



**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

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

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

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 GEА ВОСК/Генеральный директор ООО «Еврокул

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

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

За останні роки важливість CO_2 як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зросла. Найважливіше при цьому те, що CO_2 – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO_2 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_2) у діапазоні температур від -35°C (температура кипіння) до $+10^\circ\text{C}$ (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 26,5 бар. Існують різні види субкритичних каскадних холодильних систем на CO_2 : системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO_2 із вторинним ропним контуром або комбінації цих систем [2].

Транскритичні холодильні системи на CO_2 сьогодні використовуються лише в невеликих і комерційних холодильних установках із бустер-компресором на CO_2 у діапазоні температур від -35°C (температура кипіння) до $+40^\circ\text{C}$ (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 90 бар. Це мобільні системи кондиціювання 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.

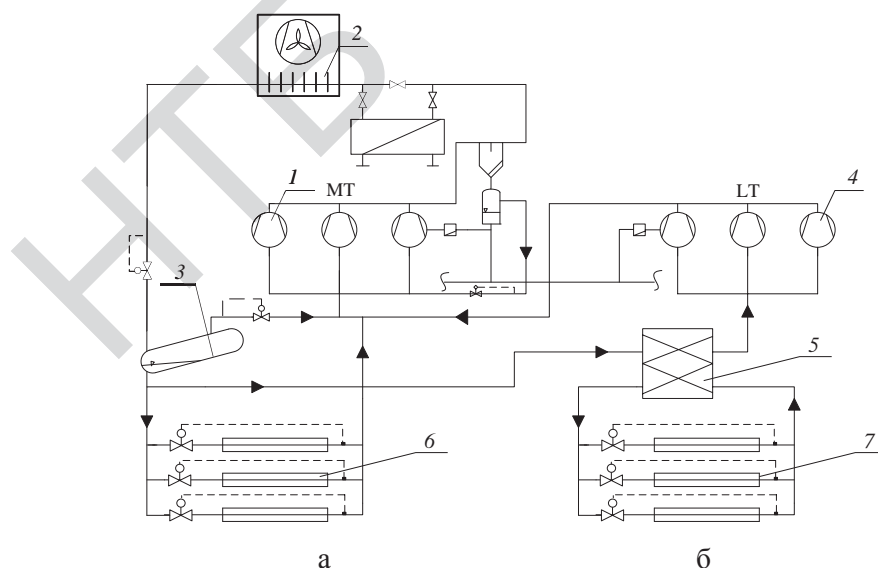


Рис. Спрощена схема бустерної холодильної системи торговельного підприємства:

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 CO₂ 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 помірною 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 CO₂ за ефективністю перевершує обладнання із синтетичними холодоагентами, якщо воно працює в області субкритичних температур (температури < 31,2°C). Споживана потужність систем CO₂ у порівнянні з R404a. У закритичному режимі експлуатації (температури > 31,2°C) системи із CO₂, 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 CO₂, 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 CO₂ прямо залежить від місця експлуатації холодильного обладнання, географічного фактора, а якщо бути точним, від середньорічної температури.

Фахівці компанії Dorin SpA провели порівняльний аналіз деяких схем холодопостачання для торговельних підприємств з урахуванням клімату регіону (Київ і Київська область) і технічних умов (агрегати холодопродуктивністю Q₀ = 150 кВт для температури кипіння t₀ = -10°C і Q₀ = 50 кВт для t₀ = -35 °C).

Було розглянуто три схеми холодопостачання: А – стандартна на R404A; В – із бустер-компресором (транскритичний цикл CO₂) і С – каскадна з R134a 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 R404A.

Необхідно відзначити ще один важливий чинник – можливість у транскритичних системах на CO₂ 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 CO₂, таких проблем немає. Усе тепло високопотенціальне й фактично можна використовувати весь перегрів, відключаючи, за необхідності газкулер.

Таким чином, проведений аналіз систем, що працюють на CO₂, 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 CO₂ для продовольственных магазинов розничной торговли [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.danfoss.com/CO2
"CO₂ cooling systems for food retail stores" ["Sistemyi ohlazhdeniya na CO₂ dlya prodovolstvennyih magazinov roznichnoy torgovli"], available at: 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. CO₂ переживает второе открытие [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tekhnologii/khladagent-CO2-nastupaet>
"CO₂ is going through the second opening" ["CO₂ perezhivaet vtoroe otkrytie"], available at: <http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tekhnologii/khladagent-CO2-nastupaet>
4. David Hinde, Shitong Zha, Lin La (2009), "Carbon dioxide in North American supermarkets", ASHRAE Journal, Vol. 51, February 2009