

Предварителен анализ на транскритична термopомпена система, използваща R744 (CO₂)

Светослав Влашки

Резюме: Настоящият доклад представя предварителен анализ на транскритична термopомпа, интегрирана в система за двустепенно оползотворяване на топлината на отработения въздух. Направен е анализ на работния диапазон и топлинните товари в двата режима. Разработена е принципна схема и са избрани основните елементи на хладилната система. Определени са характеристиките на термopомпата в целия работен диапазон от външни температури.

Ключови думи: въглероден диоксид, R744, CO₂, транскритична термopомпа, двустепенна регенерация

Preliminary analysis of transcritical R744 (CO₂) heat pump

Svetoslav Vlashki

Resume: The following article represents a preliminary analysis of transcritical heat pump, integrated in a two-stage extract air heat recovery system. Analysis of the operating range and the heat loads in the two operating modes is performed. A schematic of the refrigerant circuit is developed and the key elements of the system are selected. The performance parameters of the heat pump are determined in the whole operating range of ambient temperatures.

Key words: carbon dioxide, R744, CO₂, transcritical heat pump, two-stage heat recovery

1. Въведение

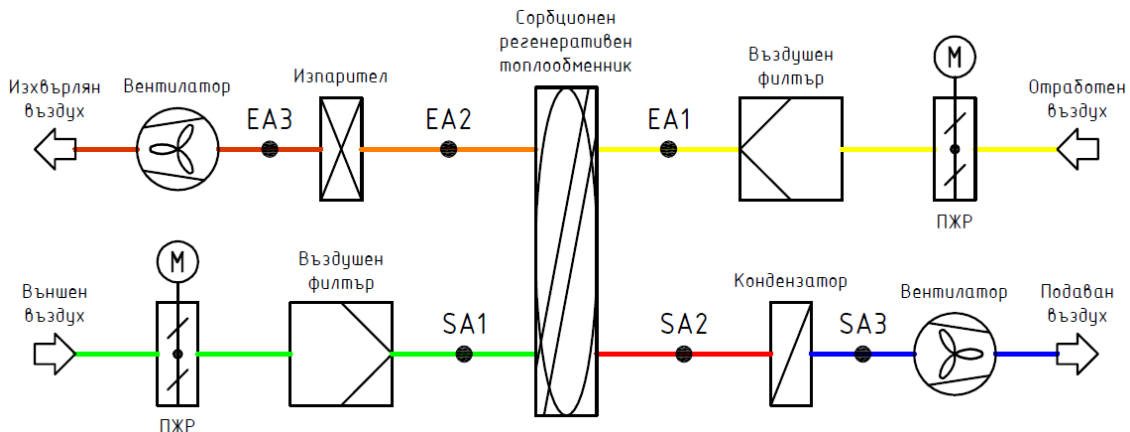
Съгласно РЕГЛАМЕНТ (ЕС) № 517/2014, в сила от 1 януари 2015 година, се приемат ограничения и значително намаляване на количествата флуоровъглеродороди, които се пускат на пазара [1]. Това налага използването на по-екологични хладилни агенти, които притежават нисък потенциал за глобално затопляне (ПГЗ). От своя страна тези хладилни агенти създават трудности, свързани с техните по-неблагоприятни термодинамични свойства, горимост, избухливост, токсичност и високи работни налягания. Ето защо, основна задача е оценката на техническата, енергийната и икономическата ефективност при използването на даден екологичен хладилен агент в конкретно приложение.

Една от основните алтернативи на флуорираните хладилни агенти е въглеродният диоксид - R744 (CO₂). През последните 15 години R744 се доказва като успешен заместител на конвенционалните хладилни агенти в различни приложения, като термopомпи за загряване на гореща вода, търговски хладилни системи и малки уреди, като например вендинг машини [2].

Едно от приложенията, в които до момента не са изследвани характеристиките на въглеродния диоксид, са системите за двустепенно оползотворяване на топлината на отработения въздух. Към момента няма производител, който да предлага на пазара такъв тип система, използваща R744. Настоящият доклад представя предварителен анализ на транскритична термopомпена система, работеща в това конкретно приложение.

2. Приложение на R744 в системи за двустепенно оползотворяване на топлината на отработения въздух

В разглежданата система за оползотворяване на топлината на отработения въздух има две степени на топлинна регенерация. Първата степен е сорбционен регенеративен теплообменник, а втората степен – интегрирана термopомпена система (Фиг. 1).



Фиг. 1 Принципна схема на системата за двустепенно оползотворяване на топлината на отработения въздух в режим на отопление

Няколко са характерните особености на този тип системи, които създават предпоставки за успешното приложение на R744.

Първата е, че вследствие на работата на сорбционния регенератор, в режим на отопление температурата на въздуха на входа на кондензатора е под $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Това означава, че в този режим системата работи в подкритичната област, където ефективността е по-висока.

Аналогично в режим на охлаждане, температурата на отработения въздух след регенеративния топлообменник е винаги по-ниска от тази на околната среда, което означава, че процеса на отдаване на топлина се осъществява при налягания близки до критичната точка. Това е предпоставка за постигане на по-висока ефективност в режим на охлаждане.

Поради високата политропна експонента на R744 [3], са налице високи температури на нагнетяване и съответно голям нагнетателен прегрев. Това осигурява голяма температурна разлика в последните редове на топлообменника и позволява загряване на въздуха до необходимата температура на подаване, при по-ниска температура на кондензация.

Отличните характеристики на R744, по отношение на топлообмена и падовете на налягане [3], са предпоставка за намаляване на температурните разлики и съответно повишаване на температурата на изпарение и понижаване на температурата на кондензация и високото налягане в надкритичен режим.

3. Работен диапазон и топлинни товари

Два са основните критерии за определяне на работния диапазон. Първият са климатичните условия, в които е предвидено да се експлоатира системата. Извършен е анализ, който се основава на представителни климатични данни за всички европейски столици [4]. Данните показват, че температурата на външния въздух е по-ниска от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ в едва 4 града за ограничен брой часове. Аналогични са данните за температури по-високи от $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Избраният целеви работен диапазон е от температура на външния въздух $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до температура $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вторият критерий е допустимият работен диапазон на избраните бутални транскритични компресори. В посочените температурни граници е възможно използването на едностъпална хладилна система. Необходимо е да се определи дали при разглежданите температурни условия работната точка на компресора е в рамките на допустимия работен диапазон.

Поради факта, че в системата се използват ЕС-вентилатори (електромотор с електронна комутация на полюсите), се приема, че дебитът на двата въздушни потока е постоянен и е равен на $3000\text{ m}^3/\text{h}$. Изчислителните параметри на въздуха в помещението се приемат за $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и 30% в режим на отопление и $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ и 50% в режим на охлаждане. Относителната влажност на външния въздух е линейна функция от температурата, определена на базата на средни стойности от представителни климатични данни. Всички стойности на параметрите на

влажния въздух се изчисляват чрез LibHuAirProp функциите на ASHRAE [5], които използват модели за смеси от реални газове и осигуряват много висока точност.

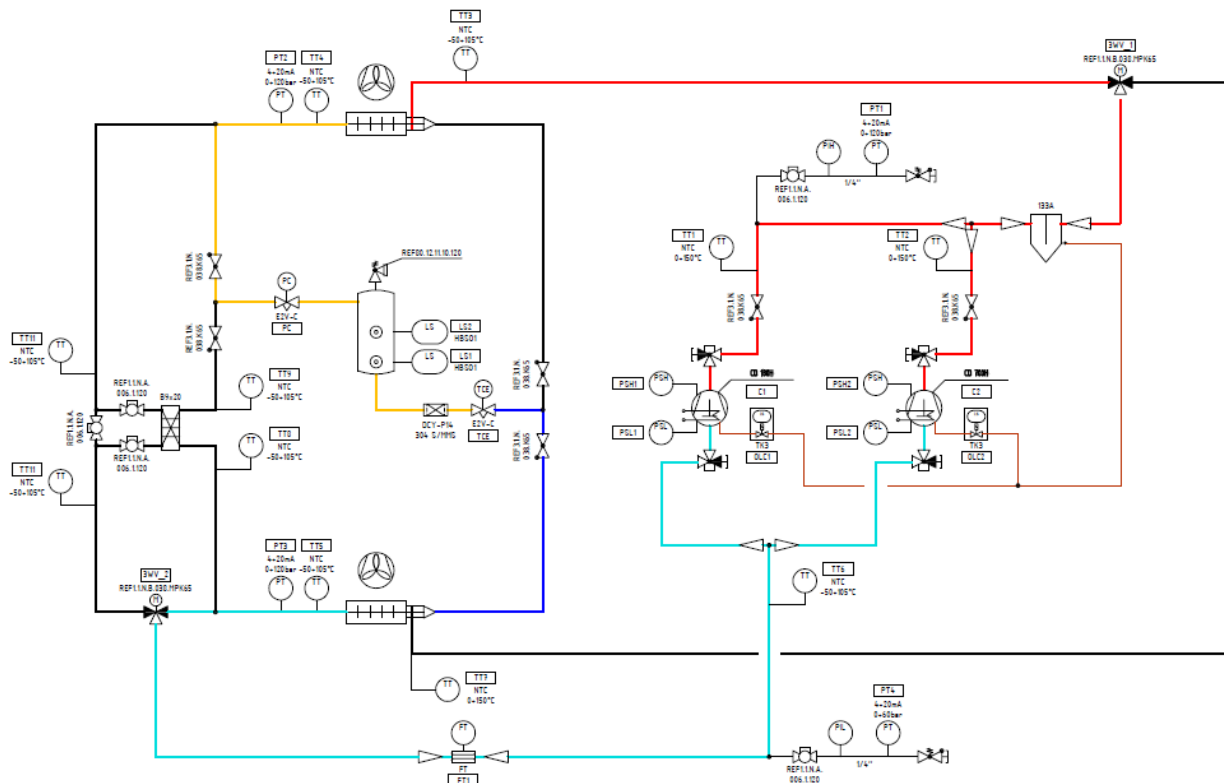
Характеристиките на сорбционния регенеративен топлообменник са симулирани чрез софтуерната програма на производителя [6]. Резултатите включват промяната на параметрите на влажния въздух, топлинния поток и ефективностите на топлообменника. В режим на отопление, температурата на обработвания въздух на входа на кондензатора се променя в диапазона от 9,4 °C до 21,6 °C, а температурата на отработения въздух на входа на изпарителя – в диапазона -18,8 °C до 20,4 °C. В режим на охлаждане, температурата на входа на изпарителя се променя в диапазона 24,2 °C до 25,9 °C, а температурата на отработения въздух – в диапазона 24,8 °C до 37,4 °C.

Топлинният товар се изчислява на базата на процес на изовлажностно загряване на обработвания въздух от състояние на изхода на регенеративния топлообменник до температура 24 °C. Полученият топлинен товар се изменя в диапазона от 17,54 kW (при -25 °C температура на външния въздух) до 2,43 kW (при температура 20 °C). Характерно е, че с понижаване на външната температура се увеличава топлинният поток в регенеративния топлообменник, което намалява наклона на кривата, описваща топлинния товар.

Охладителният товар се изчислява на база на процес на охлаждане на подавания въздух от състояние на изхода на регенеративния топлообменник, до температура 22 °C. Параметрите на процеса и топлинният поток са определени чрез специализирана софтуерна програма [7]. Температурата на подаване в двата режима се приема съответно с 2 K по-висока и 2 K по-ниска от поддържаната температура в помещението, с цел компенсиране на топлообмена във въздуховодната система.

4. Хладилна схема

Избрана е едностъпална реверсивна хладилна система. Принципно схема на системата е показана на Фиг. 2.



Фиг. 2 Принципно схема на хладилната система в режим на отопление

В режим на отопление системата работи в подкритичната област, т.е. загряването на обработвания въздух се осъществява чрез процес на кондензация. В режим на охлаждане процеса на отдаване на топлина протича в надкритичната област. Това налага необходимостта всички елементи на хладилната система да бъдат предназначени за максимално работно налягане от 120 bar [8].

В режим на охлаждане двата ключови елемента са вентилът за регулиране на високото налягане и вътрешният топлообменник. Чрез този вентил се поддържа оптимално налягане в надкритичния охладител, с цел постигане на максимална ефективност. Оптималното налягане е функция от температурата на надкритичния флуид на изхода от охладителя. Предназначението на вътрешния топлообменник е обмена на топлина между надкритичния флуид и студените пари на изхода на изпарителя. Целта е повишаване на ефективността в режим на охлаждане [2].

Основен проблем пред системата е много широкият диапазон на изменение на топлините товари в двата режима. Постигането на висока енергийна ефективност изисква точното покриване на топлинния товар, посредством регулиране на мощността на компресора. Най-подходящият начин за това е използването на честотен инвертор. В конкретния случай използването на един компресор с честотно управление не е достатъчно. Анализът показва, че стандартното разделяне на мощността между два компресора – един с честотно управление и един с постоянни обороти – също не е достатъчно, дори когато мощностите на двата компресора са в отношение 2 към 1 или 3 към 1. За решаване на проблема са избрани два компресора, чието отношение на геометричния обемен дебит при 50 Hz е приблизително 4 към 1. Освен това, всеки от двата компресора трябва да се управлява посредством честотен инвертор.

Друг основен проблем е проектирането и оптимизирането на въздушните топлообменници. Основната причина е, че топлообменниците трябва да бъдат реверсивни. Специфичното в случая е, че единият от двата топлообменника работи като изпарител в режим на отопление и като надкритичен охладител в режим на охлаждане. Свойствата на R744 в състояние на надкритичен флуид се различават значително от неговите свойства в състояние на смес от течност и пари. Това означава, че процесите в двата режима са напълно различни от топлинна и хидравлична гледна точка, а също така и от гледна точка на механичното натоварване на топлообменника. Другите основни причини са много широкият температурен и мощностен диапазон и високите работни налягания.

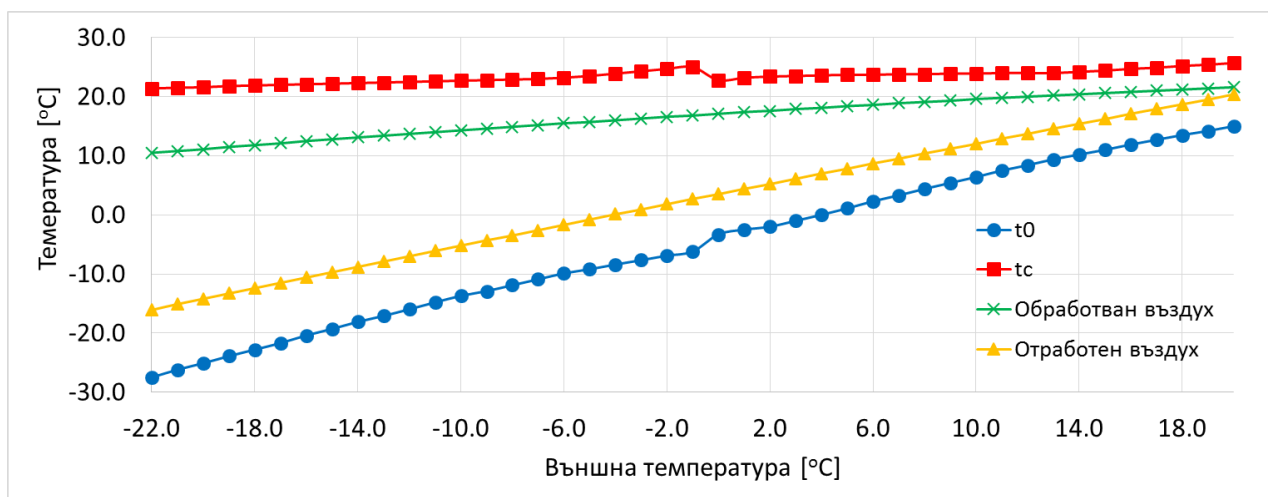
5. Изчисляване на характеристиките на термopомпената система

Характеристиките на термopомпената система са изчислени чрез определяне на балансите точки, посредством последователност от итеративни изчисления, за които са използвани няколко специализирани софтуерни програми [7, 8–12]. Балансите точки представляват работните условия, при които мощностите на елементите в системата се изравняват. Смукателният и нагнетателният падове на налягане се пренебрегват, тъй като техните стойности са много ниски. Прегрева в изпарителя и подохлаждането в кондензатора се приемат за константа, тъй като техните стойности зависят от функциите на регулиращите вентили и системата за автоматизация. Целта на изчисленията е не получаването на точни числени стойности, а изследването на основните тенденции в поведението на хладилната система, в целия работен диапазон.

Резултатите от проведените изчисления показват, че надеждна работа на системата може да се осигури при температури на външния въздух от -22 °C до 40 °C. В тези температурни граници балансите точки на системата не излизат извън допустимия работен диапазон на избраните компресори.

На Фиг. 3 е показано изменението на температурите на въздуха на входа на изпарителя и кондензатора и температурите на изпарение и кондензация в режим на отопление, като функция от външната температура. Едно от условията за постигане на висока енергийна ефективност в хладилните системи е поддържането на висока температура на изпарение, т.е.

малка входяща температурна разлика в изпарителя. Специфична особеност на конкретното приложение е фактът, че в по-голямата част от работния диапазон, при температури на външния въздух под $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, входящата температурна разлика в изпарителя (ΔT_1) е относително голяма – над 8 K. Това означава, че не е възможно да се поддържат максимално високи температури на изпарение, както в приложения, където ΔT_1 е между 6 K и 8 K. Причината за това е, че първата степен на регенерация отнема определена част от топлината на отработения въздух и понижава неговата температура. За да се осигури необходимата хладилна мощност, отработеният въздух трябва да се охлади с по-голяма температурна разлика, т.е. до по-ниска температура. Разликата между температурите на отработения въздух на входа и на изхода на изпарителя се изменя от 8,65 K до 3,45 K. В системите със самостоятелно работещ изпарител нормално тази разлика е от 3 K до 4 K. По-ниската температура на отработения въздух на изхода на изпарителя съответно означава по-ниска температура на изпарение.



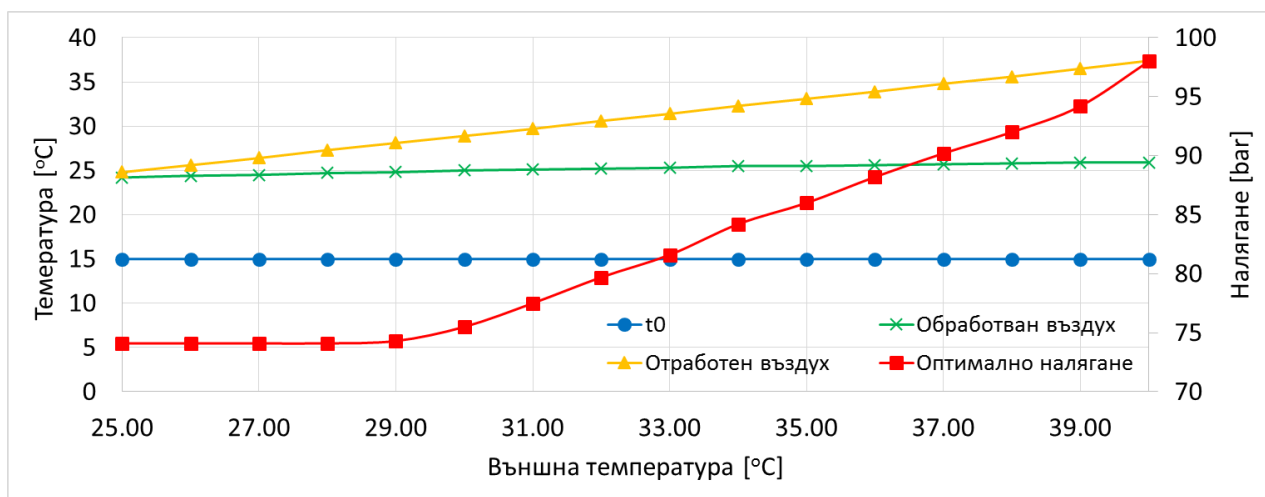
Фиг. 3 Температури на въздуха на входа на изпарителя и кондензатора и температури на изпарение и кондензация в режим на отопление

В режим на отопление, температурата на обработвания въздух на входа на кондензатора се изменя в относително тесен диапазон (Фиг. 3). Това се дължи на същественото увеличаване на топлинния поток в регенеративния теплообменник при понижаване на външната температура. Поради високите температури на нагнетяване на R744 и факта, че процеса на отдаване на топлина протича близо до критичната точка, където двуфазната област се стеснява, то голяма част от теплообменната повърхност служи за охлаждане на горещите пари. При еквивалентни геометрични характеристики на теплообменника, това осигурява голяма температурна разлика в последните редове и е предпоставка за постигане на по-ниски температури на кондензация при дадена температура на подавания въздух.

На Фиг. 4 е показано изменението на температурите на въздуха на входа на изпарителя и кондензатора, температурата на изпарение и оптималното налягане в надкритичния охладител в режим на охлаждане. Благодарение на факта, че температурата на отработения въздух на входа на надкритичния охладител е с около 2 K по-ниска от външната температура, е възможно поддържането на оптимално налягане, което осигурява по-висока ефективност. Например при температура $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, оптималното налягане е 86,0 bar, а при температура $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 90,6 bar. Ефективността в двете работни точки е съответно 3,56 и 3,15, което означава съществена разлика от 11,5 % [9].

Налице е проблем, който води до намаляване на ефективността на системата. Той се дължи на факта, че максималната допустима температура на изпарение за компресорите е $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поради ниският топлинен поток, и високата температура на входа на изпарителя, избраният теплообменник разполага със съществен резерв от теплообменна повърхност, т.е.

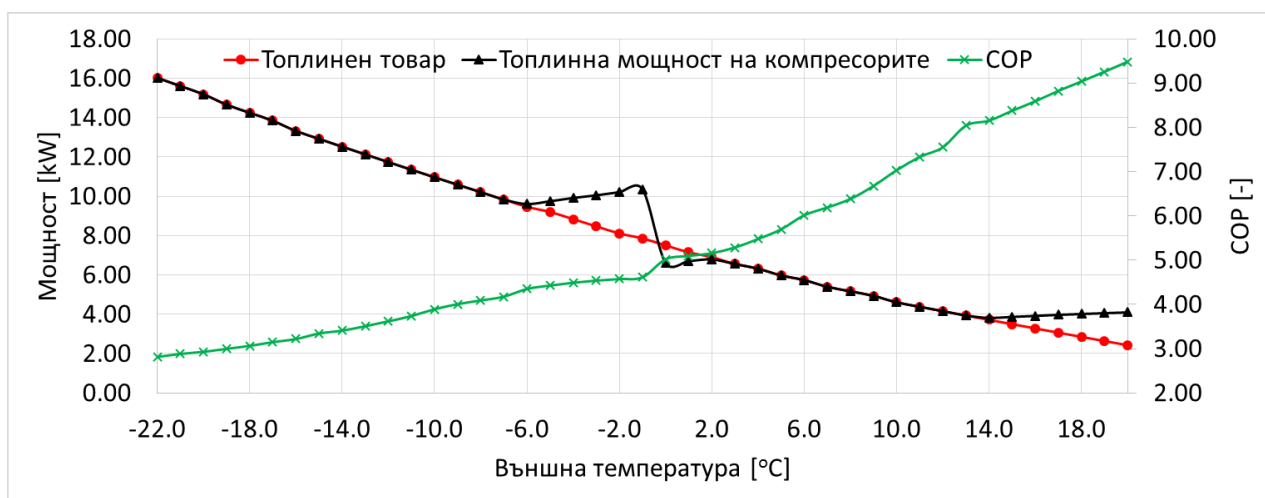
може да осигури по-високи температури на изпарение. При тези условия ЕРВ ще работи в т.нар. режим максимално работно налягане (MOP), в който вентилът не регулира прегрева на изхода на изпарителя, а ограничава налягането на изпарение до определена стойност, с цел да се предпази компресора от претоварване. На практика в този режим температурата на изпарение дори ще бъде по-ниска от 15 °С. Решаването на този проблем е използването на компресори с по-широк работен диапазон, които потенциално ще се появят на пазара.



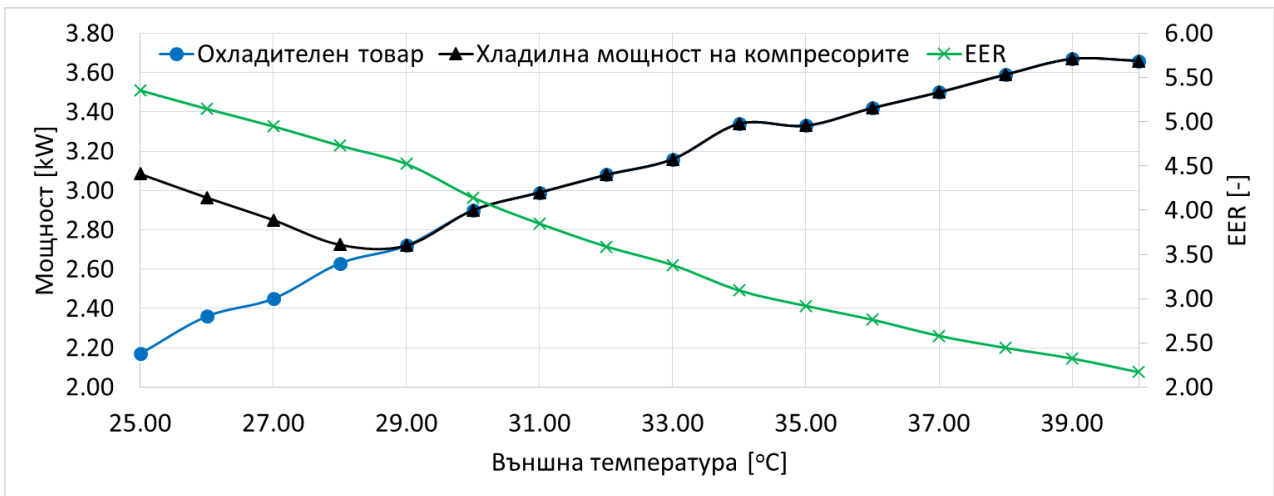
Фиг. 4 Температури на въздуха на входа на изпарителя и кондензатора, температура на изпарение и оптимално налягане в надкритичния охладител в режим на охлаждане

На Фиг. 5 е показана мощностната характеристика на двата компресора и ефективността на системата в режим на отопление, а на Фиг. 6 – в режим на охлаждане. Въпреки предвидените мерки по отношение на регулирането на мощността, в диапазона от -6 °С до 2 °С, както и над 14 °С, е налице отклонение спрямо топлинния товар, т.е. намаляване на ефективността на системата. В режим на охлаждане отклонение има при температури от 25 °С до 29 °С (Фиг. 6). На Фиг. 7 и 8 са показани съответните отклонения в температурата на подавания въздух от заданията в двата режима.

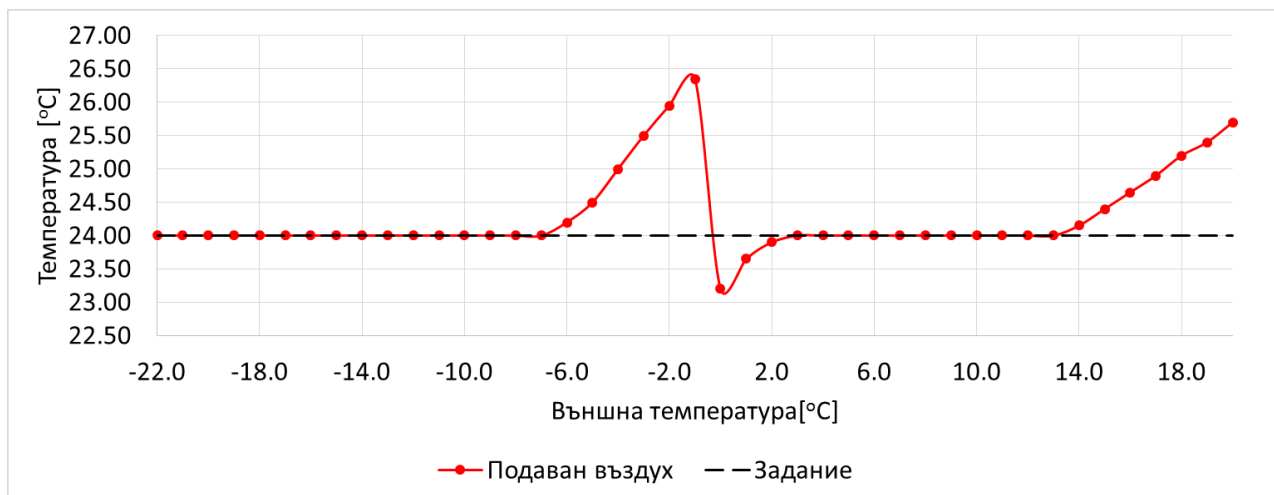
Към настоящият момент се проучват възможностите за подобряване на регулирането на мощността, чрез използване на алтернативни модели компресори и разширяване на честотния диапазон на управление.



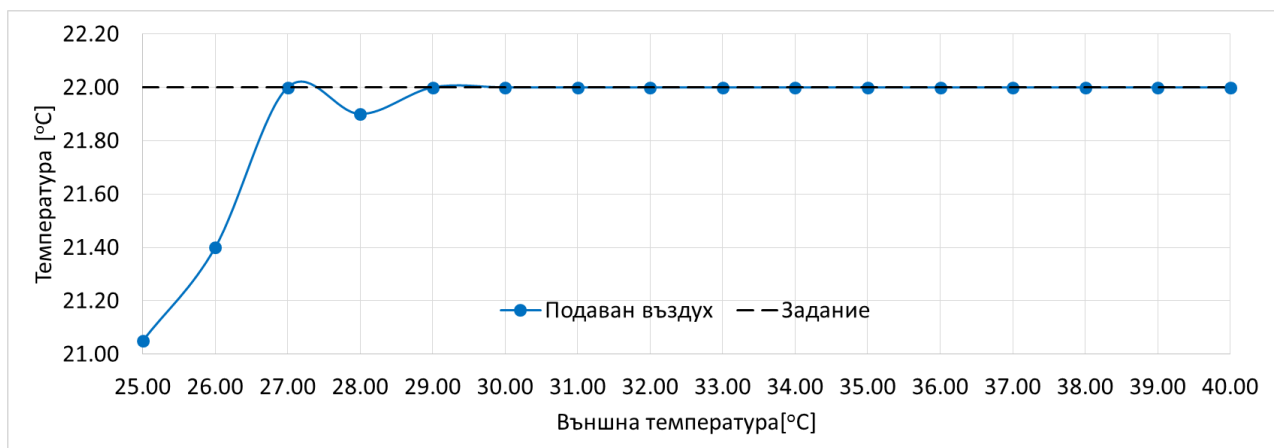
Фиг. 5 Мощностна характеристика на двата компресора и ефективност на системата в режим на отопление



Фиг. 6 Мощностна характеристика на двата компресора и ефективност на системата в режим на охлаждане



Фиг. 7 Температура на подавания въздух в режим на отопление



Фиг. 8 Температура на подавания въздух в режим на охлаждане

6. Заключение

Въз основа на проведеня анализ са направени следните заключения:

- Вследствие на работата на сорбционния регенеративен топлообменник, в режим на отопление термопомпената система работи в подкритичната област, където ефективността на хладилния цикъл е по-висока;
- В режим на охлаждане температурата на въздуха на входа на надкритичния охладител позволява работа при по-ниско оптимално налягане и осигурява по-висока ефективност;
- Високите температури на нагнетяване и големият нагнетателен прегрев на R744 позволяват постигане на дадената температура на подавания въздух при по-ниски температури на кондензация;
- Много широкият диапазон, в който се изменят топлинните товари, изисква предприемане на специални мерки по отношение на регулирането на мощността на термопомпената система;
- От особена важност за ефективността на термопомпената система е оптимизирането на геометричните характеристики на двата въздушни топлообменника;
- Възможност за повишаване на ефективността на термопомпената система е използването на компресори с по-широк работен диапазон, които потенциално предстои да се появят на пазара;
- R744 притежава добър потенциал за приложение в системи за двустепенно оползотворяване на топлината на отработения въздух.

Предстои изграждане на физически модел и провеждане на експериментални изследвания. Целта е да се изследват и анализират техническите, енергийните и екологичните характеристики в различни работни режими и да се постигне цялостна оптимизация на параметрите на системата.

ЛИТЕРАТУРА

1. РЕГЛАМЕНТ (ЕС) № 517/2014 НА ЕВРОПЕЙСКИЯ ПАРЛАМЕНТ И НА СЪВЕТА от 16 април 2014 година за флуорсъдържащите парникови газове и за отмяна на Регламент (ЕО) № 842/2006
2. Kim, M., Pettersen, J., Bullard, C. (2004). *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*. Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004) 119–174.
3. Влашки, С., Божков, Цв. и Стоянов, Й. (2016). *Свойства на въглеродния диоксид (R744) като хладилен агент*. Научна конференция ЕМФ 2016, сборник доклади.
4. Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., Duffy, M.J. (2010) *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. [Software]. Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
5. Herrmann, S., Kretzschmar, H.-J. and Gately, D.P. (2011). *ASHRAE Library of Humid Air Psychrometric & Transport Property (LibHuAirProp) Functions for 64-bit MATLAB, I-P and SI Units*. [Software]. Atlanta, GA: ASHRAE.
6. Hoval Aktiengesellschaft. (2014). *Hoval CASER Version 1.2.0.1*. [Software]. Hoval. FL-9490 Vaduz.
7. Zeller, M. (2016). *DX-Evaporator Version 2016-05-10*. [Software]. ZCS. CH-3063 Ittigen.
8. Danfoss. (2010). *Transcritical CO2 booster system. How to control the system*. [Online]. Available from: www.danfoss.com/co2
9. Dr Wolf Srl. (2015). *Dorin Software Version 15.07*. [Software]. Dorin S.p.A.
10. Zeller, M. (2016). *Condenser Version 2015-10-21*. [Software]. ZCS. CH-3063 Ittigen.
11. Zeller, M. (2016). *CO2 Sup Crit Cooler Version 2014-10-26*. [Software]. ZCS. CH-3063 Ittigen.
12. SWEP. (2016). *SSP G7 Version 7.0.3.56*. [Software]. SWEP.

Автор:

маг. инж. Светослав Руменов Влашки - докторант, ТУ – София, ЕМФ, катедра ТХТ,
моб. тел: +359/ 878 126 622, e-mail: svetoslav.vlashki@gmail.com