



Development and Experimental Evaluation of an Evaporative Cooling System with Wetting Surfaces

Hamid Morteza pour^{*1} , Azam Noroozi²

1. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

2. Assistant professor, Department of Civil Engineering and Architecture, University of Torbat Heydarieh, Torbat Heydarieh, Iran

Abstract

A large share of the energy consumed in buildings is devoted to air conditioning. Evaporative cooling systems, due to their environmental compatibility and lower energy consumption compared to the vapor-compression ones, are more widely accepted. The main source of energy consumption in evaporative coolers is the forced passage of air through wetted materials, which causes a significant pressure drop. In this study, to address this challenge and reduce the energy consumption of evaporative coolers, an innovative design with wetted surfaces was proposed, in which air flows parallel to the wetted surface instead of passing through it. To evaluate the proposed method, a laboratory prototype was constructed. Mathematical models predicting the effects of ambient temperature and airflow velocity on the performance indices of the cooler were developed using nonlinear multiple regression, based on experimental data obtained from field tests. Field experiments were conducted within an ambient temperature range of 15–32 °C and airflow velocities between 1–3 m/s. For validation of the obtained models, additional experiments under different conditions were performed, and the experimental results were compared with model predictions using statistical indices of coefficient of determination (R^2) and root mean square error (RMSE). The results showed that both ambient temperature and airflow velocity affect performance indices through quadratic relationships. Cooling capacity improved with increasing ambient temperature up to about 25 °C, after which it declined. The maximum cooling capacity and effectiveness values were 1.7 kW and 0.5, respectively, observed at an ambient temperature of 23.5 °C and airflow velocity of about 3 m/s. Evaluation of the developed mathematical equations ($R^2 > 0.98$ and $RMSE < 0.00532$) revealed that the models accurately predicted the measured data.

Keywords

Cooling Capacity
Nonlinear Regression
Air Velocity
Evaporation Rate

Received: 29.11.2025

Revised: 04.01.2026

Accepted: 22.04.2026

***Corresponding Author**

Hamid Morteza pour

Email

hmorteza pour@buqaen.ac.ir

1- Introduction

Today, due to the development of societies, growth and improvement of the quality of human life, energy consumption has increased, which has an indirect impact on the environment. In the past decades, most of the energy used by humans was provided by fossil fuels, and they are still the main source of energy used. These fuels, due to the production of environmental pollutants, have a long-term detrimental effect on the environment and

on the quality of human life. Electricity is the most important energy used in residential, commercial and industrial buildings, and currently, fossil fuels are the main sources of energy supply for power generation plants.

Air conditioning in buildings accounts for a large share of electricity consumption, accounting for about 50% of the total energy consumption in buildings and the energy of buildings accounts for

Cite this Article:

[1] H. Morteza pour and A. Noroozi, "Development and Experimental Evaluation of an Evaporative Cooling System with Wetting Surfaces," *Science and Technology in Mechanical Engineering*, Vol. 5, No. 1, pp. 297–308, 2026. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2026.562938.1189> (in Persian)



©2026 the authors. Published by Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

E-ISSN: 2981-2232

about 40% of global energy needs [1]. In Iran, energy consumption in residential and commercial buildings accounts for 40 percent of the country's energy consumption. According to statistics, the amount of energy consumed in these sectors increases by about 1.6 percent annually [2].

In conventional evaporative cooling systems in Iran, there is a need to robust blowers for producing high air pressure to pass through the wetted material. Such blowers need a lot of energy. In the present study, to overcome this limitation and reduce the blower energy consumption in conventional evaporative cooling, an evaporative cooling system with wetted surfaces, in which air moves parallel to the surface of the wet material instead of passing through it, is proposed. The purpose of this research is to investigate the performance of the proposed evaporative cooler with wet surfaces.

2- Research Methods

This article, a laboratory prototype of the suggested cooler was constructed and the effect of ambient temperature and air velocity on its performance indicators, including cooling capacity and efficiency, was experimentally investigated. In order to provide a proper insight into the performance of the proposed system, under different working conditions, a mathematical relationship, that describes the effect of ambient air temperature and air velocity on the cooler performance indicators, was extracted using the nonlinear multivariate regression method based on the experimental data. Then, in order to evaluate the model, a number of experiments were conducted under different conditions of ambient temperature and air velocity.

3- Results

In this research, Figure 1 shows that the cooling capacity increases continuously with increasing air velocity in the range of 1–3 m/s. This can be attributed to the increase in the evaporation rate of water in the cooler with increasing velocity and consequently its convective heat transfer coefficient [3]. According to Figure 2, it can be seen that, in general, the trend of cooling efficiency change due

to ambient temperature and air velocity was similar to that of cooling capacity. This finding is reasonable since the main reason for the variation in both cooling capacity and efficiency is the rate of air temperature drop in the cooler. Based on experimental observations, the highest cooling efficiency was about 0.5, which was achieved with an air velocity of about 3 m/s and an ambient temperature of about 23.5 °C. According to the mathematical equation obtained to describe the performance indicators of the cooler and its statistical validation criteria, it can be seen that both cooling capacity and efficiency have a quadratic relationship with speed and ambient temperature.

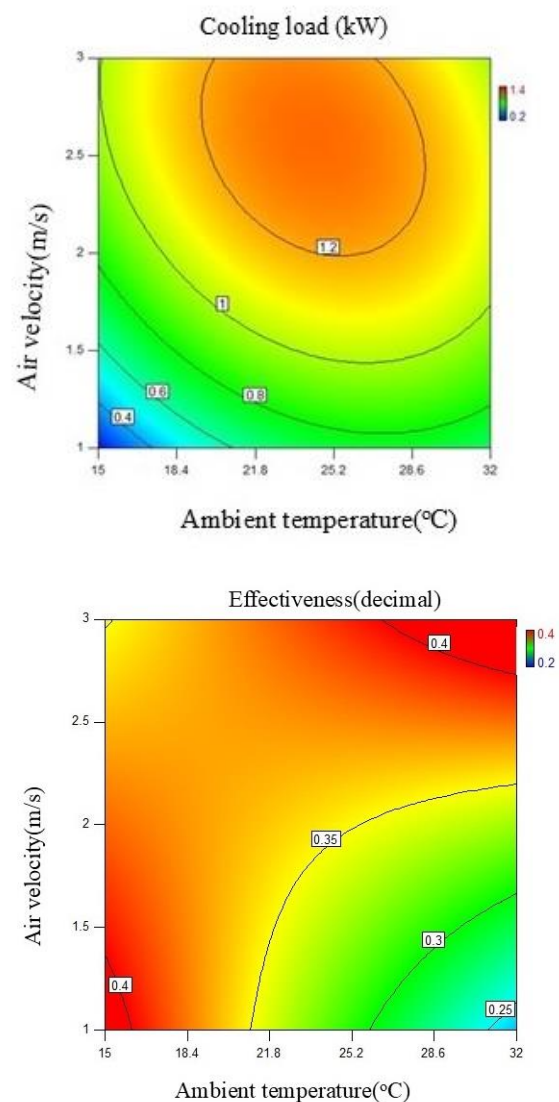


Figure 1: The effect of ambient temperature and air velocity on cooling capacity

4- Conclusion

Based on the findings of this research, the both ambient temperature and air velocity affect the performance indices with quadratic relationships. The results showed that both ambient temperature and air velocity affect the performance indicators with quadratic relationships. The cooling capacity improves with increasing ambient temperature up to about 25°C and then decreases. . the highest cooling load within the experiments was around 1.7kW observed at the temperature of 23.5 °C with a velocity more than 3m/s. at such conditions, an effectiveness of 3.4 was achieved. Evaluation of the developed mathematical equations ($R^2 > 0.98$ and $RMSE < 0.00532$) revealed that the equations predicted the measured data accurately.

5- References

- [1] M. del P. Pablo-Romero, R. Pozo-Barajas, and R. Yñiguez, "Global changes in residential energy consumption," *Energy Policy*, Vol. 101, pp. 342–352, 2017, DOI: [10.1016/j.enpol.2016.10.032](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2016.10.032).
- [2] M. Sepehr, R. Eghtedaei, A. Toolabimoghadam, Y. Noorollahi, and M. Mohammadi, "Modeling the electrical energy consumption profile for residential buildings in Iran," *Sustainable Cities and Society*, Vol. 41, pp. 481–489, 2018, DOI: [10.1016/j.scs.2018.05.041](https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.05.041). (in Persian)
- [3] A. Noroozi, *Augmenting Traditional Wind Catcher with Combined Evaporative Cooling System and Solar Chimney*. Ph.D. dissertation, National Technical University of Athens, Athens, Greece, 2020. (in Persian)



توسعه و ارزیابی تجربی یک خنک کننده تبخیری با سطوح مرطوب

حمید مرتضی پور^{۱*}، اعظم نوروزی^۲

۱- دانشیار، مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائن، ایران

۲- استادیار، فنی و مهندسی، دانشگاه تربت حیدریه، تربت حیدریه، ایران

چکیده

سهم زیادی از انرژی مصرفی در ساختمان برای تهویه مطبوع آن صرف می شود. خنک کننده های تبخیری، به دلیل سازگاری با محیط زیست و مصرف انرژی کم تر، در مقایسه با انواع تراکمی، از مقبولیت بالاتری برخوردار هستند. عامل اصلی مصرف انرژی در خنک کننده های تبخیری، عبور اجباری جریان هوا از میان مواد مرطوب شونده است که افت فشار شدید هوا را به دنبال دارد. در تحقیق حاضر، یک خنک کننده تبخیری ابتکاری با سطح های مرطوب که در آن هوا به جای عبور از میان مواد مرطوب، موازی با سطح آن حرکت می کند، پیشنهاد گردید. به منظور ارزیابی روش پیشنهادی، نمونه آزمایشگاهی آن ساخته شد. مدل های ریاضی پیش بینی اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری بر شاخص های عملکردی خنک کننده، با داده های تجربی حاصل از آزمایش های میدانی، با روش رگرسیون چندگانه غیرخطی به دست آمد. در ادامه، برای اعتبارسنجی مدل های به دست آمده، تعدادی آزمایش، در شرایط متفاوت انجام و داده های تجربی حاصل از آزمایش ها با داده های محاسباتی مدل، با کمک شاخص های آماری ضریب تعیین و ریشه میانگین مربعات خطا مقایسه گردیدند. نتایج نشان داد که دمای محیط و سرعت هوا، هر دو، با رابطه های درجه ۲ بر شاخص های عملکردی اثر می گذارند. بالاترین مقدار توان خنک کنندگی در آزمایش های تحقیق، ۱/۷ کیلووات بود که در که در دمای محیطی ۲۳/۵ درجه سلسیوس و سرعت هوای بیش از ۳ متر بر ثانیه مشاهده گردید. در این شرایط، کارایی خنک کننده ۰/۳۴ بود. نتایج ارزیابی معادلات ریاضی به دست آمده (ضریب تعیین بالاتر از ۰/۹۸ و ریشه میانگین مربعات خطا کم تر از ۰/۰۵۳۲) حاکی از آن بود که معادلات به خوبی داده های اندازه گیری شده را پیش بینی کرده اند.

کلمات کلیدی

توان خنک کنندگی
رگرسیون غیرخطی
سرعت هوا
نرخ تبخیر

دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۰۹/۰۸

بازنگری مقاله: ۱۴۰۴/۱۰/۱۴

پذیرش مقاله: ۱۴۰۵/۰۲/۰۲

*نویسنده مسئول

حمید مرتضی پور

ایمیل

hmortezapour@buqaen.ac.ir

۱- مقدمه

مسئولیت صحت مطالب ذکر شده در مقالات نیز بر عهده نویسندگان آن ها خواهد بود [۲].

زیست محیطی، تأثیری مخرب بر محیط زیست و بر کیفیت زندگی انسان در بلندمدت می گذارند. برق، مهم ترین انرژی مورد استفاده در ساختمان های مسکونی، تجاری و صنعتی است و سوخت های فسیلی، در حال حاضر، اصلی ترین منابع تأمین انرژی نیروگاه های تولید برق هستند.

تهویه مطبوع در ساختمان ها سهم بزرگی از میزان برق مصرفی را به خود اختصاص داده است [۱]، به طوری که انرژی مورد نیاز برای

در جهان امروز به دلیل توسعه جوامع همراه با رشد و بهبود کیفیت زندگی بشر، مصرف انرژی افزایش یافته که تأثیر غیرمستقیم بر محیط زیست دارد. در دهه های گذشته، بیشتر انرژی مورد استفاده انسان از سوخت های فسیلی تأمین شده و هنوز به عنوان عمده ترین منبع انرژی مورد استفاده، در نظر گرفته می شوند. این سوخت ها، به دلیل تولید آلاینده های کوتاه نمودن مقالات برای چاپ آزاد است. مقالات ارسال شده نباید پیش تر در نشریات دیگر به چاپ رسیده و یا هم زمان برای داوری به نشریات دیگر ارسال شده باشند و همچنین

Cite this Article:

[1] H. Mortezapour and A. Noroozi, "Development and Experimental Evaluation of an Evaporative Cooling System with Wetting Surfaces," *Science and Technology in Mechanical Engineering*, Vol. 5, No. 1, pp. 297-308, 2026. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2026.562938.1189> (in Persian)



©2026 the authors. Published by Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

شاپای الکترونیکی: ۲۲۳۲-۲۹۸۱

عملکرد خنک‌کننده تراکمی، به‌ویژه در مناطقی با آب‌وهوای گرم، مورد بررسی قرار گرفته است. این مطالعه نشان می‌دهد که یک واحد تهویه مطبوع هوا خنک همراه با خنک‌کننده تبخیری پاششی، روشی با بهره‌وری انرژی بالا است که توانایی قابل توجهی برای بهبود عملکرد واحد و کاهش تقاضای برق دارد.

در پژوهش انجام شده در ۲۰۲۵ یک سامانه ترکیبی جدید تهویه مطبوع با خنک‌کننده هوا و خنک‌کننده تبخیری (ACEC-AC) توسعه داده شده است. این سامانه برای کاربرد در مراکز داده، واقع در مناطقی با دمای بالای فضا باز و اختلاف دمای زیاد بین حباب خشک و تر در طول تابستان، بسیار مناسب است. نتایج ارزیابی مشخص کرد که سامانه‌ی ترکیبی خنک‌کننده هوا و خنک‌کننده تبخیری، یک فناوری مؤثر صرفه‌جویی انرژی با توانایی بالا برای بهبود عملکرد مرکز داده و کاهش مصرف انرژی است [۹].

در یک مطالعه تجربی، خانی و همکاران [۱۰] بادگیر مدوری را مجهز به سطوح مرطوب در شهر کرمان برای ده روز متوالی مورد آزمایش قرار دادند. نتایج نشان‌دهنده بهبود عملکرد خنک‌کنندگی هوای حاصل شده با استفاده از این طراحی جدید بود. علاوه بر این در پژوهش بادران [۱۱] عملکرد خنک‌کننده تبخیری یک بادگیر با لوله‌های سفالی نصب شده درون آن ارزیابی گردید و در تحقیقی دیگر، جعفریان و کاظمیان عملکرد یک خنک‌کننده تبخیری دومرحله‌ای را به صورت تجربی مطالعه کردند و به این نتیجه رسیدند که خنک‌کننده تبخیری دومرحله‌ای قادر است تا ۵۹ درصد مصرف انرژی را در مقایسه با خنک‌کننده تراکمی کاهش دهد [۱۲]. در بررسی انجام شده توسط اقتداری و همکاران [۱۳] برای تهویه ساختمان و تأمین نیازهای آسایش افراد در تابستان، سامانه غیرفعال صفر انرژی در اقلیم گرم و خشک طراحی شد. این سامانه ترکیبی خنک‌کننده غیرفعال شامل دو بخش متمایز دودکش خورشیدی و کانال خنک‌کننده تبخیری بود. نتایج نشان داد که کانال خنک‌کننده تبخیری می‌تواند دمای هوا را به طور متوسط ۱۰ درجه سلسیوس کاهش دهد و رطوبت هوا را ۳۴٪ افزایش دهد.

در سامانه‌های خنک‌کننده تبخیری مرسوم در ایران که به "کولر آبی" معروف هستند، به دلیل اینکه تبخیر آب با عبور اجباری جریان هوا از میان مواد مرطوب شده (پوشال) انجام می‌شود، نیاز به بادبزن‌هایی باقابلیت تولید فشار هوا و توان بالا وجود دارد. از این رو، در این خنک‌کننده‌ها، همواره، از بادبزن‌های گریز از مرکز استفاده می‌شود. در تحقیق حاضر، برای رفع این محدودیت و به منظور کاهش مصرف

تهویه مطبوع، حدود ۵۰٪ از تمام انرژی مصرفی ساختمان‌ها را و انرژی ساختمان‌ها نیز حدود ۴۰٪ از نیاز انرژی جهانی را شامل می‌شود [۱]. در ایران، مصرف انرژی در ساختمان‌های مسکونی و تجاری ۴۰٪ از انرژی مصرفی کشور است. طبق آمارهای ارائه شده، سالیانه حدود ۱/۶٪ بر مقدار انرژی مصرفی در این بخش‌ها افزوده شده است [۲].

در سامانه‌های تهویه مطبوع، سه ویژگی رطوبت، دما و سرعت جریان هوا کنترل می‌شود. دو روش متداول برای خنک‌سازی و بهبود کیفیت هوای ساختمان‌ها، شامل سرمایش تبخیری و تراکمی هستند. سامانه سرمایش تراکمی، نیازمند استفاده از کمپرسور بوده که این استفاده منجر به افزایش سرانه مصرف انرژی می‌گردد. علاوه بر این استفاده از مبردهای مضر برای محیط‌زیست تخریب لایه اوزون را به دنبال دارد. برابر بهره‌گیری از این سامانه‌ها نیازمند اصلاح و بهبود اساسی عملکرد آن‌هاست [۳]. محققین روش‌هایی برای کاهش انتشار مبردها در محیط، در پیش گرفته‌اند که تا حدودی موفقیت‌آمیز بوده است، اما تا رسیدن به نقطه مطلوب، هنوز فاصله دارد [۴ و ۵]. شاید تنها راه مقابله با این مشکلات، محدود کردن استفاده از این سامانه‌ها و استفاده از سامانه‌های سازگارتر با محیط‌زیست باشد [۶].

خنک‌کننده تبخیری به دلیل سازگاری بیشتر با محیط‌زیست و هزینه‌های کارکرد پایین، می‌تواند جایگزین مناسبی برای سامانه‌های سرمایش تراکمی به شمار آید [۶]. میزان مصرف انرژی الکتریکی سامانه سرمایش تبخیری حدود یک‌چهارم سامانه خنک‌کننده تراکمی برای تهویه محیط مشابه بوده و این دلیل پیشنهاد و ارزیابی انواع خنک‌کننده‌های تبخیری توسط پژوهشگران است [۷]. نتایج مطالعه‌ای مروری، ارائه شده در مورد فناوری‌های خنک‌کننده تبخیری و کاربردهای ساختمانی آن نشان می‌دهد که سامانه‌های خنک‌کننده تبخیری توانایی بالایی برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی در مناطق آب و هوایی گرم و خشک دارند. همچنین به نظر می‌رسد که این راهکار جدید در مقایسه با کاربردهای جایگزین تهویه مطبوع، روشی بسیار مقرون به صرفه است [۸].

افزایش ضریب عملکرد (COP) یک سامانه تهویه مطبوع با استفاده از یک چگالنده خنک‌کننده تراکمی در یک بررسی ارائه شد. نتایج نشان‌دهنده رابطه معکوس بین دمای خشک هوای ورودی چگالنده و ضریب عملکرد بود. نتیجه، رابطه بین مصرف آب و صرفه‌جویی در انرژی کمپرسور را با توجه به هزینه‌های آن‌ها نشان می‌دهد. همچنین، در مطالعه دیگر، اتصال یک خنک‌کننده تبخیری پاششی با چگالنده هوایی خنک‌کننده تراکمی جهت بهبود ضریب



شکل ۱: طرحواره خنک‌کننده تبخیری با سطح‌های مرطوب

۲-۲- مشخصات فنی خنک‌کننده مورد استفاده در تحقیق

تصویری از خنک‌کننده تبخیری ساخته‌شده در تحقیق، در شکل ۲ آورده شده است. کانال اصلی خنک‌کننده از جنس ورق گالوانیزه با ضخامت $0/01$ متر، با سطح براق ساخته شد. دهانه کانال با ابعاد $0/4$ در $0/4$ متر و ارتفاع آن از بالاترین تا پایین‌ترین نقطه $1/5$ متر بودند. یک بادبزن الکتریکی با قطر پره $0/3$ متر (مدل VMA-30C4S ساخت شرکت دمنده در ایران) با توان نامی 45 وات و هوادهی بیشینه‌ی 1000 مترمکعب بر ساعت، در دهانه خروجی کانال نصب گردید تا جریان اجباری هوا از داخل خنک‌کننده را ایجاد نماید. برای تنظیم سرعت این بادبزن از یک دیمر 150 وات (مدل MTN649315 ساخت شرکت اشنایدر در آلمان) استفاده شد. سطح‌های مرطوب شونده شامل پنج تیغه گالوانیزه، هر یک با ابعاد $0/4$ در $0/9$ و ضخامت ورق $0/01$ متر، بودند که روی آن‌ها پوششی از جنس کف با ضخامت $0/05$ متر کشیده شد تا به حفظ آب پاشیده شده روی سطح تیغه کمک کند. به‌منظور تمیز کردن سطح‌ها و انجام تعمیرات مربوط به پمپ آب و نازل‌های آب‌پاش، دیواره پشتی کانال خنک‌کننده، به‌صورت یک درب بازشو طراحی شد (شکل ۳). پمپ آب استفاده‌شده در خنک‌کننده (مدل SH300 ساخت شرکت موتوژن در ایران) دارای توان مصرفی 45 وات بود که در حوضچه آب نصب گردید.

انرژی بادبزن در خنک‌کننده تبخیری متداول، یک سامانه خنک‌کننده تبخیری با سطح‌های مرطوب که در آن هوا به‌جای عبور از داخل مواد مرطوب، موازی با سطح آن حرکت می‌کند، پیشنهاد گردید. مرور ادبیات پیشین نشان می‌دهد که تاکنون چنین خنک‌کننده‌ای در منابع علمی، گزارش نشده است؛ بنابراین، هدف این تحقیق مطالعه عملکرد خنک‌کننده تبخیری با سطح‌های مرطوب، بود. برای این منظور، یک نمونه آزمایشگاهی از خنک‌کننده موردنظر ساخته شد و در شرایط کنترل‌شده، اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری بر شاخص‌های عملکردی آن، شامل توان خنک‌کنندگی و کارایی، به‌صورت تجربی، بررسی گردید.

۲- الگوسازی تجربی

۲-۱- معرفی خنک‌کننده تبخیری

دستگاه خنک‌کننده تبخیری پیشنهادی به‌صورت طرح‌واره در شکل ۱ نشان داده‌شده است. این دستگاه از یک بادبزن، کانال اصلی هوا، سطح‌های خیس شونده، حوضچه و پمپ آب تشکیل شده است. هوای محیط به‌وسیله‌ی بادبزن وارد دهانه کانال اصلی که داخل آن سطح‌های خیس شونده به‌صورت موازی نصب شده‌اند، می‌شود و با حرکت از بین سطح‌های مرطوب، طول کانال اصلی را می‌پیماید تا در نهایت با برخورد به حوضچه کف کانال، از دهانه خروجی به سمت فضای داخل ساختمان، از خنک‌کننده خارج شود. در طول مسیر حرکت، هوا، در مجاورت لایه آب روی سطح مرطوب، با تبخیر آب، بخشی از انرژی گرمایی محسوس خود را از دست می‌دهد که نتیجه آن کاهش دما و افزایش رطوبت هوا است. طراحی خنک‌کننده به‌گونه‌ای است که دهانه ورودی کانال اصلی در بالا و دهانه خروجی آن در پائین، قرار گرفته‌اند. این آرایش موافق با جهت جریان طبیعی هوا در داخل خنک‌کننده است و علاوه بر کمک به ایجاد جریان توسط بادبزن، به آن این امکان را می‌دهد که حتی در شرایطی که بادبزن خاموش است، یک جریان طبیعی هوا در داخل خنک‌کننده ایجاد کند. با توجه به شکل ۱ پمپ آب، آب داخل حوضچه را با فشار، به‌وسیله‌ی لوله به نازل‌های نصب‌شده در بالای سطح‌های مرطوب شونده منتقل می‌کند تا با پاشش آب روی سطح‌ها، آن‌ها را به‌طور پیوسته، مرطوب نگه دارد.

۳-۲- مدل سازی ریاضی عملکرد خنک کننده

پس از ساخت نمونه آزمایشگاهی خنک کننده تبخیری، ارزیابی تجربی عملکرد آن مدنظر قرار گرفت. به منظور ارائه بینش مناسبی از عملکرد سامانه پیشنهادی، در شرایط مختلف کاری، یک رابطه ریاضی توصیف کننده اثر دمای هوای محیط و سرعت هوای عبوری از خنک کننده، بر شاخص های عملکرد آن، شامل: بار سرمایشی تولیدی، بازده و کارایی خنک کننده، با روش رگرسیون چند متغیره غیرخطی، با استفاده از داده های تجربی استخراج شد. در این روش، داده های تجربی به دست آمده از آزمایش های تحقیق، در یک معادله کلی درجه دو (رابطه (۱)) تطبیق داده می شود و در صورتی که تعداد داده های تجربی به اندازه کافی باشد، ضریب های مدل، به سادگی و با روش حل چند معادله - چند مجهول، به دست می آیند [۸].

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_1^2 + \beta_4 X_2^2 + \beta_5 X_1 X_2 \quad (1)$$

که در آن، Y شاخص عملکرد خنک کننده، β_1 تا β_5 ضریب های معادله، X_1 و X_2 عامل های تغییر (محیط و سرعت هوای عبوری) هستند. در تحقیق حاضر، برای تعیین معادله رگرسیونی اثر عامل های آزمایش، شامل دمای محیط و سرعت هوای عبوری از خنک کننده، بر شاخص های عملکرد، از نرم افزار design expert(ver.10) استفاده شد. آزمایش های تحقیق، در قالب طرح مرکب مرکزی با دو عامل، انجام شد. در این راستا محدوده تغییر دمای محیط بین ۱۵ تا ۳۲ درجه سلسیوس و سرعت هوای عبوری، بین ۱ تا ۳ متر بر ثانیه، لحاظ گردید. در نهایت، بر اساس طرح آزمایشی و تعداد عامل های تحقیق، تعداد ۱۳ آزمایش، برای تحقیق، انجام شد که در جدول ۱ آورده شده است. آزمایش ها، در شرایط سایه بیرون اتاق، در فضای مجموعه آزمایشگاه های دانشگاه بزرگمهر فائانت و در مردادماه سال ۱۴۰۴ انجام شد. در هر آزمایش، دما و رطوبت نسبی هوای ورودی و خروجی از خنک کننده، دمای محیط، و توان الکتریکی مصرفی خنک کننده اندازه گیری و ثبت شدند. دبی پمپ آب موجود در خنک کننده، در تمام آزمایش ها، یکسان و حدود ۲ لیتر بر ساعت بود.



شکل ۲: تصویر خنک کننده ساخته شده در تحقیق



شکل ۳: نحوه قرارگیری درب پشتی، پمپ آب و سطح های مرطوب شونده در خنک کننده تبخیری

جدول ۱: شرایط انجام آزمایش‌های تحقیق

شماره آزمایش	سرعت هوا (متر بر ثانیه)	دمای محیط (درجه سلسیوس)
۱	۲	۲۳/۵
۲	۲	۲۳/۵
۳	۳	۳۲
۴	۰/۶	۲۳/۵
۵	۱	۱۵
۶	۲	۲۳/۵
۷	۲	۱۱/۵
۸	۱	۳۲
۹	۳	۱۵
۱۰	۳/۴	۲۳/۵
۱۱	۲	۳۵/۵
۱۲	۲	۲۳/۵
۱۳	۳	۲۳/۵

۲-۴- ابزار اندازه‌گیری

جدول ۲: مشخصات ابزار اندازه‌گیری مورد استفاده در تحقیق

متغیر اندازه‌گیری شده	ابزار اندازه‌گیری	مدل / شرکت سازنده / کشور	دقت
دما و رطوبت نسبی هوا	حسگر دما و رطوبت نسبی	Asair/DH22 / چین	۰/۵ درجه سلسیوس برای دما و درصد برای رطوبت نسبی
توان الکتریکی بادبزن	وات‌متر	Uni-T /UT230B / هنگ کنگ	۵ وات
سرعت هوای عبوری	فلومتر هوا	Vintact/WT87C / هنگ کنگ	۰/۵ متر بر ثانیه

در این بخش، مشخصات ابزار اندازه‌گیری مورد استفاده در آزمایش‌های تحقیق، در جدول ۲ آورده شده است.

۲-۵- اعتبارسنجی مدل

پس از تعیین ضریب‌های مدل ریاضی توصیف‌کننده عملکرد خنک‌کننده تبخیری پیشنهادی، به منظور ارزیابی مدل، تعدادی آزمایش در شهریورماه سال ۱۴۰۴ شرایط مختلف دمای محیط و سرعت هوای عبوری انجام شد که شرح آن در جدول ۳ مشاهده می‌گردد.

جدول ۳: شرح آزمایش‌های انجام‌شده برای اعتبارسنجی مدل ریاضی پیش‌بینی عملکرد خنک‌کننده

شماره آزمایش	سرعت هوا (متر بر ثانیه)	دمای محیط (درجه سلسیوس)
۱	۱/۵	۲۳
۲	۱	۲۱
۳	۲	۲۵
۴	۳	۲۷
۵	۲/۵	۲۴
۶	۲	۱۷
۷	۱	۱۹
۸	۱/۵	۲۶
۹	۳	۲۲
۱۰	۲	۲۳
۱۱	۱/۵	۱۸
۱۲	۲	۱۹
۱۳	۳	۲۰
۱۴	۲	۲۹
۱۵	۱	۲۷
۱۶	۲	۲۴
۱۷	۱/۵	۲۸
۱۸	۱	۲۶
۱۹	۳	۲۵
۲۰	۲	۲۰
۲۱	۱/۵	۲۲

که η_c کارایی خنک‌کننده (اعشاری) و T_{wb} دمای حباب‌تر هوای ورودی هستند. دمای حباب‌تر هوا، با کمک نمودار سایکرومتریک و بر اساس دمای خشک و رطوبت نسبی آن به دست آمد.

۲-۷- مقایسه انرژی مصرفی خنک‌کننده پیشنهادی با

خنک‌کننده تبخیری مرسوم (کولرآبی)

به منظور مقایسه مصرف انرژی خنک‌کننده تبخیری با سطوح مرطوب پیشنهاد شده در تحقیق حاضر، با خنک‌کننده تبخیری متداول در ایران (کولرآبی)، یک کولرآبی با سطح کف و دهانه خروجی مشابه، تهیه و آزمایش‌های مقایسه عملکرد، در شهریورماه سال ۱۴۰۴، به طور هم‌زمان، با هر دو خنک‌کننده، در شرایط محیطی یکسان انجام شد. مشخصات فنی کولرآبی تهیه شده برای آزمایش در جدول ۴ مشاهده می‌گردد. آزمایش‌های مقایسه عملکرد، در سرعت یکسان هوای خروجی (۲ متر بر ثانیه) برای هر دو خنک‌کننده، انجام و در هر آزمایش، دمای هوای محیط، هوای خروجی و توان مصرفی خنک‌کننده‌ها اندازه‌گیری و بر اساس آن‌ها شاخص نسبت بازده انرژی (EER) مطابق رابطه (۶) محاسبه شد [۱۶ و ۱۸].

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{P_{cons}} \quad (6)$$

که در این رابطه EER، نسبت بازده انرژی (اعشاری) و P_{cons} توان مصرفی خنک‌کننده (W) می‌باشند.

جدول ۴: مشخصات فنی کولرآبی تهیه شده برای مقایسه عملکرد خنک‌کننده پیشنهادی

مشخصه فنی	مقدار (واحد)
مدل - برند	سیلوان SC-2800
ابعاد	۰/۴۵ متر در ۰/۴۵ متر
ابعاد دهانه خروجی	۰/۲۳ متر در ۰/۲۳ متر
توان مصرفی بادبزن	۲۴۰ وات
نوع بادبزن	گریز از مرکز

۳- نتایج و بحث

۳-۱- بررسی تغییر شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده

مقدار به دست آمده شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده در شرایط مختلف آزمایش در جدول ۵ و اثر تغییر دمای هوای محیط و سرعت هوای عبوری بر توان خنک‌کنندگی و کارایی خنک‌کننده، به ترتیب، در شکل ۴ و شکل ۵ مشاهده می‌شوند.

اعتبارسنجی مدل، با مقایسه داده‌های پیش‌بینی شده به وسیله‌ی آن با داده‌های تجربی، بر اساس معیارهای آماری ضریب تعیین R^2 و ریشه میانگین مربعات خطا $RMSE^2$ که به ترتیب از رابطه‌های (۲) و (۳) به دست آمدند، انجام شد [۱۴].

$$R^2 = 1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^n (Y_{exp,i} - Y_{pre,i})^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{Y}_{exp,i} - Y_{pre,i})^2} \right] \quad (2)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_{exp,i} - Y_{pre,i})^2}{n}} \quad (3)$$

که در این رابطه‌ها، n تعداد داده‌ها، Y داده عملکرد خنک‌کننده و زیرنویس‌های exp و pre ، به ترتیب، نشان‌دهنده تجربی و پیش‌بینی شده هستند. در ارزیابی یک مدل، هرچقدر مقدار ضریب تعیین به یک نزدیک‌تر و مقدار ریشه میانگین مربعات خطا کم‌تر باشد، بیانگر آن است که مدل، بهتر توانسته نتایج آزمایش را پیش‌بینی کند.

۳-۲- محاسبه شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده

شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده تبخیری که در تحقیق حاضر بررسی شدند، شامل توان خنک‌کنندگی و کارایی خنک‌کننده بودند. در ادامه روش محاسبه هر یک از این شاخص‌ها شرح داده می‌شود.

مهم‌ترین شاخص عملکرد یک خنک‌کننده، توان خنک‌کنندگی آن

است که از رابطه (۴) محاسبه می‌شود [۱۵]

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a C_p (T_i - T_o) \quad (4)$$

که در این رابطه $\dot{Q}_c$ توان خنک‌کنندگی (W)، $\dot{m}_a$ دبی جرمی هوای عبوری از خنک‌کننده ($\frac{kg}{s}$)، C_p گرمای ویژه هوای عبوری ($\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$)، T_i و T_o به ترتیب، دمای ورودی و خروجی خنک‌کننده ($^\circ C$) هستند [۱۶].

یک خنک‌کننده تبخیری، در شرایط ایدئال، قادر است دمای هوای ورودی را تا دمای حباب‌تر آن کاهش دهد. در این حالت، کارایی خنک‌کننده برابر یک است. به عبارت دیگر، کارایی خنک‌کننده بیانگر مقدار موفقیت آن در کاهش دمای هوای ورودی است. در تحقیق حاضر، کارایی خنک‌کننده با کمک رابطه (۵) تعیین شد [۱۷].

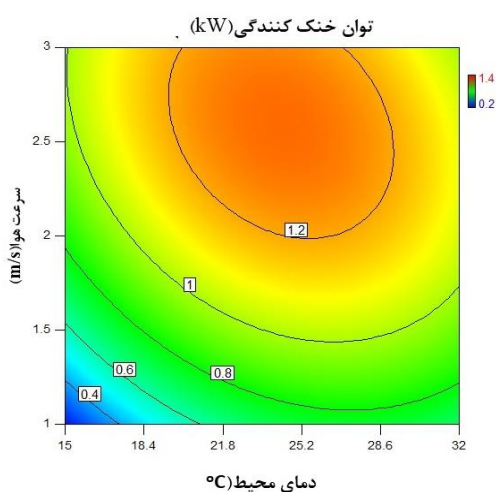
$$\eta_c = \frac{(T_i - T_o)}{(T_i - T_{wb})} \quad (5)$$

² Root Mean Square Error

¹ Correlation Coefficient

جدول ۵: مقدار شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده در شرایط مختلف آزمایش

شماره آزمایش	شرایط هوای محیط		سرعت هوا	دمای خروجی	شاخص‌های عملکرد	
	دما	رطوبت نسبی			توان خنک‌کنندگی (kW)	کارایی
۱	۲۳/۵	۱۲	۲	۱۸	۱/۰۹	۰/۳۷
۲	۲۳/۵	۱۰	۲	۱۷/۸	۱/۱۳	۰/۳۸
۳	۱۳/۵	۵	۲	۱۰	۰/۷۰	۰/۳۰
۴	۱۵	۴۸	۱	۱۷	۰/۳۹	۰/۴۵
۵	۳۲	۱۷	۳	۱۰	۰/۵۰	۰/۴۵
۶	۳۵/۵	۸	۲	۱۷/۵	۱/۱۹	۰/۲۶
۷	۲۳/۵	۱	۲	۸	۰/۷۰	۰/۳۷
۸	۲۳/۵	۳۱	۲	۲۷/۱	۰/۴۹	۰/۲۶
۹	۲۳/۵	۱	۰/۶	۱۳	۰/۶۰	۰/۲۱
۱۰	۲۳/۵	۱۱	۳/۴	۱۸/۵	۱/۶۹	۰/۳۴
۱۱	۳۲	۱۳	۱	۲۹/۱	۱/۲۷	۰/۳۰
۱۲	۲۳/۵	۱۳	۲	۱۷/۷	۱/۱۵	۰/۴۱
۱۳	۲۳/۵	۱۰	۳	۱۸/۶	۱/۴۶	۰/۳۴

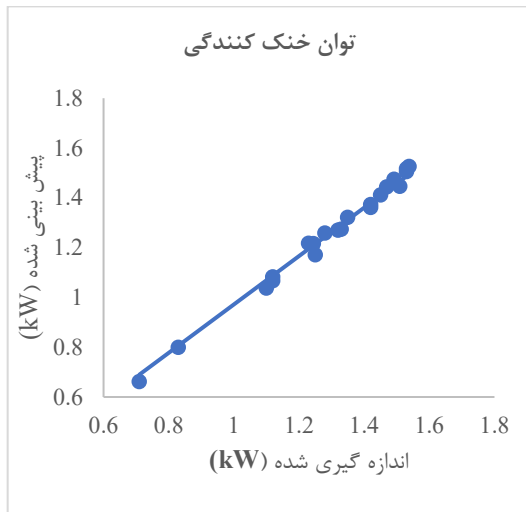


شکل ۴: اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری بر توان خنک‌کنندگی

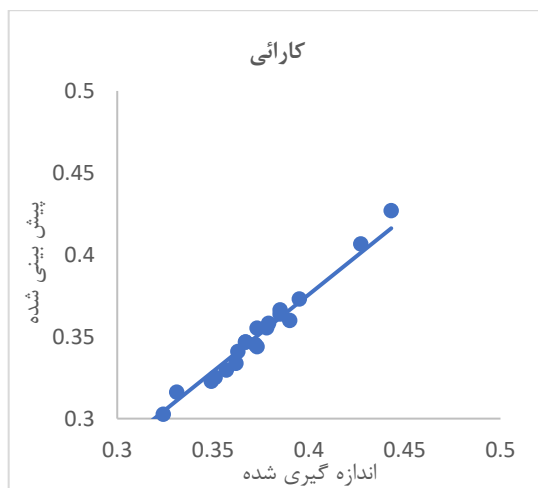
با توجه به شکل ۵ می‌توان دریافت که به‌طور کلی، روند تغییر کارایی خنک‌کننده در اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری، مشابه توان خنک‌کنندگی بود. از آنجاکه دلیل اصلی تغییر توان خنک‌کنندگی و کارایی، هر دو، مقدار کاهش دمای هوا در خنک‌کننده است، این یافته، منطقی هست. بر اساس مشاهدات آزمایش، بیشترین کارایی خنک‌کننده، حدود ۰/۵ بود که با سرعت هوای حدود ۳ متر بر ثانیه و دمای محیط حدود ۲۳/۵ درجه سلسیوس به دست آمد.

شکل ۴، نشان می‌دهد که توان خنک‌کنندگی، با افزایش سرعت هوا در محدوده ۱ تا ۳ متر بر ثانیه به‌طور پیوسته افزایش یافته است. علت این امر را می‌توان به افزایش نرخ تبخیر آب در خنک‌کننده، با افزایش سرعت و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی آن، مرتبط دانست [۱۹]. این یافته با نتایج تحقیقات پیشین هم‌خوانی دارد. [۱۶ و ۱۸] با افزایش دمای محیط تا حدود ۲۵ درجه سلسیوس، به دلیل افزایش اختلاف دما بین هوای عبوری و سطح‌های مرطوب در خنک‌کننده، نرخ تبادل حرارت و کاهش دمای هوا و در نتیجه، توان خنک‌کنندگی بر اساس معادله (۴) بهبود می‌یابد. در حالی که در دماهای بالاتر، به دلیل افزایش انتقال گرما از محیط به هوای خنک عبوری، توان خنک‌کنندگی دچار افت می‌شود. در مجموع با توجه به داده‌های آزمایش در جدول ۵ می‌توان گفت که بیشترین توان خنک‌کنندگی در شرایط مختلف آزمایش، حدود ۱/۷ کیلووات بود که در دمای محیط ۲۳/۵ درجه سلسیوس و سرعت هوای بالاتر از ۳ متر بر ثانیه (آزمایش شماره ۱۰) مشاهده شد. در این شرایط، کارایی خنک‌کننده حدود ۰/۳۴ به دست آمد.

* در این معادلات، V ، نشان‌دهنده سرعت هوا (m/s) و T ، دمای محیط ($^{\circ}C$) هستند.



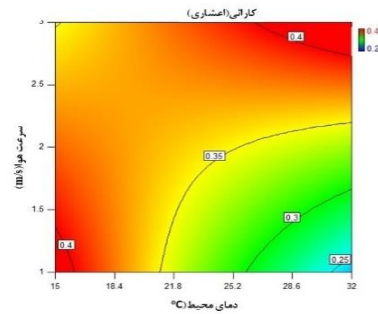
شکل ۵: مقایسه داده‌های اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده توان خنک‌کنندگی



شکل ۶: مقایسه داده‌های اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده کارایی

۳-۳-۳- مقایسه نسبت بازده انرژی خنک‌کننده پیشنهادی و کولرآبی

در شکل ۸ مقایسه نسبت بازده انرژی خنک‌کننده تبخیری با سطوح مرطوب پیشنهاد شده در تحقیق حاضر و کولرآبی، به‌عنوان خنک‌کننده تبخیری مرسوم در ایران، در شرایط مختلف دمای محیط مشاهده می‌شود. با توجه به شکل، مشخص است که نسبت بازده انرژی خنک‌کننده پیشنهادی، به‌ویژه در دماهای پایین‌تر از ۳۴ درجه سلسیوس، به‌طور واضح، از کولرآبی بیشتر است؛ اما در دماهای بالا، به دلیل انتقال حرارت بیشتر از محیط به هوای خنک عبوری ناشی از سطح بدنه بزرگ‌تر، در مقایسه با کولرآبی، نسبت بازده انرژی کم‌تر



شکل ۷: اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری بر کارایی خنک‌کننده

۲-۳- معادله ریاضی شاخص‌های عملکرد و اعتبارسنجی آن

معادله ریاضی به‌دست‌آمده برای توصیف شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده و معیارهای آماری اعتبارسنجی آن در جدول ۶ مشاهده می‌شود. با توجه به جدول، می‌توان دید که توان خنک‌کنندگی و کارایی، هر دو، با سرعت و دمای محیط یک رابطه درجه‌دو دارند. همچنین با توجه به مقدارهای به‌دست‌آمده برای ضریب تعیین (بیش‌تر از ۰/۹۸) و ریشه میانگین مربعات خطا (کم‌تر از ۰/۰۵۳۲)، می‌توان گفت، معادلات، به‌خوبی توانسته‌اند شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده پیشنهادی را پیش‌بینی کنند. مقایسه داده‌های اندازه‌گیری شده و داده‌های پیش‌بینی شده با معادله، برای دو شاخص آماری توان خنک‌کنندگی و کارایی، به ترتیب در شکل ۶ و شکل ۷ آورده شده است. با توجه به اینکه تمام نقطه‌های روی هر دو نمودار در اطراف خط صاف با شیب یک پراکنده شده‌اند می‌توان دریافت که معادلات به‌دست‌آمده، با دقت مناسبی شاخص‌های عملکرد را در شرایط مختلف کاری پیش‌بینی کرده‌اند.

جدول ۶: معادله ریاضی به‌دست‌آمده برای توصیف شاخص‌های عملکرد خنک‌کننده و معیارهای ارزیابی آن

شاخص عملکرد	معادله ریاضی*	معیار اعتبارسنجی	
		ریشه میانگین مربعات خطا	ضریب تعیین
توان خنک‌کنندگی (کیلووات)	$Q = -3.0896 + 0.20209T + 1.42275V - 0.013529T^2 - 0.00343T^2 - 0.22063V^2$	۰/۰۱۸۴۷	۰/۹۹۳
کارایی (اعشاری)	$\eta = 0.8293 - 0.0175T - 0.2084V + 0.00735T^2$	۰/۰۰۵۳۲	۰/۹۸۱

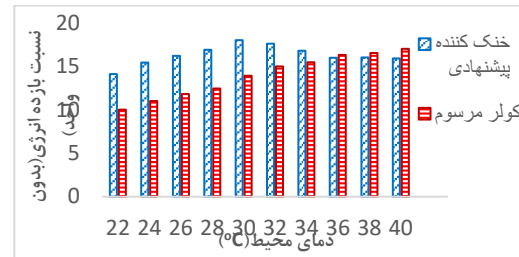
۵- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
EER	نسبت بازده انرژی (اعشاری)
COP	ضریب عملکرد
C_p	گرمای ویژه ($J/(kg \cdot ^\circ C)$)
$\dot{m}_a$	دبی جرمی (kg/s)
$\dot{Q}_c$	توان خنک‌کنندگی (W)
$P_{cons.}$	توان مصرفی خنک‌کننده (وات)
R^2	ضریب تعیین (اعشاری)
$RMSE$	ریشه میانگین مربعات خطا (اعشاری)
T_i	دما ($^\circ C$)
X	عامل تغییر
Y	شاخص عملکرد
علائم یونانی	
β	ضریب معادله
η_c	کارایی خنک‌کننده (اعشاری)
زیرنویس	
exp	تجربی
pre	پیش‌بینی

۶- منابع

- [1] M. del P. Pablo-Romero, R. Pozo-Barajas, and R. Yñiguez, "Global changes in residential energy consumption," *Energy Policy*, Vol. 101, pp. 342–352, 2017, DOI: [10.1016/j.enpol.2016.10.032](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2016.10.032).
- [2] M. Sepehr, R. Eghtedaei, A. Toolabimoghadam, Y. Noorollahi, and M. Mohammadi, "Modeling the electrical energy consumption profile for residential buildings in Iran," *Sustainable Cities and Society*, Vol. 41, pp. 481–489, 2018, DOI: [10.1016/j.scs.2018.05.041](https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.05.041). (in Persian)
- [3] M. A. Islam, S. Mitra, K. Thu, and B. B. Saha, "Study on thermodynamic and environmental effects of vapor compression refrigeration system employing first to next-generation popular refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 131, pp. 568–580, 2021, DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2021.08.014](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.08.014).
- [4] Y. Yang, G. Cui, and C. Q. Lan, "Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling—A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 113, Art. no. 109230, 2019, DOI: [10.1016/j.rser.2019.06.037](https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.037).

هست. باوجوداین، در شرایط آزمایش‌شده، درمجموع، نسبت بازده انرژی خنک‌کننده پیشنهادی، به‌طور میانگین، ۱۶ درصد بالاتر از کولرآبی مشاهده گردید.



شکل ۸: مقایسه نسبت بازده انرژی خنک‌کننده پیشنهادی و کولرآبی در دماهای مختلف محیط

۴- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، به‌منظور کاهش مصرف انرژی خنک‌کننده‌های تبخیری، یک خنک‌کننده تبخیری ابتکاری با سطح‌های مرطوب که در آن هوا به‌جای عبور از میان مواد مرطوب، موازی با سطح آن حرکت می‌کند، پیشنهاد گردید. به‌منظور ارزیابی روش پیشنهادی، نمونه آزمایشگاهی آن ساخته شد. مدل‌های ریاضی پیش‌بینی اثر دمای محیط و سرعت هوای عبوری بر شاخص‌های عملکردی خنک‌کننده، با داده‌های تجربی حاصل از آزمایش‌های میدانی، با روش رگرسیون چندگانه غیرخطی به دست آمد. برای این منظور، آزمایش‌های میدانی در محدوده دمای محیطی بین ۱۵ و ۳۲ درجه سلسیوس و سرعت هوای عبوری بین ۱ و ۳ متر بر ثانیه انجام شد. در ادامه، برای اعتبارسنجی مدل‌های به‌دست‌آمده، تعدادی آزمایش، در شرایط متفاوت انجام و داده‌های تجربی حاصل از آزمایش‌ها با داده‌های محاسباتی مدل، با کمک شاخص‌های آماری ضریب تعیین (R^2) و ریشه میانگین مربعات خطا ($RMSE$) مقایسه گردیدند. نتایج نشان داد که دمای محیط و سرعت هوا، هر دو، با رابطه‌هایی درجه ۲ بر شاخص‌های عملکردی اثر می‌گذارند. توان با افزایش دمای محیط تا حدود ۲۵ درجه سلسیوس، توان خنک‌کنندگی بهبود و پس‌از آن دچار افت شد. بر اساس داده‌های آزمایش، بالاترین مقدار توان خنک‌کنندگی حدود ۱/۷ کیلووات بود که در دمای محیطی ۲۳/۵ درجه سلسیوس و سرعت هوای بالاتر از ۳ متر بر ثانیه مشاهده شد. در این شرایط، کارایی خنک‌کننده ۰/۳۴ به دست آمد. نتایج ارزیابی معادلات ریاضی به‌دست‌آمده (ضریب تعیین (بالاتر از ۰/۹۸) و ریشه میانگین مربعات خطا (کم‌تر از ۰/۰۵۳۲))، نشان داد که معادلات به‌خوبی داده‌های اندازه‌گیری شده را پیش‌بینی کرده‌اند.

- [13] M. Eghtedari, A. Mahravan, M. Ansarimanesh, and A. Nouri, "Create comfort conditions in building by using a hybrid passive cooling system," *Journal of Environmental Sciences and Technology*, Vol. 23, No. 4, pp. 157–172, 2021. (in Persian)
- [14] M. A. Bannoud, B. P. Gomes, M. C. D. S. Abdalla, M. V. Freire, K. Andreola, T. D. Martins, and M. B. Braga, "Mathematical modeling of drying kinetics of ground açai (*Euterpe oleracea*) kernel using artificial neural networks," *Chemical Papers*, Vol. 78, No. 2, pp. 1033–1054, 2024, DOI: [10.1007/s11696-023-03142-2](https://doi.org/10.1007/s11696-023-03142-2).
- [15] M. H. Shojaei, H. Morteza pour, K. Jafarinaeimi, and M. M. Maharlooei, "An estimation method for greenhouse temperature under the influence of evaporative cooling system," *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 7, No. 4, pp. 918–933, 2021, DOI: [10.18186/thermal.930907](https://doi.org/10.18186/thermal.930907). (in Persian)
- [16] Y. Li, X. You, Q. Qiu, and J. Li, "The study on the evaporation cooling efficiency and effectiveness of cooling tower of film type," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 1, pp. 53–59, 2011, DOI: [10.1016/j.enconman.2010.06.036](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.036).
- [17] M. N. Bahadori, A. Dehghani-Sani, and A. Sayigh, *Wind Towers: Architecture, Climate and Sustainability*. Cham, Switzerland: Springer, 2014, DOI: [10.1007/978-3-319-05876-4](https://doi.org/10.1007/978-3-319-05876-4). (in Persian)
- [18] B. Omid Kashani, "Increase of energy efficiency ratio of a direct evaporative cooler by dynamic behavior with energy and exergy analysis," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 236, No. 7, pp. 3818–3830, 2022, DOI: [10.1177/09544062211042051](https://doi.org/10.1177/09544062211042051). (in Persian)
- [19] A. Noroozi, *Augmenting Traditional Wind Catcher with Combined Evaporative Cooling System and Solar Chimney*. Ph.D. dissertation, National Technical University of Athens, Athens, Greece, 2020. (in Persian)
- [5] A. Q. Abdelhamid, A. M. Abd Elbasier, M. K. Zakaria, and H. A. Abdelhalim, "Water and carbon footprint for different technologies of HVAC systems (vapor compression and gas absorption)," *Egyptian Journal of Chemistry*, Vol. 68, No. 4, pp. 1–25, 2025, DOI: [10.21608/ejchem.2025.340946.10924](https://doi.org/10.21608/ejchem.2025.340946.10924).
- [6] M. Santin, D. Chinese, A. De Angelis, and M. Biberacher, "Feasibility limits of using low-grade industrial waste heat in symbiotic district heating and cooling networks," *Clean Technologies and Environmental Policy*, Vol. 22, No. 6, pp. 1339–1357, 2020, DOI: [10.1007/s10098-020-01875-2](https://doi.org/10.1007/s10098-020-01875-2).
- [7] B. Riangvilaikul and S. Kumar, "Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system," *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 11, pp. 2241–2250, 2010, DOI: [10.1016/j.enbuild.2010.07.020](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.020).
- [8] P. M. Cuce and S. Riffat, "A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, pp. 1240–1249, 2016, DOI: [10.1016/j.rser.2015.10.066](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.066).
- [9] Y. Zhang, H. Han, J. Li, Y. Zheng, C. Liu, Y. Liu, and D. Gao, "Experimental study on the performance of a novel data center air conditioner combining air cooling and evaporative cooling," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 170, pp. 98–112, 2025, DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2024.11.010](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.11.010).
- [10] S. M. R. Khani, M. Bahadori, and A. R. Dehghani-Sani, "Experimental investigation of a modular wind tower in hot and dry regions," *Energy for Sustainable Development*, Vol. 39, pp. 21–28, 2017, DOI: [10.1016/j.esd.2017.03.003](https://doi.org/10.1016/j.esd.2017.03.003). (in Persian)
- [11] A. A. Badran, "Performance of cool towers under various climates in Jordan," *Energy and Buildings*, Vol. 35, No. 10, pp. 1031–1035, 2003, DOI: [10.1016/S0378-7788\(03\)00067-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00067-7).
- [12] M. Jafarian and M. E. Kazemian, "The experimental investigation of performance of two-stage evaporative cooling system," *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 87, No. 49, pp. 51–60, 2019. (in Persian)