



Evaluation of Power Consumption and Virtual Water Use of Air-Cooled Chillers with Adiabatic Pre-Cooling in Three Representative Iranian Climates

Ali Saeedi^{*1} , Jamal Rokhsat²

1. Assistant professor, Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran
2. M.Sc, Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

Abstract

Air-cooled vapor-compression chillers are increasingly deployed because they are compact and easy to install, yet their efficiency lags behind water-cooled machines of comparable size. This study evaluates whether adiabatic pre-cooling of condenser-inlet air can offset that handicap while simultaneously curbing electricity use and the virtual water embodied in power generation. A first-principles thermodynamic model was formulated for a 1,403 kW (400 RT) Carrier 30XA-1352 chiller and validated against catalogue data. Hourly weather files for Mashhad, Tabriz, and Yazd drove year-long simulations. Pre-cooling lowered condenser air temperature, thereby boosting the annual coefficient of performance (COP) by 41 %, 36 %, and 47 % in Mashhad, Tabriz, and Yazd, respectively. Corresponding electricity savings reached 29 %, 26 %, and 32 %. Although the evaporative system consumed $5.9\text{--}11.1 \times 10^3 \text{ m}^3$ of water per year, the reduction in power demand trimmed virtual water withdrawals at power plants by $1.1\text{--}3.2 \times 10^3 \text{ m}^3$. Benefits were most pronounced in Yazd's hot-dry climate, highlighting the climate sensitivity of adiabatic pre-cooling effectiveness and offering a scalable, cost-effective retrofit option.

Keywords

Vapor-Compression Chiller
Adiabatic Pre-Cooling
Electricity Consumption
Virtual Water

Received: 13.05.2025

Revised: 03.06.2025

Accepted: 08.06.2025

*Corresponding Author

Ali Saeedi

Email

ali.saeedi@birjand.ac.ir

1 Introduction

Cooling under a warming planet is no longer a luxury—it is a survival imperative. As cities swell and heatwaves intensify, air-cooled chillers have become the workhorses of modern HVAC because they are compact, self-contained, and installation-friendly. Yet this convenience incurs a penalty: their electricity demand soars precisely when grids are strained, and every kilowatt-hour consumed embodies liters of “virtual” water evaporated in faraway power-plant cooling towers. Bridging the energy–water nexus for air-cooled chillers is therefore a strategic priority for sustainable urban infrastructure.

Researchers have pursued several technical pathways, with adiabatic pre-cooling emerging as the most promising retrofit. Early experiments by Kutscher & Costenaro [1] demonstrated up to a 50% capacity gain using simple spray or pad systems, while Yu & Chan's simulations predicted 5% COP increases and 14% compressor-power cuts [2]. Large-scale EnergyPlus studies later confirmed 25% annual electricity savings and 35% peak-load mitigation in arid U.S. climates [3]. Field trials from 2010-2025 consistently recorded COP improvements ranging from 10 to 55% and energy reductions of 11–58% [4-7]. Two main technologies dominate: wetted-media pads, effective but prone to

How to Cite this Article:

[1] A. Saeedi and J. Rokhsat, "Evaluation of power consumption and virtual water use of air-cooled chillers with adiabatic pre-cooling in three representative Iranian climates," *Journal of Science and Technology in Mechanical Engineering*, vol. 4, no. 1, pp. 147–164, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2025.523299.1129> (in Persian)



pressure losses, and high-pressure misters, which use barely 12% of a cooling-tower's water and require only marginal pumping energy [8].

Important gaps, however, still constrain deployment. First, most investigations evaluate electrical indicators alone and neglect the attendant saving in virtual water, leaving the full resource footprint unresolved. Second, the bulk of empirical data stems from U.S. or Asian test sites; Iran's wide humidity-temperature spectrum remains largely unmapped, even though its electricity mix is dominated by water-intensive thermal plants. Third, no accessible modelling platform can predict, in an integrated manner, the triad of COP, electricity, and virtual-water use for different Iranian climates, limiting evidence-based decision-making by engineers and policymakers. These omissions translate into unanswered research questions: How great is the simultaneous energy-and-water benefit of adiabatic pre-cooling in representative Iranian climates? Which climatic variables govern its effectiveness? Can a unified, spreadsheet-level tool deliver reliable predictions for design and retrofit?

The present study addresses these questions through a unified thermodynamic–simulation approach. A physics-based model is calibrated for a 1.4 MW Carrier 30XA chiller, embedding performance curves and evaporative-water balances, and then executed in Microsoft Excel for three archetypal Iranian climates—warm semi-arid, temperate semi-arid, and hot arid. The objectives are to quantify annual changes in COP, grid electricity, and virtual-water demand under adiabatic pre-cooling; to elucidate climate sensitivity; and to supply a transparent, user-friendly tool for practitioners. By delivering an integrated appraisal of energy and water metrics, the study aims to guide cost-effective retrofits that bolster both grid resilience and water stewardship across Iran's diverse climatic regions.

2 Research Methods

A physics-based Excel model quantifies how adiabatic pre-cooling of condenser air improves vapour-compression chiller performance. Full-load capacity and energy-input modifiers are derived from catalogue data through Eqs (1)–(2), while part-

load effects use PLR (Eq 3) and EIRFPLR (Eq 4) solved iteratively via Newton–Raphson.

$$CAPFT = a_0 + a_1 T_{chws} + a_2 T_{chws}^2 + a_3 T_{cdae} + a_4 T_{cdae}^2 + a_5 T_{chws} T_{cdae} \quad (1)$$

$$EIRFT = b_0 + b_1 T_{chws} + b_2 T_{chws}^2 + b_3 T_{cdae} + b_4 T_{cdae}^2 + b_5 T_{cdae} T_{chws} \quad (2)$$

$$PLR = \frac{Q_{cl}}{Q_{cl, rated} CAPFT} \quad (3)$$

$$IRFPLR = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 T_{cd} + C_4 T_{cd}^2 + C_5 PLR * T_{cd} \quad (4)$$

Table 1 shows that raising ambient temperature from 35°C to 51.6°C cuts cooling capacity 25% and COP 60%.

Table 1: Effect of Ambient Temperature on the Performance of Air-Cooled Chiller at Full Load and Evaporator Outlet Water Temperature of 6.67°C

Ambient Temperature (°C)	Cooling Capacity (Ton)	Power Consumption per Ton (kW/Ton)	% Change in Cooling Capacity	% Change in Chiller Efficiency
23.8	112.1	0.952	+15%	+20%
29.4	105.5	1.069	+8%	+11%
35.0	97.5	1.208	–	–
40.5	89.5	1.384	–8%	–15%
46.1	81.2	1.621	–17%	–35%
51.6	73.1	1.923	–25%	–60%

Evaporator load (Eq 5), condenser heat (Eq 6) and compressor plus fan power yield hourly COP (Eq 7).

$$Q_{cl} = m_w C_{p_w} (T_{chwr} - T_{chws}) \quad (5)$$

$$Q_{cl} = m_w C_{p_w} (T_{chwr} - T_{chws}) \quad (6)$$

$$COP = \frac{Q_{cl}}{P_{cc} + P_{cf}} \quad (7)$$

Water demand of the pad system follows Eq 9; avoided virtual-water is obtained by multiplying electricity savings by $7 \text{ m}^3 \text{ MWh}^{-1}$. All calculations run in VBA-driven Excel, with hourly climate files feeding automatic logs of power, COP and water use, enabling climate-sensitive optimisation of chiller operation.

$$C_w = \frac{m_e}{(T_1 - T_2)A_p} \tag{8}$$

3 Results

To validate the findings, the cooling capacity of the Carrier 30XA-1352 chiller was simulated for Bandar Abbas using one year of climatic data, and the results were compared with the manufacturer’s specifications. The close alignment and parallel trend between the calculated COP and Carrier’s reference data confirm the model’s accuracy and reliability in representing the chiller’s real performance.

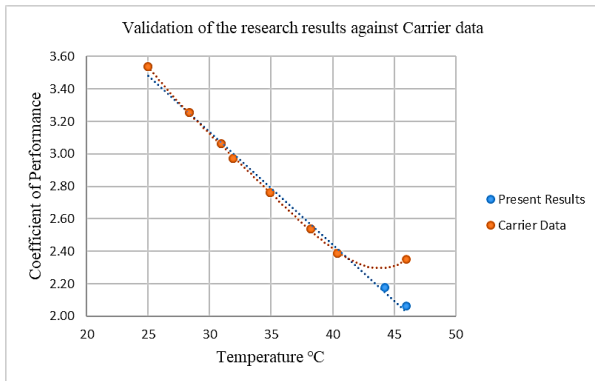


Figure 1: Validation of the calculated variations in chiller coefficient of performance with ambient temperature changes

Modeling results, also, indicate that maintaining the condenser-inlet air temperature at $25 \text{ }^\circ\text{C}$ curbs the 33 % COP drop, sustains cooling capacity, and reduces yearly electrical demand significantly. Accordingly, the cities of Mashhad, Tabriz, and Yazd were selected as representative case studies for evaluating the adiabatic pre-cooling system applied to air-cooled chillers in Iran

3.1 Examination of the operating conditions of the 400-ton air-cooled chiller in Mashhad

Climatic analysis indicates that Mashhad’s air-cooled 400-RT chiller operates 2,304 annual hours above $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Figure 2 reveals that, for every

dry-bulb temperature and accompanying relative humidity, adiabatic pre-cooling elevates the coefficient of performance (COP), with advantages increasing as ambient heat rises. Numerical modeling quantified key metrics for baseline and retrofitted modes. Results show the pre-cooler raises the average annual COP by 41 %, lowers compressor–fan electricity use by 29 %, and incurs a modest make-up-water requirement, confirming notable energy-water benefits for the system.

3.2 Examination of the operating conditions of the 400-ton air-cooled chiller in Tabriz

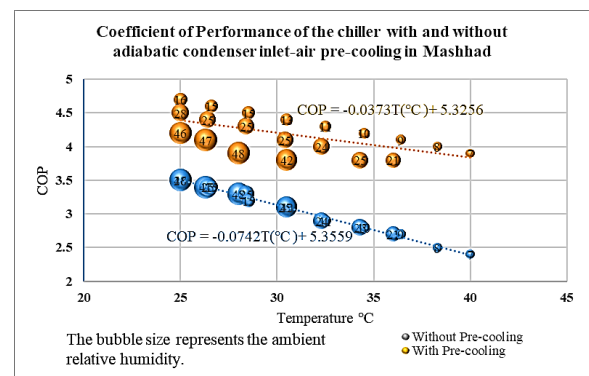


Figure 2: Variation of the Carrier 400 ton air cooled chiller’s coefficient of performance versus ambient dry bulb temperature in Mashhad

Figure 3 demonstrates that adiabatic pre-cooling markedly improves a 400-ton air-cooled chiller’s efficiency in Tabriz. Bubble-sized humidity markers show that the retrofitted unit (orange line) sustains a higher coefficient of performance (COP) and flattens the temperature-related decline seen in baseline operation (blue line). Annual simulations indicate a 36 % rise in average COP and a 26 % cut in compressor-fan electricity use. Although the system consumes about $4,047 \text{ m}^3 \text{ yr}^{-1}$ of make-up water, reduced grid demand yields net virtual-water savings exceeding $1,130 \text{ m}^3$ annually.

3.3 Examination of the operating conditions of the 400-ton air-cooled chiller in Yazd

In Yazd the 400-ton air-cooled chiller faces 3,758 annual hours above $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Baseline data show its COP slipping from 3.54 at $25 \text{ }^\circ\text{C}$ to just 2.29 at $42.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (-35 %). Adding an adiabatic condenser pre-cooler reverses that trend: efficiency rises to 3.90 at the same maximum temperature, a 70 % improvement, and flattens the entire

temperature-COP curve. Year-long simulations indicate a 47% boost in mean COP, a 32% reduction in compressor-fan electricity, and evaporative make-up water demand of about 11,074 m³ per year overall.

4 Conclusion

An integrated thermodynamic model—validated with Carrier 30XA-1352 data—was applied to a 400-RT air-cooled chiller in three Iranian climates. Adding adiabatic pre-cooling to the condenser air raised the mean annual COP by 41% (Mashhad),

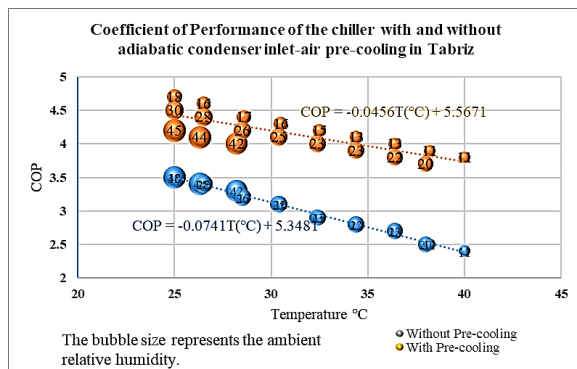


Figure 3: Variation of the Carrier 400 ton air cooled chiller's coefficient of performance versus ambient dry bulb temperature in Tabriz

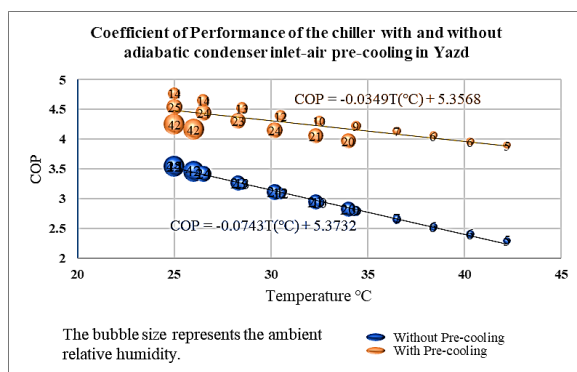


Figure 4: Variation of the Carrier 400 ton air cooled chiller's coefficient of performance versus ambient dry bulb temperature in Yazd

36% (Tabriz) and 47% (Yazd), while cutting electricity use by 29%, 26% and 32%, respectively. The strategy requires 5.9, 4.0 and 11.1 × 10³ m³ yr⁻¹ of evaporative water—offset partially through condensate recovery—and saves 1.1–3.2 × 10³ m³ yr⁻¹ of virtual water at power plants. The results confirm adiabatic pre-cooling as a practical, cost-effective means to improve both energy efficiency and water sustainability for air-cooled chillers in arid, high-demand regions.

5- References

- [1] C. Kutscher and D. Costenaro, *Assessment of evaporative cooling enhancement methods for air-cooled geothermal power plants*. National Renewable Energy Lab. Golden, CO (US), 2002.
- [2] F. W. Yu and K. T. Chan, "Application of direct evaporative coolers for improving the energy efficiency of air-cooled chillers," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 127, no. 3, pp. 430–433, 2005, doi: [10.1115/1.1866144](https://doi.org/10.1115/1.1866144).
- [3] B. Shen, M. R. Ally, C. K. Rice, and W. C. Craddick, *Direct evaporative precooling model and analysis: development and simulations of an improved algorithm for import into EnergyPlus and applications to commercial buildings in the United States*. Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), 2010.
- [4] E. Hajidavalloo and H. Eghtedari, "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 982–988, 2010, doi: [10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001).
- [5] K. Harby, D. R. Gebaly, N. S. Koura, and M. S. Hassan, "Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: an overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, pp. 347–360, 2016, doi: [10.1016/j.rser.2015.12.313](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.313).
- [6] H. Yang, L. Rong, X. Liu, L. Liu, M. Fan, and N. Pei, "Experimental research on spray evaporative cooling system applied to air-cooled chiller condenser," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 906–913, 2020, doi: [10.1016/j.egy.2020.04.001](https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.04.001).
- [7] F. Ahmed, A. Ramana, and K. Jayakumar, "Experimental study on adiabatic pre-cooling systems for air cooled condensers in hot and humid climates," *Scientific Reports*, vol. 15, no. 1, p. 4933, 2025, doi: [10.1038/s41598-024-82863-0](https://doi.org/10.1038/s41598-024-82863-0).
- [8] F. W. Yu *et al.* "Evaporative cooling technologies for air-cooled chillers for building energy performance improvement," *Advances in Building Energy Research*, vol. 10, no. 1, pp. 10–19, 2016, doi: [10.1080/17512549.2015.1040070](https://doi.org/10.1080/17512549.2015.1040070)



ارزیابی مصرف برق و آب مجازی چیلرهای هواخنک با پیش‌سرمایش آدیاباتیک در سه اقلیم شاخص ایران

علی سعیدی^{*۱}، جمال رخصت^۲

۱- استادیار، پردیس مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

۲- کارشناسی ارشد، پردیس مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

چکیده

با توجه به افزایش روزافزون استفاده از چیلرهای تراکمی هواخنک و راندمان سرمایی پایین‌تر آن‌ها نسبت به نمونه‌های آب‌خنک هم‌ظرفیت، این مطالعه به بررسی تأثیر کاهش دمای هوای ورودی به کندانسور از طریق سامانه پیش‌سرمایش آدیاباتیک به‌طور هم‌زمان بر بازده سرمایی، مصرف برق و مصرف آب مجازی چیلرهای هواخنک می‌پردازد. برای تحلیل و ارزیابی یک مدل ریاضی مبتنی بر روابط ترمودینامیکی و انتقال حرارت تدوین شد که در آن پارامترهای کلیدی مورد شبیه‌سازی قرار گرفت. شبیه‌سازی‌ها بر روی چیلر تراکمی هواخنک مدل 30XA-1352 Carrier با ظرفیت سرمایی ۱۴۰۳ کیلووات (معادل ۴۰۰ تن تبرید) انجام شد. نتایج شبیه‌سازی در اقلیم سه شهر مشهد، تبریز و یزد برای دوره یک‌ساله جمع‌آوری و شاخص‌های ضریب عملکرد (COP)، مصرف برق و مصرف آب مجازی ارزیابی شد. در شهر مشهد میانگین کاهش مصرف برق سالانه معادل ۲۹٪ و افزایش COP برابر ۴۱٪ همراه با صرفه‌جویی ۱۶۶۵ مترمکعب آب مجازی به‌دست آمد. در تبریز کاهش مصرف برق ۲۶٪، افزایش COP ۳۶٪ و صرفه‌جویی ۱۱۳۰ مترمکعب آب مجازی مشاهده شد. برای یزد به ترتیب ۳۲٪ کاهش مصرف برق، ۴۷٪ افزایش COP و ۳۲۰۰ مترمکعب صرفه‌جویی آب مجازی محاسبه شد. همچنین نتایج نشان می‌دهد در اقلیم یزد اثر پیش‌سرمایش هوای ورودی بیشتر از سایر شهرها است. این نتایج حاکی است که به‌کارگیری سامانه پیش‌سرمایش آدیاباتیک در چیلرهای تراکمی هواخنک، به‌طور قابل‌توجهی کارایی سرمایی را ارتقا داده و مصرف انرژی الکتریکی و آب مجازی را در اقلیم‌های مختلف کاهش می‌دهد.

کلمات کلیدی

چیلر تراکمی
پیش‌سرمایش آدیاباتیک
مصرف برق
آب مجازی

دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۰۲/۲۳

بازنگری مقاله: ۱۴۰۴/۰۳/۱۳

پذیرش مقاله: ۱۴۰۴/۰۳/۱۸

*نویسنده مسئول

علی سعیدی

ایمیل

ali.saeedi@birjand.ac.ir

۱- مقدمه

روش‌های متعددی مانند استفاده از سطوح انتقال حرارت با هندسه بهینه، سامانه‌های خنک‌کننده مکانیکی دو مرحله‌ای و پیش‌سرمایش تبخیری برای بهبود کارایی چیلرهای هواخنک مطرح شده‌اند که در میان آن‌ها، پیش‌سرمایش آدیاباتیک به دلیل سهولت نصب، کاهش قابل‌توجه دمای هوای ورودی و مصرف آب بهینه، از جایگاه ویژه‌ای برخوردار است. پژوهشگران مختلف با به‌کارگیری رویکردهای آزمایشگاهی، عددی و میدانی، اثربخشی پیش‌سرمایش آدیاباتیک هوای ورودی به چیلرهای هواخنک را در بهبود کارایی سرمایش و کاهش مصرف انرژی و منابع آبی بررسی کرده‌اند.

تولید سرمایش در صنعت و تهویه مطبوع یکی از نیازهای اساسی است و با گسترش شهرنشینی و تشدید پدیده گرمایش جهانی، اهمیت آن بیش از پیش محسوس می‌شود. چیلرهای تراکمی هواخنک به دلیل سهولت نصب و بهره‌برداری، جایگاه ویژه‌ای در سیستم‌های سرمایشی یافته‌اند؛ اما مصرف انرژی بالاتر این تجهیزات نسبت به نمونه‌های آب‌خنک، به‌ویژه در ساعات پیک دمایی و مصرف برق، منجر به هزینه‌های قابل‌توجه و بار مضاعف بر شبکه توزیع می‌شود. از سوی دیگر، مصرف برق چیلرهای هواخنک به‌صورت غیرمستقیم با مصرف آب مجازی در نیروگاه‌ها نیز همراه است.

How to Cite this Article:

[1] A. Saeedi and J. Rokhsat, "Evaluation of power consumption and virtual water use of air-cooled chillers with adiabatic pre-cooling in three representative Iranian climates," *Journal of Science and Technology in Mechanical Engineering*, vol. 4, no. 1, pp. 147-164, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2025.523299.1129> (in Persian)



را تا حدود ۵۱٪ افزایش دهد، اما به دلیل افت فشار و الزامات سازه‌ای با محدودیت کاربرد روبه‌رو است. در مقابل، مه‌پاش پرفشار با مصرف آبی معادل تقریباً ۱۲٪ برج خنک‌کن و توان پمپ ناچیز (۸٪) توان فن‌ها) بدون ایجاد افت فشار محسوس، دمای هوای ورودی را تا نزدیکی دمای حباب‌تر کاهش می‌دهد و در اقلیم‌های گرم مزیت بیشتری دارد [۹]. کابیل و همکاران در سال ۲۰۱۷، با مه‌پاش آب سرد در ورودی، دمای هوا را $4/9^{\circ}\text{C}$ پایین آوردند [۱۰]؛ نتیجه آن افزایش COP به میزان ۱۸/۶٪ و اثربخشی حرارتی ۰/۹۱ بود. ایدان و همکاران در سال ۲۰۱۷، در اقلیم فوق گرم (55°C) نشان دادند پیش‌سرمایش تبخیری مستقیم ظرفیت سرمایش را ۵-۷/۵٪ افزایش و جریان برق کمپرسور را به ازای هر درجه افت دما ۰/۱۶-۰/۱۲ آمپر کاهش می‌دهد و همچنین از توقف کمپرسور در دماهای حاد جلوگیری شد [۱۱]. هاربی و امری در سال ۲۰۱۹، اثر ضخامت پد سلولزی را در اقلیم‌های گوناگون بررسی کردند [۱۲]؛ در ضخامت ۵۰mm مصرف برق ۱۵٪ کاهش و ۴۵٪ COP افزایش یافت، همچنین تأکید شد که افزایش بیش از حد ضخامت موجب تبخیر اضافی و افت فشار می‌شود.

ازگلی و سیدی‌نیاکی در سال ۲۰۲۰، عملکرد یک کولر گازی اسپلیت مجهز به لایه تبخیری قبل از را به طور تجربی ارزیابی کرده و کاهش متوسط ۱۲٪ در مصرف برق و افزایش ۱۵٪ در COP را گزارش کردند [۱۳]. خلأ این تحقیق، عدم گسترش شبیه‌سازی به اقلیم‌های گرم و مرطوب متنوع بود. یانگ و همکاران در سال ۲۰۲۰، با مه‌پاش مستقیم روی چیلر هواخنک در اقلیم زیرگرمسیری نشان دادند دمای ورودی 9°C افت و COP سالانه ۹/۳٪ بهبود می‌یابد [۱۴]. رمضان و همکاران در سال ۲۰۲۱ بازیافت آب تقطیرشده اواپراتور را به پد آدیاباتیک رساندند [۱۵]؛ بدون آب خارجی، ظرفیت سرمایش ۱۹٪ افزایش و مصرف برق ۱۳٪ کاهش یافت؛ به تبع آن EER ۳۶٪ رشد کرد و ایده مصرف آب افزوده صفر مطرح شد. احمد و همکاران در سال ۲۰۲۵، سه پیکربندی پیش‌سرمایش (پد سلولزی، مه‌پاش فراصوت^۲ و ترکیبی) را در اقلیم بسیار گرم و مرطوب هند ارزیابی کردند [۱۶]؛ روش ترکیبی بهترین نتیجه را داشت؛ صرفه‌جویی برق ۳۹/۲٪، افزایش COP از ۲/۸ به ۵/۰ و کاهش دمای ورودی 2°C بدون مصرف آب اضافی (استفاده از آب تقطیرشده) گزارش شد. این پژوهش کارآمدی راهکارهای هیبریدی کم‌مصرف آب را تثبیت کرد. افزون بر این، وحیدی‌فر و همکاران در سال ۲۰۲۴، یک سیستم سرمایش ساختمانی مبتنی بر سیکل تراکمی را به‌صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی

کوچر و کاستنارو در سال ۲۰۰۲ چهار روش پیش‌سرمایش تبخیری (افشانک، پد سلولزی، پاشش مستقیم و ترکیبی) را در نمونه یک نیروگاه زمین‌گرمایی آزمایش کردند و تا ۵۰٪ افزایش توان تولیدی مشاهده نمودند [۱]؛ اما آن‌ها به آب مجازی و تغییرات فصلی عملکرد توجه نکردند. یو و چان در سال ۲۰۰۵ با شبیه‌سازی ریاضی نشان دادند افزودن سرمایش تبخیری مستقیم به چیلر هواخنک دمای چگالش را ۲-۶ درجه سانتی‌گراد کاهش داده و در نتیجه توان مصرفی کمپرسور تا ۱۴/۴٪ کاهش و ضریب عملکرد (COP^۱) حداکثر ۴/۶٪ افزایش می‌یابد [۲]. گزارش فنی در سال ۲۰۱۰، ۱۶ اقلیم آب و هوایی آمریکا را با نرم‌افزار انرژی پلاس شبیه‌سازی کرد و در مناطق گرم و خشک تا ۲۵٪ صرفه‌جویی سالانه و در پیک مصرف تا ۳۵٪ پیک زایی مشاهده شد [۳]. این پژوهش، اما به مدل‌سازی مصرف آب مجازی توجه نکرد و به تحلیل صرف انرژی محدود ماند. این مطالعه امکان‌پذیری فنی روش را تثبیت کرد. حاجی دولو و اقتداری در سال ۲۰۱۰ در یک آزمایش میدانی، از پاشش مستقیم آب بر کویل استفاده کردند و نشان دادند ظرفیت تبرید ۱۳٪ و COP ۵۵٪ افزایش می‌یابد [۴]، درحالی‌که مصرف برق کمپرسور حدود ۲۰٪ کاهش می‌یابد؛ اما به آب مجازی نپرداختند. ول و فورچوناتو در سال ۲۰۱۳ با استفاده از مدل‌های چندمتغیره و نرم‌افزار انرژی پلاس، تأثیر پیش‌سرمایش را بر پکیج‌های پشت‌بامی بررسی کردند و کاهش مصرف انرژی سالانه تا ۲۲٪ را گزارش کردند [۵]، اما بررسی آب مجازی نیروگاه به‌دلیل کاهش مصرف برق را نادیده گرفتند. پارکر و همکاران در سال ۲۰۱۴ ترکیب پیش‌سرمایش تبخیری و اصلاح فن یک سیستم خانگی را ارزیابی کردند و افزایش نسبت بازده انرژی (EER) بین ۱۵-۴۱٪ را نشان دادند [۶]. هاربی و همکاران در سال ۲۰۱۶ در یک مرور، گزارش کردند جایگزینی خشک با تبخیری می‌تواند مصرف برق را تا ۵۸٪ کاهش و COP را تا ۱۱۳٪ افزایش دهد [۷]؛ آن‌ها لزوم توجه به توازن مصرف آب تبخیری و آب مجازی را برجسته ساختند. مارتینز و همکاران در سال ۲۰۱۶، با آزمون تجربی کولرگازی R407C نشان دادند ضخامت پد تبخیری ۱۰۰mm بهینه است [۸]؛ در این حالت ۱۰/۶٪ COP افزایش و توان کمپرسور ۱۱/۴٪ کاهش یافت؛ در این تحقیق معیار معتبری برای طراحی پد ارائه شد. بررسی مروری یو و همکاران در سال ۲۰۱۶ نشان می‌دهد که دو فناوری اصلی برای پیش‌سرمایش تبخیری چیلرهای هواخنک عبارت‌اند: از مدیاهای اشباع‌شونده و سامانه‌های مه‌پاش پرفشار؛ اولی می‌تواند ضریب عملکرد

^۲ Ultrasonic^۱ Coefficient of Performance

اوپراتور معادل ۶/۶۷ درجه سلسیوس) نمایش داده است. چنانکه مشاهده می‌شود، با افزایش دما از ۳۵ به ۴۰/۵ درجه سلسیوس نسبت توان الکتریکی مصرفی برای تولید هر تن سرمایش سرمایش، از ۱/۲۰۸ به ۱/۳۸۴ افزایش داشته است و در این شرایط توان سرمایش تولیدی ۸٪ و کارایی چیلر ۱۵٪ کاهش داشته است. در جهت مقابل با کاهش دما از ۳۵ به ۲۹/۴ درجه سلسیوس، میزان برق مصرفی از ۱/۲۰۸ به ۱/۰۶۹ کاهش داشته و توان سرمایش تولیدی ۸٪ و کارایی چیلر ۱۱٪ افزایش دارد. چنانکه مشاهده می‌شود با افزایش دمای محیط تا ۵۰/۶ درجه سلسیوس، در مقایسه با شرایط استاندارد طراحی دستگاه، توان سرمایی چیلر تا ۲۵٪ و کارایی چیلر تا ۶۰٪ کاهش داشته است.

جدول ۱: تأثیر دمای محیط بر عملکرد چیلر هواخنک در شرایط بار کامل و دمای آب خروجی اوپراتور معادل ۶/۶۷ درجه سلسیوس [۱۸]

درجه سلسیوس	تن سرمایش	برق مصرفی		درصد تغییرات توان سرمایی	درصد تغییرات کارایی چیلر
		توان سرمایش تولیدی	بازاء سرمایش		
۲۳/۸	۱۱۲/۱	۰/۹۵۲	۰/۹۵۲	+۱۵	+۲۰
۲۹/۴	۱۰۵/۵	۱/۰۶۹	۱/۰۶۹	+۸	+۱۱
۳۵	۹۷/۵	۱/۲۰۸	۱/۲۰۸	-	-
۴۰/۵	۸۹/۵	۱/۳۸۴	۱/۳۸۴	-۸	-۱۵
۴۶/۱	۸۱/۲	۱/۶۲۱	۱/۶۲۱	-۱۷	-۳۵
۵۱/۶	۷۳/۱	۱/۹۲۳	۱/۹۲۳	-۲۵	-۶۰

۲-۲- مدل سازی چیلر

برای محاسبه ظرفیت سرمایی چیلر در بار کامل با وابستگی به دمای محیط و دمای آب در گردش در مدار سرمایش (خروجی اوپراتور) می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [۱۹]:

$$CAPFT = a_0 + a_1 T_{chws} + a_2 T_{chws}^2 + a_3 T_{cdae} + a_4 T_{cdae}^2 + a_5 T_{chws} T_{cdae} \quad (1)$$

در این رابطه $CAPFT^1$ نمایشگر ضریب اصلاح ظرفیت سرمایش تولیدی چیلر در بار کامل، T_{chws} دمای آب خروجی از اوپراتور چیلر و T_{cdae} دمای هوای ورودی به چیلر برحسب درجه سلسیوس می‌باشد. ضرایب مجهول a_0 تا a_5 با استفاده از اطلاعات کارکرد میدانی چیلر و بکارگیری روش میان‌یابی مشخص خواهد شد.

کردند و گزارش دادند مصرف انرژی در مقایسه با اسپلیت متداول ۶/۷٪ کاهش می‌یابد و توزیع دما در فضای داخلی یکنواخت‌تر می‌شود [۱۷]. با وجود شواهد تجربی و عددی گسترده‌ای که کارآمدی پیش‌سرمایش آدیباتیک را در کاهش ۱۲ تا ۵۸ درصدی مصرف برق و افزایش ضریب عملکرد تا ۱۱۳ درصد برای چیلرهای هواخنک نشان می‌دهد، مواردی کمتر مورد توجه بوده که بسیار مهم و اثربخش هستند. برخی از این موارد را می‌توان به این شرح ارائه نمود: نخست، اغلب پژوهش‌ها صرفاً شاخص‌های الکتریکی را ارزیابی کرده و اثر کاهش توان مصرفی بر صرفه‌جویی آب مجازی نیروگاهی را کمی‌سازی نکرده‌اند؛ دوم داده‌های میدانی و شبیه‌سازی‌ها عموماً به اقلیم‌های خاص محدود بوده و تنوع رطوبت و دمای شهرهای ایران نادیده مانده است؛ سوم، مدل یکپارچه و ابزار نرم‌افزاری که بتواند سه شاخص ضریب عملکرد، مصرف برق و آب مجازی را به‌صورت همزمان و در اقلیم‌های گوناگون تحلیل کند. پژوهش حاضر با توسعه یک مدل ریاضی شبیه‌سازی یکپارچه و طراحی سامانه پیش‌سرمایش آدیباتیک تلاش می‌کند این شکاف‌ها را در سه اقلیم شاخص ایران رفع کند و نتایج کاربردی برای بهینه‌سازی هم‌زمان انرژی و منابع آبی چیلرهای هواخنک ارائه دهد.

۲- مساله، مدل‌سازی و روش حل

۲-۱- چرخه تبرید تراکمی و اثر دمای بر آن

چرخه تبرید تراکمی شامل چهار بخش اوپراتور، کمپرسور، کندانسور و شیر انبساط است. مبرد ابتدا در اوپراتور تبخیر می‌شود و گرمای نهان تبخیر را از محیط جذب می‌کند؛ سپس با مصرف توان الکتریکی در کمپرسور به فشار و دمای بالاتر می‌رسد و به‌صورت گاز داغ پرفشار وارد می‌شود تا در فشار ثابت به مایع پرفشار تبدیل گردد. در نهایت، مایع پرفشار در شیر انبساط دچار افت فشار آنتالپی ثابت می‌شود و به‌صورت مایع کم‌فشار مناسب، دوباره به اوپراتور بازمی‌گردد تا چرخه تکرار شود. با نصب سطوح تبخیری در مسیر هوای ورودی می‌توان به‌وسیله تبخیر آب و جذب گرمای نهان، دمای هوای ورودی را در یک فرایند شبه‌آدیباتیک به‌طور مؤثر کاهش داد و بدین‌وسیله کارایی چرخه و مصرف برق چیلر را بهبود بخشید.

جدول ۱ اثر تغییرات دمای محیط بر مصرف برق، توان سرمایش تولیدی و کارایی چیلر در مقایسه با دمای طراحی در شرایط استاندارد (دمای محیط ۳۵ درجه سلسیوس، بار کامل، دمای آب خروجی از

¹ Cooling Capacity Function of Temperature

درجه سلسیوس است. مقدار T_{cd} مجهول است و در هر تکرار برای محاسبه باید با حل عددی معادله تعیین شود، معمولاً حدس اولیه برای این مقدار ۵۰ درجه سلسیوس است.

با مشخص شدن ظرفیت سرمایی چیلر در بار کامل، راندمان چیلر در بار کامل و راندمان چیلر در بار جزئی و همچنین مقدار توان مصرفی نامی کمپرسور چیلر (از اطلاعات سازنده دستگاه) امکان محاسبه توان الکتریکی مصرفی کمپرسور از رابطه (۵) به شرح ذیل وجود دارد [۱۹]:

$$P_{cc} = P_{cc,rated} CAPFT EIRFT EIRFPLR \quad (5)$$

در این رابطه، P_{cc} توان الکتریکی مصرفی کمپرسور چیلر بر حسب کیلووات، $P_{cc,rated}$ توان الکتریکی نامی کمپرسور چیلر بر حسب کیلووات، $CAPFT$ ضریب اصلاح توان سرمایش تولیدی چیلر، $EIRFT$ ضریب اصلاح کارایی کمپرسور چیلر در بار کامل و $EIRFPLR$ ضریب اصلاح کارایی کمپرسور چیلر در بار جزئی می‌باشد.

با مشخص شدن توان مصرفی کمپرسور از رابطه (۵) و دریافت اطلاعات توان مصرفی فن‌های از شرکت سازنده، امکان محاسبه COP چیلر از رابطه زیر فراهم است [۱۹]:

$$COP = \frac{Q_{cl}}{P_{cc} + P_{cf}} \quad (6)$$

برای محاسبه توان برودتی در اواپراتور با مشخص شدن دبی آب در گردش و دمای آب ورودی و خروجی می‌توان از رابطه (۷) استفاده نمود [۲۰]. البته عموماً در سامانه‌های تهویه مطبوع دمای آب خروجی از اواپراتور ۷ درجه سلسیوس و دمای آب ورودی به اواپراتور ۱۲ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود.

$$Q_{cl} = m_w C_{pw} (T_{chwr} - T_{chws}) \quad (7)$$

در این رابطه، Q_{cl} توان برودتی تولیدی در اواپراتور چیلر، m_w دبی آب در گردش در سامانه سرمایش موردنظر، C_{pw} ظرفیت گرمایی ویژه آب، T_{chwr} دمای آب برگشتی از سامانه سرمایش به اواپراتور و T_{chws} دمای آب خروجی از اواپراتور به سمت مصرف‌کننده می‌باشد. برای محاسبه گرمای بایستی مجموع توان برودتی در اواپراتور با توان

رابطه مشابهی برای ایجاد ارتباط ریاضی بین ضریب کارایی کمپرسور چیلر و تغییرات دمای محیط و دمای آب خروجی از اواپراتور، وجود دارد که از آن برای اصلاح مقدار کارایی در دماهای مختلف استفاده می‌کنیم. برای تعیین ضریب اصلاح کارایی کمپرسور چیلر از رابطه (۲) استفاده می‌شود [۱۹]:

$$EIRFT = b_0 + b_1 T_{chws} + b_2 T_{chws}^2 + b_3 T_{cdae} + b_4 T_{cdae}^2 + b_5 T_{cdae} T_{chws} \quad (2)$$

در این رابطه $EIRFT^1$ نمایشگر ضریب اصلاح کارایی کمپرسور چیلر در بار کامل در رابطه با تغییرات دمای آب خروجی از اواپراتور چیلر T_{chws} و دمای هوای ورودی به چیلر T_{cdae} بر حسب درجه سلسیوس می‌باشد.

چیلرها در شرایط واقعی کارکرد، دائماً در وضعیت بار کامل کار نخواهند کرد، بایستی رابطه‌ای برای وضعیت کارکرد چیلر در بار جزئی وجود داشته باشد، با توجه به اینکه ظرفیت سرمایی و راندمان چیلر در بار کامل از روابط (۱) و (۲) محاسبه می‌شود. با محاسبه نسبت بار جزئی چیلر می‌توان این مقادیر را برای بارهای جزئی نیز محاسبه نمود. برای این منظور پارامتری به‌عنوان نسبت بار جزئی تعریف می‌شود. نسبت بار جزئی از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۹]:

$$PLR = \frac{Q_{cl}}{Q_{cl,rated} CAPFT} \quad (3)$$

در این رابطه PLR^2 معرف نسبت بار جزئی چیلر، Q_{cl} بار برودتی (گرمای اواپراتور) بر حسب کیلووات و $Q_{cl,rated}$ توان سرمایی نامی چیلر بر حسب کیلووات است. به‌طورمعمول، تغییر نیاز سرمایشی مصرف‌کننده توان سرمایی، با دمای محیط رابطه دارد، بنابراین با مشخص شدن نسبت بار جزئی چیلر از رابطه (۳) و تلفیق بار جزئی با دمای، در رابطه (۴) امکان محاسبه ضریب اصلاح راندمان چیلر در بارهای جزئی به شرح ذیل وجود دارد [۱۹]:

$$EIRFPLR = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 T_{cd} + C_4 T_{cd}^2 + C_5 PLR * T_{cd} \quad (4)$$

در این رابطه، $EIRFPLR^3$ معرف ضریب اصلاح راندمان چیلر در بار جزئی، PLR معرف نسبت بار جزئی، T_{cd} دمای چیلر بر حسب

³ Electric Input to Cooling Output Ratio Function of Part Load Ratio

⁴ Power Consumption of Compressor

¹ Electric Input to cooling output Ratio Function of Temperature

² Part Load Ratio

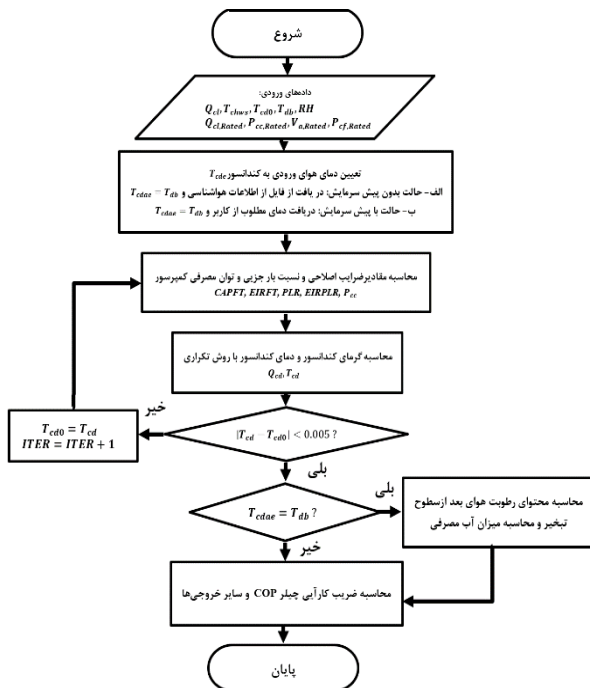
قبل و بعد از سطوح تبخیر است. برای محاسبه m_e ، باید اختلاف میزان بخار آب موجود در هوا قبل و بعد از سطوح تبخیر به دست آید.

۲-۴- میزان صرفه‌جویی آب مجازی

با مشخص شدن میزان صرفه‌جویی برق مصرفی و توجه به میزان مصرف آب در نیروگاه برای هر کیلووات ساعت برق تولیدی می‌توان نسبت به محاسبه میزان صرفه‌جویی آب مجازی اقدام نمود. به‌عنوان یک شاخص معتبر برای این مقدار، بر اساس پژوهش مورد مطالعه در مرجع [۲۲]، برای تولید هر مگاوات برق در نیروگاه به مصرف حداقل ۷ مترمکعب می‌توان اشاره نمود.

۲-۵- روندنمای حل مسئله

روش کلی حل مسئله در نمودار شکل ۱ نمایش داده شده است. تمام معادلات (۱) تا (۹) در محیط اکسل پیاده‌سازی شده‌اند. ضرایب منحنی‌های CAPFT و EIRFT با استفاده از قابلیت حلگر و میان‌یابی چندمتغیره از داده‌های کاتالوگ چیلر استخراج گردید. حل همزمان دما و نسبت بار جزیی با روش تکراری نیوتن-رافسون در VBA اجرا شد (معیار همگرایی ۴-۱۰). فایل‌های اقلیمی ساعتی مستقیماً در کاربرگ‌های اکسل بارگذاری و شاخص‌های توان، ضریب عملکرد و مصرف آب پس از هر تکرار در برگه نتایج ذخیره شدند.



شکل ۱: روند نمای حل مسئله

مصرفی در کمپرسور تجمیع شود که از رابطه (۸) قابل استحصال است [۲۰]:

$$Q_{cd} = Q_{cl} + P_{cc} \quad (۸)$$

در این رابطه Q_{cd} گرمای، Q_{cl} گرمای جذب شده توسط اواپراتور و P_{cc} کار کمپرسور دستگاه است.

۲-۳- محاسبه میزان آب مصرفی سامانه پیش‌سرمایش

برای محاسبه میزان آب مصرفی سامانه پیش‌سرمایش تبخیری هوای ورودی به بایستی چندین عامل تأثیرگذار مشخص شود از جمله:

۱- دمای حباب خشک محیط برای مقایسه با دمای مطلوب جهت کارکرد چیلر در شرایط طراحی که در این پژوهش ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. در واقع با مشخص شدن دمای حباب خشک محیط و مقایسه آن با دمای مطلوب امکان محاسبه میزان افت دمای لازم وجود دارد.

۲- دمای حباب تر و رطوبت نسبی محیط که مبنای محاسبه میزان تبخیر و راندمان تبخیر است.

۳- برای محاسبه سرعت عبور هوای عبوری از سطوح تبخیر، سطح مقطع پدهای تبخیری، که در معرض عبور هوای ورودی به قرار دارد باید مشخص باشد که با توجه به اطلاعات ابعادی دستگاه قابل محاسبه است و به‌عنوان یکی از ورودی‌ها باید توسط کاربر وارد نرم‌افزار شود.

۴- با مشخص بودن دبی هوای فن‌های و سطح پدهای تبخیری امکان محاسبه سرعت عبور هوا از روی پدها فراهم می‌شود. در مورد دبی فن‌ها، از اطلاعات شرکت سازنده و یا با برداشت میدانی توسط دبی سنج می‌توان اقدام کرد، در شرایطی که هیچ‌کدام از موارد مذکور عملی نباشد به‌طور متوسط برای هر کیلووات توان سرمایی چیلر معادل ۴۰۲ متر مکعب در ساعت به‌عنوان مجموع دبی هوای فن‌ها در نظر گرفته خواهد شد.

برای محاسبه میزان آب مصرفی سامانه تبخیری از رابطه (۹) استفاده می‌شود [۲۱]:

$$C_w = \frac{m_e}{(T_1 - T_2)A_p} \quad (۹)$$

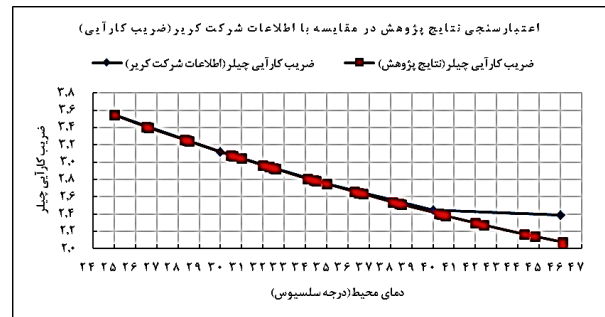
در این رابطه C_w مقدار آب مصرفی در هر ساعت بازاء واحد سطح و برای هر درجه سلسیوس افت دمای هوا، برحسب کیلوگرم بر ساعت در مترمربع درجه سلسیوس است، m_e میزان تبخیر آب در هر ساعت، A_p مساحت سطح عبور هوا، T_1 و T_2 به ترتیب دمای حباب خشک هوا

۳- نتایج و بحث

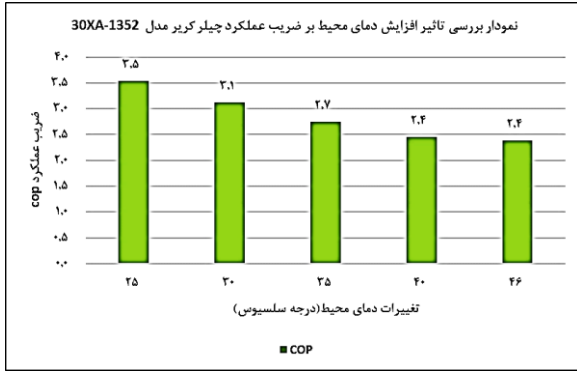
۳-۱- اعتبار سنجی

به منظور اعتبارسنجی یافته‌های این پژوهش، ظرفیت سرمایی چیلر مدل 30XA-1352 Carrier برای اقلیم بندرعباس بر اساس داده‌های آب‌وهوای یک‌ساله منطقه شبیه‌سازی شد و خروجی‌های به‌دست‌آمده با مقادیر رسمی اعلام‌شده از سوی سازنده تطبیق داده شد. در فایل محاسباتی، شرایط اقلیمی بارگذاری و تحلیل‌های مربوط به تصحیح ظرفیت سرمایی، ضریب کارایی و توان الکتریکی چیلر در دو حالت فاقد سامانه پیش‌سرمایش و مجهز به سامانه پیش‌سرمایش هوای ورودی انجام شد. سپس بخشی از نتایج در بازه‌ای که اطلاعات سازنده در دسترس بود استخراج و روی نمودارهای مقایسه‌ای ترسیم گردید تا ارزیابی همگرایی داده‌ها و دقت مدل به‌صورت کمی امکان‌پذیر شود.

شکل ۲ هم‌خوانی نتایج مدل این پژوهش با داده‌های آزمایشگاهی شرکت کریر را برای چیلر 30XA-1352 در بازه دمای ۲۵ تا ۴۶°C نشان می‌دهد. ضریب کارایی محاسبه‌شده (منحنی قرمز) و مقادیر مرجع سازنده (منحنی آبی) هر دو روندی نزولی و تقریباً موازی دارند که دقت و قابلیت اعتماد مدل در بازآفرینی رفتار واقعی چیلر را تأیید می‌کند.



شکل ۲: اعتبارسنجی نتایج محاسبات تغییرات ضریب کارایی چیلر با تغییرات دمای محیط



شکل ۴: نمودار بررسی تأثیر افزایش دمای محیط بر ضریب عملکرد چیلر کریر مدل 30XA-1352

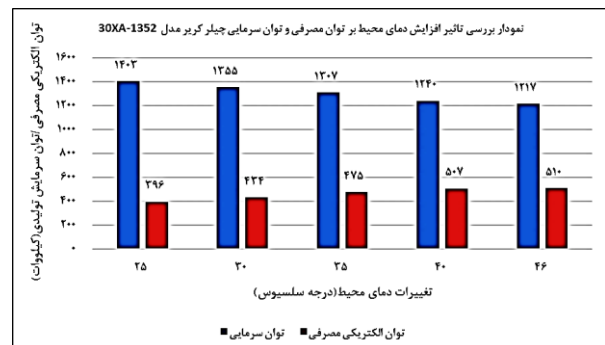
۳-۲- مطالعه اثربخشی کاهش دمای روی چیلر ۴۰۰ تن کریر

شکل ۳ تغییرات ظرفیت سرمایشی و توان الکتریکی مصرفی چیلر مورد مطالعه را در برابر دمای محیط نشان می‌دهد. با افزایش دما از ۲۵°C (شرایط مرجع) تا ۴۶°C، ظرفیت سرمایشی دستگاه تقریباً ۲۶ درصد کاهش می‌یابد؛ روندی که بیانگر افت خطی کارایی در دماهای بالاتر است. بیشینه ظرفیت سرمایش و کمینه توان الکتریکی مصرفی در ۲۵°C حاصل می‌شود، در حالی که سازنده دمای ۳۵°C را به‌عنوان شرط طراحی اعلام کرده است؛ بدین معنا که عملکرد واقعی چیلر در دمای مرجع ۲۵°C از مقادیر اسمی کاتالوگ بهینه‌تر بوده و افزایش دمای محیط هم‌زمان باعث کاهش ظرفیت و افزایش مصرف می‌شود.

شکل ۴ مربوطه روند تغییر ضریب عملکرد (COP) چیلر مورد مطالعه را به‌عنوان تابعی از دمای محیط نشان می‌دهد. با افزایش دمای هوا از ۲۵ تا ۴۶°C، COP دستگاه نزدیک به ۳۳ درصد کاهش می‌یابد؛ بیشینه این شاخص در دمای ۲۵°C مشاهده می‌شود. این نتایج بیانگر آن است که کنترل و تثبیت دمای هوای ورودی به در حوالی ۲۵°C نه تنها ظرفیت سرمایشی را حفظ می‌کند، بلکه به کاهش توان الکتریکی مصرفی نیز می‌انجامد و در نتیجه کارایی کلی سامانه به‌طور محسوسی بهبود می‌یابد.

۳-۳- بررسی شرایط کارکرد چیلر هواخنک ۴۰۰ تن در شهر مشهد

بر اساس اطلاعات آب و هوایی، چیلر مورد مطالعه در یک سال کارکرد در شهر مشهد، ۲۳۰۴ ساعت دمای بیشتر از ۲۵ درجه سلسیوس را تجربه کرده است. خلاصه اطلاعات آب و هوای یک‌ساله در مقایسه با دمای مطلوب در جدول ۱ نمایش گذاشته شده است.



شکل ۳: نمودار میله‌ای بررسی تأثیر افزایش دمای محیط بر توان مصرفی و توان سرمایی چیلر کریر مدل 30XA-1352

۳۱۸ (کاهش حدود ۳۷٪) کاهش یافته است. این نتایج مؤید اثربخشی قابل توجه سامانه پیش‌سرمایش آدیاباتیک در بهبود کارایی انرژی چیلر در اقلیم گرم تابستانی مشهد است.

جدول ۳: مصرف برق، توان سرمایشی و ضریب کارایی کمپرسور چیلر ۴۰۰ تن کریر در شرایط محیط با دمای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس قبل و بعد از پیش‌سرمایش هوای ورودی به در شهر مشهد

دمای تر (°C)	رطوبت نسبی (%)	خشک (°C)	توان برق (KW)	COP (قبل)	توان سرمایشی (KW)	توان برق (بعد)	COP (بعد)	توان سرمایشی (KW)
۲۵/۱	۱۶	۲۵/۱	۱۸۴/۳	۳/۵	۲۴۵/۸	۴/۷	۱/۵۲۰/۳	۱۸۴/۳
۲۵/۳	۲۸	۲۵/۳	۱۹۴/۳	۳/۵	۲۴۵/۸	۴/۵	۱/۴۹۸/۱	۱۹۴/۳
۲۵/۴	۴۶	۲۵/۴	۲۰۸/۰	۳/۵	۲۴۵/۸	۴/۲	۱/۴۶۹/۹	۲۰۸/۰
۲۶/۶	۱۵	۲۶/۶	۲۲۸/۴	۳/۴	۲۷۰/۶	۴/۱	۱/۴۵۷/۵	۲۲۸/۴
۲۶/۴	۲۵	۲۶/۴	۲۱۰/۵	۳/۴	۲۷۲/۵	۴/۴	۱/۴۹۳/۰	۲۱۰/۵
۲۶/۶	۱۵	۲۶/۶	۲۰۴/۰	۳/۴	۲۷۶/۵	۴/۶	۱/۵۱۰/۰	۲۰۴/۰
۲۸/۰	۴۸	۲۸/۰	۲۵۶/۲	۳/۳	۳۰۵/۱	۳/۹	۱/۴۴۲/۰	۲۵۶/۲
۲۸/۴	۲۵	۲۸/۴	۲۳۹/۰	۳/۳	۳۱۳/۶	۴/۳	۱/۴۷۷/۳	۲۳۹/۰
۲۸/۵	۱۵	۲۸/۵	۲۲۹/۱	۳/۲	۳۱۵/۷	۴/۵	۱/۴۹۶/۷	۲۲۹/۱
۳۰/۴	۲۵	۳۰/۴	۲۶۸/۸	۳/۱	۳۵۸/۱	۴/۱	۱/۴۶۲/۸	۲۶۸/۸
۳۰/۵	۱۳	۳۰/۵	۲۵۳/۹	۳/۱	۳۶۰/۴	۴/۴	۱/۴۸۷/۹	۲۵۳/۹
۳۰/۵	۴۲	۳۰/۵	۲۹۲/۳	۳/۱	۳۶۰/۴	۳/۸	۱/۴۳۰/۶	۲۹۲/۳
۳۲/۳	۲۴	۳۲/۳	۲۹۷/۲	۲/۹	۴۰۳/۹	۴/۰	۱/۴۵۱/۲	۲۹۷/۲
۳۲/۵	۱۱	۳۲/۵	۲۷۹/۶	۲/۹	۴۰۹/۰	۴/۳	۱/۴۷۹/۲	۲۷۹/۶
۳۴/۳	۲۵	۳۴/۳	۳۳۲/۴	۲/۸	۴۵۶/۱	۳/۸	۱/۴۳۴/۷	۳۳۲/۴
۵/۳۴	۱۰	۵/۳۴	۳۰۷/۶	۲/۸	۴۶۱/۶	۲/۴	۱/۴۶۸/۹	۳۰۷/۶
۳۶/۰	۲۱	۳۶/۰	۳۴۰/۱	۲/۷	۴۸۴/۲	۳/۸	۱/۴۳۲/۱	۳۴۰/۱
۳۶/۴	۹	۳۶/۴	۳۱۶/۰	۲/۷	۴۸۷/۸	۱/۴	۱/۴۶۰/۶	۳۱۶/۰
۳۸/۳	۸	۳۸/۳	۳۱۸/۲	۲/۵	۵۰۵/۰	۴/۰	۱/۴۵۲/۴	۳۱۸/۲
۴۰/۰	۷	۴۰/۰	۳۱۹/۸	۲/۴	۵۲۱/۰	۹/۳	۱/۴۴۵/۵	۳۱۹/۸

شکل ۵ دو روند منفصل ضریب عملکرد (COP) چیلر را در برابر دمای حباب خشک و رطوبت نسبی (اندازه حباب‌ها) در محیط شهر مشهد به نمایش می‌گذارد: خط آبی نشان‌دهنده کارکرد قبل از پیش‌سرمایش و خط نارنجی مربوط به پس از پیش‌سرمایش آدیاباتیک است. همان‌طور که مشخص است، پیش‌سرمایش هوای ورودی باعث می‌شود در تمامی دماها ضریب عملکرد افزایش یابد. علاوه بر این در دماهای بالا افزایش ضریب عملکرد در اثر پیش‌سرمایش هوای ورودی به بیشتر است.

با استفاده از نتایج شبیه‌سازی عددی، مقادیر میانگین ضریب عملکرد، انرژی الکتریکی مصرفی، آب مصرفی و صرفه‌جویی در مصرف برق چیلر ۴۰۰ تن Carrier برای شهر مشهد در دو حالت قبل و پس

جدول ۲: تعداد ساعات با دمای هوای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس در دوره یک‌ساله برای شهر مشهد

دمای تر (°C)	رطوبت مطلق (g kg ⁻¹)	زمان (ساعت)	فشار هوا (hPa)	رطوبت نسبی (%)	خشک (°C)
۱۱/۶	۳/۱	۹۱	۱۰۱۶	۱۶	۲۵/۱
۱۴/۰	۵/۵	۱۵۵	۱۰۱۶	۲۸	۲۵/۳
۱۷/۲	۹/۰	۶	۱۰۱۷	۴۶	۲۵/۴
۱۲/۴	۳/۲	۱۹۹	۱۰۱۵	۱۵	۲۶/۶
۱۴/۳	۵/۳	۲۷۲	۱۰۱۵	۲۵	۲۶/۴
۱۸/۴	۱۰/۰	۱۶	۱۰۱۵	۴۷	۲۶/۳
۱۳/۵	۳/۶	۲۴۶	۱۰۱۵	۱۵	۲۸/۵
۱۵/۷	۶/۰	۱۵۰	۱۰۱۵	۲۵	۲۸/۴
۱۹/۹	۱۱/۳	۱	۱۰۱۷	۴۸	۲۸/۰
۱۴/۱	۳/۵	۳۰۶	۱۰۱۴	۱۳	۳۰/۵
۱۷/۰	۶/۷	۵۸	۱۰۱۳	۲۵	۳۰/۴
۲۰/۸	۱۱/۴	۱	۱۰۱۷	۴۲	۳۰/۵
۱۴/۷	۳/۳	۲۸۲	۱۰۱۳	۱۱	۳۲/۵
۱۸/۰	۷/۲	۲۰	۱۰۱۲	۲۴	۳۲/۳
۱۵/۵	۳/۴	۲۳۲	۱۰۱۲	۱۰	۳۴/۵
۱۹/۶	۸/۴	۴	۱۰۱۴	۲۵	۳۴/۳
۱۶/۱	۳/۴	۱۷۴	۱۰۱۲	۹	۳۶/۴
۱۹/۶	۷/۷	۳	۱۰۱۵	۲۱	۳۶/۰
۱۶/۷	۳/۳	۸۵	۱۰۱۲/۰	۸/۰	۳۸/۳
۱۷/۲	۳/۲	۳	۱۰۱۱/۰	۷/۰	۴۰/۰

اطلاعات این جدول مبنای محاسبات پتانسیل صرفه‌جویی برای چیلر مورد ارزیابی است، همچنین می‌توان برای محاسبه آب مصرفی سامانه پیش‌سرمایش از داده‌های مربوط به دمای حباب تر و رطوبت نسبی، همراه با اختلاف دمای حباب خشک نسبت به ۲۵°C استفاده کرد.

نتایج تحلیل ریاضی عملکرد چیلر مورد مطالعه در شرایط اقلیمی مشهد در جدول ۳ ارائه شده است. در این جدول، مقادیر ظرفیت سرمایشی، توان الکتریکی مصرفی و ضریب عملکرد (COP) دستگاه برای مجموعه‌ای از دماهای حباب خشک که پیش‌تر در جدول ۲ استخراج شده بود، محاسبه و به صورت تطبیقی در دو حالت پیش از بهینه‌سازی و پس از بهینه‌سازی با سامانه پیش‌سرمایش آدیاباتیک درج گردیده است. مقایسه ستون‌ها نشان می‌دهد اعمال پیش‌سرمایش موجب افزایش ظرفیت سرمایشی و COP و به‌طور هم‌زمان کاهش توان مصرفی در تمام بازه دمایی شده است؛ به‌عنوان نمونه، در دمای محیط ۳۸/۳°C ظرفیت سرمایشی از ۱۲۷۷ kW به ۱۴۵۲ (افزایشی معادل ۱۴٪) ارتقا یافته، در حالی که توان الکتریکی از ۵۰۵ kW به ۵۰۵ kW

بیش از ۲۵ درجه سلسیوس و مشخصات هوا در شرایط مذکور، در یک دوره یک‌ساله برای شهر تبریز را گزارش می‌دهد.

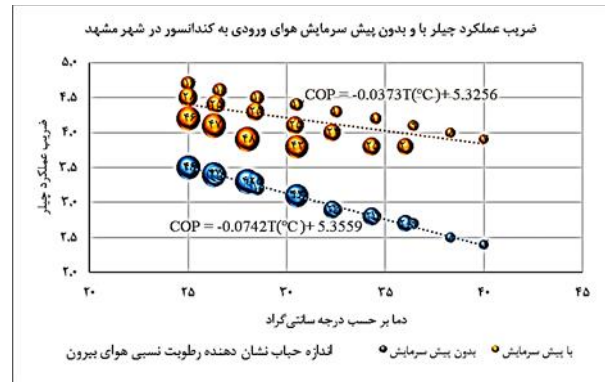
جدول ۵: تعداد ساعات با دمای هوای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس در یک دوره یک‌ساله برای شهر تبریز

دمای تر (°C)	رطوبت مطلق (g/kg)	زمان (ساعت)	فشار هوا (hPa)	رطوبت نسبی (%)	دمای خشک (°C)
۱۲/۰	۳/۵	۲۰	۱۰۱۸	۱۸	۲۵/۲
۱۴/۳	۵/۹	۱۷۱	۱۰۱۷	۳۰	۲۵/۳
۱۷/۰	۸/۹	۳۸	۱۰۱۵	۴۵	۲۵/۴
۱۲/۵	۳/۴	۵۷	۱۰۱۷	۱۶	۲۶/۷
۱۷/۸	۹/۴	۳۶	۱۰۱۴	۴۴	۲۶/۷
۱۵/۰	۶/۰	۳۶۵	۱۰۱۷	۲۸	۲۶/۸
۱۶/۰	۶/۳	۲۲۹	۱۰۱۶	۲۶	۲۸/۸
۱۹/۰	۱۰/۰	۱	۱۰۱۲	۴۲	۲۸/۸
۱۴/۰	۴/۱	۸۶	۱۰۱۵	۱۷	۲۸/۹
۱۴/۹	۴/۳	۱۵۰	۱۰۱۶	۱۶	۳۰/۸
۱۷/۰	۶/۷	۱۴۳	۱۰۱۵	۲۵	۳۰/۳
۱۵/۸	۴/۵	۱۱۱	۱۰۱۵	۱۵	۳۲/۷
۱۷/۸	۶/۹	۸۳	۱۰۱۴	۲۳	۳۲/۹
۱۶/۳	۴/۴	۱۲۸	۱۰۱۴	۱۳	۳۴/۷
۱۹/۱	۷/۸	۳۷	۱۰۱۴	۲۳	۳۴/۹
۱۷/۵	۴/۹	۹۵	۱۰۱۴	۱۳	۳۶/۷
۲۰/۲	۸/۳	۵	۱۰۱۱	۲۲	۳۷/۰
۱۷/۸	۴/۶	۴۲	۱۰۱۳	۱۱	۳۸/۶
۲۰/۶	۸/۲	۱	۱۰۱۵/۰	۲۰/۰	۳۸/۶
۱۸/۷	۵/۰	۱	۱۰۱۴/۰	۱۱/۰	۴۰/۴

جدول ۶، نتایج شبیه‌سازی چیلر در تبریز را پیش و پس از سامانه پیش‌سرمایش آدیباتیک نمایش می‌دهد. مقادیر ظرفیت سرمایشی، COP و توان مصرفی الکتریکی برای دماهای حباب خشک استخراج‌شده از جدول ۵ محاسبه شده و در دو حالت بدون و با پیش‌سرمایش مقایسه گردیده است. اجرای پیش‌سرمایش، میانگین ظرفیت سرمایشی را تا ۱۳٪ افزایش و COP را به‌طور چشمگیری بهبود می‌بخشد، در حالی که توان مصرفی بیش از ۳۵٪ کاهش می‌یابد؛ برای مثال در ۳۸/۲°C ظرفیت سرمایشی از ۱۲۷۷ به ۱۴۴۳ kW ارتقا یافت و توان مصرفی از ۵۰۴ به ۳۲۵ kW تنزل کرد.

شکل ۶ دو روند ضریب عملکرد (COP) چیلر را در برابر دمای حباب خشک و رطوبت نسبی (اندازه حباب‌ها) در محیط شهر تبریز به نمایش می‌گذارد: خط آبی نشان‌دهنده کارکرد قبل از پیش‌سرمایش و خط نارنجی مربوط به پس از پیش‌سرمایش آدیباتیک است. اعمال پیش‌سرمایش آدیباتیک ضمن کاهش شیب نزولی COP، مقادیر بالاتری از کارایی را در کل طیف دمایی حفظ می‌کند.

از پیش‌سرمایش آدیباتیک هوای ورودی به محاسبه و در جدول زیر مقایسه شده است. بررسی کمی جدول نشان می‌دهد که پس از نصب سامانه پیش‌سرمایش آدیباتیک، ضریب عملکرد سیکل به‌طور متوسط ۴۱٪ افزایش و مصرف انرژی الکتریکی ۲۹٪ کاهش یافته است.



شکل ۵: تغییرات ضریب عملکرد چیلر ۴۰۰ تن کریر بر اساس دمای محیط در شهر مشهد

همچنین، برای تأمین سرمایش موردنیاز در یک دوره یک‌ساله، حدود ۵۹۳۱ مترمکعب آب در سامانه تبخیری مصرف می‌شود که معیار مناسبی برای ارزیابی اثربخشی و توجیه زیست‌محیطی طرح پیش‌سرمایش به‌شمار می‌آید. با توجه به میزان صرفه‌جویی توان الکتریکی مصرفی دستگاه در طول سال و همچنین در نظر گرفتن مقدار آب مصرفی در نیروگاه برای تولید برق، مقدار صرفه‌جویی آب مجازی بیش از ۱۶۶۵ مترمکعب در سال برآورد می‌شود.

جدول ۴: مقایسه میانگین ضریب عملکرد، انرژی الکتریکی مصرفی و مصرف آب چیلر ۴۰۰ تن Carrier قبل و پس از پیش‌سرمایش آدیباتیک هوای ورودی به کندانسور در شهر مشهد

تغییر نسبی	پس از پیش‌سرمایش	قبل از پیش‌سرمایش	مشخصه
+۴۱٪	۴/۳۲	۳/۰۶	متوسط ضریب کارایی (COP)
-۲۹٪	۵۷۷/۱۷۲	۸۱۴/۹۷۵	انرژی الکتریکی مصرفی (year/kWh)
-	۵/۹۳۱	-	مصرف آب (year/m³)

۴-۳- بررسی شرایط کارکرد چیلر هواخنک ۴۰۰ تن در شهر تبریز

بر اساس اطلاعات آب و هوایی، چیلر مورد مطالعه در یک سال کارکرد، در شهر تبریز ۱۸۰۱ ساعت دمای بیشتر از ۲۵ درجه سلسیوس را تجربه کرده است. جدول ۵، تعداد ساعات با دمای هوای

جدول ۶: مصرف برق، توان سرمایشی و ضریب کارآیی کمپرسور چیلر ۴۰۰ تن کریر در شرایط محیط با دمای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس قبل و بعد از پیش‌سرمایش هوای ورودی به کندانسور در شهر تبریز

توان برق پس از پیش‌سرمایش (KW)	توان سرمایشی پس از پیش‌سرمایش (KW)	COP پس از پیش‌سرمایش	توان برق قبل (KW)	توان سرمایشی قبل (KW)	COP قبل از پیش‌سرمایش	رطوبت نسبی (%)	دمای حباب خشک (°C)
۱۸۶/۰	۱/۵۱۶/۵	۴/۷	۲۴۵/۸	۱/۴۰۳/۰	۳/۵	۱۸	۲۵/۰
۱۹۵/۶	۱/۴۹۵/۴	۴/۵	۲۴۵/۸	۱/۴۰۳/۰	۳/۵	۳۰	۲۵/۰
۲۰۷/۱	۱/۴۷۱/۶	۴/۲	۲۴۵/۸	۱/۴۰۳/۰	۳/۵	۴۵	۲۵/۰
۲۲۵/۵	۱/۴۶۲/۶	۴/۱	۲۷۰/۶	۱/۳۹۰/۱	۳/۴	۴۴	۲۶/۳
۲۰۳/۴	۱/۵۰۹/۳	۴/۶	۲۷۴/۵	۱/۳۸۸/۲	۳/۴	۱۶	۲۶/۵
۲۱۴/۷	۱/۴۸۶/۶	۴/۴	۲۷۴/۵	۱/۳۸۸/۲	۳/۴	۲۸	۲۶/۵
۲۵۳/۸	۱/۴۴۹/۳	۴/۰	۳۰۹/۳	۱/۳۷۱/۵	۳/۳	۴۲	۲۸/۲
۲۴۱/۷	۱/۴۷۴/۵	۴/۲	۳۱۵/۷	۱/۳۶۸/۶	۳/۲	۲۶	۲۸/۵
۲۳۲/۷	۱/۴۹۲/۰	۴/۴	۳۱۷/۸	۱/۳۶۷/۷	۳/۲	۱۷	۲۸/۶
۲۶۸/۸	۱/۴۶۲/۸	۴/۱	۳۵۸/۱	۱/۳۵۰/۳	۳/۱	۲۵	۳۰/۴
۲۵۸/۳	۱/۴۸۰/۸	۴/۳	۳۶۰/۴	۱/۳۴۹/۴	۳/۱	۱۶	۳۰/۵
۲۹۷/۲	۱/۴۵۲/۷	۴/۰	۴۰۶/۴	۱/۳۳۱/۳	۲/۹	۲۳	۳۲/۴
۲۸۶/۲	۱/۴۶۹/۶	۴/۲	۴۰۹/۰	۱/۳۳۰/۴	۲/۹	۱۵	۳۲/۵
۳۱۱/۶	۱/۴۶۲/۲	۴/۱	۴۵۸/۸	۱/۳۱۲/۶	۲/۸	۱۳	۳۴/۴
۳۳۰/۲	۱/۴۳۸/۷	۳/۹	۴۵۸/۸	۱/۳۱۲/۶	۲/۸	۲۳	۳۴/۴
۳۲۵/۴	۱/۴۴۸/۸	۴/۰	۴۸۷/۸	۱/۲۹۴/۱	۲/۷	۱۳	۳۶/۴
۳۴۳/۹	۱/۴۲۶/۶	۳/۸	۴۸۷/۸	۱/۲۹۴/۱	۲/۷	۲۲	۳۶/۴
۳۴۴/۹	۱/۴۲۰/۹	۳/۷	۵۰۲/۳	۱/۲۷۹/۵	۲/۵	۲۰	۳۸/۰
۳۲۵/۵	۱/۴۴۲/۴	۳/۹	۵۰۴/۱	۱/۲۷۷/۷	۲/۵	۱۱	۳۸/۲
۳۲۹/۷	۱/۴۳۲/۲	۳/۸	۵۲۱/۰	۱/۲۶۱/۵	۲/۴	۱۱	۴۰/۰

۳-۵- بررسی شرایط کارکرد چیلر هواخنک ۴۰۰ تن در شهر یزد
 بر اساس اطلاعات آب و هوایی، چیلر مورد مطالعه در یک سال کارکرد، در شهر یزد ۳۷۵۸ ساعت دمای بیشتر از ۲۵ درجه سلسیوس را تجربه کرده است. جدول ۸، تعداد ساعات با دمای هوای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس و مشخصات هوا در شرایط مذکور، در یک دوره یک‌ساله برای شهر یزد را گزارش می‌دهد.

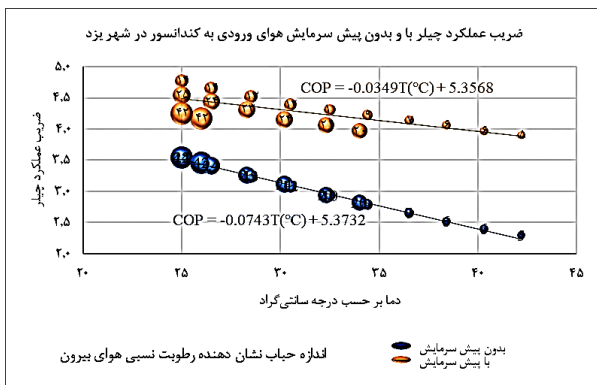
جدول ۷: مقایسه میانگین ضریب عملکرد، انرژی الکتریکی مصرفی و مصرف آب چیلر ۴۰۰ تن Carrier قبل و پس از پیش‌سرمایش آدیباتیک هوای ورودی به در شهر تبریز

مشخصه	قبل از پیش‌سرمایش	پس از پیش‌سرمایش	تغییر نسبی
متوسط ضریب کارآیی (COP)	۳/۱۱	۴/۲۲	۳۶٪↑
انرژی الکتریکی مصرفی (kWh/year)	۶۱۳/۵۱۵	۴۵۱/۹۴۰	۲۶٪↓
مصرف آب (m ³ /year)	—	۴/۰۴۷	—

شکل ۶ دو روند ضریب عملکرد (COP) چیلر را در برابر دمای حباب خشک و رطوبت نسبی (اندازه حباب‌ها) در محیط شهر تبریز به نمایش می‌گذارد: خط آبی نشان‌دهنده کارکرد قبل از پیش‌سرمایش و خط نارنجی مربوط به پس از پیش‌سرمایش آدیباتیک است. اعمال پیش‌سرمایش آدیباتیک ضمن کاهش شیب نزولی COP، مقادیر بالاتری از کارایی را در کل طیف دمایی حفظ می‌کند.

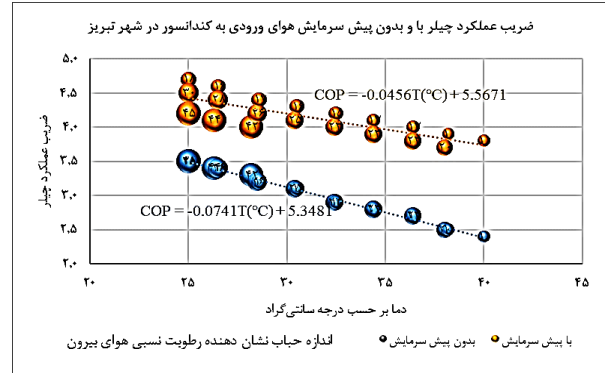
جدول ۷ با مقایسه کمی تغییرات مقدار متوسط ضریب عملکرد به میزان ۳۶٪ افزایش و توان الکتریکی مصرفی به میزان ۲۶٪ کاهش داشته و مصرف ۴۰۴۷ مترمکعب آب در یک دوره یک‌ساله برآورد شده است. با توجه به میزان صرفه‌جویی توان الکتریکی مصرفی دستگاه در طول سال و همچنین در نظر گرفتن مقدار آب مصرفی در نیروگاه برای تولید برق، مقدار صرفه‌جویی آب مجازی بیش از ۱۱۳۰ مترمکعب در سال برآورد می‌شود.

این جدول برای دمای مختلف که از جدول ۸ استحصال شده بود محاسبه شده است. در این جدول پس از انجام محاسبات، دو حالت قبل و بعد از بهینه سازی، برای شرایط دمایی گوناگون مقایسه شده است، چنانکه مشاهده می شود، با انجام پیش سرمایش هوای ورودی به چیلر مقادیر توان سرمایشی و ضریب کارایی چیلر با افزایش مواجه شده و توان مصرفی دستگاه کاهش داشته است. به عنوان نمونه در دمای ۴۰/۳ درجه سلسیوس، که توان سرمایش دستگاه ۱۲۵۹ کیلووات و مصرف برق دستگاه ۵۲۴ کیلووات بوده است با انجام بهینه سازی، توان سرمایش تولیدی با ۱۵٪ افزایش به ۱۴۴۷ کیلووات رسیده این در حالی است که مصرف برق دستگاه با ۳۹٪ کاهش به ۳۱۸ کیلووات رسیده است.



شکل ۷: تغییرات ضریب عملکرد چیلر ۴۰۰ تن کریر بر اساس دمای محیط در شهر یزد

شکل ۷ دو روند ضریب عملکرد (COP) چیلر را در برابر دمای حباب خشک و رطوبت نسبی (اندازه حبابها) در محیط شهر یزد به نمایش می گذارد: خط آبی نشان دهنده کارکرد قبل از پیش سرمایش و خط نارنجی مربوط به پس از پیش سرمایش آدیباتیک است. با افزایش دمای محیط روند تغییرات ضریب کارایی چیلر کاهشی بوده به طوری که با افزایش دمای محیط از ۲۵ به ۴۲/۲ درجه سلسیوس، ضریب کارایی از ۳/۵۴ به ۲/۲۹ با ۳۵٪ کاهش رسیده در حالی که با پیش سرمایش از ۲/۲۹ به ۳/۹ با ۷۰٪ افزایش رسیده است.



شکل ۶: تغییرات ضریب عملکرد چیلر ۴۰۰ تن کریر بر اساس دمای محیط در شهر تبریز

جدول ۸: تعداد ساعات با دمای هوای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس در یک دوره یک ساله برای شهر یزد

دمای تر (°C)	رطوبت مطلق (g/kg)	زمان (ساعت)	فشار هوا (hPa)	رطوبت نسبی (%)	دمای خشک (°C)
۱۱/۲	۲/۷	۱۸۳	۱۰۱۷	۱۴	۲۵/۰
۱۳/۴	۴/۹	۹۰	۱۰۱۹	۲۵	۲۵/۰
۱۶/۵	۸/۳	۱	۱۰۱۰	۴۲	۲۵/۰
۱۷/۲	۸/۸	۲	۱۰۱۲	۴۲	۲۶/۰
۱۲/۱	۳/۰	۴۰۸	۱۰۱۷	۱۴	۲۶/۵
۱۴/۲	۵/۱	۱۷۵	۱۰۱۸	۲۴	۲۶/۵
۱۵/۲	۵/۵	۸۱	۱۰۱۷	۲۳	۲۸/۳
۱۳/۰	۳/۱	۵۲۲	۱۰۱۷	۱۳	۲۸/۵
۱۶/۶	۶/۴	۱۷	۱۰۱۵	۲۴	۳۰/۲
۱۳/۹	۳/۲	۵۳۷	۱۰۱۶	۱۲	۳۰/۵
۱۷/۳	۶/۳	۱۲	۱۰۱۳	۲۱	۳۲/۳
۱۴/۴	۳/۰	۴۹۸	۱۰۱۵	۱۰	۳۲/۵
۱۸/۱	۶/۶	۲	۱۰۰۸	۲۰	۳۴/۰
۱۵/۱	۳/۰	۴۵۴	۱۰۱۴	۹	۳۴/۴
۱۵/۵	۲/۶	۳۴۳	۱۰۱۳	۷	۳۶/۵
۱۶/۱	۲/۵	۳۰۰	۱۰۱۱	۶	۳۸/۴
۱۶/۹	۲/۸	۱۱۳	۱۰۰۸	۶	۴۰/۳
۱۷/۳	۲/۶	۲۰	۱۰۰۶	۵	۴۲/۲

در جدول ۹ نتیجه تحلیل ریاضی کارکرد چیلر مورد پژوهش در آب و هوای شهر یزد نمایش داده شده است. چنانکه مشاهده می شود مقادیر توان سرمایش تولیدی، مصرف انرژی و ضریب کارایی چیلر در

جدول ۹: مصرف برق، توان سرمایشی و ضریب کارآیی کمپرسور چیلر ۴۰۰ تن کریر در شرایط محیط با دمای بیش از ۲۵ درجه سلسیوس قبل و بعد از پیش‌سرمایش هوای ورودی به کندانسور در شهر یزد

توان برق از پیش‌سرمایش (KW)	توان سرمایشی پس از پیش‌سرمایش (KW)	COP پس از پیش‌سرمایش	توان برق قبل (KW)	توان سرمایشی قبل (KW)	COP قبل از پیش‌سرمایش	رطوبت نسبی (%)	دمای حساب خشک (°C)
۱۸۳	۱۵۲۴	۴/۷۷	۲۴۶	۱۴۰۳	۳/۵۴	۱۴	۲۵/۰
۱۹۲	۱۵۰۳	۴/۵۴	۲۴۶	۱۴۰۳	۳/۵۴	۲۵	۲۵/۰
۲۰۵	۱۴۷۶	۴/۲۵	۲۴۶	۱۴۰۳	۳/۵۴	۴۲	۲۵/۰
۲۱۹	۱۴۶۸	۴/۱۷	۲۶۵	۱۳۹۳	۳/۴۶	۴۲	۲۶/۰
۲۰۲	۱۵۱۳	۴/۶۵	۲۷۵	۱۳۸۸	۳/۴۱	۱۴	۲۶/۵
۲۱۱	۱۴۹۴	۴/۴۴	۲۷۵	۱۳۸۸	۳/۴۱	۲۴	۲۶/۵
۲۳۵	۱۴۸۲	۴/۳۱	۳۱۱	۱۳۷۱	۳/۲۶	۲۳	۲۸/۳
۲۲۷	۱۵۰۱	۴/۵۲	۳۱۶	۱۳۶۹	۳/۲۴	۱۳	۲۸/۵
۲۶۴	۱۴۶۷	۴/۱۵	۳۵۳	۱۳۵۲	۳/۱۱	۲۴	۳۰/۲
۲۵۳	۱۴۹۰	۴/۳۹	۳۶۰	۱۳۴۹	۳/۰۸	۱۲	۳۰/۵
۲۹۳	۱۴۵۷	۴/۰۶	۴۰۴	۱۳۳۲	۲/۹۴	۲۱	۳۲/۳
۲۷۸	۱۴۸۲	۴/۳۱	۴۰۹	۱۳۳۰	۲/۹۳	۱۰	۳۲/۵
۳۱۹	۱۴۴۸	۴/۹۷	۴۴۸	۱۳۱۶	۲/۸۲	۲۰	۳۴/۰
۳۰۴	۱۴۷۳	۴/۲۲	۴۵۹	۱۳۱۳	۲/۷۹	۹	۳۴/۴
۳۱۲	۱۴۶۶	۴/۱۴	۴۸۹	۱۲۹۳	۲/۶۵	۷	۳۶/۵
۳۱۴	۱۴۵۷	۴/۰۶	۵۰۶	۱۲۷۶	۲/۵۲	۶	۳۸/۴
۳۱۸	۱۴۴۷	۳/۹۶	۵۲۴	۱۲۵۹	۲/۴۰	۶	۴۰/۳
۳۱۸	۱۴۴۱	۳/۹۰	۵۴۲	۱۲۴۲	۲/۲۹	۵	۴۲/۲

جدول ۱۰: مقایسه میانگین ضریب عملکرد، انرژی الکتریکی مصرفی و مصرف آب چیلر ۴۰۰ تن Carrier قبل و پس از پیش‌سرمایش آدیاباتیک هوای ورودی به کندانسور در شهر یزد

مشخصه	پس از پیش‌سرمایش	قبل از پیش‌سرمایش	تغییر نسبی
متوسط ضریب کارآیی (COP)	۴/۳۳	۲/۹۵	↑ +۴۷٪
انرژی الکتریکی مصرفی (کیلووات‌ساعت/سال)	۹۷۲۵۳۰	۱۴۲۴۶۶۱	↓ -۳۲٪
مصرف آب (مترمکعب/سال)	۱۱۰۷۴	—	—

جدول ۱۰ در مقایسه کمی تغییرات مقدار متوسط ضریب کارآیی به میزان ۴۷٪ افزایش و توان الکتریکی مصرفی به میزان ۳۲٪ کاهش داشته و مصرف ۱۱۰۷۴ مترمکعب آب در یک دوره یک‌ساله برآورد شده است.

با توجه به میزان صرفه‌جویی توان الکتریکی مصرفی دستگاه در طول سال و همچنین در نظر گرفتن مقدار آب مصرفی در نیروگاه برای تولید برق، مقدار صرفه‌جویی آب مجازی بیش از ۳۲۰۰ مترمکعب در سال برآورد می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

• کاهش انرژی الکتریکی سالانه ۲۹٪، ۲۶٪ و ۳۲٪ به ترتیب در همان شهرها؛

• مصرف آب تبخیری قابل قبول (۵/۹، ۴/۰ و ۱۱/۱ هزار مترمکعب در سال) با امکان بازیافت بخار میعان؛

• کاهش آب مجازی نیروگاهی به میزان ۱/۱-۳/۲ هزار مترمکعب در سال به واسطه افت تقاضای برق؛

بنابراین، مدل پیشنهادی علاوه بر ارائه ابزاری برای تحلیل هم‌زمان شاخص‌های انرژی و آب، نشان می‌دهد که پیش‌سرمایش آدیاباتیک می‌تواند راهکاری عملی و مقرون‌به‌صرفه برای ارتقای پایداری سامانه‌های سرمایشی در مناطق کم‌آب و با بار سرمایشی سنگین باشد.

این پژوهش با هدف بهینه‌سازی هم‌زمان مصرف انرژی و آب در چیلرهای تراکمی هواخنک، یک مدل ریاضی-شبیه‌سازی یکپارچه را استفاده نمود که بر پایه روابط ظرفیت و راندمان بار کامل/جزئی و الگوریتم محاسبه آب تبخیری پیش‌سرمایش عمل می‌کند. مدل با داده‌های آزمایشگاهی چیلر Carrier 30XA-1352 اعتبارسنجی و سپس برای یک چیلر ۴۰۰ تن در سه اقلیم شاخص ایران (مشهد، تبریز، یزد) اجرا شد. نتایج طبق جدول ۱۰ نشان داد که اجرای سامانه پیش‌سرمایش آدیاباتیک هوای ورودی در مقایسه با حالت مرجع موجب:

• افزایش متوسط ضریب عملکرد سالانه ۴۱٪ در مشهد،

۳۶٪ در تبریز و ۴۷٪ در یزد؛

جدول ۱۱: خلاصه نتایج

شهر	ضریب عملکرد قبل	ضریب عملکرد بعد	COP افزایش %	مصرف برق سالانه (قبل) [kWh]	مصرف برق سالانه (بعد) [kWh]	% کاهش برق	مصرف آب تبخیری [m ³ yr ⁻¹]	صرفه‌جویی آب مجازی [m ³ yr ⁻¹]
مشهد	۳/۰۶	۴/۳۲	+۴۱	۹۷۵ ۸۱۴	۱۷۲ ۵۷۷	-۲۹	۵۹۳۱	≈۱۶۶۵
تبریز	۳/۱۱	۴/۲۲	+۳۶	۵۱۵ ۶۱۳	۹۴۰ ۴۵۱	-۲۶	۴۰۴۷	≈۱۱۳۰
یزد	۲/۹۵	۴/۳۳	+۴۷	۶۶۱ ۴۲۴ ۱	۵۳۰ ۹۷۲	-۳۲	۱۱۰۷۴	≈۳۲۰۰

۵- فهرست علائم

نماد	شرح / تعریف	واحد
T ₁	دمای حباب خشک هوا قبل از پد تبخیری	°C
T ₂	دمای حباب خشک هوا پس از پد تبخیری	°C
T _{cd}	دمای (حل تکراری)	°C
T _{cdae}	دمای هوای ورودی به	°C
T _{Chwr}	دمای آب برگشتی از مصرف‌کننده به اواپراتور	°C
T _{chws}	دمای آب خروجی از اواپراتور	°C

نماد	شرح / تعریف	واحد
a _o ... a _s	ضرایب منحنی تصحیح ظرفیت سرمایی	—
A _p	مساحت کل پدهای تبخیری در مسیر هوای	m ²
b _o ... b _s	ضرایب منحنی تصحیح انرژی مصرفی (رابطه ۲)	—
C _w	آب مصرفی ساعتی پد به‌ازای واحد سطح و واحد افت دما	L h ⁻¹ °C ⁻¹ m ⁻²
CAPFT	ضریب اصلاح ظرفیت سرمایش در بار کامل	—
COP	ضریب عملکرد چیلر	—
C _{pw}	ظرفیت گرمایی ویژه آب	kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹
EIRFT	ضریب اصلاح راندمان کمپرسور در بار کامل	—
EIRFPLR	ضریب اصلاح راندمان کمپرسور در بار جزئی	—
m _e	جرم آب تبخیرشده در هر ساعت	kg h ⁻¹
m _w	دبی جرمی آب در گردش اواپراتور	kg s ⁻¹
P _{cc}	توان الکتریکی مصرفی کمپرسور	kW
P _{cc,rated}	توان نامی کمپرسور در شرایط مرجع	kW
P _{cf}	توان الکتریکی فن‌های	kW
PLR	نسبت بار جزئی چیلر	—
Q _{cd}	گرمای دفع‌شده در	kW
Q _{Cl}	بار برودتی (گرمای اواپراتور)	kW
Q _{Cl,rated}	ظرفیت نامی سرمایش چیلر	kW

۶- منابع

[1] C. Kutscher and D. Costenaro, *Assessment of evaporative cooling enhancement methods for air-cooled geothermal power plants*. National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US), 2002.

[2] F. W. Yu and K. T. Chan, "Application of direct evaporative coolers for improving the energy efficiency of air-cooled chillers," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 127, no. 3, pp. 430–433, 2005, doi: [10.1115/1.1866144](https://doi.org/10.1115/1.1866144).

[3] B. Shen, M. R. Ally, C. K. Rice, and W. C. Craddick, *Direct evaporative precooling model and*

characteristics for air-conditioning system by using direct evaporative cooling in hot climates," *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 3998–4003, 2017, doi: [10.1016/j.egypro.2017.12.311](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.311).

[12] K. Harby and F. Al-Amri, "An investigation on energy savings of a split air-conditioning using different commercial cooling pad thicknesses and climatic conditions," *Energy*, vol. 182, pp. 321–336, 2019, doi: [10.1016/j.energy.2019.06.031](https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.031).

[13] H. A. OZgoli and K. Seiedi Niaki, "Experimental evaluation of an energy efficiency improvement system in split air conditioner," *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, vol. 52, no. 2, pp. 365–380, 2020, doi: [10.22060/mej.2018.14298.5832](https://doi.org/10.22060/mej.2018.14298.5832) (in Persian).

[14] H. Yang, L. Rong, X. Liu, L. Liu, M. Fan, and N. Pei, "Experimental research on spray evaporative cooling system applied to air-cooled chiller condenser," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 906–913, 2020, doi: [10.1016/j.egy.2020.04.001](https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.04.001).

[15] M. Ramzan, M. S. Kamran, M. W. Saleem, H. Ali, and M. I. M. Zeinelabdeen, "Energy efficiency improvement of the split air conditioner through condensate assisted evaporative cooling," *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 46, pp. 7719–7727, 2021, doi: [10.1007/s13369-021-05494-x](https://doi.org/10.1007/s13369-021-05494-x).

[16] F. Ahmed, A. Ramana, and K. Jayakumar, "Experimental study on adiabatic pre-cooling systems for air cooled condensers in hot and humid climates," *Scientific Reports*, vol. 15, no. 1, p. 4933, 2025, doi: [10.1038/s41598-024-82863-0](https://doi.org/10.1038/s41598-024-82863-0).

[17] S. Vahidifar *et al.*, "Numerical and experimental study of a new building cooling system based on compression refrigeration cycle," *Science and Technology in Mechanical Engineering*, vol. 1, no. 1, pp. 126–137, 2023, doi: [10.22060/mej.2018.14298.5832](https://doi.org/10.22060/mej.2018.14298.5832) (in Persian).

[18] Carrier, *Air cooled liquid chillers*, Carrier, 2019. [Online]. Available: <https://chillers.com/wp-content/uploads/2019/04/Carrier-30XA-Chiller-Product-Manual.pdf>

[19] D. S. Ltd., "Chiller performance curves," [Online]. Available:

analysis: development and simulations of an improved algorithm for import into EnergyPlus and applications to commercial buildings in the United States. Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), 2010.

[4] E. Hajidavalloo and H. Eghtedari, "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 982–988, 2010, doi: [10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001).

[5] J. Woolley and P. Fortunato, *Western cooling challenge laboratory results: Trane Voyager DC hybrid rooftop unit*. University of California, Davis, 2012.

[6] D. S. Parker, J. R. Sherwin, and R. A. Raustad, "Improving best air conditioner efficiency by 20–30% through a high efficiency fan and diffuser stage coupled with an evaporative condenser pre-cooler," Univ. of Central Florida, Florida Solar Energy Center, 2014, No. DOE-FSEC-0003920.

[7] K. Harby, D. R. Gebaly, N. S. Koura, and M. S. Hassan, "Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: an overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, pp. 347–360, 2016, doi: [10.1016/j.rser.2015.12.313](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.313).

[8] P. Martínez, J. Ruiz, C. Cutillas, P. Martínez, A. Kaiser, and M. Lucas, "Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser," *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 1041–1050, 2016, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067).

[9] F. W. Yu *et al.*, "Evaporative cooling technologies for air-cooled chillers for building energy performance improvement," *Advances in Building Energy Research*, vol. 10, no. 1, pp. 10–19, 2016, doi: [10.1080/17512549.2015.1040070](https://doi.org/10.1080/17512549.2015.1040070).

[10] A. Kabeel, Y. El-Samadony, and M. Khiera, "Performance evaluation of energy efficient evaporatively air-cooled chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 122, pp. 204–213, 2017, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2017.04.103](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.103).

[11] A. A. Eidan, K. J. Alwan, A. AlSahlani, and M. Alfahham, "Enhancement of the performance

cooling pads, by wind tunnel analysis," *International Journal of Environmental Research and Public Health*, vol. 16, no. 23, p. 4690, 2019, doi: [10.3390/ijerph16234690](https://doi.org/10.3390/ijerph16234690).

[22] P. Torcellini, N. Long, and R. Judkoff, *Consumptive water use for US power production*, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (United States), Tech. Rep. NREL/TP-550-33905, 2003.

<https://designbuilder.co.uk/helpv7.0/Content/ChillerEIR.htm>

[20] F. W. Yu, K. T. Chan, J. Yang, and R. K. Y. Sit, "Cooling effectiveness of mist pre-cooler for improving energy performance of air-cooled chiller," *Thermal Science*, vol. 22, no. 1 Part A, pp. 193–204, 2018, doi: [10.2298/TSCI15112071Y](https://doi.org/10.2298/TSCI15112071Y).

[21] A. Franco-Salas, A. Peña-Fernández, and D. L. Valera-Martínez, "Refrigeration capacity and effect of ageing on the operation of cellulose evaporative