Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 58(3) (2026) 303-324
DOI: 10.22060/mej.2026.26099.7993

Experimental Evaluation and Thermodynamic Analysis of an Ice-Bank-Based Cold Thermal Energy Storage System

Amin Jodat[1]*, Tohid Nazarpuor[1], Amin Emamian[1], Mojtaba Najafian[2]

[1] Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran.
[2] Centre of North Khorasan, University of Applied Sciences and Technology, Tehran, Iran.

ABSTRACT: In this study, the thermodynamic performance of a 1-ton ice-bank cold thermal energy storage system using R404A refrigerant was experimentally investigated during the charging process. The specific compressor work increased from an initial value of approximately 50 kJ/kg by about 50% and reached a stable value of 74–76 kJ/kg over the time interval of 80–100 min. Due to the dynamic nature of the freezing process, the evaporator cooling capacity initially decreased, followed by fluctuations, and subsequently gradually approached approximately 130 kJ/kg as the ice-layer thickness increased, corresponding to an overall reduction of about 2% from its initial value. The coefficient of performance of the cycle decreased from an initial value of 2.5 by approximately 40% to about 1.5 under stable conditions. The thermodynamic efficiency of the cycle also decreased from approximately 75% at the beginning of the experiment by about 33% to nearly 50% under stable conditions, indicating an increase in thermodynamic losses such as pressure drops and irreversibilities. The results show that the ice-bank system in the unmodified configuration exhibits stable behavior with moderate efficiency and has considerable potential for performance improvement through optimization of the operating conditions and refrigeration-cycle components. The presented data can be used as a reference for validating performance-enhancement methods in future studies.

Review History:

Received: Jun. 21, 2026
Revised: Aug. 06, 2026
Accepted: Sep. 13, 2026
Available Online: Sep. 17, 2026

Keywords:

Drop Dynamics
Reynolds Number
Terminal Velocity
Drag Force

1- Introduction

Cold thermal energy storage (CTES) can shift cooling production from peak to off-peak periods and consequently reduce peak electricity demand. Among different CTES technologies, ice-bank systems are attractive because of the high latent heat of water during the solidification process.

Several studies have investigated the thermal and thermodynamic performance of ice-based storage systems. Yan et al. [1] experimentally studied the dynamic melting process of an ice-on-coil storage system, while Liu et al. [2] investigated an ice storage device based on micro heat pipe arrays. Other studies have examined direct-expansion air-conditioning systems [3], seasonal ice storage [4], thermal energy storage-integrated heat pumps [5], and ice-based storage applications in power plants [6]. Erdemir et al. [7] also experimentally investigated the effect of ice storage on electricity consumption in a hypermarket.

Recent research has focused on enhancing ice-storage performance, but the transient behavior of conventional ice-bank systems remains underexplored. This study experimentally investigates a 1-ton R404A ice-bank system over a 440-minute charging process, evaluating compressor work, cooling capacity, and COP to provide a baseline for future improvements.

2- Methodology

The experimental system consisted of a 1-ton vapor-compression refrigeration cycle using R404A, including a compressor, air-cooled condenser, expansion valve, evaporator, ice-bank storage tank, filter drier, and solenoid valve. The ice-bank tank had a volume of approximately 20 L and contained a coil arrangement for ice formation. The experimental setup was developed in a laboratory air tunnel with dimensions of 200 × 35 × 35 cm.

Temperature was measured using 13 T-type thermocouples with an accuracy of ±0.2 °C, while five pressure transmitters with a range of ۱۸–۰ bar were used for refrigerant pressure measurements. Water flow rate, air velocity, and relative humidity were also measured. A PLC-based data-acquisition system was used to record the experimental data. The charging process was performed for 440 min under controlled laboratory conditions, and measurements were recorded every minute. The main components and measurement instruments of the experimental air-conditioning test system are shown in Fig. 1.

*Corresponding author's email: a.jodat@ub.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

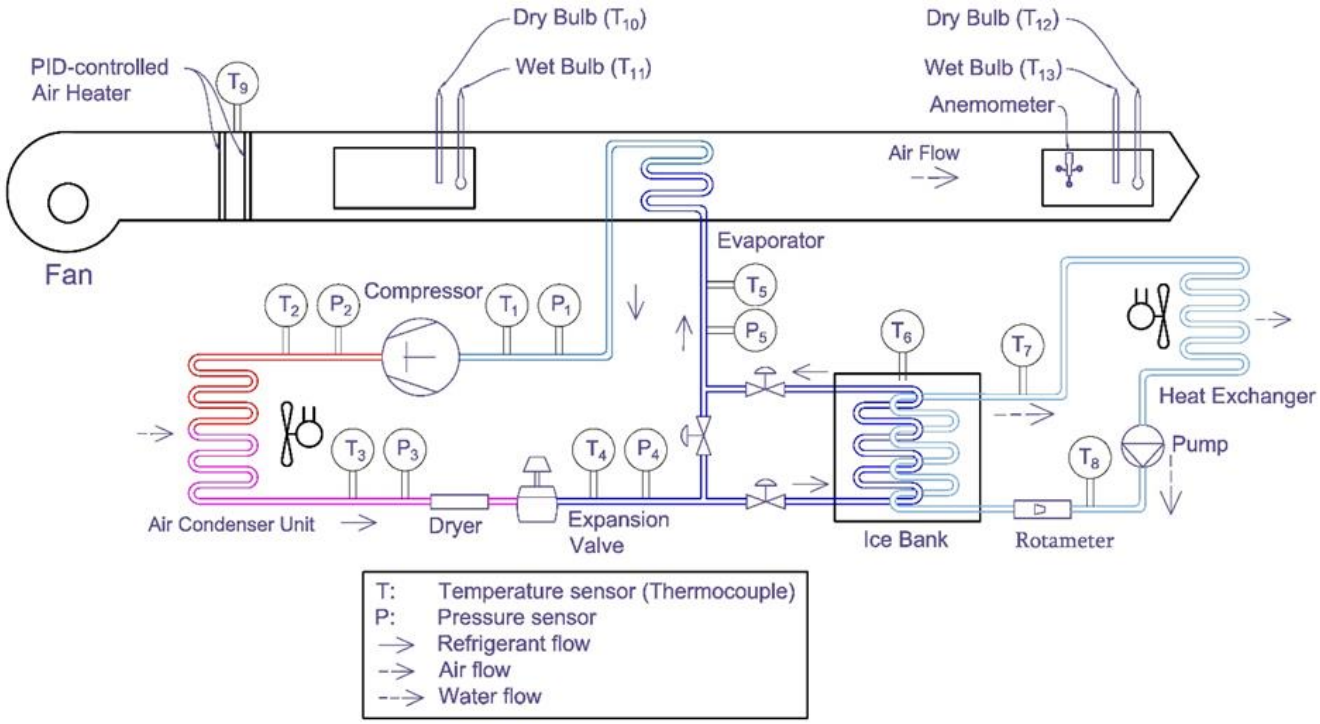


Fig. 1. Experimental air-conditioning test system.

The coefficient of performance was calculated from

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{Evap}}}{\dot{W}_{\mathrm{Comp}}}, \tag{1}$$

Compressor power was calculated using the measured voltage, current, and power factor:

$$\dot{W}_{\mathrm{Comp}} = VI\cos\varphi, \tag{2}$$

Refrigerant properties were obtained from REFPROP 10.0 using the measured pressure and temperature data. The experiments were repeated twice, with expanded uncertainties of ±5.1%, ±6.4%, and ±8.2% for compressor work, cooling capacity, and COP, respectively, at a 95% confidence level.

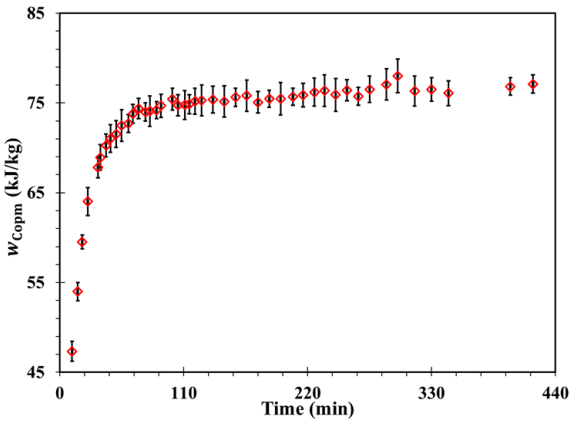


Fig. 2. Variation of compressor work consumption vs. time

3- Results and Discussion

Fig. 2 shows the variation of compressor specific work during the charging process. The compressor specific work initially had a value of approximately 50–55 kJ/kg and increased to 74–76 kJ/kg after about 80–100 min. The increase is mainly related to the reduction in evaporation temperature and suction pressure caused by ice formation. The increasing thermal resistance of the ice layer and changes in the compression ratio also contribute to the increased compressor work.

As shown in Fig. 3, the evaporator cooling capacity was initially approximately 133 kJ/kg. It decreased during the initial stage, followed by fluctuations, and gradually approached approximately 130 kJ/kg. Thus, the overall reduction in cooling capacity was about 2%. This behavior can be attributed to the increasing thermal resistance of the ice layer, changes in the effective heat-transfer conditions, and variations in refrigerant mass flow rate.

Fig. 4 presents the variation of COP. The initial COP

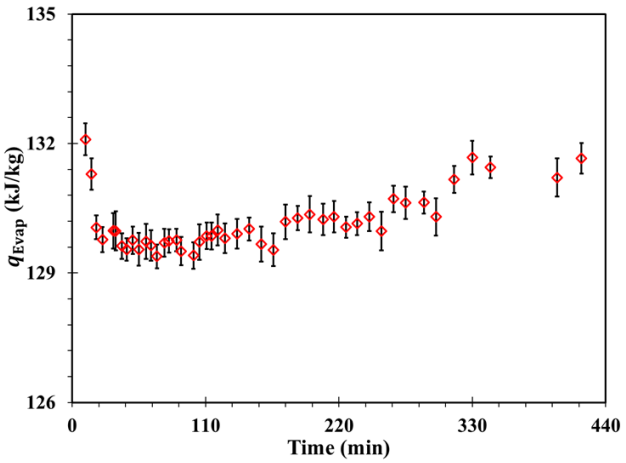


Fig. 3. Variation of evaporator cooling capacity vs. time.

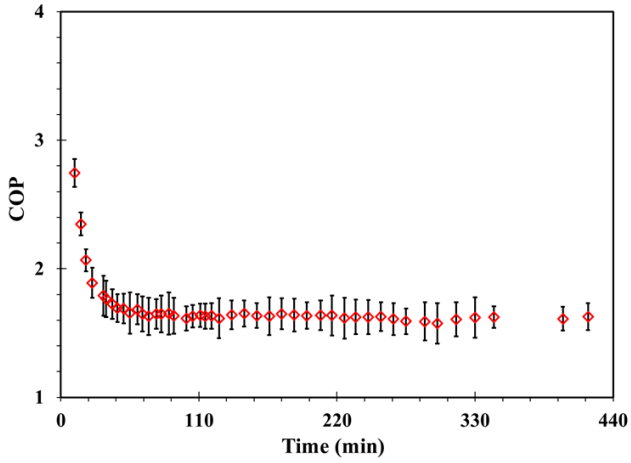


Fig. 4. Variation of COP vs. time.

was approximately 2.5 and decreased significantly during the first 30–40 min before reaching a relatively stable value of approximately 1.5. The reduction of about 40% is mainly associated with the decrease in evaporation temperature, increase in compressor work, and changes in condensation and refrigerant-flow conditions.

4- Conclusion

In this study, the transient performance of a 1-ton R404A ice-bank refrigeration system was experimentally investigated. The compressor specific work increased from approximately 50–55 to 74–76 kJ/kg, while the evaporator cooling capacity decreased slightly from about 133 to 130 kJ/kg. Consequently, the COP decreased from approximately 2.5 to 1.5 as ice formation progressed. These results show that the system's performance during charging is mainly limited by the rising thermal resistance of the ice layer and the resulting shifts in refrigeration-cycle operating conditions.

References

[1] W.M. Yan, K.E. Gao, U. Sajjad, L.H. Chien, M. Amani, Experimental study of dynamic melting process in an ice-on-coil storage system, Journal of Energy Storage, 73 (2023) 109177.

[2] Z. Liu, Z. Quan, Y. Zhao, H. Jing, X. Liu, L. Wang, Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays, Applied Thermal Engineering, 185 (2021) 116452.

[3] A. Jodat, M. Najafian, Experimental study of the effect of nebulizer on the performance coefficient of direct expansion air conditioning systems, Modares Mechanical Engineering, 20(8) (2020) 2113–2120.

[4] K. Huang, et al., A fully passive seasonal multi-cylinder ice storage system: Dynamic charging behavior and entropy generation analysis, Applied Thermal Engineering (2026) 130447.

[5] Y. Qiao, et al., Experimental study of a thermal energy storage-integrated heat pump system for load shifting in space cooling and heating, Applied Thermal Engineering (2026) 129992.

[6] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions, Scientific Reports, 16 (2026) 7149.

[7] D. Erdemir, N. Altuntop, Y.A. Çengel, Experimental investigation on the effect of ice storage system on electricity consumption cost for a hypermarket, Energy and Buildings, 251 (2021) 111368.

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۸، شماره ۳، سال ۱۴۰۵، صفحات ۳۰۳ تا ۳۲۴
DOI: 10.22060/mej.2026.26099.7993

ارزیابی آزمایشگاهی و تحلیل ترمودینامیکی فرایند شارژ در یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر آیس‌بانک

امین جودت[1*]، توحید نظرپور[1]، امین امامیان[1]، مجتبی نجفیان[2]

۱-گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران
۲- دانشگاه جامع علمی کاربردی مرکز خراسان شمالی، تهران، ایران.

خلاصه: در این پژوهش، عملکرد ترمودینامیکی یک سامانه‌ی ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی از نوع آیس‌بانک با ظرفیت یک تن تبرید و مبرد R404A به‌صورت تجربی در طول فرایند شارژ مورد بررسی قرار گرفت. کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور از مقدار اولیه‌ی حدود ۵۰ کیلوژول بر کیلوگرم با افزایش حدود ۵۰ درصدی به مقدار پایدار ۷۴ تا ۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم در بازه‌ی زمانی ۸۰ تا ۱۰۰ دقیقه رسید. ظرفیت سرمایشی اواپراتور به‌دلیل پویایی فرایند انجماد، ابتدا کاهش یافته، سپس نوسان داشته و در ادامه با افزایش ضخامت لایه‌ی یخ، به‌تدریج به مقدار حدود ۱۳۰ کیلوژول بر کیلوگرم نزدیک می‌شود که نسبت به مقدار اولیه، کاهش حدود ۲ درصدی را نشان می‌دهد. ضریب عملکرد سیکل از مقدار اولیه ۲/۵ با کاهش ۴۰ درصدی به حدود ۱/۵ در شرایط پایدار کاهش یافت. راندمان ترمودینامیکی سیکل نیز از حدود ۷۵ درصد در ابتدای آزمایش با کاهش ۳۳ درصدی به حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار رسید که بیانگر افزایش تلفات ترمودینامیکی نظیر افت فشار و برگشت‌ناپذیری‌ها است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده دارای رفتار پایدار اما با راندمان متوسط است و پتانسیل قابل‌توجهی برای بهبود عملکرد از طریق بهینه‌سازی شرایط کاری و اجزای سیکل تبرید دارد. داده‌های ارائه‌شده می‌توانند به‌عنوان مرجعی برای اعتبارسنجی روش‌های بهبود عملکرد در پژوهش‌های آینده استفاده شوند.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۴۰۵/۰۳/۳۱
بازنگری: ۱۴۰۵/۰۵/۱۵
پذیرش: ۱۴۰۵/۰۶/۲۲
ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۶/۲۶

کلمات کلیدی:
ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی
آیس‌بانک
مطالعه آزمایشگاهی
سیکل تبرید تراکمی
کندانسور

۱- مقدمه

افزایش چشمگیر تقاضای انرژی در بخش سرمایش، به‌ویژه در مناطق گرم و در بازه‌های زمانی اوج مصرف، به یکی از چالش‌های اساسی در مسیر توسعه پایدار و مدیریت بهینه منابع انرژی تبدیل شده است [۱]. سامانه‌های تهویه مطبوع و تبرید تراکمی سهم قابل‌توجهی از مصرف برق را به خود اختصاص داده و به‌طور مستقیم موجب افزایش بار پیک شبکه‌های توزیع برق می‌شوند [۲]. این موضوع نه‌تنها هزینه‌های بهره‌برداری را افزایش می‌دهد، بلکه نیاز به توسعه زیرساخت‌های تولید و توزیع انرژی را نیز تشدید می‌کند. از این‌رو، در سال‌های اخیر توجه ویژه‌ای به بهبود عملکرد سیستم‌های سرمایشی و کاهش مصرف انرژی آن‌ها معطوف شده است و پژوهشگران تلاش کرده‌اند با ارائه راهکارهای مختلف، بازدهی این سیستم‌ها را ارتقاء دهند [۳].

در این راستا، یکی از راهکارهای مؤثر، استفاده از سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی، به‌ویژه سامانه‌های مبتنی بر آیس‌بانک است. این سیستم‌ها با تولید یخ در ساعات کم‌باری شبکه و استفاده از آن برای تأمین بار سرمایشی در ساعات اوج، امکان مدیریت بار و کاهش مصرف انرژی در زمان‌های بحرانی را فراهم می‌کنند. مطالعه‌ای که توسط یان و همکاران [۱] انجام شد، نشان داد که استفاده از سیستم‌های آیس‌بانک می‌تواند نقش مؤثری در کاهش بار پیک ساختمان‌های اداری داشته باشد. همچنین لیو و همکاران [۲] با بررسی تجربی عملکرد یک سیستم ذخیره‌سازی سرمایش مبتنی بر لوله‌های حرارتی، به بهبود قابل‌توجه راندمان انتقال حرارت و عملکرد کلی سیستم دست یافتند. این نتایج نشان می‌دهد که فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی می‌توانند به‌عنوان یکی از ابزارهای کلیدی در مدیریت انرژی در ساختمان‌ها و صنایع مطرح شوند. هوانگ و همکاران [۴] گزارش کردند که بهینه‌سازی پیکربندی هندسی یک واحد ذخیره‌سازی یخ غیرفعال می‌تواند زمان شارژ و تولید آنتروپی را کاهش داده و همزمان یکنواختی حرارتی را در طی فرایند انجماد بهبود بخشد. یافته‌های آن‌ها بار دیگر بر

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: a.jodat@ub.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

اهمیت شناخت رفتار گذرای فرایند شارژ و تلفات ترمودینامیکی در سامانه‌های ذخیره‌سازی مبتنی بر یخ تأکید می‌کند. مطالعات تجربی انجام‌شده بر روی سامانه‌های پمپ حرارتی مجهز به ذخیره‌ساز انرژی حرارتی نیز اثربخشی راهبردهای جابه‌جایی بار را تأیید کرده‌اند. کیائو و همکاران [۵] نشان دادند که ترکیب ذخیره‌سازی حرارتی با سامانه‌های سرمایش و گرمایش می‌تواند انعطاف‌پذیری بهره‌برداری را به‌طور قابل توجهی افزایش داده و در عین حال تقاضای برق در ساعات اوج مصرف را کاهش دهد. فراتر از کاربردهای ساختمانی، ذخیره‌سازی حرارتی مبتنی بر یخ در سامانه‌های انرژی مقیاس بزرگ نیز مورد بررسی قرار گرفته است. آزمون و همکاران [۶] نشان دادند که ادغام سامانه ذخیره‌سازی یخ با واحدهای تولید توان می‌تواند در شرایط دمای محیط بالا، عملکرد ترمودینامیکی را بهبود بخشیده و هم‌زمان اثرات زیست‌محیطی را کاهش دهد.

در مطالعات تکمیلی مرتبط با سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ، گزارش‌های متعددی بر بهبود عملکرد و کاهش هزینه‌های انرژی تأکید کرده‌اند. برای مثال، اردمیر و همکاران [۷] نشان دادند که استفاده از سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ در مقیاس یک هایپرمارکت می‌تواند به‌طور قابل توجهی هزینه‌های انرژی را کاهش داده و بار پیک را جابه‌جا کند. در زمینه سیکل‌های تبرید پیشرفته، رودریگز–خارا و همکاران [۸] نشان دادند که بهینه‌سازی سیکل‌های تبرید آبشاری می‌تواند عملکرد را در دماهای بسیار پایین بهبود بخشد. همچنین، مرور جامع حسن و همکاران [۹] اهمیت مواد تغییر فاز را در توسعه فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مورد تأکید قرار داد. در کاربردهای عملی، ما و همکاران [۱۰] با بررسی مشخصه‌یابی حرارتی فرایندهای شارژ و دشارژ یک دستگاه ذخیره‌سازی سرمایش با تغییر فاز مبتنی بر آرایه‌های میکرو لوله‌های حرارتی تخت، نشان دادند که استفاده از این فناوری می‌تواند نرخ انتقال حرارت را به‌طور قابل‌توجهی افزایش داده و زمان پاسخ‌دهی سیستم را کاهش دهد. افزون بر این، آزمون و همکاران [۱۱] با ارائه‌ی یک بهینه‌سازی چندهدفه برای سیستم ذخیره‌سازی یخ در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تحت شرایط آب‌وهوای گرم، نشان دادند که استفاده از ذخیره‌سازی یخ می‌تواند ضمن افزایش توان تولیدی نیروگاه در ساعات اوج مصرف، هزینه‌های بهره‌برداری و انتشار آلاینده‌ها را به‌طور هم‌زمان کاهش دهد. مطالعات اخیر همچنین به بررسی ادغام سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر یخ با سامانه‌های چندانرژی پرداخته‌اند. سنایی و همکاران [۱۲] گزارش کردند که زمان‌بندی بهره‌برداری بهینه سامانه‌های یکپارچه سرمایش، گرمایش و تولید توان مجهز به ذخیره‌سازی یخ، می‌تواند ضمن کاهش تقاضای برق در ساعات اوج مصرف و هزینه‌های سالانه بهره‌برداری، بازده اگزرژی سیستم را به‌طور قابل توجهی افزایش دهد.

با وجود مزایای قابل توجه این سامانه‌ها، عملکرد آن‌ها به‌شدت به رفتار ترمودینامیکی سیکل تبرید و به‌ویژه فرایند شارژ آیس‌بانک (تشکیل یخ) وابسته است. این فرایند ماهیتی گذرا و پیچیده داشته و تحت تأثیر عوامل متعددی از جمله شرایط انتقال حرارت، اختلاف دمای مؤثر، خواص سیال عامل و توزیع دما در مخزن ذخیره‌سازی قرار دارد. برای مثال، شارما و همکاران [۱۳] در یک مطالعه تجربی نشان دادند که دمای اولیه سیال و الگوهای همرفت طبیعی نقش تعیین‌کننده‌ای در نرخ انجماد و توزیع دما در داخل مخزن دارند. این یافته‌ها اهمیت تحلیل دقیق حرارتی و ترمودینامیکی سیستم را در طول زمان برجسته می‌کنند. خود فرایند شارژ نیز در سال‌های اخیر مورد توجه فزاینده‌ای قرار گرفته است. جو–هونگ و همکاران [۱۴] یک چارچوب مدل‌سازی یکپارچه برای تعیین دماهای بهینه شارژ در سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مبتنی بر سرمایش توسعه دادند و نشان دادند که کنترل مناسب فرایند شارژ می‌تواند ضمن حفظ پایداری سرمایش، ضریب عملکرد سیستم را به‌طور قابل توجهی بهبود بخشد.

از سوی دیگر، عملکرد اجزای اصلی سیکل تبرید شامل کمپرسور، کندانسور و اواپراتور تأثیر مستقیمی بر بازده کلی سیستم دارد. به‌طور خاص، توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت سرمایشی اواپراتور و شرایط عملکردی کندانسور تعیین‌کننده ضریب عملکرد هستند. در بسیاری از مطالعات، تلاش شده است تا از طریق بهبود عملکرد این اجزا، بازده سیستم افزایش یابد. در حوزه ارتقای عملکرد سامانه‌های تبرید، مطالعات متعددی بر افزایش ضریب عملکرد و بهینه‌سازی شرایط کاری تمرکز داشته‌اند. برای نمونه، جودت و نجفیان [۳] در یک مطالعه تجربی، اثر استفاده از مه‌پاش را بر عملکرد سامانه‌های تهویه مطبوع انبساط مستقیم بررسی کرده و نشان دادند که بهبود شرایط حرارتی پیرامون کندانسور می‌تواند موجب افزایش ضریب عملکرد و کاهش مصرف انرژی شود. در زمینه ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی، محمدی و جودت [۱۵] سینتیک هیدرات‌های نیمه‌کلاترات مبتنی بر TBAB و دی‌اکسیدکربن را به‌عنوان گزینه‌ای امیدبخش برای ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مورد بررسی قرار دادند. همچنین، محمدی [۱۶] در یک مطالعه ترمودینامیکی، تشکیل هیدرات مبرد را تحلیل کرده و اهمیت شرایط ترمودینامیکی را در عملکرد سامانه‌های ذخیره‌سازی مورد تأکید قرار داد. در سال‌های اخیر، ژائو و همکاران [۱۷] با انجام یک تحلیل ترمودینامیکی بر روی سامانه ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر یخ دوغابی، نشان دادند

که دمای تبخیر، دمای چگالش، نوع مبرد و راندمان کمپرسور تأثیر قابل توجهی بر ضریب عملکرد سیستم و عملکرد کلی ذخیره‌سازی دارند.

در سال‌های اخیر، راهبردهای کنترلی تطبیقی نیز برای بهبود عملکرد سامانه‌های تبرید مجهز به ذخیره‌سازی یخ پیشنهاد شده‌اند. شی و همکاران [۱۸] نشان دادند که کنترل تطبیقی دمای چگالش قادر است به‌طور مؤثری به تغییرات شرایط محیطی و بار سرمایشی پاسخ داده و در نتیجه موجب افزایش بازده ذخیره‌سازی و بهبود عملکرد کلی سیستم شود. علاوه بر این، وانگ و همکاران [۱۹] نشان دادند که بهبود انتقال حرارت در کندانسور نقش مهمی در افزایش ضریب عملکرد دارد. همچنین، کیائو و همکاران [۲۰] به‌صورت تجربی یک کندانسور مجهز به مواد تغییر فاز را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که میزان زیرسردی در کندانسور تأثیر قابل توجهی بر راندمان ترمودینامیکی سیکل تبرید و رفتار ذخیره‌سازی حرارتی دارد. نتایج آن‌ها اهمیت شرایط عملکردی کندانسور را در بیشینه‌سازی عملکرد سیستم و کاهش تلفات ترمودینامیکی برجسته ساخت.

در ادامه این مطالعات، ریاحی و شفیعی [۲۱] نشان دادند که استفاده از یک مخزن ذخیره‌ساز مبتنی بر مواد تغییر فازدهنده[1] در چرخه تبرید می‌تواند عملکرد کندانسور را به‌صورت دینامیکی بهبود بخشد. به‌طور مشابه، هارون‌الرشید و همکاران [۲۲] بهبود قابل‌توجهی در ضریب عملکرد یخچال‌های خانگی از طریق به‌کارگیری مواد تغییر فازدهنده گزارش کردند. از دیدگاه طراحی تجهیزات، عمار و همکاران [۲۳] نشان دادند که کندانسورهای صفحه‌ای در مقایسه با طراحی‌های متداول، عملکرد انتقال حرارت بالاتری دارند. همچنین، تکنیک‌های پیشرفته بهینه‌سازی نیز در سامانه‌های ذخیره‌سازی سرمایی مورد توجه قرار گرفته‌اند. آواستی و همکاران [۲۴] با ارائه یک راهبرد ورودی گذرا همراه با بهینه‌سازی مبتنی بر شبکه عصبی مصنوعی، افزایش عملکرد سرمایشی و کاهش قابل‌توجه افت فشار هیدرولیکی را نشان دادند. در زمینه پدیده انجماد، بورمانا و همکاران [۲۵] و ماجاریچ و همکاران [۲۶] به‌ترتیب نقش بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی و شرایط شارژ مبرد را در بهبود عملکرد سامانه‌های تبریدی مورد تأکید قرار دادند. در سطح چرخه‌های پیشرفته، شی و همکاران [۲۷] نشان دادند که استفاده از چرخه‌های تبرید تقویت‌شده با اجکتور می‌تواند بازده ترمودینامیکی را به‌طور چشمگیری افزایش دهد.

علاوه بر این مطالعات، پژوهش‌های متعددی بر رویکردهای نوین بهینه‌سازی عملکرد سامانه‌های سرمایشی متمرکز شده‌اند. برای مثال، فنگ و همکاران [۲۸] با بررسی یک سامانه ذخیره‌سازی سرمایی مجهز به لوله‌های حرارتی، بهبود عملکرد انتقال حرارت را گزارش کردند. همچنین، روش‌های داده‌محور و هوشمند توجه روزافزونی را به خود جلب کرده‌اند. ارشاد و همکاران [۲۹] نشان دادند که مدل‌های یادگیری ماشین قادرند عملکرد سامانه‌های تهویه مطبوع مجهز به ذخیره‌سازی انرژی حرارتی را با دقت بالایی پیش‌بینی کنند. این روند بیانگر حرکت به سمت تلفیق تحلیل‌های تجربی با تکنیک‌های مدل‌سازی پیشرفته برای بهینه‌سازی سامانه‌های انرژی است. به‌طور مشابه، کانگ و همکاران [۳۰] یک راهبرد کنترلی مبتنی بر پیش‌بینی برای سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ در کاربردهای تجاری توسعه دادند و نشان دادند که پیش‌بینی دقیق بار سرمایشی می‌تواند زمان‌بندی بهره‌برداری را بهبود داده، هزینه‌های انرژی را کاهش دهد و سطح اتوماسیون سامانه را افزایش دهد.

با وجود حجم گسترده پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه بهبود سامانه‌های تبرید و فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایی، بخش قابل‌توجهی از این مطالعات بر ارائه راهکارهای ارتقای عملکرد متمرکز بوده‌اند و توجه کمتری به تحلیل دقیق سامانه‌های ذخیره‌سازی سرمایی مبتنی بر آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده آن‌ها شده است. اگرچه پژوهش‌های متعددی در زمینه بهبود عملکرد سامانه‌های آیس‌بانک با روش‌های مختلفی مانند بهبود انتقال حرارت، بهینه‌سازی هندسی، کنترل تطبیقی و استفاده از مواد تغییر فاز دهنده انجام شده است، اما هیچ مطالعه‌ای به تحلیل دقیق و تفکیک‌شده زمانی عملکرد ترمودینامیکی سیکل تبرید در یک سامانه آیس‌بانک با سیستم بدون بهبود دهنده و با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی با دقت بالا پرداخته نشده است. شناخت رفتار سامانه در سیستم بدون بهبود دهنده، به‌عنوان مرجعی برای مقایسه، از اهمیت زیادی برخوردار است، زیرا بدون درک دقیق عملکرد واقعی سامانه در شرایط بدون اصلاح، ارزیابی صحیح روش‌های بهینه‌سازی امکان‌پذیر نخواهد بود. سؤال مهندسی محوری این پژوهش آن است که رفتار ترمودینامیکی گذرای سیکل تبرید در طول فرایند شارژ یک سامانه آیس‌بانک با سیستم بدون بهبود دهنده چگونه است و محدودیت‌های عملکردی آن در شرایط بدون بهبود کدامند؟ از این‌رو، پژوهش حاضر با هدف بررسی تجربی عملکرد یک سامانه ذخیره‌سازی انرژی سرمایی مبتنی بر آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده انجام شده است و برای اولین بار نقشه‌ی کامل تغییرات کار کمپرسور، ظرفیت سرمایشی، ضریب عملکرد واقعی و ایده‌آل و راندمان ترمودینامیکی سیکل را در طول فرایند ۴۴۰ دقیقه‌ای شارژ با تفکیک زمانی یک دقیقه‌ای ارائه می‌دهد. این داده‌ها

1. Phase Change materials (PCMs)

می‌توانند به‌عنوان مرجع با ارزش برای اعتبارسنجی روش‌های بهبود عملکرد در آینده مورد استفاده قرار گیرند.

۲- روش حل

در این بخش، شرح دستگاه و روش انجام آزمایش و معادلات حاکم بر مسئله با جزئیات بیشتر شرح داده خواهد شد. همچنین فرضیات زیر برای تحلیل عملکرد سیستم در نظر گرفته شده است:

۱. سیکل تبرید در هر لحظه در شرایط پایدار عمل می‌کند (رویکرد شبه‌پایدار) و اثرات گذرای دینامیکی کمپرسور و مبدل‌ها ناچیز فرض شده است.

۲. افت فشار در خطوط لوله‌ی مبرد و در اجزای سیکل (به‌جز شیر انبساط) ناچیز فرض شده است.

۳. مبرد R404A به‌صورت خالص و بدون آلودگی و با ترکیب شیمیایی ثابت در سیکل در نظر گرفته شده است.

۴. انتقال حرارت به محیط اطراف از خطوط لوله و مخزن آیس‌بانک با اعمال عایق‌بندی مناسب، ناچیز فرض شده است.

۵. دمای مخزن آیس‌بانک به‌صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است.

۶. خواص ترمودینامیکی مبرد در هر نقطه‌ی سیکل فقط با استفاده از داده‌های فشار و دما قابل‌محاسبه است و از مدل گاز ایده‌آل برای محاسبات استفاده نمی‌شود.

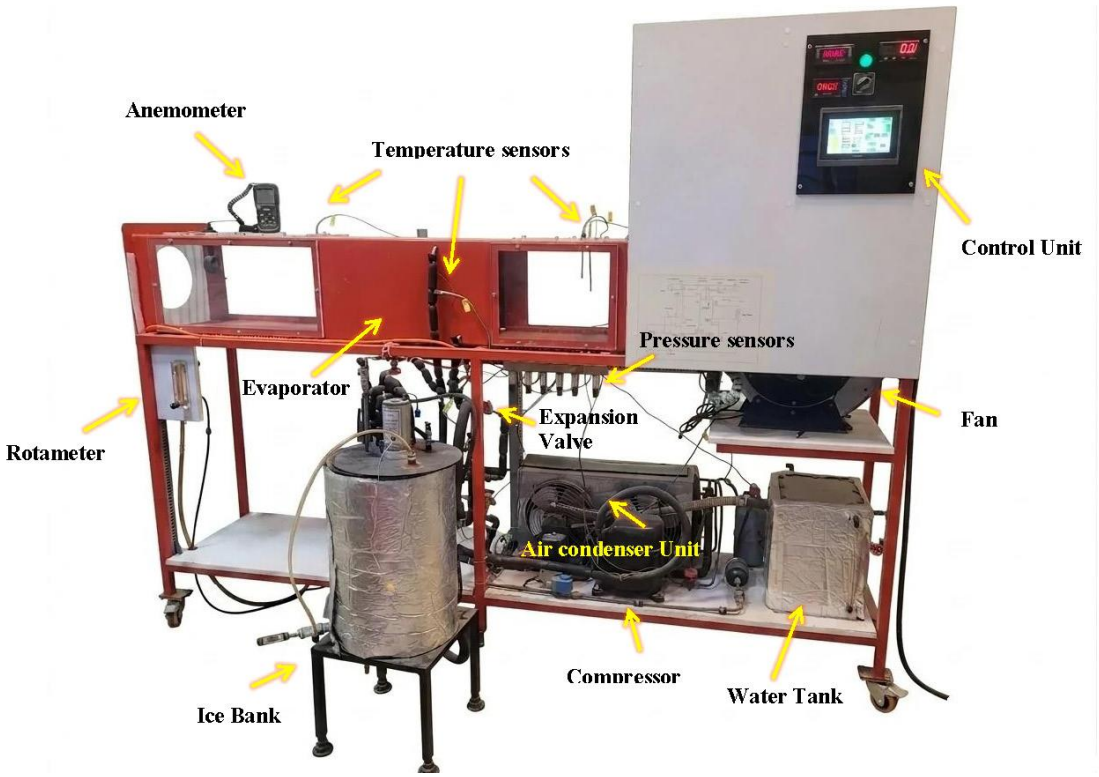
۲- ۱- شرح دستگاه و روش انجام آزمایش

به‌منظور انجام آزمایش‌ها، از یک سامانه تست تهویه مطبوع شامل سیکل تبرید، واحد ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی (آیس‌بانک) و یک تونل هوای آزمایشگاهی با ابعاد ۲۰۰×۳۵×۳۵ سانتی‌متر استفاده شد (شکل ۱-الف). این تونل به یک فن دمنده با قابلیت تنظیم دور با دقت ۱ دور بر دقیقه و ظرفیت اسمی حداکثر ۱۶۰۰ مترمکعب بر ساعت مجهز است که امکان بررسی عملکرد سیستم در دبی‌های مختلف هوا را فراهم می‌کند. اندازه‌گیری سرعت جریان هوا در داخل تونل توسط بادسنج حرارتی انجام شده است. برای کنترل شرایط حرارتی جریان هوا، یک اواپراتور با ظرفیت ۱ تن تبرید به‌همراه دو گرم‌کن الکتریکی با توان‌های ۳۵۰۰ و ۲۵۰۰ وات به‌ترتیب در بالادست و پایین‌دست اواپراتور نصب شده‌اند. تنظیم دمای هوا از طریق یک کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی[1] صورت می‌گیرد. همچنین رطوبت نسبی جریان هوا با استفاده از دو حسگر نصب‌شده در ورودی و خروجی تونل اندازه‌گیری شده و دمای هوا در این نقاط به کمک ترموکوپل‌های نوع T با دقت ±۰/۲ درجه سانتی‌گراد ثبت می‌شود. لازم به ذکر است که ستاپ آزمایشگاهی مورد استفاده در این پژوهش، صرفاً یک دستگاه آموزشی موجود در بازار نیست، بلکه حاصل طراحی و ساخت گروه پژوهشی در دانشگاه بجنورد برای اهداف خاص این مطالعه است. این ستاپ شامل یک سیکل تبرید تراکمی با قابلیت اندازه‌گیری هم‌زمان دما و فشار در ۵ نقطه‌ی کلیدی، یک سیستم کنترل و داده‌برداری مبتنی بر PLC با تفکیک زمانی یک دقیقه، و یک مخزن آیس‌بانک با حجم ۲۰ لیتر با هندسه‌ی طراحی‌شده است. دقت بالای تجهیزات اندازه‌گیری و قابلیت کنترل شرایط محیطی، این ستاپ را به یک سامانه‌ی پژوهشی تخصصی تبدیل کرده است که قابلیت انجام آزمایش‌های کنترل‌شده و تکرارپذیر را فراهم می‌آورد. در شکل ۲-ب چندین نما از از پیکربندی کویل‌های درون آیس‌بانک نشان داده شده است.

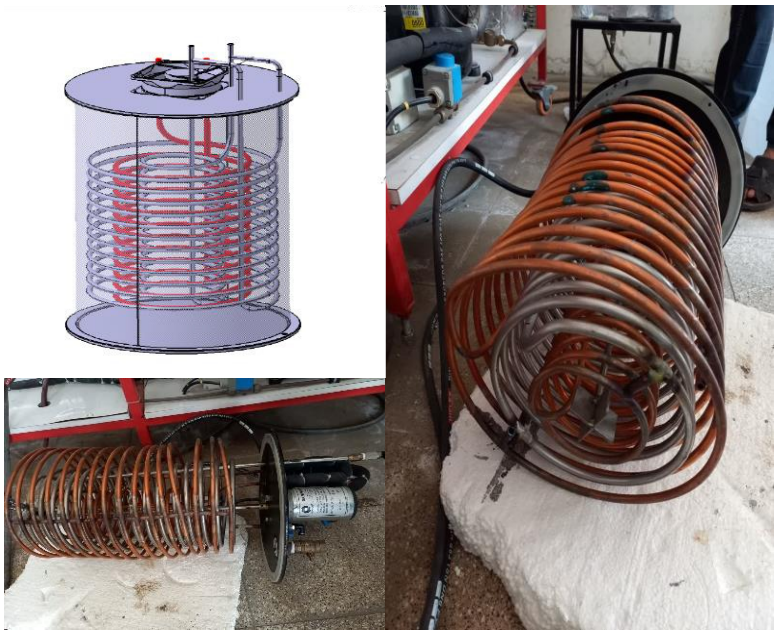
در این سامانه از یک مخزن آیس‌بانک با حجم ۲۰ لیتر استفاده شده است که شامل دو کویل از جنس مس و آلومینیوم برای عبور مبرد و گردش آب در سیستم می‌باشد. ساختار کلی سیستم تهویه مطبوع در شکل ۲ ارائه شده است. این سیستم شامل اجزای اصلی سیکل تبرید از جمله کمپرسور، کندانسور، شیر انبساط، اواپراتور، آیس‌بانک، فیلتر درایر و شیر برقی است. عملکرد سیکل به این صورت است که مبرد R404A پس از خروج از کندانسور به‌صورت مایع پرفشار وارد شیر انبساط شده و با افت فشار و دما، وارد ناحیه تبخیر می‌شود. در اواپراتور، مبرد با جذب گرما از محیط اطراف تبخیر شده و به‌طور کامل به فاز بخار تبدیل می‌شود که این فرآیند موجب کاهش دمای هوای عبوری و ایجاد سرمایش می‌گردد. بخار مبرد سپس وارد کمپرسور شده، تحت فرآیند تراکم، دما و فشار آن افزایش می‌یابد و در ادامه وارد کندانسور هواخنک می‌شود. در کندانسور، مبرد گرمای خود را به محیط دفع کرده و مجدداً به مایع پرفشار تبدیل شده و سیکل تکرار می‌شود.

برای اندازه‌گیری دبی آب در مبدل حرارتی، از یک دبی‌سنج آنالوگ با دقت ±۰/۰۱ لیتر بر دقیقه استفاده شده است. به‌منظور تثبیت دمای هوای ورودی به اواپراتور و کنترل شرایط حرارتی کندانسور، از گرم‌کن‌های الکتریکی استفاده شده و تنظیم دما توسط کنترل‌کننده PID انجام می‌گیرد. اندازه‌گیری دمای مبرد در نقاط مختلف سیکل با استفاده از سه ترموکوپل نوع T با دقت ±۰/۲ درجه سانتی‌گراد انجام شده است. همچنین فشار مبرد در بخش‌های مختلف سیستم توسط شش ترانسمیتر فشار با دقت ±۰/۵ درصد ثبت می‌شود. کنترل، پایش و ثبت داده‌های آزمایش توسط یک

1. Proportional–Integral–Derivative (PID)



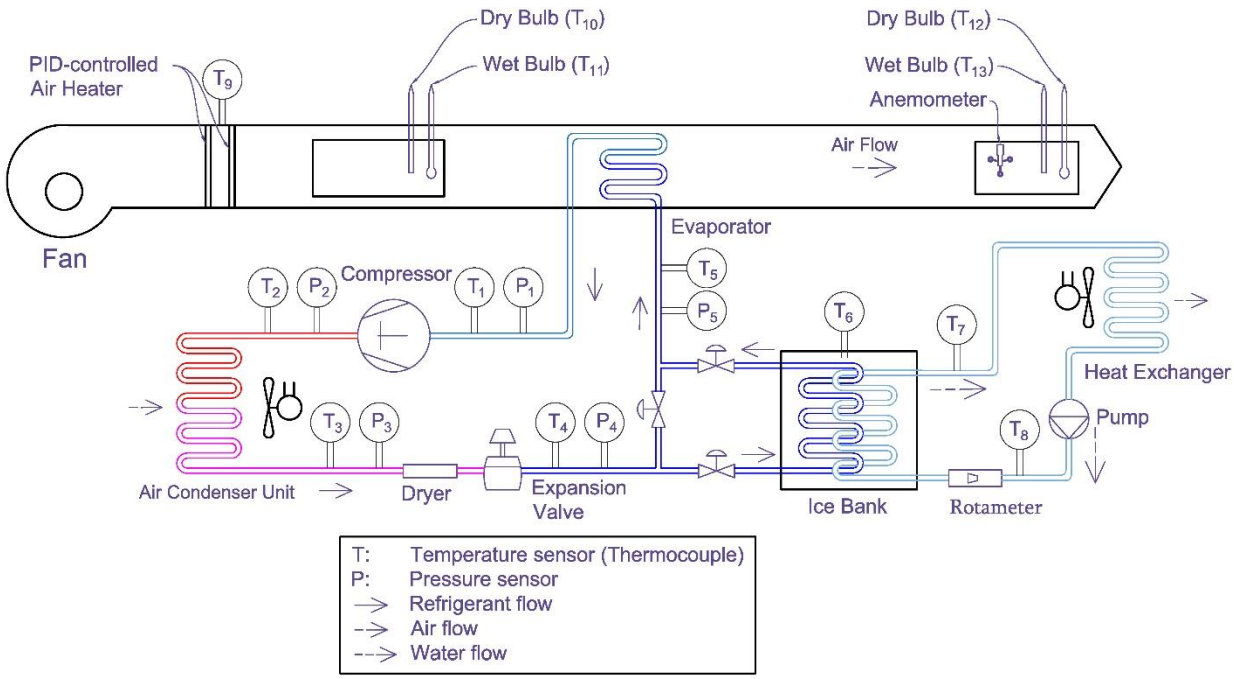
(الف)



(ب)

شکل ۱. الف) تصویر سیستم تهویه مطبوع مورد استفاده جهت انجام آزمایش و (ب) چندین نما از پیکربندی کویلهای درون آیسبانک.

Fig. 1. (a) Schematic of the air conditioning system used in the experiments and (b) several views of the coil configuration inside the ice-bank storage tank.



شکل ۲. جزئیات سامانه آزمایشی تست تهویه مطبوع.

Fig. 2. Details of the experimental air conditioning test system.

واحد کنترل‌گر منطقی برنامه‌پذیر[1] مجهز به نمایشگر لمسی انجام می‌شود. مشخصات تجهیزات اندازه‌گیری مورد استفاده در سامانه تست تهویه مطبوع به این صورت است که برای اندازه‌گیری دما از ۱۳ عدد ترموکوپل نوع T با دامنه اندازه‌گیری ۴۵- تا ۱۳۵ درجه سانتی‌گراد و دقت ±۰٫۲ درجه سانتی‌گراد استفاده شده است. اندازه‌گیری فشار مبرد توسط ۵ عدد سنسور فشار مدل HOTH0018FGCK در بازه ۰ تا ۱۸ بار با دقت ۰/۵ درصد از محدوده اندازه‌گیری انجام می‌گیرد. برای تعیین دبی آب عبوری از مبدل حرارتی، یک فلومتر آنالوگ با دامنه اندازه‌گیری ۰/۴ تا ۱۱ لیتر بر دقیقه و دقت ±۰/۱ لیتر بر دقیقه به‌کار رفته است. سرعت جریان هوا در تونل آزمایش با استفاده از یک دستگاه بادسنج حرارتی مدل Testo 400 در بازه ۰ تا ۱۰ متر بر ثانیه اندازه‌گیری می‌شود. همچنین، به‌منظور اندازه‌گیری رطوبت نسبی هوا، از دو سنسور رطوبت سری HS با دامنه اندازه‌گیری ۱ تا ۹۹ درصد استفاده شده است. در نهایت، برای تأمین و کنترل شرایط حرارتی جریان هوا، دو هیتر الکتریکی از نوع PTFE با ظرفیت کاری در بازه ۰ تا ۳۵۰۰ وات به‌همراه کنترل‌کننده‌های PID مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در جدول ۱ مشخصات کامل تجهیزات اندازه‌گیری به همراه روش‌های کالیبراسیون هر یک آورده شده است.

به‌منظور افزایش دقت و قابلیت اطمینان نتایج، هر آزمایش در دو مرحله تکرار شده و عدم قطعیت توسعه‌یافته پارامترها با سطح اطمینان ۹۵ درصد محاسبه شده است.

۲- ۲- معادلات حاکم

در این بخش، روش‌های محاسبه پارامترهای کلیدی و عدم‌قطعیت کمیت‌های اندازه‌گیری‌شده که برای ارزیابی عملکرد سیستم مورد استفاده قرار گرفتند، تشریح می‌شود.

۲- ۲- ۱- محاسبات عملکردی

ضریب عملکرد (COP)، مهم‌ترین شاخص برای ارزیابی راندمان سیستم تبرید است. این ضریب بر طبق رابطه (۱) از تقسیم ظرفیت سرمایشی سیستم ($\dot{Q}_{Evap}$) بر توان مصرفی کمپرسور ($\dot{W}_{Comp}$) محاسبه می‌شود. ظرفیت سرمایشی با استفاده از داده‌های فشار و دما از نمودارهای آنتالپی مبرد و روابط ترمودینامیکی به‌دست می‌آید (برای محاسبه توان مصرفی کمپرسور به معادله (۱۲) مراجعه کنید).

1. Programmable Logic Controller (PLC)

جدول ۱. مشخصات تجهیزات آزمایشگاهی.

Table 1. Specifications of Laboratory Equipment.

تجهیز	مدل	کمیت اندازه‌گیری	محدوده	دقت	تعداد	روش کالیبراسیون
ترموکوپل	Type T	دما	۴۵ °C- تا ۱۳۵+	۰٫۲± °C	۱۳	حمام دما-ثابت مطابق IEC 60584
ترانسمیتر فشار	HOTH0018FGCK	فشار مبرد	۰ تا ۱۸ bar	۰٫۵± ٪ FS	۵	Dead Weight Tester با دقت ±۰٫۱٪
فلومتر آنالوگ	-	دبی آب	۰٫۴ L/min تا ۱۱	۰٫۱± L/min	۱	روش وزنی
بادسنج حرارتی	Testo 400	سرعت هوا	۰ تا ۱۰ m/s	۰٫۰۱± m/s	۱	کالیبراسیون کارخانه‌ای با گواهی
سنسور رطوبت	سری HS	رطوبت نسبی	۱ تا ۹۹ درصد	٪۲±	۲	روش Salt Bath
هیتر الکتریکی	PTFE	توان حرارتی	۰ تا ۳۵۰۰ وات	۵۰± W	۲	روش وات‌متری
کنترل‌کننده PID	-	کنترل دما	-	۰٫۵± °C	۲	مقایسه با ترموکوپل مرجع

$$\mathrm{COP}=\frac{\dot{Q}_{\mathrm{Evap}}}{\dot{W}_{\mathrm{Comp}}}, \qquad (۱)$$

راندمان (η) از تقسیم ضریب عملکرد واقعی ($\mathrm{COP}_{\mathrm{Actual}}$) بر ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو ($\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}}$) بر طبق رابطه (۲) به دست می‌آید.

$$\eta=\frac{\mathrm{COP}_{\mathrm{Actual}}}{\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}}}, \qquad (۲)$$

ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو به دمای تبخیر و کندانس شدن مبرد بستگی دارد. این دماها از میانگین فشارهای اواپراتور و کندانسور برطبق رابطه (۳) به دست می‌آیند.

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}}=\frac{T_L}{T_H-T_L}, \qquad (۳)$$

در این رابطه دمای تبخیر (T_L)، میانگین دمای اشباع در فشار اواپراتور برحسب کلوین و دمای کندانس شدن (T_H)، میانگین دمای اشباع در فشار کندانسور برحسب کلوین است.

بیان کلی اگزرژی برای یک جزء کنترل‌حجمی در حالت پایا، با صرف‌نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، به‌صورت رابطه (۴) بیان می‌شود:

$$\dot{E}_{x,in}+\sum_j\left(1-\frac{T_0}{T_{b,j}}\right)\dot{Q}_j-\dot{W}=\dot{E}_{x,out}+\dot{E}_{x,d}, \qquad (۴)$$

که در آن $\dot{E}_{x,d}$ نرخ نابودی اگزرژی، $\dot{Q}_j$ نرخ انتقال حرارت در دمای مرزی $T_{b,j}$ و $\dot{W}$ توان مبادله‌شده با جزء است. بر این اساس، نابودی اگزرژی هر جزء از رابطه (۵) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{x,d}=\dot{E}_{x,in}-\dot{E}_{x,out}+\sum_j\left(1-\frac{T_0}{T_{b,j}}\right)\dot{Q}_j-\dot{W}, \qquad (۵)$$

در کمپرسور، با صرف‌نظر از تبادل حرارتی با محیط، نابودی اگزرژی و راندمان اگزرژی به‌ترتیب از روابط (۶) و (۷) به‌دست می‌آیند:

$$\dot{E}_{x,d}^{\text{Comp}} = \dot{m}\left(ex_{in} - ex_{out}\right) + \dot{W}_{\text{Comp}}, \quad (۶)$$

$$\varepsilon_{ex}^{\text{Comp}} = \dot{m}\left(ex_{out} - ex_{in}\right) / \dot{W}_{\text{Comp}}, \quad (۷)$$

در کندانسور، با فرض نبود کار مکانیکی، نابودی اگزرژی از رابطه (۸) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{x,d}^{\text{cond}} = \dot{m}\left(ex_{in} - ex_{out}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{cond},b}}\right)\dot{Q}_{\text{cond}}, \quad (۸)$$

که در آن $T_{\text{cond},b}$ دمای مؤثر سطح تبادل حرارت و $\dot{Q}_{\text{cond}} < 0$ نرخ دفع حرارت است.

در شیر انبساط، فرایند به‌صورت آدیاباتیک و بدون کار در نظر گرفته می‌شود و طبق رابطه (۹) نابودی اگزرژی برابر کاهش اگزرژی جریان مبرد است:

$$\dot{E}_{x,d}^{\text{valve}} = \dot{m}\left(ex_{in} - ex_{out}\right), \quad (۹)$$

در اواپراتور (یکپارچه با مخزن آیس‌بانک)، با فرض نبود کار مکانیکی و اتلاف حرارت ناچیز، نابودی اگزرژی و راندمان اگزرژی به‌ترتیب از روابط (۱۰) و (۱۱) محاسبه می‌شوند:

$$\dot{E}_{x,d}^{\text{Evap}} = \dot{m}\left(ex_{out} - ex_{in}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Evap},b}}\right)\dot{Q}_{\text{Evap}}, \quad (۱۰)$$

$$\varepsilon_{ex}^{\text{Evap}} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Evap},b}}\right)\dot{Q}_{\text{Evap}}}{\dot{m}\left(ex_{out} - ex_{in}\right)}, \quad (۱۱)$$

که در آن $T_{\text{Evap},b}$ دمای مؤثر منبع سرد (آب یا مخلوط آب/یخ) و $\dot{Q}_{\text{Evap}} > 0$ نرخ حرارت جذب‌شده توسط مبرد است. راندمان اگزرژی نشان می‌دهد که چه سهمی از افزایش اگزرژی جریان مبرد ناشی از جذب حرارت مفید از منبع سرد است

برای محاسبه‌ی خواص ترمودینامیکی مبرد R404A شامل آنتالپی، آنتروپی، دماهای اشباع و سایر خواص، از نرم‌افزار REFPROP نسخه‌ی ۱۰.۰ که توسط مؤسسه‌ی ملی استاندارد و فناوری آمریکا[1] توسعه یافته است، استفاده شد. این نرم‌افزار بر اساس معادله‌ی حالت پنگ–رابینسون[2] و با استفاده از داده‌های تجربی دقیق، خواص ترمودینامیکی مبردها را محاسبه می‌کند. با استفاده از داده‌های فشار و دمای اندازه‌گیری‌شده در نقاط مختلف سیکل، آنتالپی نقاط ورودی و خروجی مبدل‌ها از REFPROP استخراج و سپس ظرفیت سرمایشی و سایر پارامترهای عملکردی محاسبه شده‌اند.

۲– ۲– ۲– عدم‌قطعیت کمیت‌های اندازه‌گیری‌شده

در این تحلیل، فرض شده است خطاهای ابزارها مستقل از یکدیگرند و از روش ریشه مجموع مربعات[3] استفاده شده است. توان کمپرسور از رابطه (۱۲)، بصورت زیر محاسبه شده:

$$\dot{W}_{\text{Comp}} = VI\cos\varphi, \quad (۱۲)$$

که V، I و $\cos\varphi$ به ترتیب بیانگر ولتاژ، جریان و ضریب توان هستند و عدم‌قطعیت توان کمپرسور ($u_{\dot{W}_{\text{comp}}}$) با روش انتشار خطا به صورت رابطه (۱۳) برآورد می‌شود.

$$\frac{u_{\dot{W}_{\text{Comp}}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}} = \sqrt{\left(\frac{u_V}{V}\right)^2 + \left(\frac{u_I}{I}\right)^2 + \left(\frac{u_{\cos\varphi}}{\cos\varphi}\right)^2}, \quad (۱۳)$$

که در آن u_V، u_I و $u_{\cos}$ عدم‌قطعیت استاندارد هر کمیت هستند. برای نرخ‌های حرارت در سمت مبرد ($\dot{Q}_i$)، رابطه عمومی (۱۴) بصورت زیر استفاده شده:

1. National Institute of Standards and Technology (NIST)
2. Peng-Robinson
3. Root Sum Square (RSS)

جدول ۲. عدم‌قطعیت پارامترهای محاسباتی

Table 2. Uncertainty of Computational Parameters.

منبع اصلی خطا	عدم‌قطعیت توسعه‌یافته (95٪ CL) (٪)	عدم‌قطعیت استاندارد (٪)	پارامتر	
			نماد	عنوان
دقت ولت‌متر و آمپرمتر (٪ ۰٫۵)	±۵٫۱	±۲٫۶	$\dot{W}_{Comp}$	کار کمپرسور
دقت ترموکوپل‌ها (°C±۰٫۲) و سنسورهای فشار (bar ±۰٫۵)	±۶٫۴	±۳٫۲	$\dot{Q}_{Evap}$	ظرفیت سرمایشی
انتشار خطا از کار و ظرفیت سرمایشی	±۸٫۲	±۴٫۱	COP	ضریب عملکرد
دقت ترموکوپل	±۰٫۲ °C	±۰٫۱ °C	T	دما
دقت ترانسمیتر فشار	± ۰٫۵ bar	±۰٫۲۵ bar	P	فشار

$$\dot{Q}_i = \dot{m}\left(h_{\text{out},i} - h_{\text{in},i}\right), \tag{۱۴}$$

که $\dot{m}$، $h_{\text{out},i}$ و $h_{\text{in},i}$، دبی جرمی مبرد، آنتالپی مبرد در خروجی و ورودی مبدل حرارتی را نشان می‌دهند و عدم‌قطعیت نسبی آن ($u_{\dot{Q}_i}$) به‌صورت تقریبی از رابطه (۱۵):

$$\frac{u_{\dot{Q}_i}}{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left(\frac{u_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta h_i}}{\Delta h_i}\right)^2}, \tag{۱۵}$$

به‌دست آمده است، که در آن $\Delta h_i = h_{\text{out},i} - h_{\text{in},i}$ و $u_{\Delta h_i}$ از انتشار خطا در دما و فشار متناظر با آن نقاط (از طریق REFPROP) محاسبه شده است. عدم‌قطعیت توسعه‌یافته با سطح اطمینان ۹۵ درصد برای پارامترهای اصلی به‌صورت زیر در جدول ۲ محاسبه شده است:

روش محاسبه‌ی عدم‌قطعیت مبتنی بر روش انتشار خطا و با استفاده از ریشه‌ی مجموع مربعات انجام شده است. این مقادیر نشان‌دهنده‌ی دقت قابل‌قبول اندازه‌گیری‌ها برای تحلیل روندهای مشاهده‌شده است.

۳- نتایج و بحث

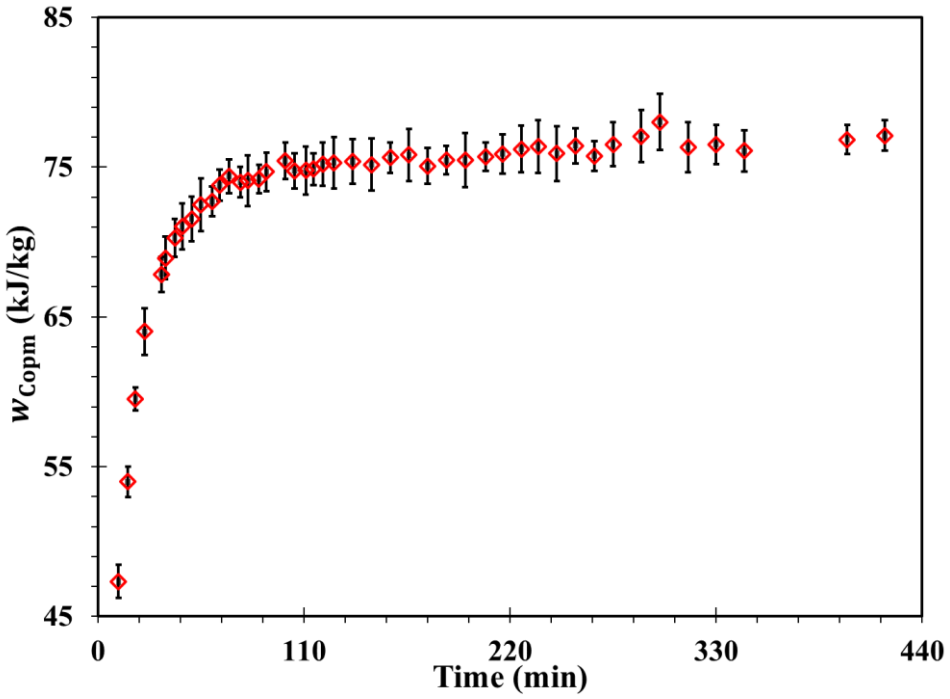
در این بخش، به شرح جزئیات عملکرد سیستم تبرید با آیس‌بانک پرداخته و با استفاده از روابط ترمودینامیکی و داده‌های ارائه شده، پارامترهای کلیدی به صورت کمی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. برای درک بهتر روند کلی تغییرات پارامترهای عملکردی، خلاصه‌ای از مقادیر ابتدا و انتهای فرایند در جدول ۳ ارائه شده است.

در شکل ۳ تغییرات کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور برحسب زمان در سیستم بدون بهبود دهنده نشان داده شده است. در ابتدای آزمایش، مقدار w_{Comp} در سطح پایین‌تری (حدود ۵۰ کیلوژول بر کیلوگرم) قرار دارد که به‌دلیل بار سرمایشی سبک‌تر در لحظات آغازین و اختلاف فشار کمتر بین اواپراتور و کندانسور است. با شروع فرایند شارژ، دمای آب در مخزن آیس‌بانک کاهش یافته و تشکیل لایه‌ی یخ آغاز می‌شود. این پدیده باعث کاهش دمای تبخیر مبرد در اواپراتور می‌گردد. کاهش دمای تبخیر به‌معنای کاهش فشار مکش کمپرسور است و در نتیجه، نسبت تراکم (نسبت فشار تخلیه به فشار مکش) افزایش می‌یابد. افزایش نسبت تراکم، کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور را به‌صورت مستقیم افزایش می‌دهد. همچنین با تشکیل لایه‌ی یخ، مقاومت حرارتی در سمت اواپراتور افزایش یافته و نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. این امر موجب افزایش سوپرهیت در خروجی اواپراتور می‌شود که خود باعث افزایش دمای مکش کمپرسور و در نتیجه افزایش کار تراکم می‌گردد. از سوی دیگر، کاهش دمای آب در مخزن، دمای چگالش را نیز تحت تأثیر قرار داده و فشار چگالش را افزایش می‌دهد که این نیز بر افزایش کار کمپرسور مؤثر است. با گذشت زمان و تشکیل لایه‌ی یخ با ضخامت بیشتر، دبی جرمی مؤثر مبرد به‌دلیل افزایش افت فشار در اواپراتور کاهش یافته و کمپرسور برای حفظ دبی جرمی موردنیاز، توان بیشتری مصرف می‌کند. این مکانیزم‌ها به‌طور هم‌زمان باعث افزایش ۳۵ درصدی کار کمپرسور از ۵۵ به ۷۴–۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم می‌شوند. پس از حدود ۸۰ تا ۱۰۰ دقیقه، سیستم به تعادل حرارتی می‌رسد و ضخامت لایه‌ی یخ،

جدول ۳. خلاصه‌ی تغییرات پارامترهای عملکردی در طول فرایند شارژ.

Table 3. Summary of Changes in Functional Parameters During the Charging Process.

پارامتر	ابتدای فرایند	انتهای فرایند (پایدار)	تغییرات	دلیل فیزیکی
کار کمپرسور (kJ/kg)	≈۵۰	≈۷۶	٪۳۵ افزایش	افزایش بار سرمایشی و اختلاف فشار تبخیر–چگالش
ظرفیت سرمایشی (kJ/kg)	≈۱۳۳	≈۱۳۰	٪۲٫۲ کاهش	تشکیل لایه‌ی یخ و افزایش مقاومت حرارتی
ضریب عملکرد	≈۲٫۵	≈۱٫۵	٪۴۰ کاهش	افزایش توان کمپرسور و کاهش نرخ جذب حرارت
راندمان (٪)	≈۷۵	≈۵۰	٪۳۳ کاهش	افزایش تلفات ترمودینامیکی و برگشت‌ناپذیری‌ها

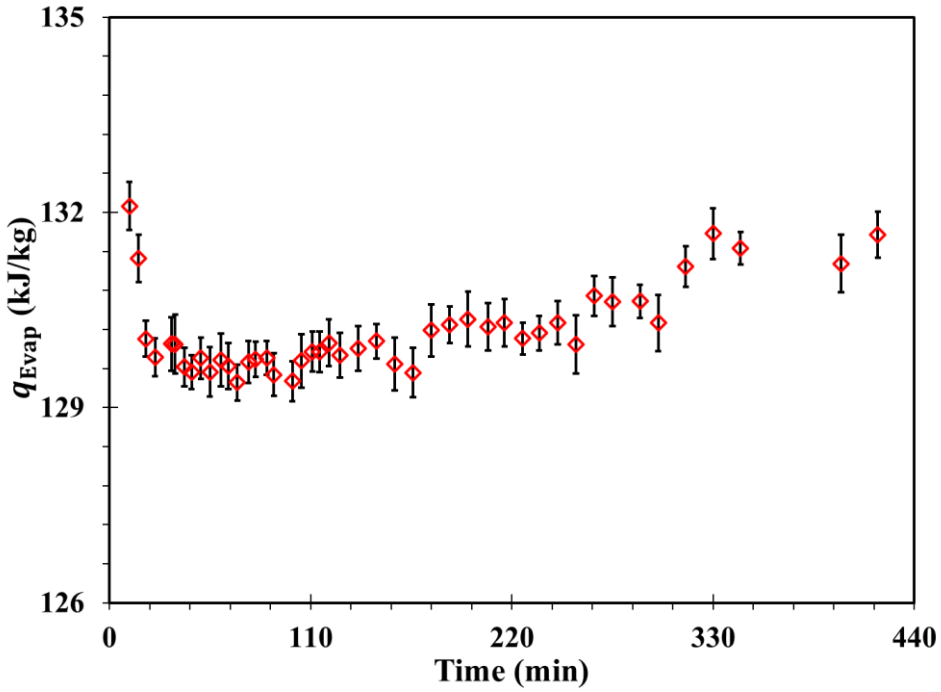


شکل ۳. تغییرات کار مصرفی کمپرسور در واحد زمان.

Fig. 3. Variation of compressor work consumption vs. time.

دمای تبخیر، فشار چگالش و دبی جرمی مبرد در یک بازه‌ی نسبتاً ثابت قرار می‌گیرند که منجر به تثبیت کار کمپرسور در محدوده‌ی ۷۴ تا ۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم می‌شود.

در شکل ۴ تغییرات ظرفیت سرمایشی اواپراتور نسبت به زمان نشان داده شده است. در آغاز فرایند، مقدار q_{Evap} در سطح بالایی (حدود ۱۳۳ کیلو ژول بر کیلو گرم) قرار دارد که بیانگر اختلاف دمای مناسب میان مبرد (با دمای تبخیر حدود ۵– تا ۱۰– درجه سانتی‌گراد) و آب موجود در مخزن (با دمای حدود ۲۰–۲۵ درجه سانتی‌گراد) است. با شروع فرایند شارژ، آب موجود در مخزن شروع به خنک‌شدن می‌کند. با کاهش دمای آب به کمتر از ۴ درجه سانتی‌گراد، چگالی آب کاهش یافته و همرفت طبیعی در مخزن تشدید

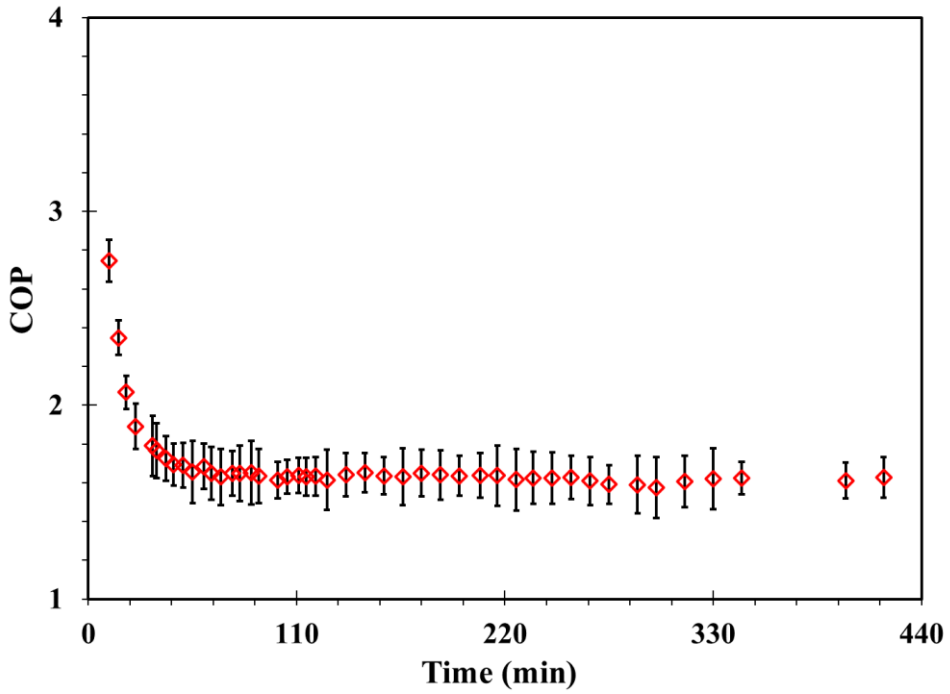


شکل ۴. تغییرات ظرفیت سرمایشی اواپراتور در واحد زمان.

Fig. 4. Variation of evaporator cooling capacity vs. time.

می‌شود که به‌نوبه‌ی خود بر ضریب انتقال حرارت جابجایی تأثیر می‌گذارد. در دقایق ابتدایی، بخشی از انرژی سرمایشی صرف ایجاد لایه‌ی اولیه‌ی یخ بر روی کویل‌ها می‌شود. تشکیل این لایه‌ی یخ باعث افزایش مقاومت حرارتی در سمت آب می‌شود، زیرا هدایت‌پذیری حرارتی یخ (حدود ۲/۲ W/m·K) به‌مراتب کمتر از آب مایع (حدود ۰/۶ W/m·K) است. این افزایش مقاومت حرارتی موجب کاهش ضریب انتقال حرارت کلی اواپراتور شده و در نتیجه، ظرفیت سرمایشی کاهش می‌یابد. در ادامه، با رشد لایه‌ی یخ، سطح مؤثر انتقال حرارت افزایش یافته و همچنین اختلاف دمای بین مبرد و آب در حال انجماد تغییر می‌کند. این پدیده‌ها باعث ایجاد نوساناتی در ظرفیت سرمایشی می‌شوند. پس از گذشت حدود ۶۰ دقیقه، لایه‌ی یخ به ضخامت مشخصی (حدود ۳–۴ سانتی‌متر) رسیده و شرایط انتقال حرارت تثبیت می‌شود. در این حالت، دبی جرمی مبرد که به‌دلیل افزایش افت فشار در اواپراتور کاهش یافته بود، در یک بازه‌ی نسبتاً ثابت قرار می‌گیرد و ظرفیت سرمایشی به حدود ۱۳۰ کیلوژول بر کیلوگرم (کاهش حدود ۲ درصدی نسبت به مقدار اولیه) می‌رسد.

در شکل ۵ تغییرات ضریب عملکرد سیکل تبرید برحسب زمان نشان داده شده است. COP در ابتدای فرایند شارژ در مقدار نسبتاً بالایی (بیش از ۲/۵) قرار دارد که ناشی از اختلاف دمای مناسب میان اواپراتور (دمای تبخیر حدود ۵– تا ۱۰– درجه سانتی‌گراد) و کندانسور (دمای چگالش حدود ۴۰–۴۵ درجه سانتی‌گراد) و همچنین سوپرهیت پایین در ورودی کمپرسور و ساب‌کولینگ مناسب در خروجی کندانسور است. با شروع فرایند شارژ، دمای آب در مخزن کاهش یافته و لایه‌ی یخ شروع به تشکیل می‌کند. این فرایند باعث کاهش دمای تبخیر می‌شود. کاهش دمای تبخیر به‌معنای کاهش فشار مکش کمپرسور است که منجر به کاهش دبی جرمی مبرد و در نتیجه کاهش ظرفیت سرمایشی می‌شود. از سوی دیگر، با کاهش دمای آب در مخزن، دمای چگالش نیز به‌دلیل کاهش دبی جرمی مؤثر و تغییر شرایط انتقال حرارت در کندانسور، افزایش می‌یابد. افزایش دمای چگالش به‌معنای افزایش فشار تخلیه کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت تراکم است. این دو پدیده (کاهش دمای تبخیر و افزایش دمای چگالش) باعث کاهش اختلاف دمای مؤثر کارنو ($T_H - T_L$) شده و COP کارنو را کاهش می‌دهند. هم‌زمان با این تغییرات، سوپرهیت در ورودی کمپرسور به‌دلیل کاهش دبی جرمی مبرد و افزایش انتقال حرارت در اواپراتور (به‌دلیل تماس مبرد با لایه‌ی یخ سردتر) افزایش می‌یابد. افزایش سوپرهیت باعث افزایش



شکل ۵. تغییرات ضریب عملکرد سیکل در واحد زمان.

Fig. 5. Variation of COP vs. time

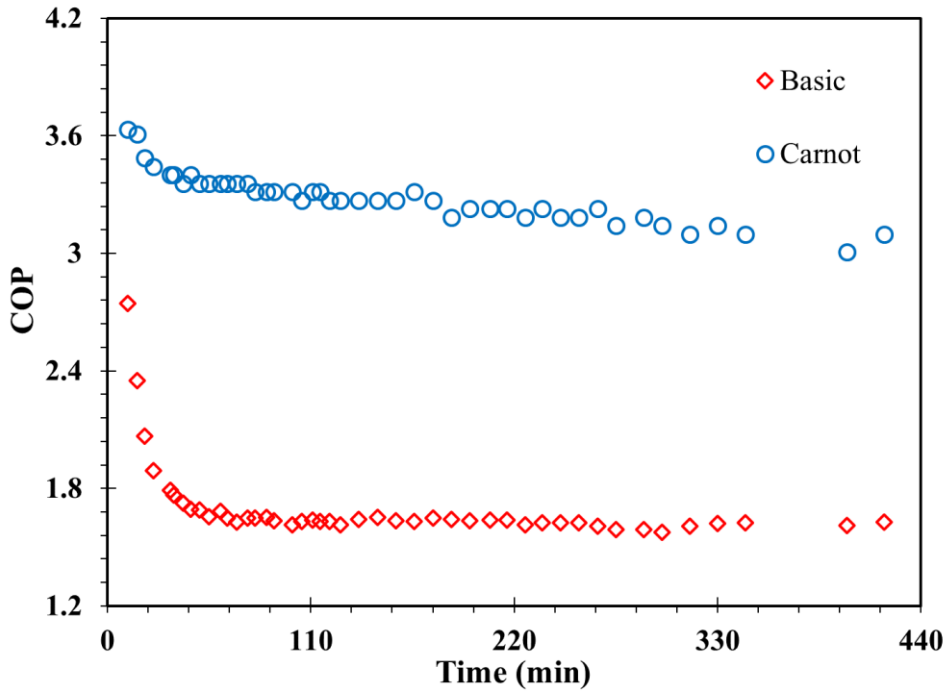
جدول ۴. مقایسه‌ی COP گزارش‌شده با پژوهش‌های مشابه

Table 4.Comparison of the Reported COP with Similar Studies.

شرایط کاری	COP گزارش شده	نوع سیستم	پژوهش
شارژ، ۱ تن تبرید، سیستم بدون بهبود دهنده	۱/۵ در حالت پایدار	آیس‌بانک با R404A	مطالعه‌ی حاضر
شارژ، با بهبود انتقال حرارت	۲/۱–۲/۵	آیس‌بانک با لوله‌های حرارتی	لیو و همکاران [۲]
شارژ، با مبردهای مختلف	۱/۸–۲/۲	آیس‌بانک دوغابی	ژائو و همکاران [۱۷]
شارژ/دشارژ در مقیاس بزرگ	۱/۶–۱/۹	آیس‌بانک در هایپرمارکت	اردمیر و همکاران [۷]

دمای مکش و در نتیجه افزایش کار تراکم می‌شود. همچنین ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور به‌دلیل کاهش دبی جرمی و افزایش زمان ماند مبرد در کندانسور، کاهش می‌یابد که این امر نیز بر کاهش COP مؤثر است. مجموع این مکانیزم‌ها (کاهش اختلاف دمای مؤثر، افزایش سوپرهیت، کاهش ساب‌کولینگ، افزایش نسبت تراکم و کاهش دبی جرمی) باعث کاهش ۴۰ درصدی COP از ۲/۵ به حدود ۱،۵ در ۳۰–۴۰ دقیقه‌ی اول می‌شود. پس از گذشت این دوره، سیستم به تعادل دینامیکی می‌رسد و COP در حدود ۱/۵ تثبیت می‌شود.

همانطور که در جدول ۴ مشاهده می‌شود که COP گزارش‌شده در این پژوهش (حدود ۱/۵) در مقایسه با سیستم‌های بهبودیافته پایین‌تر است، اما این مقدار برای یک سیستم در سیستم بدون بهبود دهنده قابل‌قبول است. این اختلاف نشان‌دهنده‌ی پتانسیل قابل‌توجه برای بهبود عملکرد از طریق

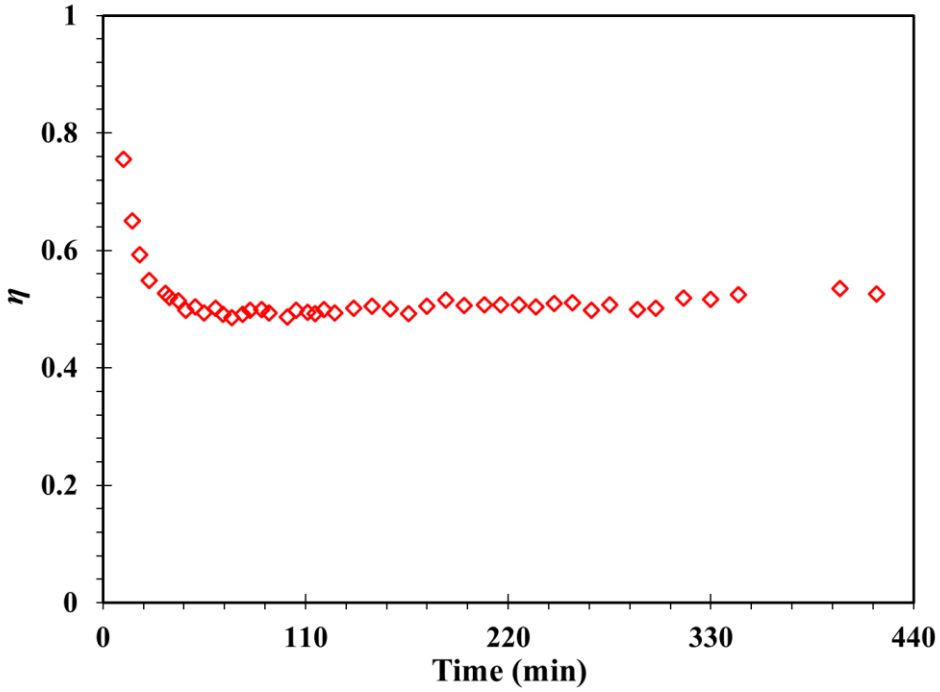


شکل ۶. تغییرات ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو در واحد زمان برای سیستم بدون بهبود دهنده.

Fig. 6. Variation of ideal Carnot coefficient of performance vs. time for the base configuration.

بهینه‌سازی شرایط کاری و اجزای سیکل تبرید است و در بخش نتیجه‌گیری به آن اشاره شده است. همچنین دلیل پایین‌تر بودن COP نسبت به پژوهش‌های دیگر، به‌دلیل عدم استفاده از روش‌های بهبود انتقال حرارت، سیستم بدون بهبود دهنده و شرایط عملیاتی خاص این پژوهش است.

در شکل ۶ تغییرات ضریب عملکرد کارنو و ضریب عملکرد واقعی سیکل تبرید در سیستم بدون بهبود دهنده برحسب زمان مقایسه شده است. منحنی کارنو در تمام مدت آزمایش در سطحی بالاتر از سیکل واقعی قرار دارد. در ابتدای فرایند، مقدار COP کارنو بیش از ۳/۵ است که با گذشت زمان و به‌دلیل افزایش تدریجی دمای چگالش و کاهش دمای تبخیر (ناشی از تشکیل لایه‌ی یخ و افزایش مقاومت حرارتی در اواپراتور)، به‌صورت ملایم و تدریجی کاهش یافته و در انتهای بازه‌ی زمانی در حدود ۳ تثبیت می‌شود. این روند کاهشی ملایم بیانگر آن است که حتی در چارچوب ایده‌آل کارنو، تغییرات تدریجی اختلاف دمای مؤثر بین منبع سرد و منبع گرم، حداکثر ضریب عملکرد تئوری سیکل را کاهش می‌دهد. در مقابل، ضریب عملکرد واقعی سیکل تبرید رفتاری کاملاً متفاوت و شدیدتر از نظر افت راندمان دارد. مقدار COP واقعی در ابتدای آزمایش حدود ۲/۵ است، اما در مدت‌زمان کوتاهی به‌دلیل مجموعه‌ای از مکانیزم‌های فیزیکی که در ادامه تشریح می‌شوند، دچار افت قابل‌توجهی شده و به حدود ۱/۵ می‌رسد. فاصله‌ی قابل‌توجه بین COP کارنو و COP واقعی (حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار) به مجموعه‌ای از تلفات ترمودینامیکی در اجزای واقعی سیکل نسبت داده می‌شود که در سیکل ایده‌آل کارنو وجود ندارند. مهم‌ترین این تلفات عبارتند از: افت فشار در خطوط لوله و مبدل‌ها که باعث کاهش فشار مکش و افزایش فشار تخلیه شده و نسبت تراکم را افزایش می‌دهد؛ راندمان محدود کمپرسور که راندمان ایزنتروپیک آن معمولاً بین ۶۰ تا ۸۰ درصد است و باعث افزایش کار واقعی تراکم نسبت به حالت ایده‌آل می‌شود؛ انتقال حرارت در مبدل‌ها با اختلاف دمای محدود که در سیکل کارنو وجود ندارد و باعث افزایش برگشت‌ناپذیری می‌شود؛ فرایند انبساط غیرایزنتروپیک در شیر انبساط که با تولید آنتروپی همراه بوده و ظرفیت سرمایشی را کاهش می‌دهد؛ و در نهایت تغییرات سوپرهیت در ورودی کمپرسور و ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور که در طول فرایند شارژ رخ می‌دهند و هر یک به‌نوبه‌ی خود بر کاهش COP واقعی مؤثر هستند. با گذشت زمان و پیشرفت فرایند شارژ، ضخامت لایه‌ی یخ افزایش یافته و مقاومت حرارتی در سمت اواپراتور بیشتر می‌شود. این امر باعث افزایش اختلاف دمای موردنیاز برای انتقال حرارت و در نتیجه افزایش برگشت‌ناپذیری‌ها می‌گردد و همچنین سبب

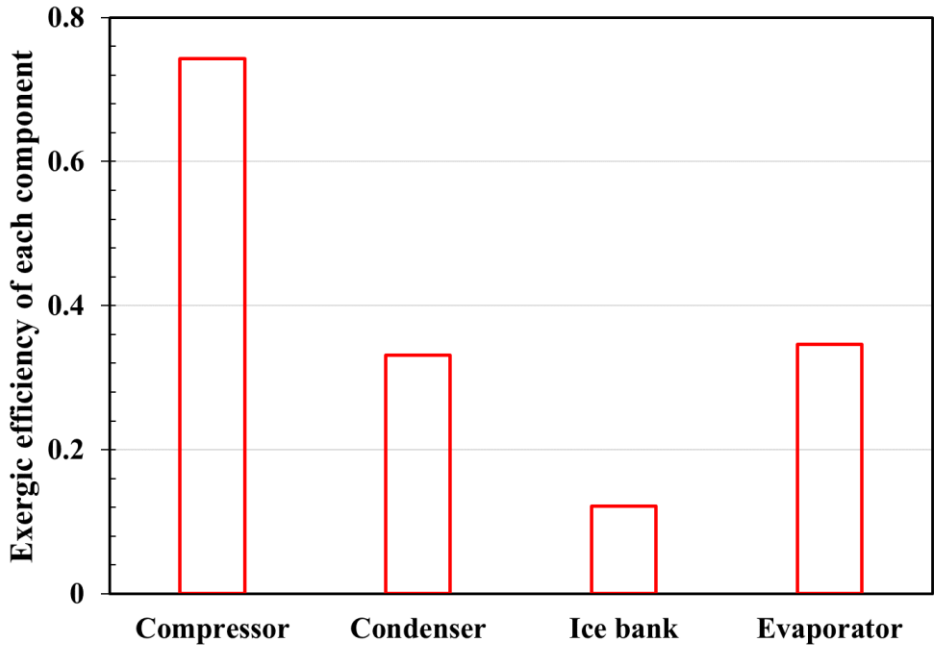


شکل ۷. تغییرات راندمان ترمودینامیکی سیکل در واحد زمان.

Fig. 7. Variation of cycle efficiency vs. time.

افزایش سوپرهیت در ورودی کمپرسور و کاهش ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور می‌شود که هر دو بر افزایش کار کمپرسور و کاهش COP واقعی مؤثر هستند. به‌همین دلیل، فاصله‌ی بین COP واقعی و کارنو در طول زمان افزایش یافته و از حدود ۳۰ درصد در ابتدای آزمایش (COP واقعی حدود ۲/۵ در مقابل COP کارنو حدود ۳/۵) به حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار (COP واقعی حدود ۱۰۵ در مقابل COP کارنو حدود ۳) می‌رسد. این تحلیل نشان می‌دهد که سهم تلفات ترمودینامیکی در طول فرایند شارژ افزایش می‌یابد و سیستم در شرایط پایدار با راندمان متوسط (حدود ۵۰ درصد از پتانسیل تئوریک) عمل می‌کند. این یافته اهمیت بهینه‌سازی اجزای سیکل از جمله کاهش افت فشارها، بهبود راندمان کمپرسور، کاهش دمای چگالش و افزایش راندمان انتقال حرارت در مبدل‌ها را برای نزدیک‌کردن عملکرد واقعی به حد کارنو نشان می‌دهد.

در شکل ۷ تغییرات راندمان سیکل تبرید (نسبت COP واقعی به COP کارنو) برحسب زمان نشان داده شده است. مقدار راندمان در ابتدای آزمایش در حدود ۷۵ درصد قرار دارد که نشان می‌دهد در لحظات اولیه، سیستم حدود ۷۵ درصد از پتانسیل ترمودینامیکی خود را بالفعل می‌کند. در این مرحله، اختلاف دمای مؤثر مناسب، سوپرهیت پایین، ساب‌کولینگ مناسب و نسبت تراکم پایین باعث شده است که تلفات ترمودینامیکی حداقل باشند. با شروع فرایند شارژ و تشکیل لایه‌ی یخ، مقاومت حرارتی در اواپراتور افزایش می‌یابد. این امر باعث افزایش اختلاف دمای موردنیاز برای انتقال حرارت و در نتیجه کاهش دمای تبخیر می‌شود. کاهش دمای تبخیر، اختلاف دمای مؤثر کارنو ($T_H - T_L$) را کاهش داده و COP کارنو را کاهش می‌دهد. هم‌زمان با این تغییرات، افزایش سوپرهیت در ورودی کمپرسور و کاهش ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور، کار کمپرسور را افزایش داده و COP واقعی را کاهش می‌دهند. مجموع این دو اثر (کاهش COP کارنو و کاهش COP واقعی) باعث کاهش شدید راندمان از ۷۵ درصد به حدود ۵۰ درصد در ۳۰–۴۰ دقیقه‌ی اول می‌شود. پس از این دوره، سیستم به یک تعادل حرارتی و هیدرولیکی می‌رسد که در آن ضخامت لایه‌ی یخ، دمای تبخیر، دمای چگالش، سوپرهیت، ساب‌کولینگ، دبی جرمی مبرد و نسبت تراکم در یک بازه‌ی نسبتاً ثابت قرار می‌گیرند. در نتیجه، راندمان سیکل در محدوده‌ای حدود ۵۰ درصد تثبیت می‌شود. نوسانات جزئی مشاهده‌شده در این بخش به تغییرات لحظه‌ای در ضخامت لایه‌ی یخ (ناشی از نرخ‌های متفاوت انجماد در نقاط مختلف کویل‌ها) و تغییرات جزیی در شرایط عملکردی کمپرسور مربوط می‌شوند.

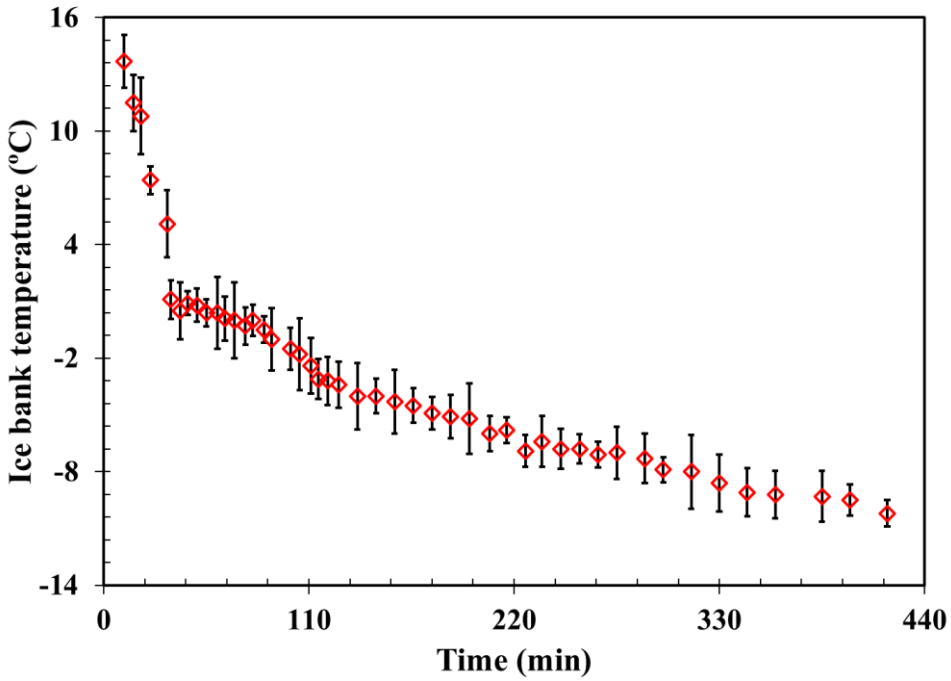


شکل ۸. مقایسه راندمان اگزرژی در اجزاء مختلف سیکل.

Fig. 8. Comparison of Exergy Efficiency in Different Components of the Cycle.

در شکل ۸، راندمان اگزرژی چهار جزء اصلی سیکل تبرید شامل کمپرسور، کندانسور، آیس‌بانک و اواپراتور برای سیستم آیس‌بانک به‌صورت عددی ارائه شده است. کمپرسور با راندمان اگزرژی حدود ۰/۷۴، بهترین عملکرد را در میان اجزای سیکل دارد که نشان‌دهنده‌ی تبدیل حدود ۷۴ درصد از اگزرژی ورودی به کار مفید است و مابقی به‌صورت تلفات ناشی از اصطکاک، افت فشار و تولید آنتروپی در فرایند تراکم تلف می‌شود. کندانسور با راندمان حدود ۰،۳۳، عملکرد نسبتاً ضعیفی دارد که به‌دلیل اختلاف دمای زیاد بین مبرد و هوای محیط (حدود ۱۵–۲۰ درجه سانتی‌گراد) و تولید آنتروپی قابل‌توجه در فرایند دفع حرارت است. آیس‌بانک با راندمان حدود ۰/۱۳، بیشترین تلفات اگزرژی را در میان اجزای سیکل نشان می‌دهد که ماهیت ذاتاً پرتلفات فرایندهای ذخیره‌سازی و بازیابی انرژی سرمایشی را منعکس می‌کند. عوامل اصلی این تلفات شامل افزایش مقاومت حرارتی لایه‌ی یخ، اختلاف دمای قابل‌توجه بین مبرد و آب در حال انجماد، و توزیع غیریکنواخت دما در مخزن می‌باشند. اواپراتور نیز با راندمان حدود ۰/۳۴، تلفات قابل‌توجهی را نشان می‌دهد که عمدتاً ناشی از اختلاف دمای بالا میان مبرد و هوای عبوری و همچنین افزایش مقاومت حرارتی ناشی از تشکیل لایه‌ی یخ است. به‌طور کلی، این تحلیل نشان می‌دهد که بیشترین تلفات اگزرژی در سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده به‌ترتیب مربوط به آیس‌بانک، کندانسور و اواپراتور است و کمپرسور بهترین عملکرد را از نظر اگزرژی دارد. این یافته اهمیت توجه ویژه به بهینه‌سازی فرایندهای ذخیره‌سازی انرژی در آیس‌بانک و بهبود انتقال حرارت در کندانسور را برای افزایش بازده کلی سیستم نشان می‌دهد و مسیر را برای پژوهش‌های آینده در زمینه کاهش تلفات اگزرژی در این اجزا هموار می‌کند.

در شکل ۹، روند کاهش دمای آیس‌بانک در سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده برحسب زمان نشان داده شده است. کاهش دمای آیس‌بانک شاخصی مستقیم از میزان و نرخ تشکیل یخ در مخزن است. هرچه دما سریع‌تر به نواحی منفی برسد، فرایند انجماد با سرعت بیشتری انجام شده و سیستم توانسته است انرژی سرمایشی را با نرخ بالاتری ذخیره کند. در سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده، روند کاهش دما با شیب ملایم‌تری به سمت دماهای پایین حرکت می‌کند و زمان بیشتری طول می‌کشد تا آیس‌بانک به نواحی زیر صفر برسد. این رفتار نشان می‌دهد که ظرفیت سرمایشی اواپراتور در این پیکربندی محدودتر است و اختلاف آنتالپی تبخیر مبرد در این حالت کمتر بوده و بنابراین نرخ انتقال حرارت به آیس‌بانک پایین‌تر است. به‌عبارت دیگر، مبرد با دمای بالاتری وارد اواپراتور



شکل ۹. تغییرات دما در طول فرایند شارژ درون مخزن آیس‌بانک.

Fig. 9. Temperature variation during the charging process inside the ice bank.

می‌شود و اختلاف دمای مؤثر میان مبرد و آب موجود در مخزن کاهش می‌یابد که این امر نرخ جذب حرارت از آب و در نتیجه نرخ تشکیل یخ را کاهش می‌دهد. در این حالت، دمای آب از حدود ۲۵ درجه سانتی‌گراد در ابتدای آزمایش، با شیبی نسبتاً ثابت کاهش یافته و پس از گذشت حدود ۵۰ تا ۶۰ دقیقه به دمای صفر درجه سانتی‌گراد می‌رسد. در ادامه، با شروع فرایند انجماد، دمای آیس‌بانک در محدوده‌ی صفر تا ۳- درجه سانتی‌گراد نوسان کرده و سپس به‌تدریج به دماهای منفی‌تر کاهش می‌یابد. این الگوی کاهش دما در سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده، که با شیب ملایم‌تر و زمان طولانی‌تر برای رسیدن به دمای انجماد همراه است، نشان‌دهنده‌ی نرخ پایین‌تر ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی در این پیکربندی است.

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی مبتنی بر آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده به‌صورت تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت. تحلیل نتایج نشان داد که فرایند شارژ در سیستم آیس‌بانک از الگوی سه‌فازی پیروی می‌کند: فاز گذرای اولیه (۰ تا ۴۰ دقیقه) با کاهش شدید COP از ۲/۵ به ۱/۵، فاز نوسانی (۴۰ تا ۸۰ دقیقه) و فاز پایدار (۸۰ تا ۱۲۰ دقیقه) با COP حدود ۱/۵ و راندمان حدود ۵۰ درصد. این الگوی سه‌فازی می‌تواند به‌عنوان مبنایی برای طراحی سیستم‌های کنترل و بهینه‌سازی زمان‌بندی شارژ در کاربردهای عملی مورد استفاده قرار گیرد.

از دیدگاه کاربردی، بیشترین تلفات ترمودینامیکی در بازه‌ی ۲۰ تا ۴۰ دقیقه رخ می‌دهد که با افزایش ضخامت لایه‌ی یخ و افزایش مقاومت حرارتی همراه است. بنابراین، روش‌های بهبود عملکرد مانند کاهش دمای چگالش، بهبود انتقال حرارت در مبدل‌ها، افزایش راندمان کمپرسور و استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با هدایت‌پذیری بالا باید بر کاهش تلفات در این بازه‌ی زمانی حساس متمرکز شوند. همچنین فاصله‌ی قابل‌توجه بین COP واقعی و COP کارنو (حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار) نشان‌دهنده‌ی پتانسیل بالای بهینه‌سازی از طریق کاهش برگشت‌ناپذیری‌ها و افت فشارها است.

تحلیل اگزرژی اجزای سیکل در سیستم بدون بهبود دهنده نشان داد که بیشترین تلفات اگزرژی به‌ترتیب مربوط به آیس‌بانک با راندمان حدود ۱۳ درصد، کندانسور با راندمان حدود ۳۳ درصد و اواپراتور با راندمان حدود ۳۴ درصد است، در حالی‌که کمپرسور با راندمان حدود ۷۴ درصد بهترین عملکرد را از نظر اگزرژی دارد. تلفات بالای اگزرژی در آیس‌بانک عمدتاً ناشی از مقاومت حرارتی لایه‌ی یخ، اختلاف دمای قابل‌توجه بین مبرد و آب در حال

انجماد و توزیع غیریکنواخت دما در مخزن است. همچنین تلفات در کندانسور به‌دلیل اختلاف دمای زیاد بین مبرد و هوای محیط و تولید آنتروپی در فرایند دفع حرارت می‌باشد. این یافته، اهمیت توجه ویژه به بهینه‌سازی فرایندهای ذخیره‌سازی انرژی در آیس‌بانک و بهبود انتقال حرارت در کندانسور را برای افزایش بازده کلی سیستم نشان می‌دهد.

دمای آیس‌بانک از حدود ۲۵ درجه سانتی‌گراد در ابتدای آزمایش، با شیب نسبتاً ثابت کاهش یافته و پس از حدود ۵۰ تا ۶۰ دقیقه به صفر درجه سانتی‌گراد می‌رسد. سپس با شروع انجماد، دما در محدوده صفر تا ۳- درجه سانتی‌گراد نوسان کرده و به‌تدریج کاهش می‌یابد. این روند کند، بیانگر نرخ پایین ذخیره‌سازی انرژی و پتانسیل بهبود از طریق افزایش ظرفیت سرمایشی است.

داده‌های ارائه‌شده در این پژوهش به‌عنوان یک مرجع معتبر برای مقایسه با پیکربندی‌های بهینه‌شده قابل استفاده است و می‌تواند برای اعتبارسنجی مدل‌های عددی و شبیه‌سازی‌های ترمودینامیکی در پژوهش‌های آینده به‌کار گرفته شود. لازم به ذکر است که پژوهش حاضر صرفاً به بررسی فرایند شارژ پرداخته و عملکرد سیستم در حالت دشارژ (ذوب یخ و تأمین سرمایش) در این مطالعه مورد بررسی قرار نگرفته است که می‌تواند به‌عنوان پژوهش آینده با هدف تکمیل تحلیل جامع سیستم آیس‌بانک انجام شود. همچنین پیشنهاد می‌شود در پژوهش‌های آینده، اثر پارامترهای عملیاتی مانند دبی آب، دبی هوا و دمای محیط بر عملکرد سیستم، تحلیل اگزرژی برای شناسایی دقیق محل تلفات، استفاده از مبردهای مختلف برای کاهش اثرات زیست‌محیطی و سازوکار سیستم برای دشارژ و پیک شیوینگ[1] بررسی شود.

شایان ذکر است که پژوهش حاضر دارای محدودیت‌هایی نیز می‌باشد. آزمایش‌ها تنها در یک دبی ثابت آب و هوا و در شرایط محیطی کنترل‌شده (دمای ۱±۲۵ درجه سانتی‌گراد و رطوبت ۵±۵۰ درصد) انجام شده است، بنابراین نتایج به‌طور مستقیم به شرایط محیطی دیگر قابل‌تعمیم نیست.

۵- فهرست علائم

COP	ضریب عملکرد سیستم تبرید (−)
$\mathrm{COP}_{\mathrm{Actual}}$	ضریب عملکرد واقعی سیکل (−)
$\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}}$	ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو (−)
$\dot{Q}_{\mathrm{Evap}}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور (W)
$\dot{Q}_i$	نرخ انتقال حرارت در سمت مبرد (W)
$\dot{W}_{\mathrm{Comp}}$	توان مصرفی کمپرسور (W)
$h_{\mathrm{in},i}$	آنتالپی مبرد در ورودی مبدل حرارتی ($\mathrm{J\ kg^{-1}}$)
$h_{\mathrm{out},i}$	آنتالپی مبرد در خروجی مبدل حرارتی ($\mathrm{J\ kg^{-1}}$)
Δh_i	اختلاف آنتالپی مبرد در مبدل حرارتی ($\mathrm{J\ kg^{-1}}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی مبرد ($\mathrm{kg\ s^{-1}}$)
T_H	دمای تقطیر (دمای اشباع کندانسور) (K)
T_L	دمای تبخیر (دمای اشباع اواپراتور) (K)
V	ولتاژ الکتریکی کمپرسور (V)
I	جریان الکتریکی کمپرسور (A)
u_V	عدم‌قطعیت ولتاژ (V)
u_I	عدم‌قطعیت جریان (A)
$u_{\dot{W}_{\mathrm{Comp}}}$	عدم‌قطعیت توان کمپرسور (W)
$u_{\dot{Q}_i}$	عدم‌قطعیت نرخ انتقال حرارت (W)
$u_{\Delta h_i}$	عدم‌قطعیت اختلاف آنتالپی ($\mathrm{J\ kg^{-1}}$)

علایم یونانی

η	راندمان ترمودینامیکی سیکل (نسبت COP واقعی به COP کارنو) (−)
φ	زاویه فاز جریان و ولتاژ (rad)
$\cos\varphi$	ضریب توان (−)

1 Peak Shaving

منابع

[1] W.M. Yan, K.E. Gao, U. Sajjad, L.H. Chien, M. Amani, Experimental study of dynamic melting process in an ice-on-coil storage system, Journal of Energy Storage, 73 (2023) 109177.

[2] Z. Liu, Z. Quan, Y. Zhao, H. Jing, X. Liu, L. Wang, Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays, Applied Thermal Engineering, 185 (2021) 116452.

[3] A. Jodat, M. Najafian, Experimental study of the effect

Scientific Reports, 16 (2026) 7149.

[12] S. Sanaye, N. Khakpaay, D. Borzuei, Innovative combination of optimization and energy management strategies for integrated cooling, heating and power systems with ice thermal energy storage, Journal of Energy Storage, 162 (2026) 122101.

[13] A. Sharma, S. Abhinand, H. Kothadia, S. Singh, B. Mondal, Experimental analyses of solidification phenomena in an ice-based thermal energy storage system, Applied Thermal Engineering, 236 (2024) 121888.

[14] O. Ju-Hong, S.I. Kim, K. Eui-Jong, Determining optimal thermal energy storage charging temperature for cooling using integrated building and coil modeling, Applied Thermal Engineering, (2026) 131521.

[15] A. Mohammadi, A. Jodat, Investigation of the kinetics of TBAB+ carbon dioxide semiclathrate hydrate in presence of tween 80 as a cold storage material, Journal of Molecular Liquids, 293 (2019) 111433.

[16] A. Mohammadi, Thermodynamic study of refrigerant hydrate formation, Journal of Renewable and New Energy, 7(1) (2020) 28-34.

[17] B. Zhao, J. Li, C. Zhou, Z. Huang, N. Xie, Thermodynamic performance and parametric analysis of an ice slurry-based cold energy storage system, Energies, 18(15) (2025) 4158.

[18] X. Xie, Y. Chen, Adaptive condensing temperature control for photovoltaic direct-driven seawater ice storage systems, Applied Thermal Engineering, (2026) 130864.

[19] Y. Wang, Y. You, Z. Zhang, Experimental investigations on a conventional air-conditioner working as air-water heat pump, Procedia Engineering, 23 (2011) 493-497.

[20] Y. Qiao, Y. Hu, Y. Hwang, Optimal operation of phase change material integrated condenser under various subcooling conditions, Applied Thermal Engineering, (2026) 129879.

[21] A. Riahi, M.B. Shafii, Dynamic evaluation of a vapor compression refrigeration cycle combined with a PCM storage tank for improving condenser performance, of nebulizer on the performance coefficient of direct expansion air conditioning systems, Modares Mechanical Engineering, 20(8) (2020) 2113-2120.

[4] K. Huang, et al., A fully passive seasonal multi-cylinder ice storage system: Dynamic charging behavior and entropy generation analysis, Applied Thermal Engineering, (2026) 130447.

[5] Y. Qiao, et al., Experimental study of a thermal energy storage-integrated heat pump system for load shifting in space cooling and heating, Applied Thermal Engineering, (2026) 129992.

[6] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions, Scientific Reports, (2026).

[7] D. Erdemir, N. Altuntop, Y.A. Çengel, Experimental investigation on the effect of ice storage system on electricity consumption cost for a hypermarket, Energy and Buildings, 251 (2021) 111368.

[8] E.Á. Rodríguez-Jara, F.J. Sánchez-de-la-Flor, J.A. Expósito-Carrillo, J.M. Salmerón-Lissén, Thermodynamic analysis of auto-cascade refrigeration cycles, with and without ejector, for ultra low temperature freezing using a mixture of refrigerants R600a and R1150, Applied Thermal Engineering, 200 (2022) 117598.

[9] F. Hassan, et al., Recent advancements in latent heat phase change materials and their applications for thermal energy storage and buildings: A state of the art review, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 49 (2022) 101646.

[10] C. Ma, Y. Diao, Y. Zhao, F. Yang, C. Sun, W. He, Y. Li, Thermal characterization of the charging and discharging processes of a phase-change cold storage device based on flat micro-heat pipe arrays, Applied Thermal Engineering, 288 (2026) 129490.

[11] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions,

Heliyon, 10(16) (2024).

[22] M. Harun-Or-Rashid, M.T. Hasan, T.B. Alam, S. Hossain, Energy efficient refrigeration system using latent heat storage, PCM, International Journal of Thermofluids, 23 (2024) 100717.

[23] S.M. Ammar, Z. Ramadan, C.W. Park, Performance evaluation of novel plate-type condenser for an absorption/adsorption refrigeration system: Experimental and CFD study, Case Studies in Thermal Engineering, 56 (2024) 104260.

[24] A. Awasthi, C. Suresh, B. Kumar, M. Mohan, S.K. Dewangan, Y. Jeon, ANN-assisted multi-objective optimization of ice thermal energy storage using a transient inlet strategy, Applied Thermal Engineering, (2026) 131106.

[25] A.D. Burmana, R. Tambun, B. Haryanto, M. Sarah, V. Alexander, An investigation shell and tube heat exchanger for cooling system: A case study of biodiesel plants using lauric acid, Case Studies in Thermal Engineering, 58 (2024) 104411.

[26] D. Mađerić, B. Pavković, Z. Čarija, B. Delač, Impact of the refrigerant charge and environmental temperature on draft beverage cooler performance, Applied Thermal Engineering, 242 (2024) 122543.

[27] R. Shi, T. Bai, J. Wan, Performance analysis of a dual-ejector enhanced two-stage auto-cascade refrigeration cycle for ultra-low temperature refrigeration, Applied Thermal Engineering, 240 (2024) 122152.

[28] G. Fang, X. Liu, S. Wu, Experimental investigation on performance of ice storage air-conditioning system with separate heat pipe, Experimental Thermal and Fluid Science, 33(8) (2009) 1149-1155.

[29] K. Irshad, A.I. Khan, M.E. Zayed, S. Algarni, T. Alqahtani, Performance analysis of air conditioning system integrated with thermal energy storage using enhanced machine learning modelling coupled with fire hawk optimizer, Journal of Building Engineering, 98 (2024) 111308.

[30] X. Kang, X. Wang, J. An, D. Yan, A novel approach of day-ahead cooling load prediction and optimal control for ice-based thermal energy storage system in commercial buildings, Energy and Buildings, 275 (2022) 112478.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Jodat, T. Nazarpuor, A. Emamian, M. Najafian, Experimental Evaluation and Thermo-dynamic Analysis of an Ice-Bank-Based Cold Thermal Energy Storage System, Amirkabir J. Mech Eng., 58(3) (2026) 303-324.

DOI: 10.22060/mej.2026.26099.7993