

харчування та торгівлі. Адреса: вул. Клочківська, 333, м. Харків, Україна, 61051; e-mail: Liashenko@hduht.edu.ua.

Ляшенко Богдан Витальевич, канд. техн. наук, доц., факультет обладнання и технического сервиса, Харьковский государственный университет питания и торговли. Адрес: ул. Клочковская, 333, г. Харьков, Украина, 61051; e-mail : Liashenko@hduht.edu.ua.

Liashenko Bohdan, PhD. Sc. Associate Professor, Faculty of Equipment and Technical Services, Kharkiv State University of Food Technology and Trade. Address: Klochkivska str., 333, Kharkiv, Ukraine, 61051; e-mail: Liashenko@hduht.edu.ua.

Рекомендовано до публікації д-ром техн. наук, проф. В.О. Потаповим.

Отримано 30.09.2017. ХДУХТ, Харків.

DOI: 10.5281/zenodo.1108565

УДК 621.565.93.95

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТРАНСКРИТИЧНИХ БУСТЕРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

В.О. Потапов, О.В. Петренко, Д.П. Семенюк, Д.В. Білий

Розглянуто та проаналізовано конструктивні особливості обладнання, що входить до складу транскритичних бустерних холодильних систем. Особливу увагу приділено заходам, які забезпечують роботу системи за високих тисків.

Ключові слова: *CO₂, транскритична фаза, бустерна система, робочий тиск, газоохолоджувач, ресивер, трубопроводи, вугільна кислота.*

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТРАНСКРИТИЧЕСКИХ БУСТЕРНЫХ СИСТЕМ

В.А. Потапов, Е.В. Петренко, Д.П. Семенюк, Д.В. Белый

Рассмотрены и проанализированы конструктивные особенности оборудования, входящего в состав транскритических бустерных холодильных систем. Особое внимание уделено мероприятиям, обеспечивающим работу системы при высоких давлениях.

Ключевые слова: *CO₂, транскритическая фаза, бустерная система, рабочее давление, газоохладитель, ресивер, трубопроводы, угольная кислота.*

CONSTRUCTIVE FEATURES OF TRANSCRITICAL BOOSTER REFRIGERATION SYSTEMS

V. Potapov, O. Petrenko, D. Semeniuk, D. Bilyi

Natural refrigerants are becoming increasingly important (air, water, hydrocarbons, carbon dioxide and ammonia) in connection with the measures which are taken by the international community for reducing of production and consumption of ozone destruction substances and greenhouse gases.

Dioxide of carbon (carbon dioxide, CO₂, R744) is one of the most promising natural refrigerants, which can be used as working substance in various refrigeration systems.

Distinctive feature of refrigeration systems which operate on the base of transcritical cycle with use of CO₂ is the state of overcritical fluid in which refrigerant is on the high pressure side, it causes high values of the heat transfer coefficient and low values of viscosity. Transcritical refrigeration systems with use of CO₂ became widespread in refrigeration systems of retails. Compared with traditional plants with use of chlorofluorocarbons (CFC) refrigerants, the use of the transcritical system under moderate climate allows reducing annual energy consumption by 15–20%. To date, transcritical booster refrigeration systems become the most widespread. The booster system is a system where two stages of compression of one refrigerant exist. The computational pressure in the high pressure section, as a rule, is from 90 to 120 bars, working pressure is from 45 to 100 bars.

The main difference of the transcritical booster refrigeration system is the heat exchanger; it is gas cooler which is intended for cooling of the compressed to high pressure refrigerant.

The construction of the gas cooler compared to the existing traditional condensers is much more complex, including increased working pressure (up to 150 bars), which is almost in 4 times higher, and in 2 times higher temperature (+150°C) and it has a number of features.

One more significant constructive difference is the necessity to maintain intermediate pressure in the receiver of the transcritical refrigeration system in case of idle time.

Increasing of the maximum working value of pressure for system's components should be taken into account. For the system with use of CO₂, the pressure under idle time can reach values of 65–80 bars (which corresponds to the temperature of 25–30°C). It exceeds the maximum working pressure of most components of the system and requires additional measures for pressure reducing and maintaining.

The auxiliary cooling system of the receiver and partial release of CO₂ into the atmosphere are the most commonly used measures for pressure maintaining under the transcritical refrigeration plant stoppage.

The vaporizers of transcritical refrigeration plants are not exposed to particularly high pressures. Usually the maximum working pressure is within 45–60 bars. Such pressure does not require special construction of evaporator, but only some adjustments to the thickness and diameter of the pipes. The sizes of the

pipelines of plants can be significantly reduced due to the efficiency of CO₂. Usually the diameter is from 3/8 "to 5/8", and it is possible to use evaporators of smaller sizes for necessary productivity providing.

It is necessary to note one more important constructive feature it is the possibility of efficiently use of recuperation for receiving hot water for technological needs and heat-transfer agent heating in transcritical systems with use of CO₂. All heat is highly potent, that is why actually all overheating can be used by shutdown of gas cooler if it is necessary.

Keywords: CO₂, transcritical phase, booster system, working pressure, gas cooler, receiver, pipelines, carbonic acid.

Постановка проблеми у загальному вигляді. До початку 1980-х років холодоагенти груп хлорофторвуглеців (ХФВ) і гідрохлорофторвуглеців (ГХФВ) займали домінуюче положення в холодильній промисловості та розглядалися як робочі речовини, яким притаманні тільки переваги порівняно з іншими холодоагентами. Проте з середини 1980-х років, коли вчені почали вивчати вплив ХФВ та ГХФВ на навколишнє середовище, ці холодоагенти стали предметом уваги у зв'язку з глобальними проблемами: парниковим ефектом та руйнуванням озонового шару Землі.

У зв'язку із заходами, що застосовуються світовим співтовариством для скорочення виробництва та споживання озоноруйнівних речовин і парникових газів, все більшого значення набувають природні холодоагенти: повітря, вода, вуглеводні, двоокис вуглецю та аміак [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Двоокис вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) – один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не горить, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (ПГП=1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищують 5% за об'ємом. R744 можна використовувати як робочу речовину в системах кондиціонування автомобілів і житлових приміщень, у теплових насосах, системах холодопостачання підприємств рітейлу та харчової індустрії, вендінг-торгівлі [1].

CO₂ як холодоагент може використовуватися у холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритичних [2]. У разі застосування CO₂ як холодоагенту для будь-яких типів холодильних систем необхідно враховувати як потрійну, так і критичну точку. За тиску 5,2 бар і температурі –56,6°C CO₂ досягає так званої потрійної точки. У цій точці всі три фази існують у рівноважному стані. За температури +31,1°C і тиску 73,6 бар CO₂ досягає своєї критичної точки. У цій точці густина CO₂ у рідинній і паровій фазі однакова [2]. Отже, розходження між двома фазами

зникає, й CO_2 існує в транскритичній фазі, тобто CO_2 не може конденсуватися за температури вище 31°C .

Властивості CO_2 дуже відрізняються від властивостей ГФВ. Основною проблемою для проектувальників є високий робочий тиск. Але з іншого боку, CO_2 притаманні високі термодинамічні показники та низькі втрати тиску, що дає можливість створення високоефективних холодильних систем.

Найбільш широко CO_2 застосовується в каскадних системах, розроблених для промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків для цього випадку дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори та клапани), наявне в продажі. Як правило, на високотемпературному боці використовуються холодоагенти HC , HFC або NH_3 , на низькотемпературному боці використовується CO_2 [3].

Відмінною рисою холодильних систем, які працюють за транскритичним циклом на CO_2 , є те, що використовується тільки один холодоагент – CO_2 .

Транскритичні холодильні системи на CO_2 широко поширені в системах холодопостачання підприємств ритейлу (більше 7500 діючих об'єктів по всьому світу) [2]. Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20% [4]. Окремо необхідно відзначити високий потенціал рекуперації тепла, що в більшості випадків повністю забезпечує потребу магазину в опаленні та гарячому водопостачанні.

Мета статті – проаналізувати особливості обладнання, яке входить до транскритичної холодильної системи на CO_2 .

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо особливості роботи транскритичної холодильної системи, принципова схема якої зображена на рис. 1 [2]. У теплий період року, за температури навколишнього середовища (T_{nc}) вище $+25\text{--}27^\circ\text{C}$, CO_2 що нагнітається в газоохолоджувач (2), не може бути сконденсований, тому що за таких умов холодоагент перебуває в транскритичному стані. Відповідно в теплообмінному апараті відбувається тільки охолодження транскритичного CO_2 до температури на $3\text{--}5^\circ$ вище T_{nc} . Далі, після розширення у вентилі високого тиску (3), транскритичний CO_2 розділяється на два фазових стани: рідина та газ. «Надлишковий» газ, що утворився в ресивері (4), відправляється по байпасній лінії через пропускний вентиль (5) у лінію усмоктування високого тиску. В іншу пору року, коли температура навколишнього середовища (T_{nc}) нижче $+20^\circ\text{C}$, CO_2 конденсується в газоохолоджувачі та в рідкому вигляді направляється в ресивер.

На сьогодні найбільш широко розповсюджені транскритичні бустерні холодильні системи. Бустерною називається така система, в якій є дві стадії стиску одного холодоагенту: CO₂ нагнітається компресором низького тиску на порт усмоктування компресора високого тиску (1). У цій холодильній системі можна виділити 4 рівні проектних тисків (рис. 1).

Секція високого тиску починається з компресора високого тиску (1), проходить через газоохолоджувач (2), а закінчується вентилям регулювання високого тиску (3). Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар, робочий від 45 до 100 бар.

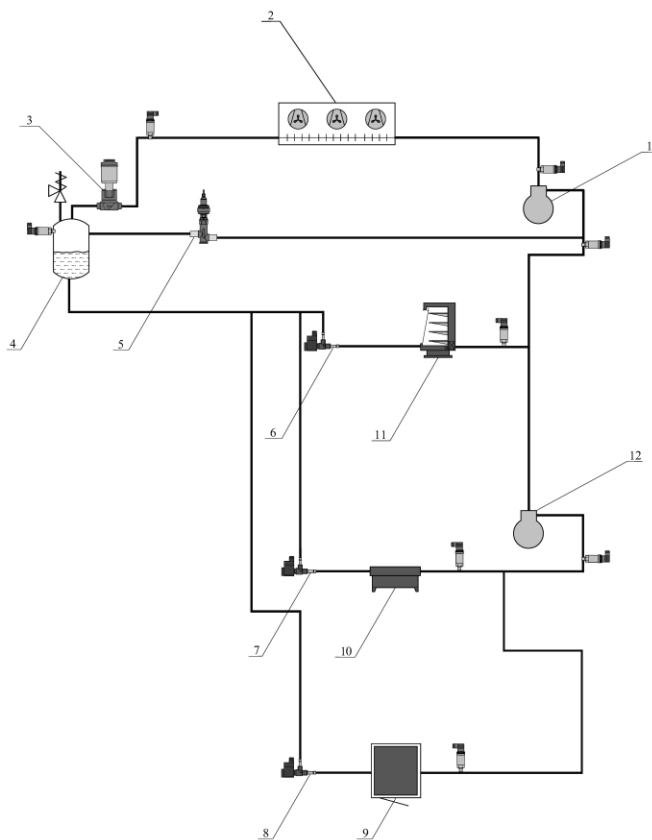


Рис. 1. Принципова схема транскритичної холодильної системи

Секція проміжного тиску, яка йде від вентиля високого тиску (3), де потік розділяється на газ і рідину в ресивері (4). Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску через пропускний вентиль (5). Рідка фаза подається до розширювальних вентилів (6, 7, 8), де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний (9, 10) і середньотемпературний (11) випарники.

Розрахунковий тиск у цій секції становить 90 бар (за умови, що не потрібне охолодження ресивера в разі простою холодильної системи) або 60 бар (за наявності допоміжної системи охолодження ресивера), робочий тиск від 30 до 40 бар.

Секція середнього тиску починається від середньотемпературного випарника (11) до сторони усмоктання середньотемпературного компресора (1). Граничний тиск 60 бар, робочий від 20 до 30 бар.

Секція низького тиску йде від низькотемпературних випарників (9, 10) до вентилів регулювання тиску й до сторони усмоктання низькотемпературного компресора (12). Як видно з рисунку, газ із низькотемпературних випарників стискується в низькотемпературному компресорі (12) і змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника й байпасної лінії. Звідти газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Граничний тиск 45 бар, робочий від 10 до 16 бар.

Як видно з наведеного вище, існують деякі відмінності та конструктивні особливості транскритичної бустерної холодильної системи на CO₂ порівняно з традиційними холодильними системами, що в першу чергу пов'язано з високим тиском у системі. Розглянемо детально конструктивні особливості основних елементів транскритичної бустерної холодильної системи.

Головною відмінністю транскритичної бустерної холодильної системи є теплообмінний апарат – газоохолоджувач, призначений для охолодження стислого до високого тиску холодильного агента.

Конструкція газоохолоджувача, порівняно з існуючими традиційними конденсаторами, набагато складніша, у тому числі через підвищений робочий тиск, (до 150 бар), що майже в 4 рази вище, та в 2 рази вищу температуру (+150°C) і має низку особливостей.

Корпус газоохолоджувача повинен бути виготовлений з високоміцних матеріалів, трубки для охолодження CO₂ з міді та оребрення з алюмінію здатні витримувати тиск системи 120 бар. У той же час газоохолоджувач може забезпечити значно більш високий

рівень відведення теплоти та малу витрату повітря за відповідно більш низької потужності вентилятора. Зниження витрати повітря дає значні переваги з погляду зниження фронтальної площі обрешетки та зменшення витрат енергії на вентилятори. Це дає можливість використовувати один вентилятор замість декількох, зменшити габарити (на 50%) за рахунок зменшення в 2 рази фронтального перетину та подвоєння рядів трубок, при цьому поверхня теплообміну практично залишається незмінною, витрати енергії на вентилятори (на 66%) і рівень шуму (на 4,8 дБ) [5].

Особливо важливий внутрішній об'єм газоохолоджувача, тому що від нього залежить розмір ресивера. У газоохолоджувачі відбувається радикальна зміна середньої густини газу CO_2 , стан якого змінюється від транскритичного до субкритичного, визначаючи тим самим розмір ресивера.

У системах на CO_2 ресивер виконує ще й функцію віддільника рідини, де за допомогою сили тяжіння рідина відділяється від газу, у ньому підтримується певний рівень рідини, яка потім подається на випарники, а газ відсмоктується компресором.

Потік CO_2 подається у випарник або завдяки різниці тисків (системи з безпосереднім кипінням), або за допомогою насоса. Оскільки CO_2 має більш високі робочі тиски, чим більшість інших холодоагентів за відповідних температур, то це необхідно враховувати під час визначення робочого тиску системи на стадії проектування.

Тиск у ресивері повинен регулюватися клапаном із кроковим двигуном та бути вище величини, за якої відбувається випаровування в середньотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тисків на середньотемпературному розширювальному клапані. З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче величини, закладеної під час проектування.

Ще однією ваговою конструктивною відмінністю є необхідність підтримання проміжного тиску в ресивері транскритичної холодильної системи в разі простою.

Для більшості холодильних установок, що працюють на традиційних холодоагентах, зупинка не веде за собою підвищення максимального робочого значення тиску для компонентів системи. Для системи на CO_2 тиск під час простоювання може досягати величини 65–80 бар (що відповідає температурі 25–30°C). Це перевищує величину максимального робочого тиску більшості компонентів системи та вимагає додаткових заходів для зниження та підтримання тиску.

Існує два головних фактори, які визначають тиск CO_2 під час простоювання: температура навколишнього середовища, ступінь заправлення системи.

Поки CO_2 перебуває у вигляді рідини, тиск у системі буде дорівнювати тиску насичення, відповідаючи навколишній температурі (наприклад, якщо навколишня температура дорівнює 20°C , тиск відповідно буде приблизно 57 бар).

Якщо CO_2 перебуває у вигляді газу, то його тиск є ненасиченим і росте повільніше, хоча величина цього тиску буде вища, ніж у традиційних холодоагентів за тих самих умов. Наприклад, якщо весь рідкий CO_2 перетвориться на газ за температури 0°C , то відповідно його тиск буде дорівнювати 34,8 бар. Якщо потім навколишня температура зросте до 30°C , то величина тиску збільшиться тільки до 42,5 бар. Цей принцип може бути використаний для обмеження росту тиску у системі за умови заправлення обмеженої кількості холодоагенту, а для підтримання прийняттого рівня тиску необхідно передбачити додатковий окремий розширювальний ресивер для CO_2 .

Коли тиск у системі збільшиться, холодоагент CO_2 пропускається в цей ресивер через спеціальний клапан. Головна умова – досить великі розміри розширювального ресивера, щоб прийняти кількість холодоагенту, достатню для підтримання постійного тиску в іншій частині системи. При запуску системи газ CO_2 повертається в усмоктувальну лінію через регулятор тиску, на якому встановлений спеціальний регулювальний пристрій.

Найбільш поширеними заходами для підтримання тиску під час зупинки транскритичної холодильної установки є допоміжна система охолодження ресивера та часткове викидання CO_2 в атмосферу.

За збільшення тиску в системі невелика кількість CO_2 може бути видалена в атмосферу, перш ніж він досягне гранично допустимої величини, передбаченої проектом. При цьому відбувається охолодження рідкого CO_2 , що залишився в ресивері, завдяки закипанню.

Для комерційних холодильних систем (наприклад, систем супермаркетів або гіпермаркетів, розподільних складів тощо) для охолодження ресивера холодоагенту CO_2 використовується окремий компресорно-конденсаторний агрегат невеликої холодопродуктивності. Коли тиск у системі, що простоє, починає зростати, запускається допоміжна холодильна установка для охолодження ресивера з холодоагентом CO_2 , тим самим не даючи тиску перевищити максимально допустимий рівень.

Випарники транскритичних холодильних установок не зазнають дії особливо високих тисків. Звичайно максимальний робочий тиск

знаходиться в межах 45–60 бар. Такий тиск не вимагає спеціальної конструкції випарника, а тільки деякого коректування товщини та діаметра труб. Завдяки ефективності CO₂ розміри трубопроводів установок можуть бути істотно зменшені. Звичайно діаметр становить від 3/8” до 5/8”, і для забезпечення необхідної продуктивності можна використовувати випарники менших розмірів [5].

Бустерні системи вимагають особливої конструкції трубопроводів для того, щоб компресор низького ступеня зміг стиснути холодоагент і подати його на усмокування компресора високого ступеня, заощаджуючи енергію та роботу.

Розміри компонентів (труб, трубопровідної арматури та елементів автоматики) на газових лініях у холодильних установках на CO₂ менше порівняно з установками на традиційних холодоагентах, компоненти рідинних ліній не відрізняються за розмірами. Наприклад, для установки холодопродуктивністю 250 кВт за температури кипіння -40°C діаметр усмокувальної труби на аміаку складає 125 мм, а на CO₂ – 65 мм. При цьому діаметри труб рідкого холодоагенту після лінійного ресивера будуть відповідно 32 і 65 мм.

Особливої уваги заслуговує питання запобігання потраплянню вологи в холодильну систему [6]. Волога в системах із CO₂ може створювати досить серйозні проблеми. У разі взаємодії із CO₂ волога утворює вугільну кислоту, яка піддає корозії трубопроводи. Незважаючи на те, що тиск у системах із CO₂ набагато вище атмосферного, волога може проникати усередину одним із таких способів:

- разом із холодоагентом під час заправлення (залежить від ступеня сухості CO₂);
- через сальники за рахунок різниці парціального тиску;
- під час заміни вставок фільтрів. Це особливо важливо враховувати, адже CO₂ вважається безпечним холодоагентом, тому під час проведення робіт із технічного обслуговування не передбачені суворі заходи безпеки;
- під час заправлення мастила в компресор.

Максимально припустима кількість вологи в системі CO₂ менша, ніж у системах з іншими традиційними холодоагентами. Якщо вміст вологи перевищить точку роси, і температура в системі буде нижче 0°C, волога буде замерзати, що приведе до ускладнень (зокрема, будуть забиватися пілотні канали регулюючих приладів, наприклад клапанів). Вода легко може бути вилучена із системи за допомогою стандартних адсорбційних фільтрів осушувачів, ефективність роботи яких на CO₂ дуже висока. Для контролю вологості також можна

застосовувати стандартні оглядові стекла, розраховані на більш високий робочий тиск.

Необхідно відзначити ще одну важливу конструктивну особливість – можливість у транскритичних системах на CO_2 ефективно використовувати рекуперацію теплоти для одержання гарячої води для технологічних потреб і підігрівання теплоносія для опалення. На відміну від фреонових машин, де є проблеми, пов'язані з одержанням високопотенційної теплоти, на холодильних машинах, що працюють у транскритичному циклі на CO_2 , таких проблем немає. Уся теплота є високо потенційною, тому фактично можна використовувати весь перегрів, відключаючи, за необхідності, газоохолоджувач.

Конструктивно це може бути реалізовано таким чином [2]: перед газоохолоджувачем на лінії високого тиску встановлюють один або два теплообмінних апарати для відведення теплоти (рис. 2).

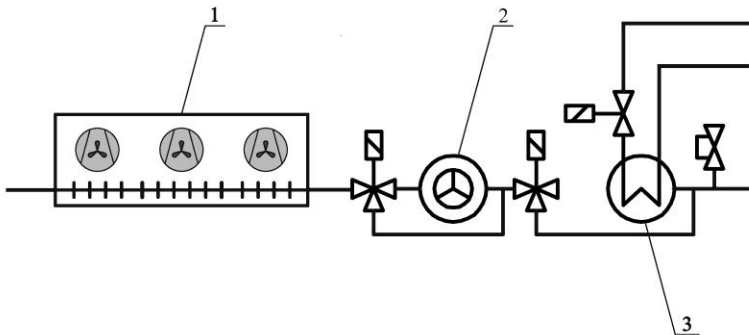


Рис. 2. Варіант конструктивної реалізації рекуперації теплоти:
1 – газоохолоджувач; 2 – теплообмінник повітряний; 3 – теплообмінник водяний

Триходові клапани направляють CO_2 , що нагнітається компресорами у теплообмінники відповідно до потреби в опаленні та гарячому водопостачанні. Надлишкове тепло направляється в газоохолоджувач.

Висновки. Зважаючи на зростання ролі природних холодоагентів, можна відзначити важливість розроблення холодильних систем на CO_2 . Під час проектування транскритичних бустерних систем необхідно враховувати конструктивні особливості обладнання, яке входить до складу зазначених установок.

Подальші дослідження будуть направлені на впровадження конструктивних заходів із метою підвищення енергетичної ефективності транскритичних бустерних холодильних систем та вивчення особливостей їх правильної та безаварійної експлуатації.

Список джерел інформації / References

1. “ASHRAE Position Document on Refrigerants and their Responsible Use”, available at: <https://www.ashrae.org>.
2. Системы охлаждения на CO₂ для продовольственных магазинов розничной торговли [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [www.danfoss.com/CO₂](http://www.danfoss.com/CO2).
”CO₂ cooling systems for food retail stores” [”Sistemyi ohlazhdeniya na CO₂ dlya prodovolstvennyih magazinov roznichnoy trgovli”], available at: [www.danfoss.com/CO₂](http://www.danfoss.com/CO2).
3. Брайдерт Г. Й. Проектирование холодильных установок. Расчёты, параметры, примеры / Г. Й. Брайдерт. – М. : Техносфера, 2006. – 336 с.
Brajdert. G. Y. (2006). *Design of refrigeration units. Calculations, parameters, examples* [Proektirovanie holodilnyih ustanovok], Tehnosfera, Moscow, 336 p.
4. CO₂ переживает второе открытие [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO₂-nastupaet](http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO2-nastupaet).
”CO₂ is going through the second opening” [”CO₂ perezhivaet vtroe otkrytie”], available at: [http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO₂-nastupaet](http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-CO2-nastupaet).
5. Fillipini, S. (2014), ”Air heat exchangers for refrigeration cycles for CO₂” [”Vozdushnyye teploobmenniki dlya kholodil'nykh tsiklov na CO₂”], *Refrigeration equipment Journal* Vol 1 nn 39–43
6. David Hinde, Shitong Zha, Lin La (2009), “Carbon dioxide in North American supermarkets”, *ASHRAE Journal*, Vol. 51, February 2009.

Потапов Володимир Олексійович, д-р техн. наук, проф., кафедра холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки, Харківський державний університет харчування та торгівлі. Адреса: вул. Клочківська, 333, м. Харків, Україна, 61051. Тел.: (057)349-45-88, 0661392227; e-mail: potapov@bigmir.net.

Потапов Владимир Алексеевич, д-р техн. наук, проф., кафедра холодильной и торговой техники и прикладной механики, Харьковский государственный университет питания и торговли. Адрес: ул. Клочковская, 333, г. Харьков, Украина, 61051. Тел.: (057) 349-45-88, 0661392227; e-mail: potapov@bigmir.net.

Potapov Volodymyr, Doctor of Science, Prof., The Department of Refrigeration Trade Equipment and Applied Mechanics, Kharkiv State University of Food Technology and Trade. Address: Klochkivska str., 333, Kharkiv, Ukraine, 61051. Tel.: (057) 349-45-88, 0661392227; e-mail: potapov@bigmir.net.

Петренко Олена Володимирівна, канд. техн. наук, доц., кафедра холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки, Харківський державний університет харчування та торгівлі. Адреса: вул. Клочківська, 333, м. Харків, Україна, 61051. Тел.: (057)349-45-88, 0677342916; e-mail: elenalion71@gmail.com.

Петренко Елена Владимировна, канд. техн. наук, доц., кафедра холодильной и торговой техники и прикладной механики, Харьковский государственный университет питания и торговли. Адрес: ул. Клочковская, 333, г. Харьков, Украина, 61045. Тел.: (057)349-45-88, 0677342916; e-mail: elenalion71@gmail.com.

Petrenko Olena, PhD, Sc. Associate Professor, The Department of Refrigeration Trade Equipment and Applied Mechanics, Kharkiv State University of Food Technology and Trade. Address: Klochkivska str., 333, Kharkiv, Ukraine, 61045. Tel.: (057)349-45-88, 0677342916; e-mail: elenalion71@gmail.com.

Семенюк Дмитро Павлович, канд. техн. наук, доц., кафедра холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки, Харківський державний університет харчування та торгівлі. Адреса: вул. Клочківська, 333, м. Харків, Україна, 61051. Тел.: (057)349-45-88, 0973659060; e-mail: dmitriy.semeniuk@gmail.com.

Семенюк Дмитрий Павлович, канд. техн. наук, доц., кафедра холодильной и торговой техники и прикладной механики, Харьковский государственный университет питания и торговли. Адрес: ул. Клочковская, 333, г. Харьков, Украина, 61045. Тел.: (057)349-45-88, 0973659060; e-mail: dmitriy.semeniuk@gmail.com.

Semeniuk Dmytro, PhD, Sc. Associate Professor, The Department of Refrigeration Trade Equipment and Applied Mechanics, Kharkiv State University of Food Technology and Trade. Address: Klochkivska str., 333, Kharkiv, Ukraine, 61045. Tel.: (057)349-45-88, 0973659060; e-mail: dmitriy.semeniuk@gmail.com.

Білий Дмитро Володимирович, асп., Харківський державний університет харчування та торгівлі. Адреса: вул. Клочківська, 333, м. Харків, Україна, 61051. Тел.: 0631217875; e-mail: jimmykraun@ukr.net.

Белый Дмитрий Владимирович, асп., Харьковский государственный университет питания и торговли. Адрес: ул. Клочковская, 333, г. Харьков, Украина, 61051. Тел.: 0631217875; e-mail: jimmykraun@ukr.net.

Bilyi Dmytryi, PhD student, Kharkiv State University of Food Technology and Trade. Address: Klochkivska str. 333, Kharkiv, Ukraine, 61051. Tel.: 0631217875; e-mail: jimmykraun@ukr.net.

Рекомендовано до публікації д-ром техн. наук, проф. В.М. Михайловим.

Отримано 30.09.2017. ХДУХТ, Харків.

DOI: 10.5281/zenodo.1108567