



Thermodynamic Analysis of Refrigerants Pairs in Two Stages Cascade Vapor Compression Refrigeration Cycle for Cooling of Telecommunications Equipment with Volume Decreasing Approach

M. M. Keshtkar* and E. Gholamian

Department of Mechanical Engineering, Kerman Branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran.

ABSTRACT: In this research, a two-stage cascade refrigeration cycle with different refrigerants is analyzed thermodynamically and then every component of the cycle with the approach to decrease the volume is studied. Functional variables are including evaporation temperature, pressure ratio and the amount of input work in both high and low-temperature cycle and cooling capacity as stated in issue is considered. With the change of refrigerants in high and low-temperature circuits, variation the volume of the components and change the coefficient of performance of the system is investigated. The results show that the lowest volume of the system achieves in the high-temperature cycle with the use of refrigerant R-134a use and in the low-temperature cycle with the use of R-508B and R-23 and the total volume of the system is reduced. It is observed that at low evaporation temperatures, the compressor volume is highly dependent on the amount of cooling capacity. As for the evaporation temperature 173K, with increasing cooling capacity from 100 W to 200 W, the compressor volume increases 3.2 times from 9100 cm³. It is also seen with increasing the evaporation temperature, the volume of air-cooled condenser reduces and in the evaporation temperature 173K, with increasing of cooling capacity from 100 W to 200 W, the volume of air-cooled condenser system in two-stage cascade increases from 4500 cm³ to 13000 cm³.

Review History:

Received: 09/04/2018
Revised: 26/05/2018
Accepted: 17/07/2018
Available Online: 18/07/2018

Keywords:

Thermodynamic analysis
Two-stage cascade refrigeration
Refrigerants pairs
Volume decreasing

1. INTRODUCTION

During the past decade, the structure of the server computers to shrink the decreasing size of Complementary Metal–Oxide–Semiconductor (CMOS) has much progress but despite the reduction of the volume, heat production per unit volume has increased. International Technology Roadmap for Semiconductors (ITRS) estimates that the maximum amount of energy that the microprocessor without the use of cooling equipment is equal to 198 W [1]. Also it is known that the performance of the microprocessor with decreasing of working environment temperature increases. Recently it has been shown that at low temperature (100 °C), the performance of the chip CMOS increases equal to 3.4 times compared with 85 °C [2]. Indlee et al. [3] investigated the determination of the optimal condensation temperature in the condenser cascade that reduces the volume and increases the coefficient of performance. Also, they studied the maximum coefficient of performance and minimum exergy destruction of the system with a variation of the evaporation temperature in the low-temperature cycle, the condensation temperature in the high-temperature cycle and temperature difference in the cascade condenser. In another research, Dubai and Kumar [4] carried out the analysis of a two-stage cascade refrigeration system with the carbon dioxide-propylene refrigerants.

*Corresponding author's email: keshtkar@iauk.ac.ir

Propylene considered as a low-temperature cycle refrigerant and carbon dioxide as a high-temperature cycle refrigerant. In this research, the variation of three important design parameters including, the condenser temperature, evaporator temperature and temperature difference in the cascade condenser to achieve a maximum coefficient of performance has been investigated. Keshtkar and Talebizadeh in 2017 [5] investigated the optimization of a cold water production cycle in the second refinery, unit 132 South Pars, from thermodynamic, economic and environmental viewpoints. In another investigation, Keshtkar and Zahiri in 2018 [6] carried out a thermodynamic simulation of a refrigeration system with variable flow. In this work, the thermodynamic response to different conditions, such as changing the temperature of evaporation and condensation was investigated. Review of the studies in the field of refrigeration systems analysis shows the analysis of the cascade refrigeration with decreasing volume approach has not carried out. Therefore, in the present study, a two-stage cascade refrigeration system with specific conditions simulated thermodynamically with the purpose of the application in electronic and telecommunication equipment and then using the governing equations for every component of the cycle by changing the refrigerants of every cycle, the minimum volume of the components is investigated.



2. THEORY

Fig. 1 shows a two-stage cascade refrigeration cycle with the pressure-enthalpy diagram. This system consists of two separate refrigeration circuit means a High-Temperature Circuit (HTC) and a Low-Temperature Circuit (LTC). These two circuits have been coupled by a heat exchanger called cascade condense. The condenser heat $\dot{Q}_h$ removes from condensation temperature T_c to ambient temperature T_0 . Refrigeration capacity $\dot{Q}_c$ produces in the evaporator at the evaporation temperature T_e from the cold temperatures T_{CL} , $T_{cas,E}$ and $T_{cas,C}$ which are the evaporation temperature in the low-temperature cycle and the condensation temperature in the high-temperature cycle, respectively. $\Delta T_{cas} = T_{cas,C} - T_{cas,E}$

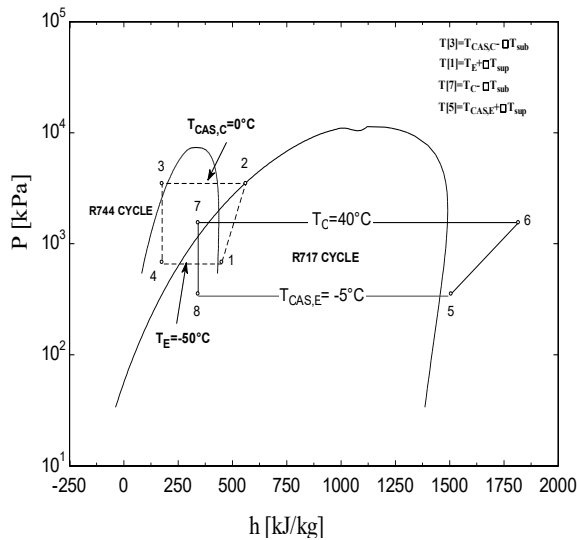
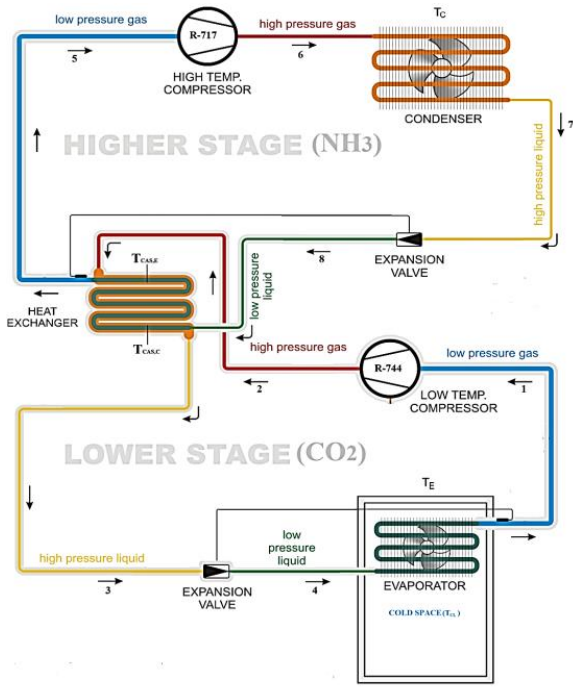


Fig. 1: Schematic of a two-stage cascade refrigeration cycle and the corresponding pressure-enthalpy diagram

is the temperature difference in the cascade condenser. In the present work, thermodynamic analysis of refrigeration system is carried out based on the following assumptions [7].

The governing equations in accordance with Fig. 1 for energy analysis are as follows [7]:

Cooling capacity:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L (h_1 - h_4) \quad (1)$$

High temperature circuit compressor power consumption:

$$\dot{W}_{comp,HTC} = \frac{\dot{m}_H (h_{6S} - h_5)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_H (h_6 - h_5)}{\eta_m \eta_e} \quad (2)$$

Low temperature circuit compressor power consumption:

$$\dot{W}_{comp,LTC} = \frac{\dot{m}_L (h_{2S} - h_1)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_L (h_2 - h_1)}{\eta_m \eta_e} \quad (3)$$

In the above equations η_m and η_e considered equal to 0.93, are the mechanical and electrical efficiency of the compressor motor. The coefficient performance is equal to:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{HTC} + \dot{W}_{LTC}} \quad (4)$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

In this section by using the refrigerant R-134a for a high-temperature circuit and the use of R-508B for a low-temperature circuit, the volume of every single component and then the overall system volume can be calculated. In Figs. 2 and 3, the effect of evaporation temperature on the volume of the compressor and condenser for two refrigeration capacities have been shown, respectively. As well as the total volume of the system includes the volume of the electric motor, compressor, evaporator, condenser and cascade condenser for two different refrigeration capacities has been shown in Fig. 4.

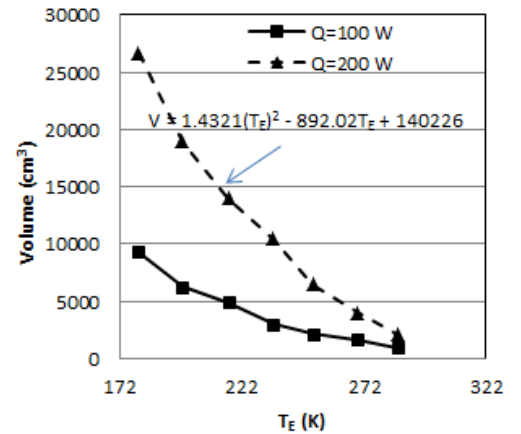


Fig. 2. Variation of the compressor volume with evaporation temperatures for two cooling capacities.

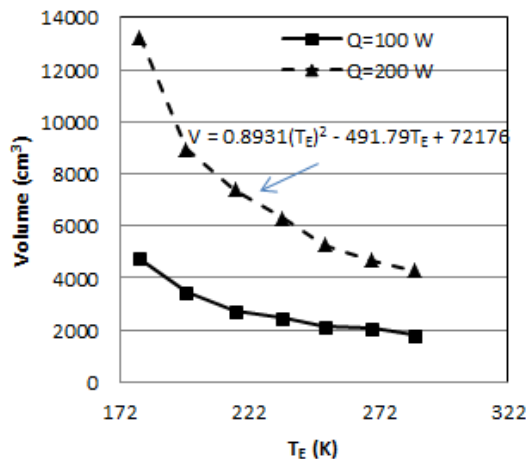


Fig. 3: Variation of the condenser volume with evaporation temperatures for two cooling capacities.

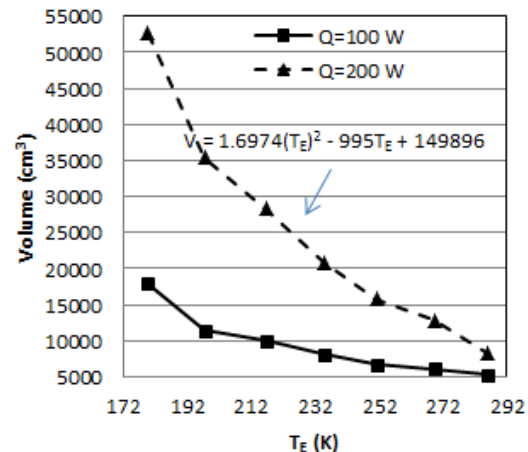


Fig. 4: Variation of the system volume with evaporation temperatures for two cooling capacities.

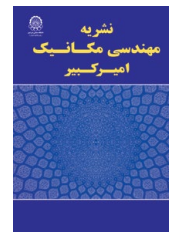
4. CONCLUSION

Due to the increasing use of computers in electronic and telecommunications systems, the refrigeration systems with low volume and high performance attract considerable attention. One of the high-performance refrigeration systems is a cascade refrigeration system. In this research, at the first step, cascade system modeling by thermodynamic analysis and energy carried out. After solving the cycle and change various parameters the following results were obtained. By reducing the temperature of the working environment of the system, the coefficient of performance of the system increases and its volume will be smaller. Results show that in the evaporation temperature $T_e = 183\text{K}$ by increasing the ambient temperature from 300 to 320 K, the coefficient of performance reduces from 2.16 to 1.8. The maximum coefficient of performance is obtained with the use of R-22 in the high-temperature circuit and R-600a in the low-temperature cycle, but both of these refrigerants due to their high global warming potential are not used. Results show that by increasing the evaporation temperature from 173K to 183K the coefficient of performance of the system with refrigerant R-22 increases from 2.28 to 2.45. Also, it is seen that the lowest volume of the system is obtained with utilizing refrigerant R-134a in the high-temperature cycle and refrigerants R-23 and R-508 B in the low-temperature cycle. It was observed that by reducing the evaporation temperature from 290K to 173K for cooling capacity 200W, compressor volume increases from 2200 cm³ to 27000 cm³. The results also showed that by reducing the evaporation temperature from 290K to 173K for cooling capacity 200W, the volume of the condenser increases from 4000 cm³ to 13000 cm³.

Moreover, the evaporation temperature at 173K, with double cooling capacity from 100 W to 200W the air condenser volume, increases from 4500 cm³ to 13000 cm³.

REFERENCES

- [1] M. Bandhauer, A. Agarwal, S. Garimella, Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *Journal of Heat Transfer*, 128 (2014) 1050-1059.
- [2] Phelan P., Chiriac V., Lee T., "Current and Future Miniature Refrigeration Cooling Technologies for High Power Microelectronics", *Proceedings of the Seventeenth SEMI-THERM Symposium*, IEEE, pp.158-167, 2014.
- [3] Indlee H., Gulshah S., Vaibhav J., Kachhawaha S.S., "Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants", *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, Vol. 18(3), pp. 52-68, 2014
- [4] Dubey A.M., Kumar S., Agrawal G.D., "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications", *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, pp.774-783, 2015.
- [5] Keshtkar M.M., Talebizadeh P., "Multi-objective optimization of cooling water package based on 3E analysis: A case study", *Energy*, Vol. 134, pp. 840-849, 2017.
- [6] Keshtkar M.M., Zahiri R., "Thermoeconomic Analysis of a Variable Refrigerant Flow System", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, DOI: 10.22060/mej.2018.13550.5664, 2018. (In Persian).
- [7] Keshtkar M.M., "Effect of subcooling and superheating on performance of a cascade refrigeration system with considering thermo-economic analysis and multi-objective optimization", *Journal of Advanced Computer Science & Technology*, Vol.5 (2), pp. 42-47, 2016.



بررسی عملکرد ترمودینامیکی جفت سیال عامل سیکل تبرید تراکمی آبشاری دومرحله‌ای جهت سرمایه‌گذاری تجهیزات مخابراتی با رویکرد کاهش حجم تجهیزات

محمد مهدی کشتکار*، الهه غلامیان

گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان، کرمان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۱/۲۰
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۳/۰۵
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۴/۲۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۴/۲۷

کلمات کلیدی:

تحلیل ترمودینامیکی
تبرید تراکمی آبشاری
دومرحله‌ای، جفت سیال
کاهش حجم

خلاصه: در این تحقیق یک سیکل تبرید تراکمی آبشاری دومرحله‌ای با مبردهای مختلف به صورت ترمودینامیکی بررسی شده و سپس تک تک اجزاء سیکل با رویکرد دستیابی به حجم کمتر مورد مطالعه قرار می‌گیرد. متغیرهای عملکردی شامل دمای تبخیر، نسبت فشار کمپرسور و مقدار کار ورودی در هر دو سیکل دما بالا و دما پایین بوده و ظرفیت سرمایشی به عنوان قید مسئله در نظر گرفته شده است. با تغییر مبردهای سیکل دما بالا و دما پایین، تغییر حجم اجزاء مورد استفاده و تغییر ضریب عملکرد سیستم بررسی می‌گردد. نتایج نشان می‌دهند که کمترین حجم سیستم با استفاده از مبرد آر-۱۳۴، در سیکل دما بالا و مبردهای آر-۵۰۸ بی و آر-۲۳ در سیکل دما پایین به دست می‌آید. همچنین در دماهای تبخیر پایین حجم کمپرسور مورد استفاده به شدت وابسته به مقدار ظرفیت سرمایشی است. به نحوی که در دمای تبخیر ۱۷۳ کلوین، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایشی از ۱۰۰ تا ۲۰۰ وات، حجم کمپرسور از ۹۱۰۰ سانتی‌مترمکعب به میزان ۳/۲ برابر افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده گردید با افزایش دمای تبخیر، حجم کندانسور هوایی کاهش می‌یابد و در دمای تبخیر ۱۷۳ کلوین، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایش از ۱۰۰ تا ۲۰۰ وات، حجم کندانسور هوایی در سیستم دومرحله‌ای آبشاری از ۴۵۰۰ به ۱۳۰۰۰ سانتی‌مترمکعب افزایش می‌یابد و با افزایش دمای تبخیر تغییر در افزایش حجم به واسطه تغییر ظرفیت سرمایشی کاهش می‌یابد.

۱- مقدمه

طی دهه گذشته ساختار کامپیوترهای سرور به واسطه کوچک شدن حجم نیمه‌رساناهای اکسید فلزات^۱ بسیار پیشرفت کرده است اما با وجود کاهش حجم، گرمای تولیدی در واحد حجم این سیستم‌ها نیز افزایش یافته است. انسیتوی مطالعات نیمه رساناها^۲ تخمین می‌زند که بیشترین مقدار انرژی که ریزپردازنده‌ها بدون استفاده از وسایل سرمایش، قابلیت انجام کار عادی را دارند برابر ۱۹۸ وات می‌باشد [۱]. همچنین مشخص شده است که عملکرد ریزپردازنده‌ها با کمتر شدن دمای محیط کاری بهتر می‌شود. اخیراً نشان داده شده است که در کارکردهای با دمای پایین، چپ نیمه‌رسانای اکسید

فلزات توانایی رسیدن به عملکرد ۳/۴ برابری را در دمای ۱۰۰°C- در مقایسه با زمانی که با توان بالا در دمای ۸۵ °C کار می‌کند، دارد [۲]. در مواردی که به تبرید در دماهای پایین نیاز است، استفاده از سیستم‌های تبرید تک مرحله‌ای مقرون به صرفه نیست چرا که نسبت فشار بالا در کمپرسور، افزایش دمای خروجی روغن و کاهش بازده حجمی و ضریب عملکرد سیکل را به همراه دارد [۳].

یکی از روش‌های موثر و مرسوم جهت کاهش دمای محیط کاری تجهیزات مخابراتی و سرورها استفاده از سیستم تبرید آبشاری می‌باشد. در سیستم‌های تبرید آبشاری، از دو سیکل تبرید معمولی به طور موازی (سیکل دما بالا و سیکل دما پایین) استفاده می‌شود به‌طوری که کندانسور سیکل دما پایین به عنوان اواپراتور سیکل دما بالا عمل می‌کند. سیکل‌های تبرید تراکمی آبشاری یک روش موثر برای افزایش کارایی و ایجاد محیط مناسب برای تجهیزات الکترونیکی

- 1 - Complementary Metal-Oxide-Semiconductor (CMOS)
- 2 - International Technology Roadmap for Semiconductors (ITRS)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: keshtkar@iauk.ac.ir



و مخابراتی می‌باشند. پس از دهه‌ها توسعه و استفاده روزافزون، این سیستم‌ها بسیار قابل اعتماد بوده و می‌توانند در ابعاد بسیار کوچک، مناسب برای سیستم‌های سرور طراحی و ساخته شوند [۴]. شرکت آی.بی.ام^۱ اولین شرکتی بود که از سیستم سرمایش برای کامپیوترهای خود استفاده کرد و توانست ۱۳۵۰ وات گرما را در دمای ۳۵°C دفع کند [۵].

محققان متعددی در زمینه سیستم‌های سرمایش آبشاری تحقیق کرده‌اند. یاری و رونقی [۶] به شناسایی محل ناکارآمدی سیستم تبرید آبشاری جهت کاهش تلفات و بهبود عملکرد سیکل تبرید پرداختند و با تحلیل انرژی پیشرفته، نتایجی جهت بهبود طراحی و عملکرد سیستم آبشاری به دست آوردند. ایندلی و همکاران [۷] به تعیین دمای تقطیر بهینه در کندانسور آبشاری که باعث کاهش حجم و افزایش ضریب عملکرد آن می‌شد پرداختند. همچنین آن‌ها بهینه‌سازی ضریب عملکرد و کمینه‌سازی تخریب انرژی اگزرژی سیستم با متغیرهای دمای تبخیر مبرد سیکل دما پایین، دمای تقطیر مبرد سیکل دما بالا و اختلاف دما در کندانسور آبشاری را بررسی کردند. گنگ و همکاران [۸] سیکل آبشاری دومرحله‌ای را به منظور تعیین دمای بهینه میانی برای انرژی و بار تبرید بهینه مورد بررسی قرار دادند. وانگ و همکاران [۹] به بررسی یک سیکل دومرحله‌ای آبشاری که دو جداکننده مایع-بخار داشت و با شش زوج مبرد دوست‌دار محیط زیست کار می‌کرد، پرداختند و نشان دادند که نسبت فشار دو سیکل و کیفیت مخلوط مردها از مهم‌ترین عوامل تاثیرگذار بر ضریب عملکرد^۲ سیستم می‌باشند. هاتاچاریا و همکاران [۱۰]، نتایج بهینه‌سازی یک سیستم آبشاری پروپان-دی‌اکسیدکربن را برای سیستم‌های تبرید سرمایشی و گرمایشی را به طور همزمان، نشان دادند. آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که ضریب عملکرد سیستم آبشاری با افزایش دمای فضای سرد افزایش می‌یابد. لی و همکاران [۱۱]، به تعیین دمای تقطیر بهینه در کندانسور آبشاری، بهینه‌سازی ضریب عملکرد و کمینه‌سازی تخریب انرژی اگزرژی سیستم با متغیرهای تصمیم دمای تبخیر دی‌اکسیدکربن، دمای تقطیر آمونیاک و اختلاف دما در کندانسور آبشاری پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که دمای تقطیر بهینه کندانسور آبشاری با افزایش دمای تقطیر و دمای تبخیر افزایش می‌یابد و ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای تقطیر

و اختلاف دما در کندانسور آبشاری کاهش می‌یابد. هاتاچاریا در تحلیلی دیگر [۱۲]، سیکل آبشاری دومرحله‌ای بازگشت‌پذیر داخلی را به منظور تعیین دمای بهینه میانی برای انرژی و بار تبرید بهینه مورد بررسی قرار داده است. مافی و همکاران [۱۳]، سیستم تبرید آبشاری در واحدهای الفین را از لحاظ ترمودینامیکی و انرژی تحلیل کردند. در این کار، از دو روش پینچ و انرژی به منظور بهبود بازده انرژی سیکل کل سیستم تبرید استفاده شده است. گتو و بانسال [۱۴]، به تحلیل ترمودینامیکی سیستم آبشاری آمونیاک-دی‌اکسیدکربن به منظور بهینه‌سازی پارامترهای طراحی و عملیاتی آن پرداختند. بانسال و جین [۱۵]، دمای تقطیر بهینه دی‌اکسیدکربن را در سامانه آبشاری برای مردهای آمونیاک (آر-۷۱۷)، پروپان (آر-۲۹۰)، پروپیلن (آر-۱۲۷) و آر-۴۰۴، که در مدار دما بالا مورد استفاده قرار می‌گرفت، را ارزیابی کردند. در تحقیقی که توسط مسینو [۱۶] صورت گرفته، مقایسه‌ای بین سیستم تبرید آبشاری آمونیاک-دی‌اکسیدکربن و سیستم‌های دومرحله‌ای هیدروفلئورکربنی^۳ انجام شد. پارخ و تیلور [۱۷]، به بهینه‌سازی سیکل تبرید آبشاری آر-۲۳/آر-۵۰۷^۴ با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند. این سیکل تبرید آبشاری با هدف بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی سیستم از جمله ضریب عملکرد، حداقل کار مورد نیاز، اثر تبرید و راندمان انرژی بررسی شده است. دینگچ و ایلری [۱۸]، بهینه‌سازی ترمودینامیکی-اقتصادی یک نمونه سیکل تبرید یک مرحله‌ای را بررسی کردند. در این تحقیق مساحت انتقال حرارت در اواپراتور، کندانسور و راندمان کمپرسور به عنوان متغیرهای مستقل طراحی اجزاء سیستم انتخاب شد. همچنین آن‌ها تحلیل انرژی را جهت محاسبه بازگشت‌ناپذیری‌های سیستم انجام دادند. صنایع و ملک‌محمدی [۱۹]، یک روش جدید بهینه‌سازی جهت طراحی اقتصادی و حرارتی واحدهای تهویه مطبوع با سیستم تبرید تراکمی بخار را ارائه دادند. در تحقیقی دیگر، ایلماز و همکاران [۲۰]، تحلیل ترمودینامیکی سیستم تبرید آبشاری آر-۴۰۴/آر-۷۴۴^۵ را جهت یافتن دمای تقطیر آبشاری بهینه انجام دادند. سلباس و همکاران [۲۱]، بهینه‌سازی ترمودینامیکی-اقتصادی یک

3 R-717

4 R-290

5 R-1270

6 R-404A

7 Hydrofluorocarbon (HFC)

8 R-507A/R-23

9 R-404A/R-744

1 IBM

2 Coefficient of Performance (COP)

۲- تحلیل ترمودینامیکی سیستم تبرید آبشاری

۱-۲ بیان مساله

شکل ۱ شماتیک یک سیکل تبرید آبشاری دومرحله‌ای به همراه دیاگرام فشار-آنتالپی مربوطه را نشان می‌دهد. این سیستم تبرید شامل دو مدار جداگانه یعنی مدار دما بالا^۲ و دیگری مدار دما پایین^۴ می‌باشد. این دو مدار توسط یک مبدل حرارتی به نام کندانسور آبشاری که به عنوان اواپراتور مدار دما بالا و کندانسور مدار دما پایین عمل می‌کند، به هم کوپل حرارتی شده‌اند. کندانسور حرارت $\dot{Q}_h$ را در دمای تقطیر T_C به محیط در دمای T_O دفع می‌کند. اواپراتور نیز توان تبرید $\dot{Q}_c$ را در دمای تبخیر T_E از فضای سرد در دمای T_{CL} جذب می‌کند. $T_{cas,E}$ و $T_{cas,C}$ به ترتیب نشان‌دهنده دمای تبخیر مبرد سیکل دما بالا و تقطیر مبرد سیکل دما پایین بوده و $\Delta T_{cas} = T_{cas,C} - T_{cas,E}$ اختلاف دما در کندانسور آبشاری می‌باشد. در کار حاضر تحلیل ترمودینامیکی سیستم تبرید آبشاری بر اساس فرضیات زیر انجام شده است [۲۶]:

- تراکم آیزنتروپیک با بازده 0.84 در کمپرسورهای مدار دما بالا و مدار دما پایین
- چشم‌پوشی از افت فشار و تلفات حرارت در شبکه لوله‌ها و اجزای سیکل
- انبساط آیزنتالپیک مبردها در شیر انبساط
- چشم‌پوشی از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل
- اگر $\dot{m}_H$ دبی جرمی مبرد در مدار بالا و $\dot{m}_L$ دبی جرمی مبرد در مدار پایین باشد، با فرض حجم کنترل حول هر یک از اجزای سیکل، تحلیل انرژی سیستم به صورت زیر خواهد بود.

۲-۲ تحلیل انرژی سیستم آبشاری دومرحله‌ای

مطابق شکل ۱ معادلات حاکم جهت تحلیل انرژی سیکل مورد نظر به صورت زیر می‌باشند [۲۵]:

ظرفیت سرمایی تبخیر کننده:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L (h_1 - h_4) \quad (1)$$

مصرف توان کمپرسور مدار دما بالا:

سیکل تک مرحله‌ای تبرید تراکمی بخار را روی سه مبرد، آر-۲۲، آر-۱۳۴آ و آر-۴۰۷سی انجام دادند. در تحقیقی دیگر، دویی و کومار [۲۲]، تجزیه و تحلیل یک سیستم تبرید آبشاری دوگانه با مبردهای پروپیلن-دی‌اکسیدکربن را انجام دادند. پروپیلن به عنوان مبرد سیکل دما پایین و دی‌اکسیدکربن به عنوان مبرد سیکل دما بالا انتخاب شده است. در این تحقیق، تغییرات سه پارامتر مهم طراحی از جمله، دمای کندانسور، دمای اواپراتور و اختلاف دما در مبدل حرارتی آبشاری جهت دست یافتن به بیشترین ضریب عملکرد، بررسی شده است. شهریاری و سرحدی [۲۳] در سال ۲۰۱۷ به بررسی پتانسیل استفاده از انرژی خورشیدی توسط گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی^۱ به عنوان منبع حرارت ورودی به سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیوم برماید-آب پرداختند. در این تحقیق آن‌ها تأثیر پارامترهای مختلف عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی، دمای ژنراتور، دمای اواپراتور، دمای کندانسور و دمای ایزوربر بر ضریب عملکرد روزانه سیکل تبرید خورشیدی را بررسی کردند. کشتکار و طالبی‌زاده در سال ۲۰۱۷ [۲۴] برای سیکل تولید آب سرد واحد ۱۳۲ پالایشگاه دوم پارس جنوبی، اهداف ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست محیطی را بهینه‌سازی کردند. در ابتدا سیکل موجود و در حال کار پالایشگاه، در نرم افزار ای.ای.اس^۲ مدل‌سازی شد و سپس نتایج خروجی آن با داده‌های واقعی از واحد مربوطه مقایسه گردید. در تحقیق دیگری، کشتکار و ظهیری در سال ۲۰۱۸ [۲۵] شبیه‌سازی ترمودینامیکی یک سیستم تبرید جریان متغیر را انجام دادند. در این کار آن‌ها پاسخ ترمودینامیکی سیستم به شرایط مختلف را از قبیل تغییر دمای تبخیر و تقطیر را بررسی کردند.

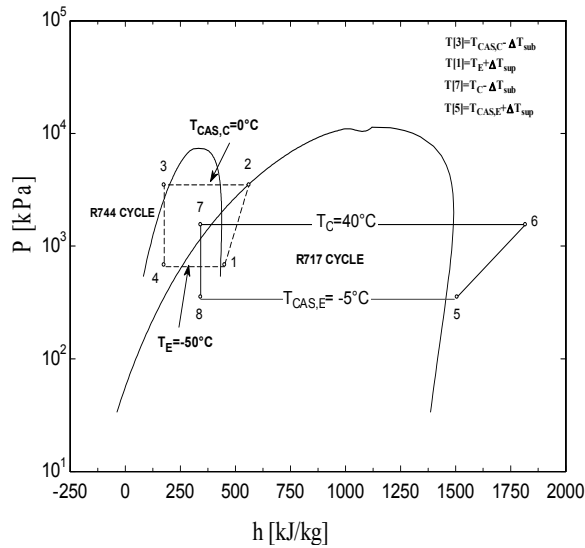
با بررسی مطالعات صورت گرفته در زمینه تحلیل سیستم‌های تبرید آبشاری تاکنون تحقیقی در زمینه مساله کاهش حجم تجهیزات مورد استفاده در سیستم آبشاری مشاهده نگردیده است. لذا در مطالعه حاضر یک سیکل تبرید تراکمی آبشاری دو مرحله‌ای در شرایط مشخص با هدف کاربرد در تجهیزات مخابراتی و الکترونیکی تحلیل پارامتری شده و سپس با استفاده از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر تک تک اجزاء سیکل و با تغییر مبردهای سیکل بالا و پایین، کمینه شدن حجم اجزاء مورد استفاده و بیشینه شدن کارایی سیستم، بررسی می‌گردد.

3 -High Temperature Circuit (HTC)

4 -Low Temperature Circuit (LTC)

1 PV/T

2 - Engineering Equation System (EES)



شکل ۱: شماتیک سیکل تبرید آبشاری دومرحله‌ای و نمودار فشار-آنتالپی مربوطه

Fig. 1: Schematic of a two-stage cascade refrigeration cycle and the corresponding pressure-enthalpy diagram

و نهایتاً ضریب عملکرد کلی سامانه نیز توسط رابطه زیر به دست می‌آید [۲۶]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{HTC} + \dot{W}_{LTC}} \quad (7)$$

همچنین ضریب عملکرد (COP) به عنوان تابعی از آنتالپی‌های ویژه توسط جایگزینی معادلات (۱) تا (۴) در معادله (۷) به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

$$COP = \frac{(h_5 - h_8)(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)(h_2 - h_3) + (h_5 - h_8)(h_2 - h_1)} \quad (8)$$

با توجه به نقاط موجود در سیکل و مشخص کردن خواص ترمودینامیکی مبردهای هر دو سیکل مانند فشار، دما، آنتالپی و آنترופی با استفاده از نرم افزار ای.ای.اس، می‌توان جدولی مانند جدول ۱ ترتیب داد. روابط نوشته شده در این جدول با فرض معلوم بودن مقادیر، دمای تبخیر (T_E)، دمای تقطیر (T_C)، میزان فوق گرم شدن (ΔT_{sup})، میزان زیر سرد شدن (ΔT_{sub})، دمای تبخیر کندانسور آبشاری ($T_{cas,E}$)، دمای تقطیر کندانسور آبشاری ($T_{cas,C}$)، دمای محیط (T_O)، دمای فضای سرد (T_{CL}) و استفاده از فرضیات ذکر شده انجام می‌گردد. در این تحقیق مبردهای آر-۲۳،

$$\dot{W}_{comp,HTC} = \frac{\dot{m}_H (h_{6S} - h_5)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_H (h_6 - h_5)}{\eta_m \eta_e} \quad (2)$$

مصرف توان کمپرسور مدار دما پایین:

$$\dot{W}_{comp,LTC} = \frac{\dot{m}_L (h_{2S} - h_1)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_L (h_2 - h_1)}{\eta_m \eta_e} \quad (3)$$

در روابط بالا η_m و η_e به ترتیب راندمان مکانیکی و الکتریکی موتور کمپرسور می‌باشند که برابر با ۰/۹۳ در نظر گرفته شده اند. نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی آبشاری:

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_L (h_2 - h_3) = \dot{m}_H (h_5 - h_8) \quad (4)$$

نسبت جرمی جریان در دو مدار:

$$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_L} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (5)$$

نرخ دفع حرارت توسط کندانسور:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H (h_6 - h_7) \quad (6)$$

جدول ۱: نحوه تعیین خواص ترمودینامیکی سیستم آبشاری دومرحله‌ای با استفاده از نرم افزار ای.ای.اس برای جفت سیال آر-۱۱۳۴/آر-۵۰۸بی

Table 1: Determination of the thermodynamic properties of two-stage cascade system using EES software for R-134a/R-508B

شیر انبساط	خروجی کندانسور	خروجی کمپرسور	خروجی اواپراتور
سیکل دما پایین			
$P_4 = P_1$	$P_2 = P_3$	$P_2 = P_{sat}(R508B, T = T_{CAS,C})$	$P_1 = f(R508B, T = T_E, x = 1)$
$T_4 = T_E$	$T_3 = T_{CAS,C} - \Delta T_{sub}$	$h_2 = f(R508B, P = P_2, T = T_2)$	$T_1 = T_E + \Delta T_{SUP}$
$h_4 = h_3$	$h_3 = f(R508B, T = T_3, P = P_3)$	$s_2 = f(R508B, P = P_2, s = s_1)$	$h_1 = f(R508B, T = T_1, P = P_1)$
-	-	$\eta_{isen} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$	$s_1 = f(R508B, T = T_1, P = P_1)$
سیکل دما بالا			
$P_8 = P_5$	$P_7 = P_6$	$P_6 = P_{sat}(R134a, T = T_C)$	$P_5 = f(R134a, T = T_{CAS-E}, x = 1)$
$T_8 = T_{CAS-E}$	$T_7 = T_C - \Delta T_{sub}$	$h_6 = f(R134a, P = P_6, T = T_6)$	$T_5 = T_{CAS-E} + \Delta T_{SUP}$
$h_8 = h_7$	$h_7 = f(R134a, T = T_7, P = P_7)$	$h_{s6} = f(R134a, P = P_6, S = S_5)$	$h_5 = f(R134a, T = T_5, P = P_5)$
-	-	$\eta_{isen} = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5)$	$s_5 = f(R134a, T = T_5, P = P_5)$

حجم کمپرسور (V_{comp}) در مدار دما بالا و مدار دما پایین با استفاده از دبی جرمی و حجم ویژه مبرد ورودی به کمپرسور (v_{in}) و با در نظر گرفتن سرعت کاری کمپرسور (N) برابر با ۳۶۰۰ rpm و کارایی حجمی (η_{vol}) معادل ۵۰٪ از روابط زیر به دست آورده می‌شود [۲۹]:

$$V_{comp,HTC} = \frac{v_5 \dot{m}_{HTC}}{N \cdot \eta_{vol}} \quad (11)$$

$$V_{comp,LTC} = \frac{v_1 \dot{m}_{LTC}}{N \cdot \eta_{vol}} \quad (12)$$

جهت محاسبه حجم کندانسور هوایی از یک مبدل حرارتی با پره‌های پیوسته به شکل لوله گرد در شبیه‌سازی استفاده می‌شود. با استفاده از روش NTU جهت تعیین مساحت مورد نیاز انتقال گرما در سمت گاز (A_h) با در نظر گرفتن قطر خارجی لوله (D_o)، قطر داخلی لوله (D_i)، قطر هیدرولیکی مجرای جریان (D_h)، ضخامت پره (t)، مساحت سطح انتقال گرما بر واحد حجم (α)، نسبت سطح مقطع جریان آزاد به مقطع جریان ورودی (σ)، نسبت حداقل مساحت مقطع جریان آزاد مجرای پره دار در جهت عمود بر جهت جریان (A_{ff})، مساحت سطح مقطع ورودی مبدل (A_{fr})، نسبت مساحت سطح پره‌ها به سطح کل ($\frac{A_f}{A}$) و با علم به اینکه سطح

آر-۵۰۸بی در سیکل دما پایین و آر-۱۳۴آ، آر-۲۲، آر-۲۹۰ و آر-۱۲ در سیکل دما بالا در نظر گرفته شده‌اند زیرا استفاده از این مبردها در سیستم‌های تبرید آبشاری مرسوم‌تر می‌باشد [۲۷]. شرایط کاری سیکل مورد بررسی به صورت دمای تبخیر اواپراتور $T_E = 173 \text{ K}$ ، دمای تقطیر کندانسور $T_C = 312 \text{ K}$ ، دمای محیط $T_O = 30.5 \text{ K}$ ، اختلاف دما در مبدل آبشاری $\Delta T_{cas} = 5 \text{ K}$ ، میزان فوق گرم شدن $\Delta T_{sup} = 5 \text{ K}$ ، میزان زیر سرد شدن $\Delta T_{sub} = 3 \text{ K}$ ، ظرفیت سرمایشی اواپراتور برابر $Q_L = 100 \text{ W}$ می‌باشد.

۳- معادلات حاکم بر محاسبه حجم هر یک از اجزاء سیکل

در این تحلیل، کمپرسورهای پیستونی به علت قیمت پایین و در دسترس بودن در نظر گرفته شده‌اند. حجم موتور الکتریکی (V_{motor}) توسط توان ورودی به کمپرسور ($\dot{W}_{in}$) و چگالی قدرت در دسترس (P_d) برای موتورهای ۴ قطبی سه‌فاز از رابطه زیر تخمین زده می‌شود [۲۸]:

$$P_d = 1.76 \dot{W}_{in} + 208000 \quad (9)$$

$$V_{motor} = \frac{\dot{W}_{in}}{P_d} \quad (10)$$

داخل لوله‌ها پره‌دار نیست ($\eta_{oc} = 1$)، ضریب انتقال گرمای کلی بر مبنای سطح سمت گاز داغ به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳۰]:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{h_c \left(\frac{A_c}{A_h} \right)} + A_h R_w + \frac{1}{\eta_{oh} h_h} \quad (۱۳)$$

که در آن A_c, A_h به ترتیب مساحت سطح کل انتقال گرمای سمت گرم و سرد می‌باشند. اگر ضخامت پره ناچیز در نظر گرفته شود می‌توان نشان داد [۳۰]:

$$\frac{A_c}{A_h} = \frac{D_i}{D_o} \left(1 - \frac{A_{f,h}}{A_h} \right) \quad (۱۴)$$

که در آن $A_{f,h}$ مساحت سطح پره‌های سمت گاز است. خطای ناشی از این تقریب کمتر از ۱۰٪ می‌باشد. مقاومت هدایتی جدار لوله نیز از معادله زیر به دست می‌آید:

$$A_h R_w = \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi l k / A_h} = \frac{D_i \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2k \left(\frac{A_c}{A_h} \right)} \quad (۱۵)$$

برای تعیین ضریب جابه‌جایی سمت گاز ابتدا بایست سرعت جرمی را از معادله زیر به دست آورد:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (۱۶)$$

سپس با استفاده از عدد رینولدز جریان و نمودار ضرایب انتقال گرما و اصطکاک برای مبدل حرارتی با لوله‌های با پره‌های دایره‌ای ضریب j_H و در نهایت ضریب سمت گاز به دست آورده می‌شود [۳۱]:

$$h_h \approx j_H \left(\frac{G C_p}{Pr^{2/3}} \right) \quad (۱۷)$$

برای تعیین بازده سمت گرم ابتدا بایستی راندمان پره را به دست آورد [۳۲]:

$$\eta_{oh} = 1 - \left[\frac{A_f}{A} (1 - \eta) \right] \quad (۱۸)$$

اکنون با جانشینی مقادیر فوق در معادله (۱۳)، U_h به دست

آورده می‌شود. با توجه به این‌که:

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (۱۹)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \quad (۲۰)$$

مبدل حرارتی بایستی به اندازه‌ای باشد که نرخ انتقال گرمای زیر را تامین کند:

$$q = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (۲۱)$$

حداکثر نرخ انتقال گرمای مجاز برابر است با:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (۲۲)$$

که $C_{\min}$ کمترین مقدار بین C_c و C_h می‌باشد. در نتیجه [۳۰]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (۲۳)$$

بنابراین برای مبدل حرارتی جریان عمود بر هم با هر دو سیال غیرمخلوط مقدار NTU به دست می‌آید. در نهایت مساحت سطح سمت گاز برابر است با:

$$A_h = \frac{NTU C_{\min}}{U_h} \quad (۲۴)$$

با توجه به نسبت سطح انتقال گرمای سمت گاز به حجم کل (α) حجم کل کندانسور برابر است با [۳۱]:

$$V_{\text{condenser}} = \frac{A_h}{\alpha} \quad (۲۵)$$

در طراحی اواپراتور، انتقال گرما را با افزایش ضریب سطح انتقال گرما و افزایش مسیر عبور مبرد بهینه می‌کنند. اندازه اواپراتور با استفاده از ضریب انتقال گرمای جوششی که توسط لی و مودارا [۳۲] محاسبه شده، به دست می‌آید. این مدل شار گرمایی $98/3 \text{ W/cm}^2$ را برای اواپراتورهای هوایی پیشنهاد می‌کند. از آنجاکه طبق این مدل سطح انتقال حرارت اواپراتور به صورت خطی با ظرفیت سرمایشی سیستم متناسب است لذا سطح و حجم اواپراتور سیستم مورد مطالعه از روابط زیر به دست می‌آیند:

که μ ویسکوزیته جریان و k ضریب هدایت سمت گاز می‌باشد. مقدار گرمای منتقل شده از مبرد سیکل دما پایین به مبرد سیکل دما بالا از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (۳۲)$$

در نهایت حجم کندانسور آبشاری به صورت زیر محاسبه می‌شود: [۳۳]

$$V_{cas} = 2(2L_{cas})(3W_{cold\ plate})(4H_{ch}) \quad (۳۳)$$

لازم به ذکر است در کار حاضر، حجم لوله‌های سیستم، شیرهای انبساط و عایق‌ها در محاسبات در نظر گرفته نشده‌اند.

۴- بحث و نتایج

۴-۱- صحت سنجی

به منظور بررسی صحت مدل‌سازی انجام شده، ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری ساده با نتایج مرجع [۳۰] مقایسه شده است. مرجع [۲۶] با استفاده از مبردهای دی‌اکسیدکربن-آمونیاک (آر-۷۱۷/آر-۷۴۴) به بهینه‌سازی ترمودینامیکی-اقتصادی-زیست محیطی سامانه تبرید آبشاری پرداخته است.

به این منظور شرایط کاری سیکل آبشاری مرجع [۲۶] شامل دمای تبخیر در سیکل دما بالا، دمای تبخیر در سیکل دما پایین، اختلاف دمای دو مبرد در کندانسور آبشاری و دمای تقطیر به سیکل آبشاری مورد بررسی، اعمال شده است. شکل‌های ۲ (a) و ۲ (b) نشان می‌دهند که روند تغییر ضریب عملکرد کار حاضر با نتایج گزارش شده در مرجع [۲۶] یکسان می‌باشد که نشان‌دهنده صحت عملکرد کد محاسباتی نوشته شده توسط نویسندگان می‌باشد. همان‌گونه که از شکل‌های مشخص است خطای متوسط نسبی برابر با ۱۶٪ در این مقایسه وجود دارد. مقدار اختلاف ضریب عملکرد در کار حاضر با نتایج گزارش شده در مرجع [۲۶] ناشی از طراحی متفاوت مبدل‌های حرارتی مورد استفاده می‌باشد.

پس از اطمینان از صحت حل مساله می‌توان ضریب عملکرد سیستم و حجم اجزا مختلف و حجم کل سیستم را با تغییر مبردهای سیکل دما بالا و سیکل دما پایین، دمای کاری تبخیرکن سیکل دما بالا و سیکل دما پایین و پارامترهای موثر دیگر را مشخص نمود.

$$A_h = \frac{\dot{Q}_{in}}{q_{flux}} \quad (۲۶)$$

$$V_{evap} = 2(1 + A_h^2)^2 \quad (۲۷)$$

کندانسور آبشاری مورد نظر نیز از یک اواپراتور میکروچنل و یک کندانسور چندکاناله تشکیل شده است. ضریب انتقال گرمای چگالش که با استفاده از ضریب تصحیحی که توسط کولیر و تامس [۳۰] به دست آمده کمتر از ضریب انتقال گرمای جوششی است. بنابراین حجم کندانسور آبشاری با مساحت سطح مورد نیاز برای چگالش سیال تخمین زده می‌شود. اخیراً تصحیح جدیدی برای ضریب انتقال گرما توسط پندهور و همکاران [۳۱] ارائه شده است ولی نتایج را تغییر چندانی نمی‌دهد. در مناطق مادون سرد و مافوق گرم انتقال حرارت جابه‌جایی برای گاز و مخلوط دو فاز محاسبه می‌شود. محاسبات در ناحیه دو فاز کاملاً مجزا است و انتقال گرما با توجه به کیفیت مبرد در هر سلول اندازه‌گیری می‌شود. جهت اندازه‌گیری حجم کندانسور آبشاری با در نظر گرفتن ابعاد هندسه مبدل به صورت ارتفاع کانال (H_{ch})، عرض کانال (W_{ch})، عرض مفید کانال (W_w)، محیط کانال (P)، مساحت سطح مقطع جریان آزاد (A_{flow})، نسبت سطح مقطع جریان آزاد (β) داریم:

$$W_w = \frac{W_{ch}}{2}, \quad N_{ch} = \frac{W_{cold\ plate}}{2W_{ch}}, \quad \beta = \frac{W_{ch}}{H_{ch}} \quad (۲۸)$$

که N_{ch} تعداد کانال‌ها در مبدل حرارتی و $W_{cold\ plate}$ عرض صفحه مبدل می‌باشد [۳۳]. مساحت سطح مقطع ورودی جریان و قطر هیدرولیکی از روابط زیر به دست می‌آیند:

$$A_{flow} = H_{ch} W_{ch}, \quad d_h = \frac{2A_{flow}}{H_{ch} + W_{ch}} \quad (۲۹)$$

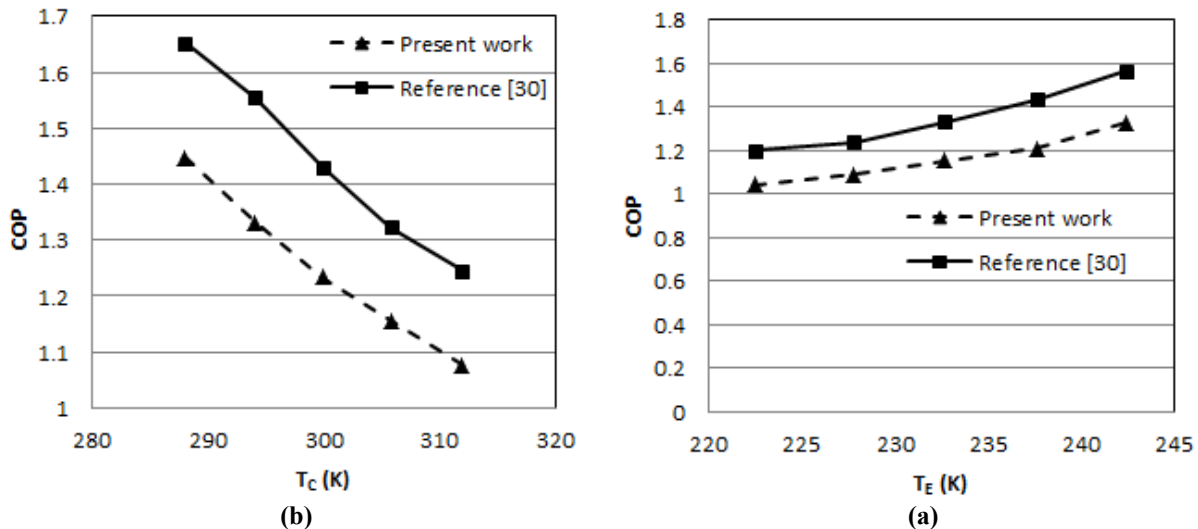
برای تعیین ضریب جابه‌جایی سمت گاز ابتدا سرعت جرمی از معادله زیر به دست آورده می‌شود [۳۳]:

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{ch} \cdot A_{flow}} \quad (۳۰)$$

سپس با استفاده از عدد رینولدز و عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت سمت گاز و طول کانال‌ها محاسبه می‌شود:

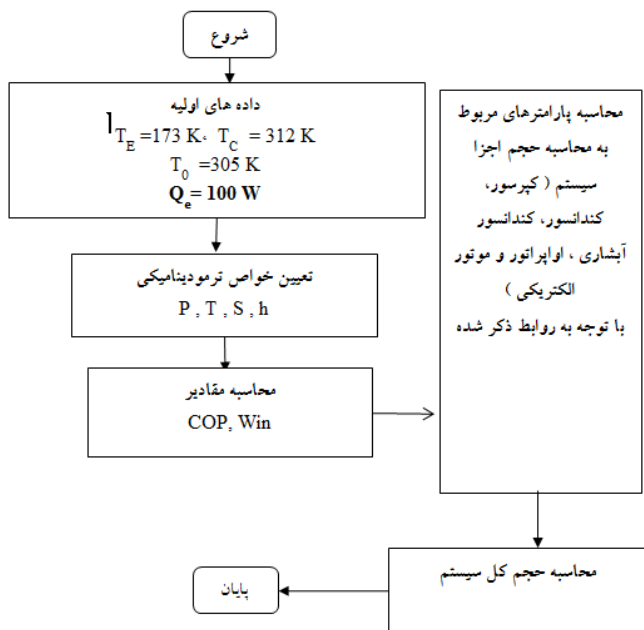
$$Re = \frac{d_h \cdot G}{\mu}, \quad Nu_D = 0.23 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}, \quad h_h = \frac{Nu_D \cdot k}{d_h} \quad (۳۱)$$

$$L_{cas} = \frac{\dot{m}}{N_{ch}} \cdot \frac{\Delta h}{h_h \cdot P \cdot \Delta T}$$



شکل ۲: صحت‌سنجی مدل شبیه‌سازی شده جهت بررسی تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب (a) تغییر دمای تبخیر در سیکل دما پایین (b) تغییر دمای تقطیر در سیکل دما بالا

Fig. 2: Verification of simulated model for evaluation of system performance changes in (a) changing the evaporation temperature in low temperature cycle (b) The condensation temperature change in high temperature cycle



شکل ۳: الگوریتم حل مساله

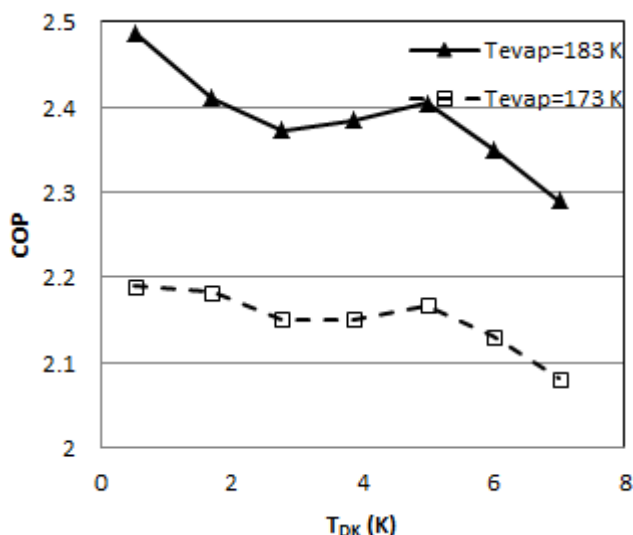
Fig. 3: Problem solving algorithm

حجم اجزاء مورد استفاده، بررسی می‌گردد.

۴-۲ بررسی تغییر ضریب عملکرد سیستم با تغییر پارامترهای مختلف در شکل ۴ تغییر ضریب عملکرد سیستم آبخاری آر-۱۳۴/آر-۵۰۸ بی^۱ بر حسب دمای محیط برای دو دمای تبخیر متفاوت نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با کاهش دمای تبخیر سیکل

شرایط کاری سیکل مورد بررسی به صورت دمای تبخیر اواپراتور $T_E = 173\text{ K}$ ، دمای تقطیر کندانسور $T_C = 312\text{ K}$ ، دمای محیط $T_0 = 305\text{ K}$ ، اختلاف دما در مبدل آبخاری $\Delta T_{cas} = 5\text{ K}$ ، ظرفیت سرمایشی اواپراتور برابر $Q_L = 100\text{ W}$ می‌باشد و اثر این پارامترها در بخش زیر بررسی می‌گردد. با تکمیل شدن روابط حاکم بر مساله، یک کد محاسباتی در نرم‌افزار محاسباتی ای.ای.اس-۹/۴۷۸ برای تحلیل ترمودینامیکی تمامی اجزای سیستم به کار گرفته شده و از پایگاه داده‌های نرم‌افزار در محاسبه مشخصات ترمودینامیکی مبردها جهت حل دستگاه معادلات جبری استفاده شده است. روند حل مساله در نمودار گردش شکل ۳ نشان داده شده است. پس از وارد کردن داده‌های مساله مورد نظر و تعیین خواص ترمودینامیکی سیکل دما بالا و دما پایین، مقادیر ضریب عملکرد و توان کمپرسورها، با توجه به روابط ذکر شده در بخش‌های قبل پارامترهای مربوط به هر جز در جهت محاسبه حجم سیستم، محاسبه می‌گردند.

با توجه به معادلات ذکر شده در بخش‌های قبل و الگوریتم حل مساله، در کار حاضر یک سیکل تبرید تراکمی آبخاری دومرحله‌ای در شرایط عملکرد مشخص با هدف کاربرد در تجهیزات مخابراتی در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر تک تک اجزاء سیکل و با تغییر مبردهای سیکل بالا و پایین، کمینه شدن

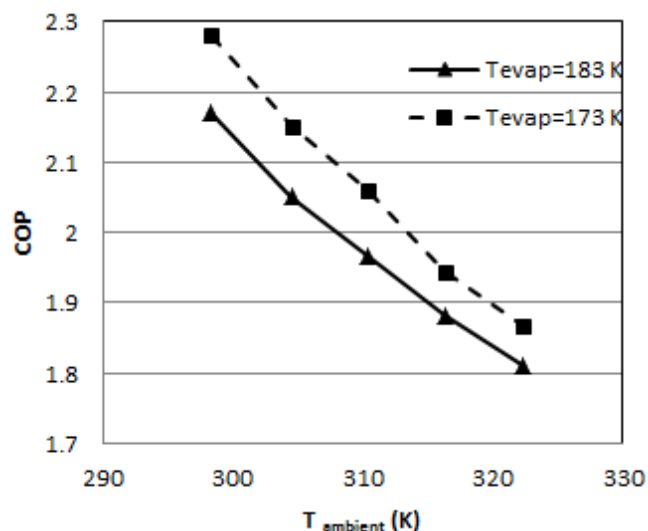


شکل ۵: تغییر ضریب عملکرد بر حسب اختلاف دما در مبدل میانی در دو دمای تبخیر متفاوت

Fig. 5: Performance change based on temperature difference in the middle heat exchanger at two different evaporation temperatures

عملکرد بالاتری دارد ولی در عمل ساخت چنین سیستمی بسیار مشکل می‌باشد. لذا برای شرایط مورد بررسی، بالاترین ضریب عملکرد قابل حصول در اختلاف دمای ۵ درجه کلون به دست می‌آید که در این تحقیق از این اختلاف دما در شبیه‌سازی استفاده شده است.

شکل ۶ (a) نشان‌دهنده تغییر ضریب عملکرد سیستم با تغییر مبرد سیکل دما بالا و استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی در مدار سیکل پایین در دو دمای کاری مختلف اواپراتور می‌باشد. مشاهده می‌شود ضریب عملکرد مبرد آر-۲۲ نسبت به مبردهای دیگر بیشتر است. علت این موضوع را می‌توان بیشتر بودن حرارت نهان تبخیر این مبرد، نسبت به مبردهای دیگر دانست که باعث بیشتر شدن اثر تبرید در دمای یکسان نسبت به سایر مبردها می‌گردد. مشاهده می‌شود با افزایش دمای تبخیر از ۱۷۳ K تا ۱۸۳ K ضریب عملکرد سیستم با مبرد آر-۲۲ از ۲/۲۸ به ۲/۴۵ به میزان ۱۰٪ افزایش یافته است. البته به دلیل آن که پتانسیل تخریب لایه اوزون^۱ مبرد آر-۲۲ برابر با ۰/۰۵ و میزان پتانسیل گرمایش کره زمین^۲ آن برابر با ۱۷۰۰ و بسیار بالا می‌باشد به همین دلیل استفاده از آر-۲۲ در اکثر نقاط دنیا ممنوع شده است. مقدار ضریب عملکرد مبرد آر-۱۲ کمی بالاتر از آر-۱۳۴ است ولی با توجه به اختلاف بسیار زیاد پتانسیل گرمایش



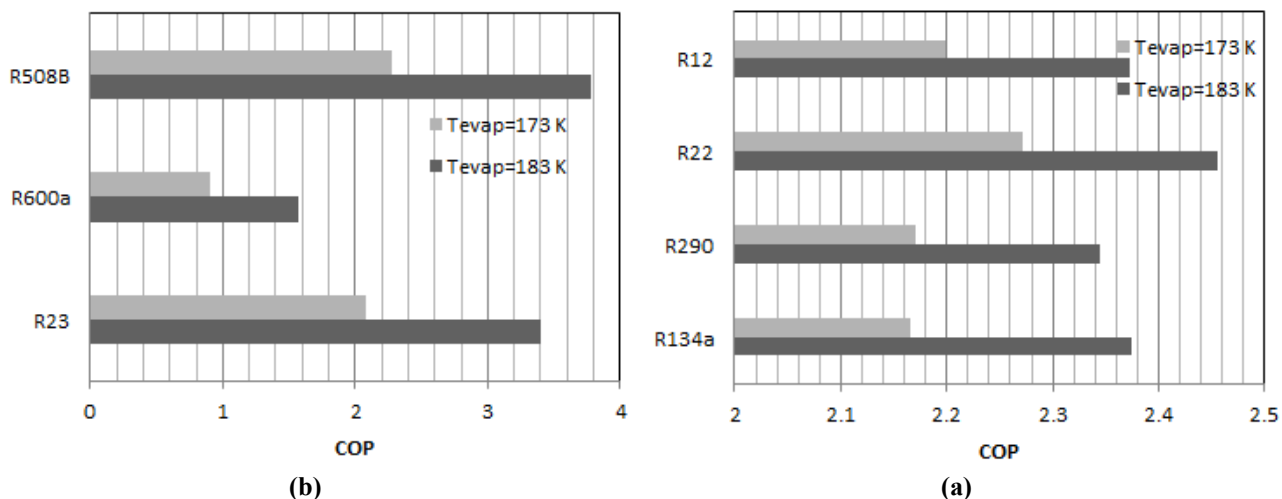
شکل ۴: تغییر ضریب عملکرد بر حسب دمای محیط در دو دمای تبخیر متفاوت

Fig. 4: Performance change based on ambient temperature at two different evaporation temperature

دما پایین، در دمای محیط ثابت ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. شکل ۴ نشان می‌دهد که هر چه دمای محیط کاری وسایل الکترونیک بالاتر برود کارایی سیستم خنک‌کننده کاهش می‌یابد و گرمای کمتری را دفع می‌نماید. برای رفع این مشکل می‌بایست یا تعداد سیکل‌های تبرید را بیشتر کرده و یا تغییراتی در اجزاء سیستم مثل اضافه کردن فن‌های دمنده روی کندانسور یا بزرگ‌تر کردن اواپراتور انجام داد که این کار باعث بالارفتن حجم و هزینه سیستم می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود در دمای تبخیر $T_E = 183\text{ K}$ با افزایش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۳۲۰ کلون، ضریب عملکرد از ۲/۱۶ به ۱/۸ به میزان ۴۳٪ کاهش می‌یابد. با کاهش دمای تبخیر نرخ دفع حرارت در کندانسور آبشاری افزایش و دمای تقطیر سیکل دما بالا کاهش می‌یابد در نتیجه ضریب عملکرد سیستم افزایش خواهد یافت. اختلاف دما در کندانسور آبشاری یکی از مهم‌ترین فاکتورها در طراحی سیستم‌های تبرید می‌باشد که تاثیر بسیار زیادی روی ضریب عملکرد سیستم دارد. در تئوری هرچه این اختلاف دما کمتر باشد کار کمپرسور کمتر می‌شود و در نتیجه ضریب عملکرد سیستم به دلیل افزایش اثر تبرید در مدار دما بالا و کاهش کار کمپرسور مدار دما بالا و دما پایین بالاتر می‌رود ولی در طراحی سیستم واقعی گاهی این اختلاف دما تا ۲۰ درجه سانتی‌گراد هم می‌رسد. همان‌طور که شکل ۵ نشان می‌دهد سیستم با ۱ درجه کلون اختلاف دما ضریب

1 Ozone Depletion Potential (ODP)

2 Global Warming Potential (GWP)



شکل ۶: تغییر ضریب عملکرد سیستم با تغییر مبرد (a) سیکل دما بالا (b) سیکل دما پایین در دو دمای متفاوت کاری اواپراتور
Fig. 6: Variation of COP system by changing refrigerant in (a) high temperature cycle (b) Low temperature cycle at two different temperature of the evaporator

استفاده شوند. تحقیقات اخیر نشان می‌دهد که زوج آر-۲۳/آر-۱۱۳۴ بازگشت‌ناپذیری کمتری نسبت به زوج آر-۱۱۳۴/آر-۵۰۸ بی‌درد دارد [۳۴].

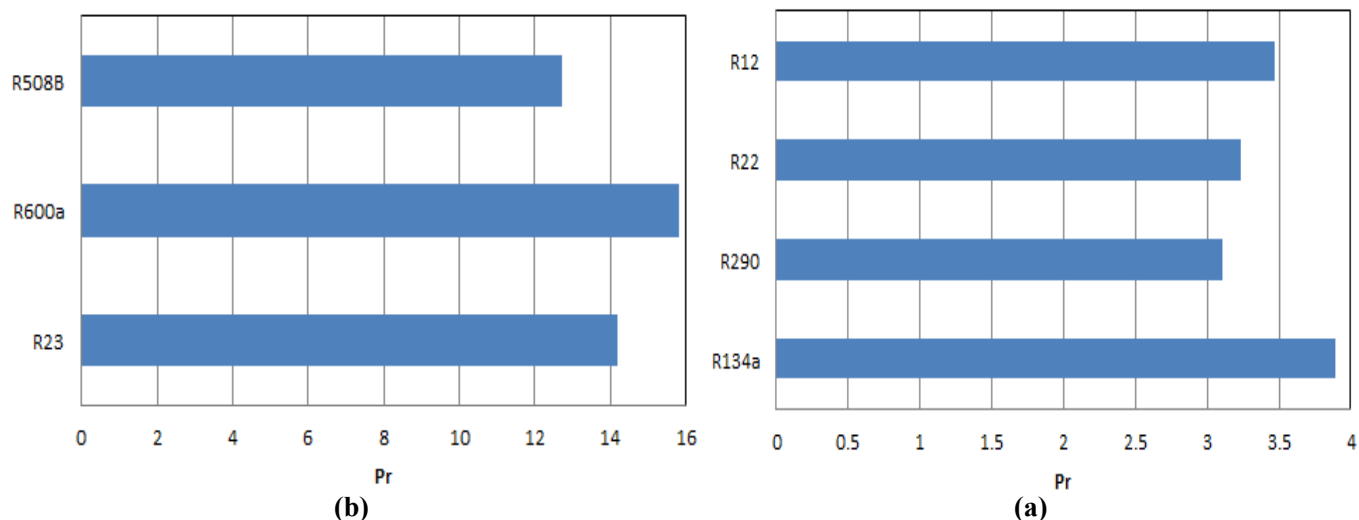
۳-۴ بررسی تغییر نسبت فشار با تغییر مبرد

یکی از مسائل مهم در مورد کارکرد کمپرسورها، بالا بودن نسبت تراکم آن‌ها می‌باشد لذا هر چه نسبت تراکم بالاتر باشد راندمان حجمی کمپرسور کاهش می‌یابد. شکل ۷ (a) نشان‌دهنده تغییر نسبت فشار کمپرسور (P_r) با تغییر مبرد سیکل دما بالا و استفاده از مبرد آر-۵۰۸ در مدار سیکل پایین می‌باشد. مشاهده می‌شود با استفاده از مبردهای آر-۱۱۳۴، آر-۲۹۰، آر-۲۲ و آر-۱۲، نسبت فشار به ترتیب ۳/۹، ۳/۱، ۳/۲۲، ۳/۴۵ می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در صورت استفاده از مبرد آر-۱۱۳۴ بیشترین نسبت تراکم کمپرسور به دست می‌آید. علت این موضوع مربوط به خصوصیات ترمودینامیکی مبردها و دمای متناظر با فشار مکش و رانش کمپرسور برای هر مبرد می‌باشد.

شکل ۷ (b) نشان‌دهنده تغییر نسبت فشار کمپرسور ها برای سه مبرد آر-۲۳، آر-۶۰۰ و آر-۵۰۸ بی‌درد در سیکل دما پایین و استفاده از مبرد آر-۱۱۳۴ در مدار سیکل دما بالا می‌باشد. مشاهده می‌شود نسبت فشار سیستم آبشاری دومرحله‌ای زمانی که از مبرد آر-۶۰۰ استفاده می‌شود بیشتر از سایر مبردها و برای آر-۵۰۸ بی‌درد کمتر از

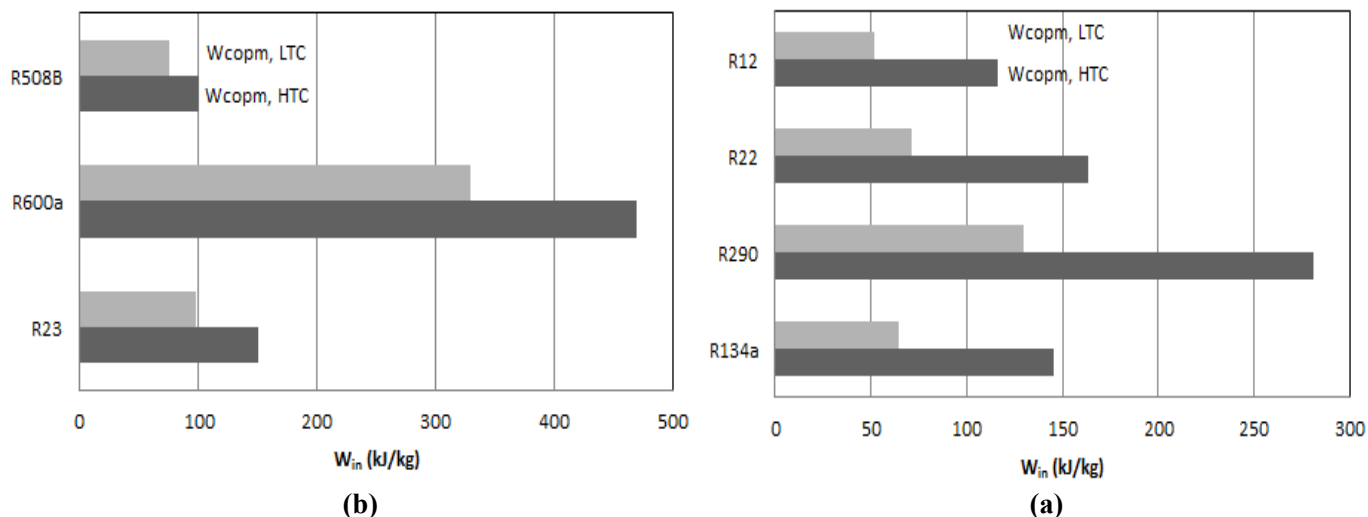
کره زمین این مبرد نسبت به آر-۱۱۳۴ ($GWP_{R-134a}=1430, GWP_{R-1134}=1090$)، استفاده از مبرد آر-۱۱۳۴ در سیکل دما بالا به لحاظ زیست محیطی مناسب‌تر می‌باشد. [۳۲].

شکل ۶ (b) نشانگر تغییر ضریب عملکرد سیستم با تغییر مبرد سیکل دما پایین و استفاده از مبرد آر-۱۱۳۴ در مدار سیکل دما بالا در دو دمای متفاوت کاری اواپراتور می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود مبرد آر-۶۰۰، دارای ضریب عملکرد کمتری نسبت به مبردهای آر-۲۳ و آر-۵۰۸ بی‌درد می‌باشد و علت آن را می‌توان کمتر بودن حرارت نهان تبخیر این مبرد، نسبت به مبردهای دیگر دانست که باعث کاهش اثر تبرید در دمای یکسان نسبت به سایر مبردها می‌گردد. در نتیجه کار کمپرسور با استفاده از مبرد آر-۶۰۰ بیشتر از سایر مبردها می‌شود و این موضوع باعث افزایش حجم کمپرسور و در نتیجه حجم سیستم می‌شود. همچنین این مبرد پتانسیل گرمایش کره زمین نسبتاً بالایی دارد که این موضوع باعث کاهش استفاده از آن می‌شود. مبرد آر-۲۳ و آر-۵۰۸ بی‌درد دارای ضریب عملکرد تقریباً یکسانی می‌باشند. همچنین مشاهده می‌گردد که با افزایش دمای تبخیر از ۱۷۳ K تا ۱۸۳ K ضریب عملکرد سیستم با مبرد آر-۵۰۸ بی‌درد از ۲/۲۱ به ۳/۸ به میزان ۷۵٪ افزایش می‌یابد. همچنین مقدار پتانسیل گرمایش زمین و تخریب لایه اوزون تقریباً یکسانی هم دارند و با توجه به شرایط دسترسی و قیمت می‌توانند برای سیکل دما پایین



شکل ۷: تغییر نسبت فشار با تغییر مبرد (a) سیکل دما بالا (b) سیکل دما پایین

Fig. 7: Variation of pressure ratio by changing refrigerant (a) high temperature cycle (b) Low temperature cycle



شکل ۸: تغییر کار کمپرسورها با تغییر مبرد در (a) سیکل دما بالا (b) سیکل دما پایین

Fig. 8: Variation of compressors work by changing refrigerant in (a) high temperature cycle (b) Low temperature cycle

سایر مبردها است. مشاهده می‌گردد در صورت استفاده از مبرد آر-۲۲، ۵۰۸ بی نسبت فشار کمپرسور مدار دما پایین به میزان ۱۲٪ نسبت به مبرد آر-۲۳ و ۲۸٪ نسبت به مبرد آر-۶۰۰ کمتر است که این موضوع باعث می‌شود در هر سیکل تراکم حجم بیشتری از مبرد وارد سیلندر کمپرسور گردد و در نتیجه راندمان حجمی کمپرسور با مبرد آر-۵۰۸ بی افزایش می‌یابد.

۴-۴ بررسی تغییر مقدار کار ورودی کمپرسور با تغییر مبرد

تغییر کار کمپرسورهای مدار دما بالا (W_{HTC}) و مدار دما پایین

(W_{LTC})، در صورت استفاده از چهار مبرد آر-۱۳۴، آر-۲۹۰، آر-۲۲ و آر-۱۲ در مدار بالا و استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی در مدار سیکل پایین در شکل ۸ (a) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که بیشترین کار مصرفی کمپرسورهای مدار بالا و پایین مربوط به مبرد آر-۲۹۰، به ترتیب برابر $287/4$ kJ/kg و $132/9$ kJ/kg می‌باشد. کار مصرفی کمپرسورهای مدار بالا و پایین مربوط به مبرد آر-۱۳۴، به ترتیب برابر $148/4$ kJ/kg و $70/65$ kJ/kg می‌باشد. در بین مبردهای مورد بررسی، مشاهده می‌گردد سیکل استفاده‌کننده از مبرد آر-۱۳۴ با در نظر گرفتن ملاحظات زیست محیطی کمترین مجموع کار

سایر مبردها است. مشاهده می‌گردد در صورت استفاده از مبرد آر-۲۲، ۵۰۸ بی نسبت فشار کمپرسور مدار دما پایین به میزان ۱۲٪ نسبت به مبرد آر-۲۳ و ۲۸٪ نسبت به مبرد آر-۶۰۰ کمتر است که این موضوع باعث می‌شود در هر سیکل تراکم حجم بیشتری از مبرد وارد سیلندر کمپرسور گردد و در نتیجه راندمان حجمی کمپرسور با مبرد آر-۵۰۸ بی افزایش می‌یابد.

۴-۴ بررسی تغییر مقدار کار ورودی کمپرسور با تغییر مبرد

تغییر کار کمپرسورهای مدار دما بالا (W_{HTC}) و مدار دما پایین

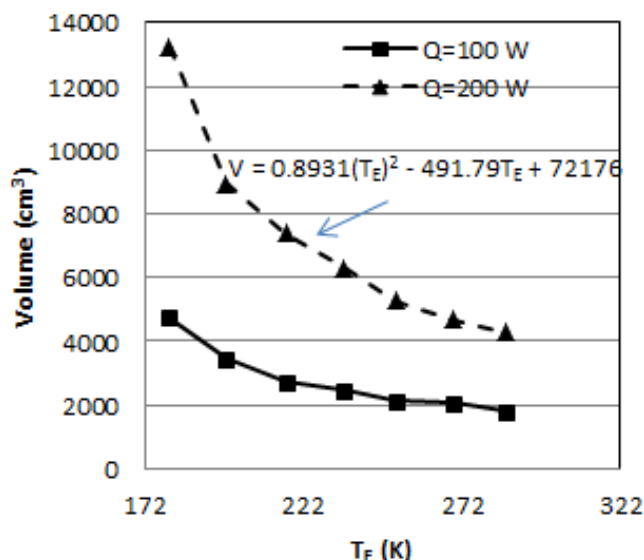
آر-۱۳۴ برای مدار بالا و آر-۵۰۸ برای مدار پایین حجم تک تک اجزا محاسبه می‌شود و سپس حجم کلی سیستم محاسبه می‌شود. در شکل‌های ۹ و ۱۰ به ترتیب تغییر حجم کمپرسور و کندانسور در دماهای کاری متفاوت اواپراتور در دو ظرفیت سرمایشی متفاوت نشان داده شده است. همچنین حجم کل سیستم شامل حجم موتور الکتریکی، کمپرسور، کندانسور، کندانسور آبشاری و اواپراتور در دماهای کاری متفاوت اواپراتور در دو ظرفیت سرمایشی متفاوت محاسبه و در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

در شکل ۹ مشاهده می‌شود که با افزایش دمای تبخیر در اواپراتور، حجم و ابعاد کمپرسور به شدت کاهش می‌یابد. به طوری که در دمای تبخیر ۲۹۰ K، حجم کمپرسور مستقل از ظرفیت سرمایشی می‌گردد. مشاهده می‌گردد با کاهش دمای تبخیر از ۲۹۰ K تا ۱۷۳ K برای ظرفیت سرمایشی ۲۰۰ W، حجم کمپرسور از ۲۲۰۰ cm³ به ۲۷۰۰۰ cm³ افزایش می‌یابد. دلیل این موضوع را می‌توان به افزایش حجم سیلندره‌های کمپرسور جهت تغذیه اواپراتور در دمای پایین‌تر مرتبط دانست. همچنین مشاهده می‌گردد در دماهای تبخیر پایین حجم کمپرسور مورد استفاده به شدت وابسته به مقدار ظرفیت سرمایشی است. به طور مثال در دمای تبخیر ۱۷۳ K، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایشی از ۱۰۰ W تا ۲۰۰ W، حجم کمپرسور از

کمپرسور را به میزان ۲۱۹/۰۵ kJ/kg را دارا است. علت این موضوع مربوط به خصوصیات ترمودینامیکی مبردها و مقادیر آنتالپی متناظر با فشار اواپراتور و کندانسور برای هر مبرد می‌باشد.

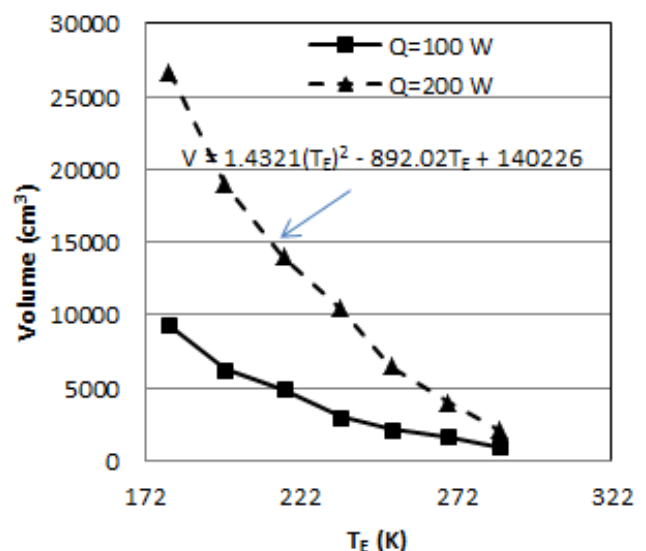
در شکل ۸ (b) تغییر کار کمپرسورهای مدار بالا (W_{HFC}) و مدار پایین (W_{LTC}) در نتیجه استفاده از سه مبرد آر-۲۳، آر-۶۰۰ و آر-۵۰۸ در سیکل دما پایین و استفاده از مبرد آر-۱۳۴ در مدار سیکل دما بالا، نشان داده شده است. مشاهده می‌شود بیشترین کار کمپرسور مدار بالا و پایین مربوط به مبرد آر-۶۰۰ و به ترتیب برابر ۴۶۰/۷ kJ/kg و ۳۳۹/۴ kJ/kg می‌باشد. همچنین کمترین کار در مدار بالا و پایین متعلق به مبرد آر-۵۰۸ است که به ترتیب برابر ۹۱/۹۶ kJ/kg و ۷۵/۴۴ kJ/kg می‌باشد. شایان ذکر است در کار حاضر عامل بازگشت‌ناپذیری در نظر گرفته نشده است. اخیراً گنگ و همکاران [۸] در تحلیلی دیگر، سیکل آبشاری دومرحله‌ای بازگشت‌پذیر داخلی را به منظور تعیین دمای بهینه میانی برای آگزرژی و بار تبرید بیشینه مورد بررسی قرار داده و مشاهده کرده‌اند که آر-۲۳ بازگشت‌پذیری بیشتری نسبت به آر-۵۰۸ دارد.

۴-۵ بررسی تغییر حجم اجزاء سیستم با تغییر پارامترهای مختلف
با توجه به نتایج بخش قبل در این قسمت با استفاده از مبرد



شکل ۱۰: تغییر حجم کندانسور سیستم مورد بررسی در دماهای کاری متفاوت اواپراتور در دو ظرفیت سرمایشی متفاوت

Fig. 10: Variation of the condenser volume with evaporation temperatures for two cooling capacities

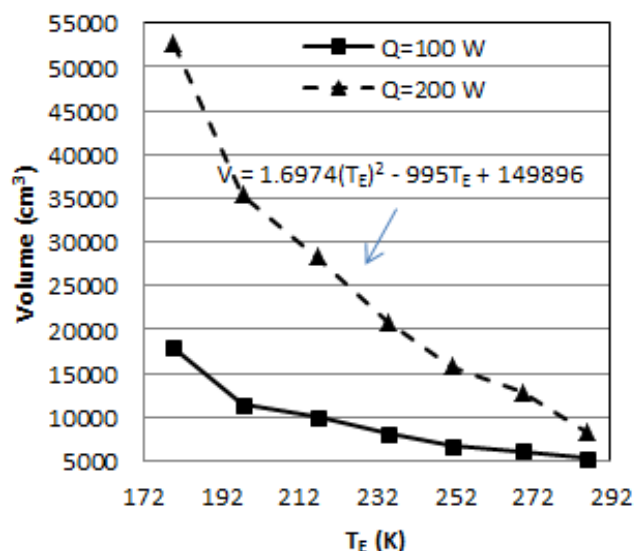


شکل ۹: تغییر حجم کمپرسور سیستم مورد بررسی در دماهای کاری متفاوت اواپراتور در دو ظرفیت سرمایشی متفاوت

Fig. 9: Changing the compressor volume of the studied system at different temperature of the evaporator in two different cooling capacity

تبخیر از ۲۹۰K تا ۱۷۳K برای ظرفیت سرمایشی ۲۰۰W، حجم کندانسور از ۴۰۰۰ cm^۳ به ۱۳۰۰۰ cm^۳ افزایش می‌یابد. همچنین ملاحظه می‌شود در دمای تبخیر ۱۷۳ K، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایش از ۱۰۰W تا ۲۰۰W، حجم کندانسور هوایی سیستم دومرحله‌ای آبشاری از ۴۵۰۰ cm^۳ به ۱۳۰۰۰ cm^۳ افزایش یافته است. دلیل این موضوع را می‌توان به افزایش میزان حرارت جذب شده توسط مبرد در اواپراتور و در کمپرسور به دلیل کاهش فشار مکش کمپرسور در دمای تبخیر پایین‌تر مرتبط دانست. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش دمای تبخیر تغییر در افزایش حجم به واسطه تغییر ظرفیت سرمایشی کاهش می‌یابد.

شکل ۱۱ نشان‌دهنده تغییر حجم کل سیستم آبشاری دومرحله‌ای با استفاده از مبرد آر-۱۳۴ برای مدار بالا و آر-۵۰۸ بی برای مدار پایین می‌باشد. مشاهده می‌شود حجم کل سیستم با افزایش ظرفیت سرمایشی سیستم، افزایش می‌یابد. به طور مثال در دمای ۱۷۳ K، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایشی از ۱۰۰W تا ۲۰۰W، حجم سیستم از ۱۷۹۴۰ cm^۳ به ۵۲۶۵۰ cm^۳ افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌گردد که در دماهای تبخیر پایین حجم سیستم مورد استفاده به شدت وابسته به مقدار ظرفیت سرمایشی است. به طوری که با کاهش دمای تبخیر از ۲۹۰K تا ۱۷۳K برای ظرفیت سرمایشی ۲۰۰W،

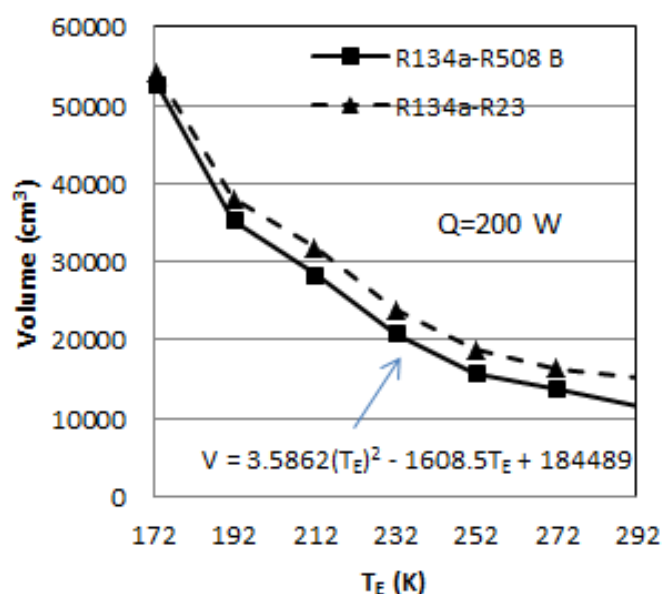


شکل ۱۱: تغییر حجم کلی سیستم مورد بررسی در دماهای کاری متفاوت اواپراتور با دو ظرفیت سرمایشی متفاوت

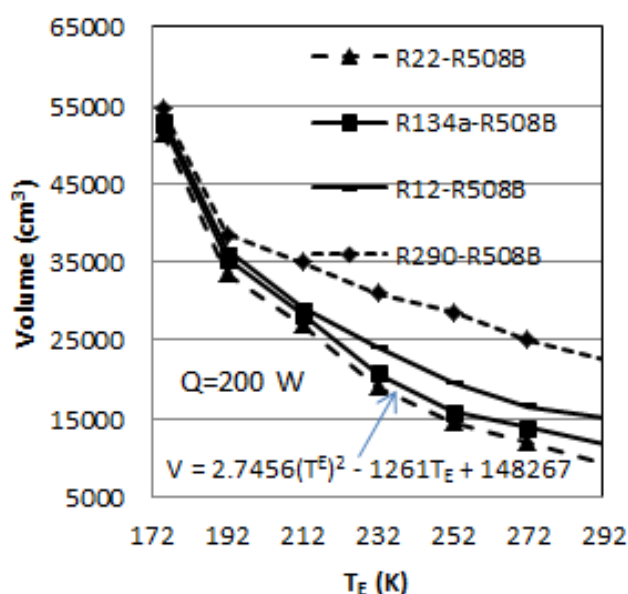
Fig. 11: Variation of the system volume with evaporation temperatures for two cooling capacities.

۹۱۰۰ cm^۳، به میزان ۳/۲ برابر افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۰ نیز مشاهده می‌شود که با افزایش دمای تبخیر، حجم کندانسور هوایی کاهش می‌یابد اما تغییر حجم کندانسور به اندازه کاهش در حجم کمپرسور نمی‌باشد. مشاهده می‌گردد با کاهش دمای



(b)



(a)

شکل ۱۲: مقایسه حجم کلی سیستم با مبردهای متفاوت (a) سیکل دما بالا (b) سیکل دما پایین در دماهای کاری متفاوت اواپراتور

Fig. 12: Comparison of the overall volume of the system with different refrigerant (a) high temperature cycle (b) Low temperature cycle at different working temperatures

حجم سیستم از 8200 cm^3 به 52650 cm^3 افزایش می‌یابد. دلیل کاهش حجم سیستم، کاهش حجم اجزا سیستم به ویژه کاهش حجم دو جز اصلی آن یعنی کمپرسور و کندانسور می‌باشد.

در شکل ۱۲ (a) تغییرات حجم سیستم با ثابت بودن مبرد مدار پایین (آر-۵۰۸ بی)، و استفاده از مبردهای آر-۱۳۴، آر-۲۲، آر-۲۹۰ و آر-۱۲ در مدار بالا بررسی شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود که با استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی در مدار پایین و مبرد آر-۲۲ در مدار بالا کمترین حجم سیستم به دست می‌آید. در بخش قبل بیان شد که به دلیل ملاحظات زیست محیطی استفاده از مبرد آر-۲۲ تقریباً منسوخ شده است. مشاهده می‌شود پس از مبرد آر-۲۲، سیستم با استفاده از مبرد آر-۱۳۴ کمترین حجم را دارد. همچنین مشاهده می‌شود در دماهای پایین کارکرد اواپراتور، حجم سیستم با استفاده از کلیه مبرد تقریباً یکسان می‌باشد اما با بالاتر رفتن دمای اواپراتور اختلاف حجم بیشتر می‌گردد. مشاهده می‌گردد با کاهش دمای تبخیر از 290 K تا 173 K برای مبرد آر-۱۳۴ و ظرفیت سرمایش 200 W حجم سیستم از 1500 cm^3 به 52650 cm^3 افزایش می‌یابد. همچنین ملاحظه می‌شود در دمای تبخیر بالاتر، اختلاف حجم سیستم با مبرد آر-۲۹۰ از حجم سایر سیستم‌ها فاصله بیشتری می‌گیرد. در شکل ۱۲ (b) تغییرات حجم سیستم با ثابت بودن مبرد دما بالا (آر-۱۳۴ آ)، و تغییر مبرد دما پایین (آر-۵۰۸ بی و آر-۲۳) بررسی شده است. مشاهده می‌شود که استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی، در مدار پایین حجم کمتری نسبت به سیستم با مبرد آر-۲۳ در مدار پایین دارد. مشاهده می‌شود در دماهای تبخیر متفاوت اختلاف حجم تقریباً برابر ۳۰ درصد می‌باشد لذا در سیستم‌های معمول آبشاری با توجه به عامل هزینه و دسترسی می‌توان یکی از این دو مبرد را انتخاب کرد. با توجه به اهمیت پایین بودن حجم سیستم تبرید در صنایع الکترونیک استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی مناسب‌تر است.

۵- بحث و نتیجه گیری

با توجه به استفاده روز افزون از کامپیوترها در سیستم‌های الکترونیکی و مخابراتی و کاهش حجم آن‌ها، نیاز بسیاری برای ساختن سیستم‌های تبرید با حجم کم و کارایی بالا به وجود آمده است. یکی از سیستم‌های تبرید تراکمی که کارایی بالایی هم دارد سیستم تبرید آبشاری می‌باشد. در این تحقیق نخست با مدل‌سازی

سیستم آبشاری تحلیل ترمودینامیکی و انرژی آن انجام شد. سپس با استفاده از نرم افزار ای.ای.اس و حل سیکل و تغییر پارامترهای مختلف نتایج زیر به دست آمد.

۱- با کاهش دمای محیط کاری سیستم، ضریب کارایی سیستم بالاتر و حجم آن کوچک تر می‌شود. نتایج نشان می‌دهند در دمای تبخیر $T_E = 183 \text{ K}$ با افزایش دمای محیط از 300 تا 320 کلوین، ضریب عملکرد از $2/16$ به $1/8$ به میزان ۴۳٪ کاهش می‌یابد.

۲- بیشترین ضریب کارایی با استفاده از آر-۲۲ در سیکل دما بالا و آر-۶۰۰ آ در سیکل دما پایین به دست می‌آید اما هر دوی این مبردها به دلیل پتانسیل بالای گرمای زمین مورد استفاده قرار نمی‌گیرند. نتایج نشان می‌دهند با افزایش دمای تبخیر از 173 K تا 183 K ضریب عملکرد سیستم با مبرد آر-۲۲ از $2/28$ به $2/45$ به میزان ۱۰٪ افزایش یافته است.

۳- کمترین حجم سیستم با استفاده از مبرد آر-۱۳۴ در سیکل دما بالا و مبردهای آر-۲۳ و آر-۵۰۸ بی در سیکل دما پایین به دست می‌آید. مشاهده گردید با کاهش دمای تبخیر از 290 K تا 173 K برای ظرفیت سرمایشی 200 W ، حجم کمپرسور از 2200 cm^3 به 27000 cm^3 افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان دادند که با کاهش دمای تبخیر از 290 K تا 173 K برای ظرفیت سرمایشی 200 W ، حجم کندانسور از 4000 cm^3 به 13000 cm^3 افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان دادند که در دمای تبخیر 173 K ، با دو برابر شدن ظرفیت سرمایش از 100 W تا 200 W ، حجم کندانسور هوایی سیستم دومرحله‌ای آبشاری از 4500 cm^3 به 13000 cm^3 افزایش می‌یابد.

۴- نتایج نشان دادند که استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی، در مدار پایین حجم کمتری نسبت به سیستم با مبرد آر-۲۳ در مدار پایین دارد. نتایج نشان دادند در دماهای تبخیر متفاوت اختلاف حجم تقریباً برابر ۳۰ درصد می‌باشد لذا در سیستم‌های معمول آبشاری با توجه به عامل هزینه و دسترسی می‌توان یکی از این دو مبرد را انتخاب کرد. با توجه به اهمیت پایین بودن حجم سیستم تبرید در صنایع مخابراتی و الکترونیک استفاده از مبرد آر-۵۰۸ بی مناسب تر است.

فهرست علائم

T دما ($^\circ\text{C}$ ، K)

1994.

- [7] Dubey A.M., Kumar S., Agrawal G.D., "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R-1270) cascade system for cooling and heating applications", Energy Conversion and Management, Vol. 86, pp.774–783, 2015.
- [8] Gang Y., Jianlin Y., Jiaheng C., "Energy and exergy analysis of a new ejector enhanced auto-cascade refrigeration cycle", Int. J. Refrigeration, 65, pp. 69-79, 2015
- [9] Getu H.M., Bansal P. K., "Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system", Int. J. Refrigeration, Vol. 32, pp. 45-54, 2008.
- [10] Dingenç H., İleri A., "Thermo economic optimization of simple refrigerator", Int. J. Energy Res, Vol. 4, pp. 949-962, 1999.
- [11] Indlee H., Gulshah S., Vaibhav J., Kachhawaha S.S., "Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants", International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering. Vol. 18(3), pp. 52-68, 2014
- [12] Kai D., Shaoqian Z., "A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system", school of Energy and Environment, southeast university, Vol. 2, China, 2009.
- [13] Keshtkar M.M., "Effect of subcooling and superheating on performance of a cascade refrigeration system with considering thermo-economic analysis and multi-objective optimization", Journal of Advanced Computer Science & Technology, Vol.5 (2), pp. 42-47, 2016
- [14] Keshtkar M.M., Talebizadeh P., "Multi-objective optimization of cooling water package based on 3E analysis: A case study", Energy, Vol. 134, pp. 840-849, 2017
- [15] Keshtkar M.M., Zahiri R., "Thermoeconomic Analysis of a Variable Refrigerant Flow System", Amirkabir Journal of Mechanical Engineering , DOI:

کار ورودی به کمپرسور (W) $\dot{W}_{in}$

علائم یونانی

α مساحت سطح انتقال حرارت بر حجم کلی مبدل (m^2m^{-3})

β نسبت سطح مقطع جریان آزاد

ε ضریب تاثیر انتقال حرارت

A_h مساحت سطح انتقال حرارت در سمت گاز

$\dot{m}$ دبی جرمی مبرد ($kg s^{-1}$)

P فشار (bar)

P_d چگالی قدرت موتور ($W m^{-3}$)

$\dot{Q}_{in}$ گرمای ورودی (W)

q_{in} گرمای مخصوص ورودی (J/kg)

مراجع

- [1] Bandhauer M., Agarwal A., Garimella S., "Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Micro channels", Journal of Heat Transfer, Vol.128, pp. 1050-1059, 2014.
- [2] Bansal P.K, Jain S., "Cascade systems: past, present, and future", ASHRAE Trans., Vol. 113(1), pp. 245–252, 2008.
- [3] Bhattacharyya S., Bose S., Sarkar J., "Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for transcritical CO₂-C₃H₈ system", Int. J. Refrigeration, Vol. 45, pp. 624-632, 2008
- [4] Bhattacharyya S., Mukhopadhyay S. A., Kumar R.K. Khuruna J., "optimization of CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating", Int. J. Refrigeration, Vol. 28, pp. 1284-1292, 2005.
- [5] Carel M., Semi-conductor Industry Association, International Technology Roadmap for Semiconductors, 2012.
- [6] Collier J., Thome J., "Convective Boiling and Condensation", 3rd ed, Oxford: Clarendon Press,

- [24] Phelan P.E., Swanson J., Chiriac F., Chiriac V., "Designing a mesoscale vapor- compression refrigerator for cooling high-power microelectronics", Proceedings of the Inter Society Conference on Thermal Phenomena, IEEE, pp. 218-232, 2004.
- [25] Ponsakar C., Balasuthagar A., Sathish K., "Performance and Irreversibility analysis of two stage cascade refrigeration system for different refrigerant pairs", Department of Mechanical Engineering, SRM University, Kattankulatur, Tamil Nadu-603203, 2017
- [26] Sanaye S., Malekmohammadi H.R., "Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system", Applied Thermal Engineering, Vol. 56, pp. 1807-1825, 2004.
- [27] Schmidt R.R., Notohardjono B.D., "High-end Server Low-Temperature Cooling", IBM Journal of Research and Development, Vol. 46 (6), pp. 739-751, 2009.
- [28] Selbas R., Kızılkın O., Sencan A., "Thermo economic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle", Energy, Vol. 5, pp. 2108-2128, 2015.
- [29] Shahryari Zanganeh O., Sarhaddi F., "Performance Investigation of a Single Effect (Libr-H₂O) Absorption Cooling System connected to Photovoltaic Thermal Collectors", Amirkabir Journal of Mechanical Engineering , DOI:10.22060/mej.2017.11728.5168. 2017. (In Persian)
- [30] Sozen A., Arcaklioglu E., Ozalp M., "Calculation of thermodynamic properties of an alternative refrigerant (R-508B) using artificial neural network", Applied Thermal Engineering, Vol.27 (3), pp.551-559, 2007.
- [31] Wadell R., "Experimental Investigation of Compact Evaporators for ultra-Low Temperature Refrigeration of microprocessors", MS.C. Thesis, Georgia Institute of Technology, 2012.
- [32] Wang Q., Sun, X.H., Han G.M., "Numerical investigation on the performance of a single-stage cascade refrigerator operating with two vapor-liquid separators and environmentally benign binary key 10.22060/mej.2018.13550.5664, 2018. (In Persian)
- [16] Lee J., Mudawar I., "Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II - heat transfer characteristics", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.48, pp.941-955, 2015.
- [17] Lee T., Liu C.H., Chen T.W., "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration system", Int. J. Refrigeration, Vol. 65, pp. 1142-1153, 2006.
- [18] Mafi M., Mousavi Naeynian S.M., Amidpour M., "Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants", Int. J. Refrigeration, Vol. 61, pp. 734-742, 2008.
- [19] Messineo A., "R744-R717 Cascade refrigeration system: performance evaluation compared with a HFC two-stage system", Energy Proc., Vol. 3, pp.1456-65, 2012.
- [20] Naeemi A., Meindl J.D., "An upper limit for aggregate I/O interconnect bandwidth of GSI chips constrained by power dissipation", Proceeding of the international interconnect Technology Conference, IEEE, pp.157-159, 2014.
- [21] Parekh A.D., Tailor P. R, Jivanramajiwal H.R, "Optimization of R507A-R-23 Cascade Refrigeration System using Genetic Algorithm", International Science Index, Mechanical and Mechatronics Engineering, Vol.4(10), pp. 52-60, 2010..
- [22] Patterson D.J., Brice C.W., Dougal R.A., Kovuri D., "The 'goodness' of small contemporary permanent magnet electric machines", Proceedings of the International Electric Machines and Drives Conference, IEEE, pp.1195-2000, 1-4 June 2003.
- [23] Phelan P., Chiriac V., lee T., "Current and Future Miniature Refrigeration Cooling Technologies for High Power Microelectronics", Proceedings of the Seventeenth SEMI-THERM Symposium, IEEE, pp.158-167, 2014.

of Cascade Condensing Temperature of a CO₂(R744)/R-404 ACascade Refrigeration System”, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2014.

laboratory of clean energy”, MS.C. Thesis, Zhejiang University, China, 2013

[33] Yilmaz B., Erdonmez N., Sevindir M. K., Mancuhan E., “Thermodynamic Analysis and Optimization

