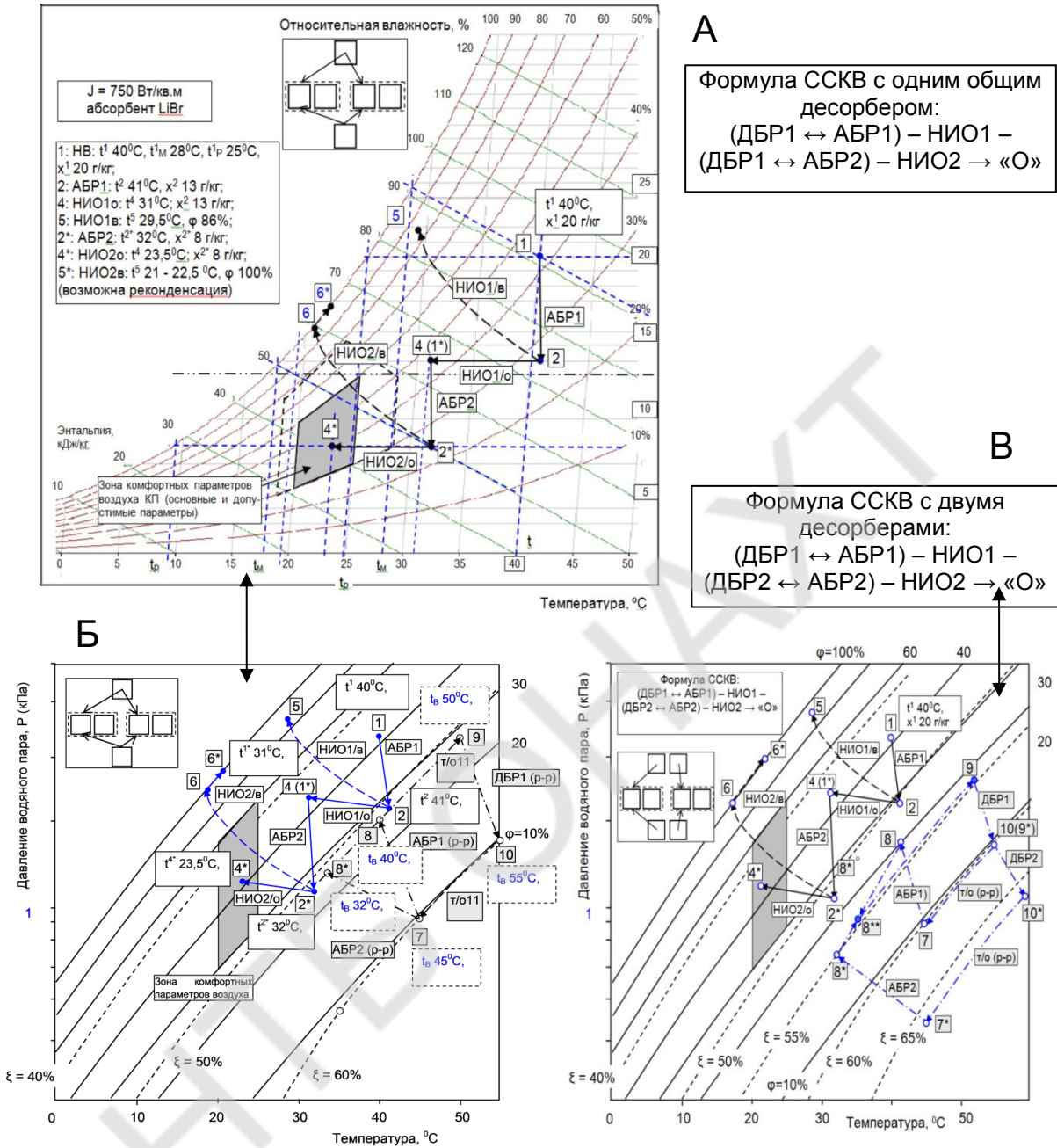
Выполнен также общий экологический анализ новых решений СХС и ССКВ с использованием методологии и базы данных «Полный жизненный цикл» (ПЖЦ, международные стандарты ISO (ISO 14040, 14041, 14042 и 14043, «ECO-INDICATOR 99», база данных программы «SIMAPRO-6») [4]. Альтернативная система ССКВ приводит к меньшему истощению природных ресурсов, чем традиционная СКВ, основанная на парокомпрессионном принципе, что говорит о ее большей энергетической эффективности; она вносит меньший вклад в глобальное изменение климата. Ъ

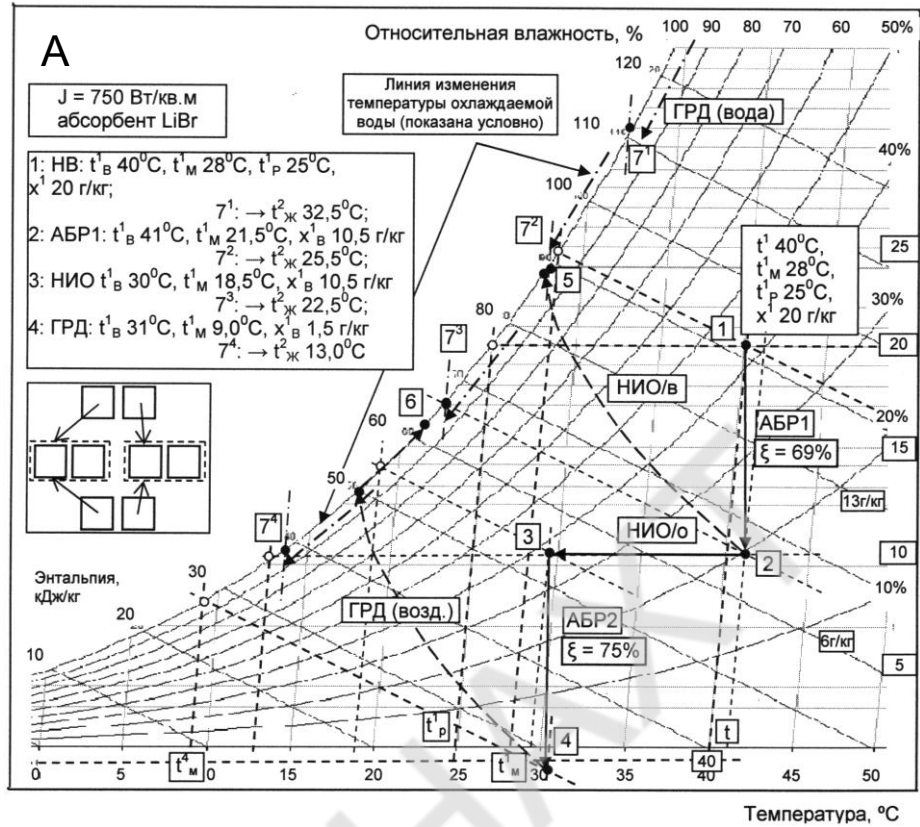
#### **ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ**

1. Doroshenko A.V., Glauberman M.A., 2012. Alternative Energy. Refrigerating and Heating Systems. /monograph/. Odessa: I.I. Mechnikov National University Press, 2012. – 450 pp
2. Guangming Chen, Alexander Doroshenko, Paul Koltun, Kostyantyn Shestopalov, Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors, Solar Energy, 115, pp. 577-588, 2015.
3. Guangming Chen, Kostyantyn Shestopalov, Alexander Doroshenko, Paul Koltun, Polymeric materials for solar energy utilization: a comparative experimental study and environmental aspects, Polymer-Plastics Technology and Engineering, 54, pp. 796-805, 2015
4. Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. P. 45-57.

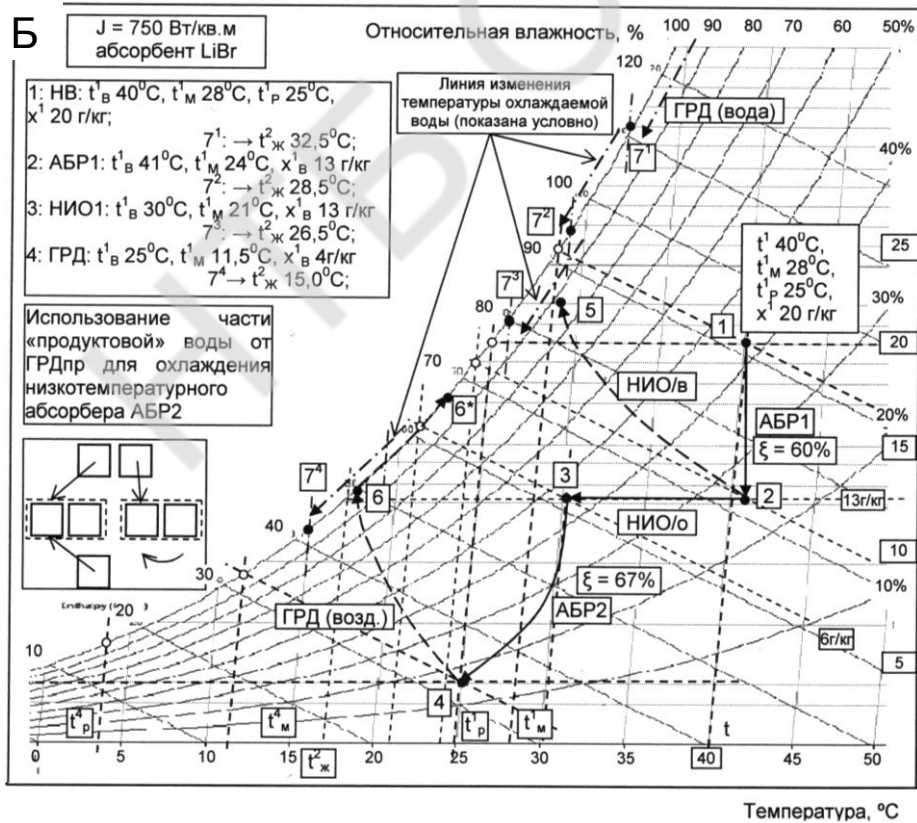


**Рисунок 1.** Варианты разработанных схемных решений для ССКВ (А) и СХС (Б и В).  
 Обозначения приведены в тексте





Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД →  
 → «охлажденная вода» (повышение концентрации абсорбента до 69 - 75%)



**Рисунок 3.** Принципиальные возможности разработанных двухступенчатых СХС (Б – СХС с использованием части «продуктовой» воды для охлаждения низкотемпературного абсорбера второй ступени)

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД →  
 → «охлажденная вода»