



## Simulation and Performance Evaluation of Desiccant Cooling System Coupled to an Earth-to-Air Heat Exchanger

Asgar Minaei<sup>1,\*</sup>, Mohammad Ghanizadeh<sup>2</sup>, Hadi Ghaebi<sup>3</sup>

1-Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

2- MS Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

3- Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

\* P.O.B. 179 Ardabil, Iran, [A.minaei@uma.ac.ir](mailto:A.minaei@uma.ac.ir)

Received: 27 September 2022 Revised: 01 February 2023 Accepted: 27 February 2023

### Abstract

The present study aims to propose and evaluate a new hybrid system consisting of a desiccant cooling system and earth-to-air heat exchanger (EAHE). The thermal performance of the proposed system is compared with the usual desiccant cooling system and an evaporative cooler. The analogy method is used to model a desiccant wheel. To investigate the heat transfer in EAHE and soil around it, the EAHE and soil around it are divided into several equal parts. The heat transfer problem in the solution domain is solved using resistance-capacity models. The simulations are performed for Tehran city using outdoor realistic weather data. The results reveal that in the proposed hybrid cooling system, the mean temperature of the supplied air to room is 1.1 and 5.3 °C lower than that of the usual desiccant cooling system and the evaporative cooler, respectively. The EAHE parametric analysis shows that by increasing the pipe length from 30 m to 50 m, the average cooling capacity of the overall system increases by 3.44%. It was also found that increasing the pipe diameter does not affect the cooling capacity significantly. Increasing the volume flow rate value from 200 to 400 cfm increases the average cooling capacity by 94.58%.

**Keywords:** Earth-to-Air Heat Exchanger, Desiccant Cooling System, HVAC, Cooling, Relative Humidity

### 1. Introduction

One of the most important challenges in the 21st century is global warming, which threatens humanity seriously [1]. Vapor condensation-based cooling systems are among the common systems used for cooling buildings. One of the most important disadvantages of these systems is the high consumption of electrical energy and the increase in CFC<sup>1</sup> emissions, leading to global warming [2, 3]. Hence, an urgent demand is to replace conventional cooling systems with eco-friendly systems with lower energy consumption. With awareness of this threat, engineers worldwide have started research and efforts in designing modern cooling systems with high energy efficiency and minimal environmental impact [4]. The desiccant cooling system is one of these modern systems. In desiccant cooling systems, air dehumidification is performed, followed by air cooling up to an acceptable level by evaporative systems. Since this technique works without common refrigerants, such as CFCs, and can drive the cooling cycle with a low-temperature energy source (e.g., industrial waste heat or solar energy), it has attracted much attention [5]. Besides, the EAHEs have also made an acceptable contribution to new air conditioning systems due to their lack of adverse environmental impacts, low operating costs, and acceptable efficiency [6]. Figure 1 shows a

desiccant cooling cycle consisting of two parts of process and regeneration. In this system, the air first enters the desiccant wheel from point 1, and its humidity decreases. From point 2, this air enters the heat recovery wheel, and its temperature decreases. As the process air passes through the first evaporative cooler from point 3, the air temperature decreases and enters the building space.

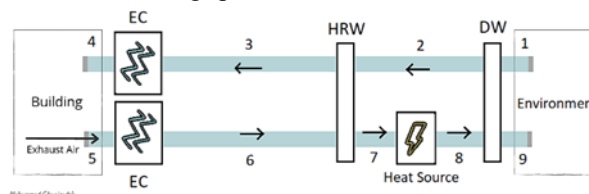


Figure 1. Desiccant cooling system.

In the regeneration part, the air leaving room is directed to the second evaporative cooler. The air exiting air from the second evaporative cooler pre-cools the supplied air to the first evaporative cooler by passing through the heat recovery wheel. In the next step, the air temperature in the heat source increases to reach the level necessary to revive the desiccant cooling cycle. Finally, the air exits from this wheel to the outside environment. This cooling cycle was extensively analyzed numerically and experimentally.

Pandelidis et al. [7] investigated hybrid cooling

<sup>1</sup> Chlorofluorocarbon

system of desiccant cooling cycle and indirect evaporative cooler. Using an indirect evaporative cooler as a component before and after the desiccant wheel reduced the regeneration temperature by about 40°C. Liang et al. [8] examined the performance of combined ground source heat pump and a desiccant cooling system. The overall coefficient of performance of the system was 10.4. Serageldin et al. [9] studied the effect of pipe diameter and pipe length on the performance of EAHE. They found that increasing the pipe diameter from 2 to 3 inches reduces the air temperature by 1.7 °C. In addition, when the pipe length increases from 1 m to 10 m, the air temperature difference between the inlet and outlet of EAHE increases from 2 to 5 °C. Yang et al. [10] studied the performance of the EAHE in a region with hot summer and cold winter conditions. Their results showed that the EAHE pipe with diameter of 0.5 m and length of 100 m could provide cooling capacity above 3 kW. The present study proposed a desiccant cooling system coupled with EAHE. The main objective of the present study is to examine the effect of EAHE on reducing the temperature of the air entering the building and increasing the cooling capacity of the system.

## 2. The proposed cooling cycle

The proposed cooling system is shown in Figure 2. As shown in the figure, the EAHE is used in this hybrid system to pre-cool the air entering the first evaporative cooler.

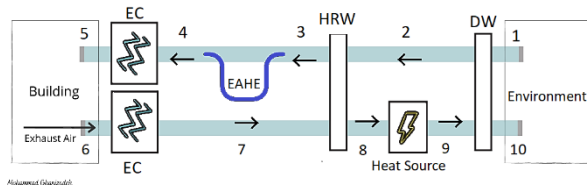


Figure 2. Schematic of the proposed system.

This system includes a desiccant wheel, heat recovery wheel, EAHE, two evaporative coolers, and a heat source.

### 2.1. Governing Equations

The analogy method was used to model the desiccant wheel. It models the dehumidification process in the desiccant wheel [11, 12]. Equations 1-4 are for the analogy method [13].

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{(T_i + 273.15)^{1.49}} - 4.344 \left( \frac{w_i}{1000} \right)^{0.8624} \quad (1)$$

$$F_{2,i} = \frac{(T_i + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127 \left( \frac{w_i}{1000} \right)^{0.07969} \quad (2)$$

$$\eta_{F_1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,8} - F_{1,1}} \quad (3)$$

$$\eta_{F_2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,9} - F_{2,1}} \quad (4)$$

To model the heat recovery wheel, the equation of this system is used considering the heating efficiency [14]:

$$T_2 - T_3 = \eta_{hw}(T_2 - T_7) \quad (5)$$

For simulation of the EAHE and calculation of the EAHE outlet air temperature, the hybrid model proposed by Minaei et al. [15] was used. Due to the complexity of the model, its description was beyond the scope of the present paper, so for more detail, the reader refers to [15].

Considering the cooling efficiency of the evaporative cooler  $\eta_{ec}$ , the energy conservation equations in this system are given as follows [16]:

$$T_4 - T_5 = \eta_{ec1}(T_4 - T_{wb,4}) \quad (9)$$

$$T_6 - T_7 = \eta_{ec2}(T_6 - T_{wb,6}) \quad (10)$$

Equations 9 and 10 are written respectively for the first and second cooler. Also, the power required for the heater is determined as follows [17]:

$$Q = \rho \dot{V} c_p \Delta T \quad (11)$$

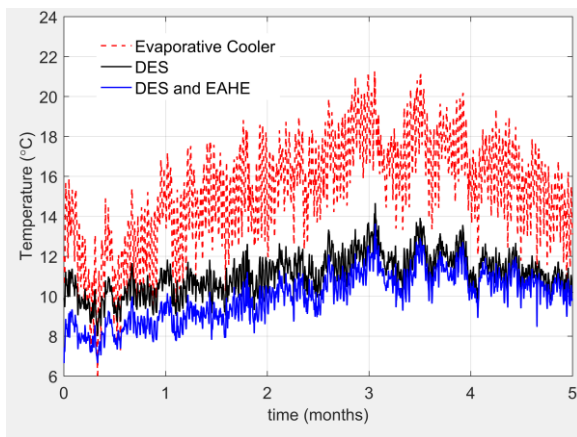
## 3. Results and Discussion

The study was conducted for the climate of Tehran, and the simulation time was considered from April 21 to September 22. Based on outdoor conditions in Tehran, it is necessary to cool the building during this period. Weather data and real environmental conditions of Tehran, including temperature and relative humidity taken from weather stations, were used for simulation. In this study, the values and coefficients given in Table 1 are used.

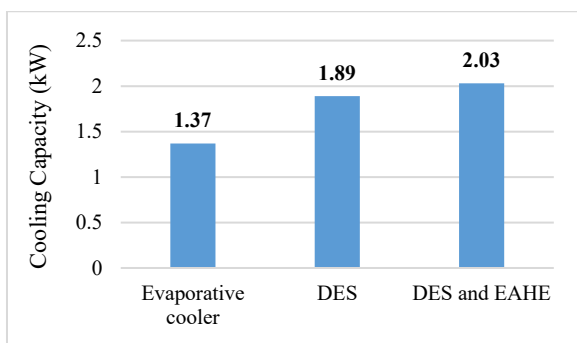
Figure 3 shows the average temperature of the air entering the room for the proposed hybrid system, the usual desiccant cooling system, and the evaporative cooler. As shown in Figure 3, the temperature of the air entering the room for the hybrid cooling system is 1.1 and 5.3 °C lower than the usual desiccant cooling system and the evaporative cooler, respectively. Figure 4 shows the average cooling capacity of the three discussed cooling systems. According to this figure, the average cooling capacity of the evaporative cooler, the usual desiccant cooling system, and the proposed hybrid system are 1.37 kW, 1.89 kW, and 2.03 kW, respectively. The cooling capacity of the hybrid cooling system is 7.4% more than the usual desiccant cooling system.

**Table 1.** The coefficients and values used in the simulation.

Parameters	Symbol	Value (Unit)
potentials efficiencies	$\eta_{F1}$	0.14
Potentials efficiencies	$\eta_{F2}$	0.75
Regeneration temperature	$T_9$	80 (°C)
First DEC <sup>1</sup> saturation efficiency	$\eta_{ec,1}$	0.9
Second DEC saturation efficiency	$\eta_{ec,2}$	0.78
HRW sensible effectiveness	$\eta_{hw}$	0.85
Room temperature	$T_6$	26.5 (°C)
EAHE pipe length	L	30 (m)
EAHE pipe diameter	D	15 (cm)
Cube feet per minutes	CFM	200 (cfm)
Buried Depth	Z	3 (m)



**Figure 3.** The average temperature of the air entering the room for three different systems.



**Figure 4.** The average cooling capacity for three different systems.

## 4. Conclusions

1. Direct evaporative cooler

The present study proposed a new hybrid system consisting of a desiccant cooling system and EAHE. The results showed that the proposed system could reduce the temperature of the air entering the building to an acceptable level. The average temperature of the air entering the building for the evaporative cooler, the desiccant cooling system, and the proposed system were 15.3 °C, 11.1 °C, and below 10 °C, respectively. It was also observed that using EAHE along with the desiccant cooling system increases the cooling capacity of the system.

## 5. References

- [1] F. Jomehzadeh, P. Nejat, J.K. Calautit, M.B.M. Yusof, S.A. Zaki, B.R. Hughes, M.N.A.W.M. Yazid, A review on windcatcher for passive cooling and natural ventilation in buildings, Part 1: Indoor air quality and thermal comfort assessment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 70, pp.736-756, 2017.
- [2] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner. *Building and Environment*, Vol. 45, No. 11, pp. 2421–2429, 2010.
- [3] Z. Emdadi, A. Maleki, M. Mohammad, N. Asim, M. Azizi, Coupled Evaporative and Desiccant Cooling Systems for Tropical Climate. *International Journal of Environmental Science*, Vol. 2, 2017.
- [4] L.W. Davis and P.J. Gertler, Contribution of air conditioning adoption to future energy use under global warming. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, Vol. 112, No. 19, pp. 5962-5967, 2015.
- [5] F.E. Nia, D.Van Paassen, M.H. Saidi, Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning. *Energy and buildings*, Vol. 38, No. 10, pp. 1230-1239, 2006.
- [6] Z. Liu, P. Sun, S. Li, Z. J. Yu, M. El Mankibi, L. Roccamena, T. Yang, G. Zhang, Enhancing a vertical earth-to-air heat exchanger system using tubular phase change material. *Journal of Cleaner Production*, Vol. (237). pp. 117763, 2019.
- [7] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, S. Anisimov, P. Drag, B. Vager, V. Vasilijev, Multi-stage desiccant cooling system for moderate climate. *Energy conversion and management*, Vol. 177, pp. 77-90, 2018.
- [8] J.D. Liang, C.L. Kao, L.K. Tsai, Y.C. Chiang, H.C. Tsai, S.L. Chen, Performance investigation of a hybrid ground-assisted desiccant cooling system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 265, pp. 115765, 2022.
- [9] A.A. Serageldin, A.K.Abdelrahman, S. Ookawara, Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. *Energy Conversion and management*, Vol. 122, pp. 25-38, 2016.
- [10] D. Yang, Y.Guo, J. Zhang, Evaluation of the thermal performance of an earth-to-air heat exchanger in a harmonic thermal environment. *Energy Conversion and Management*, Vol. 109, pp. 184-194, 2016.
- [11] I.L. Maclaine-Cross and P.J. Banks, Coupled heat and mass transfer in regenerators—prediction using an analogy with heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 6, pp. 1225-1242, 1972.

- [12] I.L. Maclaine-Cross, *Theory of Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators*. Ph. D. Thesis, Monash University, 1974.
- [13] J.J. Jurinak, *Open Cycle Solid Desiccant Cooling--Component Models and System Simulations*. The University of Wisconsin-Madison, 1982.
- [14] W.M. Kays and A.L. London, *Compact heat exchangers*, McGraw Hill, 1984.
- [15] Minaei, A., Talee, Z., Safikhani, H. and Ghaebi, H., 2021. Ther A. Minaei, Z. Talee, H. Safikhani, H. Ghaebi, Thermal resistance capacity model for transient simulation of Earth-Air Heat Exchangers. *Renewable Energy*, Vol. 167, pp. 558-567, 2021.
- [16] J.R. Camargo, C.D. Ebinuma, J.L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. *International journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp.1124-1132, 2005.
- [17] Elias Moore , *Heating Systems: Design, Applications and Technology*, Nova Science, 2020.

## شبیه سازی و بررسی عملکرد سیستم سرمایش دسیکنت کوپل شده با یک مبدل حرارتی

### زمین به هوا

عسگر مینایی<sup>1\*</sup>، محمد غنی زاده<sup>2</sup>، هادی غایبی<sup>3</sup>

1- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

3- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

\* اردبیل، صندوق پستی 179، [a.minaei@uma.ac.ir](mailto:a.minaei@uma.ac.ir)

#### چکیده

در مقاله حاضر یک سیستم ترکیبی جدید شامل سیستم سرمایش دسیکنت و مبدل حرارتی زمین به هوا پیشنهاد و بررسی شده است. عملکرد حرارتی سیستم پیشنهادی با سیستم سرمایش دسیکنت معمول و همچنین کولر آبی مقایسه شده است. برای مدل سازی چرخ دسیکنت از روش قیاس (analogy method) استفاده شده است و برای بررسی مبدل حرارتی زمین به هوا و سیال داخل آن، لوله مبدل، به چند قسمت مساوی تقسیم شده و با استفاده از مدل های مقاومت-ظرفیت، معادلات دیفرانسیل جهت بررسی انتقال حرارت در لوله و سیال داخل آن حل شده است. شبیه سازی ها برای شهر تهران و با استفاده از داده های واقعی آب و هوای بیرون انجام گرفته است. مقایسه این سیستم ترکیبی با سیستم دسیکنت معمول و کولر آبی نشان می دهد که متوسط دمای هوای ورودی به اتاق برای این سیستم ترکیبی در مقایسه با سیستم دسیکنت معمول و کولر آبی به ترتیب 1/1 و 5/3 درجه سلسیوس پایین تر است. بررسی پارامتریک نشان داد که افزایش طول لوله مبدل از 30 متر به 50 متر 3/44٪ متوسط ظرفیت سرمایش سیستم ترکیبی را افزایش می دهد. همچنین مشخص شد که افزایش قطر لوله مبدل تاثیر چندانی در افزایش ظرفیت سرمایشی سیستم ندارد. افزایش مقدار دبی حجمی هوا از 200cfm به 400cfm باعث شد که متوسط ظرفیت سرمایش به میزان 94/58٪ افزایش یابد.

کلیدواژه‌گان: مبدل حرارتی زمین به هوا، سیستم سرمایش دسیکنت، سرمایش، تهویه مطبوع، رطوبت نسبی

## Simulation and Performance Evaluation of Desiccant Cooling System Coupled to an Earth-to-Air Heat Exchanger

Asgar Minaei<sup>1\*</sup>, Mohammad Ghanizadeh<sup>2</sup>, Hadi Ghaebi<sup>3</sup>

1-Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

2- MS Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

3- Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

\* P.O.B. 179 Ardabil, Iran, [A.minaei@uma.ac.ir](mailto:A.minaei@uma.ac.ir)

Received: 27 September 2022 Accepted: 27 February 2023

#### Abstract

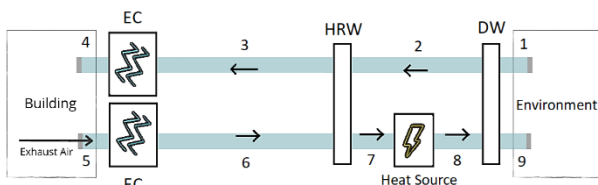
The present study aims to propose and evaluate a new hybrid system consisting of a desiccant cooling system and earth-to-air heat exchanger (EAHE). The thermal performance of the proposed system is compared with the usual desiccant cooling system and an evaporative cooler. The analogy method is used to model a desiccant wheel. To investigate the heat transfer in EAHE and soil around it, the EAHE and soil around it are divided into several equal parts. The heat transfer problem in the solution domain is solved using resistance-capacity models. The simulations are performed for Tehran city using outdoor realistic weather data. The results reveal that in the proposed hybrid cooling system, the average temperature of the entering air a room is 1.1 and 5.3 °C lower than that of the usual desiccant cooling system and the evaporative cooler, respectively. The EAHE parametric analysis shows that by increasing the pipe length from 30 m to 50 m, the average cooling capacity of the overall system increases by 3.44%. It was also found that increasing the pipe diameter does not affect the cooling capacity significantly. Increasing the volume flow rate value from 200 to 400 cfm increases the average cooling capacity by 94.58%.

**Keywords:** Earth-to-Air Heat Exchanger, Desiccant Cooling System, HVAC, Cooling, Relative Humidity

## 1- مقدمه

هوا، هوا به داخل لوله‌هایی که در زیر زمین دفن شده‌اند هدایت می‌شود. در فصل تابستان با جریان یافتن هوای گرم داخل این لوله‌ها، گرمای هوا به زمین منتقل می‌شود و در نتیجه آن دمای هوا در خروجی لوله‌ها کمتر از ورودی لوله خواهد بود. هوای خروجی از مبدل زمین به هوا می‌تواند برای سرمایش یا پیش سرمایش ساختمان به کار رود [8]. عملکرد حرارتی این سیستم به دمای خاک بستگی دارد. در اقلیم‌های سرد این سیستم می‌تواند به تنهایی پاسخگوی بار سرمایش ساختمان باشد، ولی در اقلیم‌های گرم و معتدل برای تأمین بار برودتی ساختمان این سیستم باید با سیستم‌های دیگر ترکیب شود. هدف مقاله حاضر ترکیب سیستم سرمایش دسیکنت با سیستم مبدل زمین به هوا و بررسی عملکرد حرارتی این سیستم است. در این راستا سعی می‌شود تاثیر پارامترهای طراحی مانند طول لوله، قطر لوله و همچنین دبی هوا بررسی شود و در نهایت سیستم کلی از نظر تأمین آسایش حرارتی با سیستم دسیکنت معمول مقایسه شود.

شکل 1، یک چرخه سرمایش دسیکنت را نشان می‌دهد که شامل دوبخش فرآیند و احیا است. در این سیستم هوا ابتدا از نقطه 1 وارد چرخ دسیکنت می‌شود و رطوبت آن کاهش می‌یابد. در نقطه 2 این هوا وارد چرخ احیای حرارتی می‌شود و دمای آن کاهش پیدا می‌کند. با عبور هوای فرآیند از کولر اول در نقطه 3، دمای هوا کمتر شده و وارد فضای ساختمان می‌شود.



شکل 1 شماتیک یک چرخه سرمایشی دسیکنت

در بخش بعدی فرآیند هوای اتاق به سمت کولر دوم هدایت می‌شود تا هوا دوباره پیش سرمایش شود. هوای خروجی از کولر دوم با عبور از یک چرخ احیای حرارتی دمای هوای ورودی به کولر اول را پیش سرد می‌کند. در مرحله بعد دمای هوا در منبع گرما (heat source) افزایش می‌یابد تا به سطحی برسد که برای احیای چرخه دسیکنت لازم است، در نهایت هوای خروجی از این چرخ وارد محیط بیرون می‌شود. این چرخه سرمایشی به طور گسترده به صورت عددی و تجربی تجزیه و تحلیل شده است. ژانگ و نیو [9] با یک پژوهش که شامل یک چرخ دسیکنت، یک چرخ حرارتی محسوس<sup>8</sup>، یک کویل سرمایشی و یک کولر تبخیری بود نشان دادند که یک سیستم سقف سرد<sup>9</sup> همراه با خنک کننده دسیکنت می‌تواند تا 40 درصد در مصرف انرژی اولیه در مقایسه با یک سیستم سرمایش معمولی صرفه‌جویی کند. هوردگان و همکاران [10] یک سیستم سرمایش دسیکنت با منبع حرارتی خورشیدی را بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که استفاده از انرژی خورشیدی در سیستم باعث افزایش ضریب عملکرد (COP) بین 50 تا 120 درصد می‌شود. پاندلیس و همکاران [11] عملکرد یک سیستم خنک کننده دسیکنت ادغام شده با یک خنک کننده تبخیری غیرمستقیم را ارزیابی کردند. آنها با استفاده از یک خنک کننده تبخیری غیرمستقیم به

یکی از مهم‌ترین چالش‌ها در قرن بیست و یکم گرمایش جهانی<sup>1</sup> است که بشر را به طور جدی تهدید می‌کند. بخش ساختمان با 40 درصد مصرف جهانی انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای<sup>2</sup> نقش اساسی در این تهدید دارد. در این راستا نمی‌توان تاثیر سیستم‌های سرمایشی را نادیده گرفت که در کنار سیستم‌های تهویه و گرمایش در مجموع 60 درصد انرژی مصرفی ساختمان‌ها را تشکیل می‌دهند [1]. سیستم‌های خنک کننده بر پایه تراکم بخار<sup>3</sup> از جمله سیستم‌های معمول مورد استفاده برای سرمایش ساختمان‌ها هستند [2، 3]. از مهمترین معایب این سیستم‌ها مصرف بالای انرژی الکتریکی است که منجر به گرم شدن کره زمین می‌شود. آمار نشان می‌دهد که در کشور ما 40 درصد کل انرژی مصرفی در بخش ساختمان است و این رقم سال به سال در حال افزایش است. در میان تجهیزات گرمایش، سرمایش و تهویه این سامانه‌های سرمایشی هستند که بیشترین مصرف انرژی را دارند [4]. از این رو درخواست فوری برای جایگزینی سیستم‌های خنک کننده معمولی با سیستم‌های سازگار با محیط زیست با مصرف انرژی کمتر وجود دارد. مهندسان در سرتاسر جهان با آگاهی از این تهدید، پژوهش‌ها و تلاش‌های خود را در راستای طراحی سیستم‌های سرمایشی نوین با بهره‌وری انرژی بالا و با حداقل تاثیرات زیست محیطی آغاز کرده‌اند [5].

سیستم سرمایش دسیکنت<sup>4</sup> یکی از این سیستم‌های جدید است که توانسته توجهات زیادی را به خود معطوف کند. در خنک کننده‌های دسیکنت هوا رطوبت گیری<sup>5</sup> می‌شود و سپس در حد قابل قبول به وسیله سیستم‌های تبخیری سرد می‌شود. از آنجایی که این تکنیک بدون میردهای معمول مانند CFCها کار می‌کند و با منبع انرژی با دمای پایین (مانند گرمای اتلافی صنایع یا انرژی خورشیدی) میتواند چرخه سرمایش را هدایت کند، به همین دلیل توجهات زیادی را به سمت خود جلب کرده است. مواد دسیکنت یا همان مواد خشک‌کن رطوبت هوا را تا جایی که با هوا به تعادل رطوبتی برسند، از آن جذب می‌کنند. رطوبت جذب شده توسط ماده خشک‌کن را می‌توان با گرم کردن و قرار دادن آن در معرض جریان هوای احیا کننده<sup>6</sup> از ماده خشک‌کن حذف کرد تا بتواند دوباره رطوبت را جذب کند. بزرگترین مزیت سیستم سرمایش دسیکنت پتانسیل بالای آن در صرفه‌جویی انرژی و کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی است [6]. در کنار این سیستم‌ها، مبدل‌های حرارتی زمین به هوا<sup>7</sup> نیز به دلیل نداشتن تاثیرات مخرب زیست محیطی، هزینه عملیاتی پایین و بهره‌وری قابل قبول در راستای سرمایش و یا گرمایش فضا می‌تواند سهم قابل قبولی در سیستم‌های تهویه مطبوع جدید داشته باشد. مبدل حرارتی زمین به هوا می‌تواند به دلیل ثابت بودن دمای اعماق زمین هم به منظور سرمایش (در فصول گرم سال) و هم گرمایش ساختمان (در فصول سرد سال) استفاده شود و در نتیجه باعث کاهش مصرف انرژی ساختمان شود [7]. دمای خاک در طول سال در عمق‌های کم متغیر است اما از یک عمق به بعد دمای خاک ثابت می‌ماند و در طول سال تغییری نمی‌کند. این دمای ثابت به طور معمول در تابستان کمتر از دمای هوای بیرون و در زمستان بیشتر از هوای بیرون است. در مبدل‌های زمین به

1. Global Warming
2. Greenhouse Gas Emissions
3. Vapor Compression Cooling Systems
4. Desiccant Cooling System
5. Dehumidification
6. Regeneration Air Stream
7. Earth to Air Heat Exchanger

8. Sensible Heat Wheel  
9. Chilled Ceiling System

پتانسیل سرمایش این سیستم در آب و هوای گرم و خشک ارائه دادند. پس از اعتبارسنجی، این مدل در محیط TRNSYS به منظور بررسی عملکرد حرارتی سیستم در شرایط آب و هوایی کویت شبه‌سازی شد. نتیجه بررسی آن‌ها نشان داد که مبدل حرارتی زمین به هوا می‌تواند 30 درصد نیاز انرژی برای سرمایش را در فصل تابستان تامین کند.

در زمینه ترکیب مبدل زمین به هوا با سیستم های سرمایش دیگر نیز مطالعاتی انجام گرفته است. معرفت و همکاران [21] به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی مبدل زمین به هوا و یک خنک کننده تبخیری مستقیم برای استفاده در شهر تهران پرداختند. شبه‌سازی برای گرم‌ترین روز سال انجام گرفت. نتایج نشان داد که مبدل زمین به هوا باعث کاهش 10 درجه سلسیوس هوای بیرون و سیستم تبخیری مستقیم باعث کاهش 6 درجه سلسیوس هوای ورودی به آن شده است. سیستم پیشنهادی قادر بود تا در گرم‌ترین روز سال آسایش حرارتی را برای ساکنین فراهم کند. سیستم ترکیبی در مقایسه با سیستم کولر آبی افزایش بازدهی 45 درصد را نشان داد. نعمتی و همکاران [22] یک سیستم جدید ترکیبی کانال زیر زمینی هوا و خنک کننده تبخیری غیر مستقیم را پیشنهاد و مدل سازی کردند. نتایج با داده‌های تجربی اعتبار سنجی شد و تطابق خوبی را نشان داد. همچنین مصرف آب در سیستم تبخیری غیر مستقیم به صورت تئوری محاسبه شد. نتایج نشان داد که سیستم ترکیبی در مقایسه با سیستم تبخیری غیر مستقیم نه تنها عملکرد حرارتی را بهبود می بخشد بلکه باعث کاهش مصرف آب نیز شده است. این سیستم باعث صرفه جویی در انرژی به میزان 65 درصد و صرف جویی در مصرف آب به میزان 45 درصد شده است. آنها با بررسی اقتصادی سیستم پیشنهادی، دوره بازگشت سرمایه را 5/5 تا 6/4 سال اعلام کردند. دو و همکاران [23] سیستم ترکیبی پمپ حرارتی با منبع هوایی و مبدل زمین به هوا را به منظور سرمایش در شهر های هیوستون و دالاس با اقلیم گرم و مرطوب بررسی کردند. نتایج کار آنها نشان داد که سیستم ترکیبی در مقایسه با پمپ حرارتی باعث صرفه جویی در مصرف انرژی به میزان 9/6 درصد در شهر هیوستون و 13/8 درصد در شهر دالاس می‌شود. جاسم [24] به بررسی سیستم ترکیبی بادگیر و مبدل زمین به هوا برای برقراری آسایش حرارتی در اقلیم گرم و خشک پرداخت. در این مقاله بادگیر با یک مبدل زمین به هوا برای بهره گیری از دمای پایین خاک و کاهش بیشتر دمای هوای ورودی به ساختمان ارتباط داشت. نتایج نشان داد که در این حالت دمای هوا تا 18 درجه سلسیوس کاهش می یافت و رطوبت نسبی تا 23 درصد بهبود یافت. همچنین ضریب عملکرد سیستم با افزایش سرعت در مبدل زمین به هوا به 3/5 متر بر ثانیه تا 5/24 افزایش یافت.

هدف از مقاله حاضر بررسی عملکرد سیستم سرمایشی ترکیبی چرخه سرمایش دسیکت با یک مبدل زمین به هواست. همانطور که قبلاً در مقاله حاضر بیان شد مبدل زمین به هوا در اقلیم های معتدل نمی تواند به تنهایی برای سرمایش استفاده شود و باید با یک سیستم دیگر ترکیب شود. از طرف دیگر چرخه سرمایش دسیکت یک سیستم سرمایش بدون کلروفلوروکربن<sup>۳</sup> است که در سال‌های اخیر توسط بعضی محققان با سیستم های زمینی از جمله مبدل زمینی گمانه ترکیب شده و عملکرد قابل قبولی گزارش شده است. بررسی نویسندگان مقاله حاضر نشان داد که تاکنون مطالعه‌ای در زمینه ترکیب چرخه سرمایش دسیکت و مبدل زمین به هوا جهت سرمایش

عنوان یک جزء قبل و بعد از چرخ دسیکت دمای احیا را حدود 40 درجه سلسیوس کاهش دادند. حیدری نژاد و پاسدارشهری [12] تأثیر برخی شرایط عملیاتی مانند دمای احیا و سرعت چرخش را بر عملکرد چرخه سرمایش دسیکت بررسی کردند. آنها یک مقدار بهینه برای دمای احیا و سرعت چرخش بر اساس شرایط طراحی چرخه خنک کننده بدست آوردند. لیانگ و همکاران [13] یک سیستم سرمایش هیبریدی جدید پیشنهاد کردند که در آن یک پمپ حرارتی و انرژی زمین گرمایی کم‌عمق با سیستم سرمایش دسیکت ادغام شده‌بود. در شرایط هوای بیرونی 33/3 درجه سلسیوس و نسبت رطوبت 24/9 گرم بر کیلوگرم، سیستم توانسته است شرایط هوای 23/8 درجه سلسیوس و نسبت رطوبت 8/13 گرم بر کیلوگرم را برای ساختمان فراهم کند و ضریب عملکرد کلی سیستم 10/4 بوده است. همچنین صرفه جویی در مصرف انرژی در دوران تابستان تا 31/7٪ در مقایسه با سیستم تراکمی بوده است. شریدان و میچل [14] با استفاده از نرم افزار TRNSYS مدلی از سیستم دسیکت هیبریدی ارائه کردند. آن‌ها سیستم خود را برای دو شرایط آب و هوایی مختلف شبه‌سازی کردند و نشان دادند که برای آب و هوای گرم و مرطوب، چرخه دسیکت هیبریدی، 25 تا 40 درصد انرژی کمتری نسبت به سیستم‌های تراکم بخار معمولی مصرف می‌کند. در یک مطالعه تجربی، اسپرفورک و همکاران [15] عملکرد سیستم ترکیبی شامل دسیکت و مبدل حرارتی گمانه<sup>۱</sup> را بررسی و مشاهده کرده‌اند که این سیستم ترکیبی مصرف الکتریسیته را به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد. این محققان ادعا کرده‌اند که این سیستم، صرفه‌جویی انرژی الکتریکی بیش از 70 درصد در مقایسه با سیستم‌های تهویه مرسوم و صرفه‌جویی 54 درصدی انرژی در مقایسه با سیستم دسیکت ترکیبی با تکیه بر چیلر الکتریکی<sup>۲</sup> را نشان می‌دهد. کازاس و اشمیتز [16] به طور تجربی عملکرد یک سیستم خنک کننده ترکیبی چرخه سرمایش دسیکت و مبدل حرارتی گمانه را ارزیابی کردند. سیستم پیشنهادی آنها منجر به صرفه جویی در مصرف انرژی حدود 70 درصد شد. براردی و همکاران [17] عملکرد حرارتی سیستم ترکیبی مبدل حرارتی منبع زمینی و چرخه دسیکت را بررسی کردند. نتایج کار آنها نشان داد که در بهترین سناریو که در آن مبدل حرارتی زمینی قبل و بعد از چرخه دسیکت نصب شده بود، سیستم قادر بوده در 95 درصد زمان کاری آسایش حرارتی را مهیا کند و در مقایسه با سیستم‌های تهویه معمول انرژی کمتری مصرف کند.

سراگلدین و همکاران [18] تأثیر قطر و طول لوله را بر عملکرد یک مبدل حرارتی زمین به هوا بررسی کردند. آنها دریافتند که با افزایش قطر لوله از 2 به 3 اینچ، دمای هوا 1/7 درجه سلسیوس کاهش می‌یابد. علاوه بر این، زمانی که طول لوله از 1 متر به 10 متر افزایش یابد، اختلاف دمای هوا بین ورودی و خروجی مبدل از 2 به 5 درجه سانتی گراد افزایش می‌یابد. یانگ و همکاران [19] از یک سیستم مبدل زمین به هوا برای بهبود بهره‌وری انرژی ساختمان در یک منطقه با شرایط تابستان گرم و زمستان سرد، استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که یک سیستم مبدل زمین به هوا با طول لوله 100 متر و شعاع 0/5 متر می‌تواند روزانه بیش از 3 کیلووات ظرفیت برای سرمایش و یا گرمایش ارائه دهد. العجمی و همکاران [20] یک مدل تحلیلی از مبدل حرارتی زمین به هوا برای پیش‌بینی دمای خروجی هوا و بررسی

1. Borehole Heat Exchanger  
2. Electric Chiller

3. Chlorofluorocarbons (CFCs)

برای مدل‌سازی چرخ دسیکنت از روش قیاس<sup>۴</sup> استفاده شده است. روش قیاس، فرآیند رطوبت زدایی را که در چرخ دسیکنت انجام می‌شود، شبیه‌سازی می‌کند [25، 26]. این کار با معرفی دو متغیر،  $F_1$  و  $F_2$  به عنوان پتانسیل‌های ترکیبی بیان می‌شود [27]. معادلات 1 تا 4 فرمول پیشنهادی یوریناک برای روش قیاس است [28].

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{(T_i + 273.15)^{1.49}} - 4.344 \left(\frac{W_i}{1000}\right)^{0.8624} \quad (1)$$

$$F_{2,i} = \frac{(T_i + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127 \left(\frac{W_i}{1000}\right)^{0.07969} \quad (2)$$

$$\eta_{F_1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,8} - F_{1,1}} \quad (3)$$

$$\eta_{F_2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,9} - F_{2,1}} \quad (4)$$

در روابط فوق  $W_i$  بیانگر رطوبت مخصوص است. همچنین با فرض عدم مبادله انرژی و جرم بین سیستم و محیط روابط زیر را می‌توان نوشت.

$$T_1 - T_2 = T_{10} - T_9 \quad (5)$$

$$W_1 - W_2 = W_{10} - W_9 \quad (6)$$

در روش قیاس برحسب این که چرخ دسیکنت از لحاظ عملکرد در چه محدوده‌ای است، ابتدا مقادیری برای  $\eta_{F_1}$ ،  $\eta_{F_2}$  تعیین می‌شود بیانگر که راندمان چرخ است. مقادیر مربوط به سه سطح عملکرد چرخ دسیکنت به صورت زیر است [28]:

$$(\eta_{F_1} = 0.05, \eta_{F_2} = 0.95) \quad \text{چرخ دسیکنت با عملکرد بالا}$$

$$(\eta_{F_1} = 0.08, \eta_{F_2} = 0.8) \quad \text{چرخ دسیکنت با عملکرد متوسط}$$

$$(\eta_{F_1} = 0.1, \eta_{F_2} = 0.7) \quad \text{چرخ دسیکنت با عملکرد پایین}$$

در ورودی جریان احیا که همان موقعیت 9 در شکل 2 است، مقادیر مربوط به پتانسیل‌های مشخصه  $F_{1,9}$ ،  $F_{2,9}$  را می‌توان از معادلات (1) و (2) محاسبه کرد:

$$F_{1,9} = \frac{-2865}{(T_9 + 273.15)^{1.49}} - 4.344 \left(\frac{W_9}{1000}\right)^{0.8624} \quad (7)$$

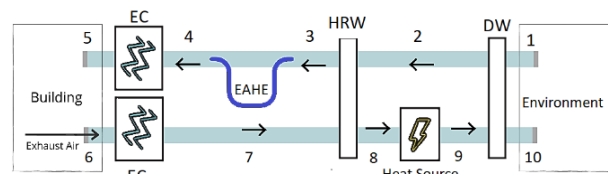
$$F_{2,9} = \frac{(T_9 + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127 \left(\frac{W_9}{1000}\right)^{0.07969} \quad (8)$$

حال بر اساس مقادیر محاسبه شده و با توجه به مقادیر ضریب عملکرد  $\eta_{F_1}$ ،  $\eta_{F_2}$  مقادیر پتانسیل‌های مشخصه  $F_{1,2}$ ،  $F_{2,2}$ ، در خروجی چرخ (موقعیت 2 در شکل 2) را می‌توان با استفاده از معادلات (3) و (4) محاسبه کرد:

پیشنهاد و بررسی نشده است. در حالی که ترکیب سیستم سرمایش دسیکنت و مبدل زمین به هوا باعث افزایش ظرفیت سرمایش نسبت به سیستم‌های سرمایش تبخیری دیگر مانند چرخه سرمایش دسیکنت معمولی و کولر آبی می‌شود.

## 2- مدل سازی

در مقاله حاضر، یک سیستم سرمایش دسیکنت به همراه مبدل حرارتی زمین به هوا پیشنهاد شده است و هدف از این پژوهش، بررسی تاثیر مبدل حرارتی زمین به هوا در کاهش دمای هوای ورودی به ساختمان و افزایش ظرفیت سرمایشی کل سیستم است. همان طور که در شکل 2 مشخص است، در این سیستم ترکیبی از مبدل حرارتی زمین به هوا جهت پیش سرمایش هوا، قبل از کولر اول استفاده شده است. این سیستم شامل چرخ دسیکنت، چرخ احیای حرارتی، مبدل حرارتی زمین به هوا، دو کولر تبخیری و منبع گرما است.



شکل 2 شماتیک سیستم پیشنهادی در این مقاله

بخش احیا<sup>۱</sup> و بخش فرآیند<sup>۲</sup> دو بخش اصلی این سیستم خنک کننده هستند. در بخش فرآیند، هوای گرم و مرطوب برای ورود به داخل ساختمان آماده می‌شود و در بخش احیا، هوا برای احیای چرخ دسیکنت گرم می‌شود. بر این اساس، در بخش فرآیند، هوای محیط (نقطه 1) وارد چرخ دسیکنت (DW) می‌شود که در آن رطوبت مخصوص ( $w$ ) هوا کاهش می‌یابد و دمای آن افزایش می‌یابد. سپس هوای فرآیند (نقطه 2) از چرخ احیای حرارتی (HRW) عبور می‌کند و دمای آن در یک فرآیند با نسبت رطوبت ثابت کاهش می‌یابد. پس از آن، هوای فرآیند (نقطه 3) وارد مبدل حرارتی زمین به هوا می‌شود، جایی که دمای آن قبل از ورود به کولر اول پیش سرد می‌شود. در مرحله بعد، دمای هوای فرآیند (نقطه 4) در اولین کولر با افزودن رطوبت به آن کاهش می‌یابد سپس این هوا وارد فضای ساختمان (نقطه 5)، می‌شود. در قسمت احیا، دمای هوای برگشتی از اتاق (نقطه 6) در کولر دوم کاهش می‌یابد. پس از آن، هوای احیا (نقطه 7) وارد چرخ احیای حرارتی می‌شود، جایی که دمای آن در یک فرآیند با نسبت رطوبت ثابت افزایش می‌یابد. سپس هوای احیا شده (نقطه 8) وارد گرمکن می‌شود و دمای آن تا دمای احیای چرخ دسیکنت افزایش می‌یابد. سپس این هوا وارد چرخ دسیکنت می‌شود (نقطه 9) و مواد جاذب چرخ دسیکنت را احیا می‌کند. فرآیند احیا باعث کاهش دمای هوا و افزایش نسبت رطوبت آن می‌شود. در نهایت، این هوا به محیط بیرون هدایت می‌شود (نقطه 10). برای بررسی عددی هر سیستم باید بخش‌ها و اجزای مختلف آن شبیه‌سازی شود. در ادامه نحوه شبیه‌سازی قسمت‌های مختلف سیستم پیشنهادی بیان می‌شود.

## 2-1- چرخ دسیکنت

1. Regeneration Section
2. Process Section
3. Heat Recovery Wheel

4. Analogy Method

$$T(z=0, t) = T_m - A_{surf} \cos\left(\frac{2\pi}{P}(t - t_0)\right) \quad (16)$$

در رابطه (16) اندیس  $T_m$  دمای متوسط سالانه سطح زمین است و  $A_{surf}$  دامنه تغییرات سالانه دمای سطح زمین است و  $t_0$  بازه زمانی بین نقطه شروع سال و نقطه زمانی است که دمای سطح زمین به حداقل خود می‌رسد. همچنین،  $P$  دوره هارمونیک است که برابر با یک سال است. حل معادله 15 با شرط مرزی 16 به معادله (17) منجر می‌شود که توسط کاسودا و آچنجیج [31] حل شده است:

$$T(z, t) = T_m - A_{surf} \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{p\alpha_s}}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{P}\left(t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{P}{\pi\alpha_s}}\right)\right) \quad (17)$$

علاوه بر این، مقادیر پارامترهای  $T_m$  و  $t_0$  و  $A_{surf}$  موجود در معادله 17 با استفاده داده‌های آب و هوایی موجود در سازمان هواشناسی منطقه استخراج می‌شوند.

### 2-3-2- توزیع دما در خاک اطراف لوله

در این بخش توزیع دما در خاک اطراف لوله با توجه به نرخ انتقال حرارت ثابت بر واحد طول لوله در قسمت خارجی لوله یعنی موقعیت  $r = r_{po}$  محاسبه می‌شود. از آنجایی که قطر مبدل در مقایسه با طول آن ناچیز است، از انتقال حرارت در جهت محوری چشم‌پوشی می‌شود و فقط انتقال حرارت شعاعی در اطراف لوله مطابق رابطه (18) در نظر گرفته می‌شود [30]:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (18)$$

شرط اولیه برای حل معادله (18) را می‌توان مطابق رابطه (19) نوشت [35]:

$$T(r, 0) = T_{Ground} \quad (19)$$

در رابطه (19)  $T_{Ground}$  دمای اولیه خاک است. این دما معمولاً برابر با میانگین دمای سالانه سطح خاک  $T_m$  فرض می‌شود. دمای خاک در فاصله طولانی از مبدل نیز با  $T_{Ground}$  برابر است [30]:

$$T(r \rightarrow \infty, t) = T_{Ground} \quad (20)$$

شرط مرزی دوم نیز را نیز می‌توان بر اساس نرخ انتقال حرارت ثابت در واحد طول سطح خارجی لوله مطابق رابطه (21) در نظر گرفت [26]:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_{po}} = q_{po} \quad (21)$$

جواب معادله (18)، با شرایط مرزی و شرایط اولیه گفته شده، به صورت رابطه (22) می‌شود [32]:

$$T(r, t) = T_{Ground} + \frac{q_{po}}{k_s} G(r, t) \quad (22)$$

$$\eta_{F1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,9} - F_{1,1}} \quad (9)$$

$$\eta_{F2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,9} - F_{2,1}} \quad (10)$$

$$F_{1,2} = \frac{-2865}{(T_2 + 273.15)^{1.49}} - 4.344 \left(\frac{w_2}{1000}\right)^{0.8624} \quad (11)$$

$$F_{2,2} = \frac{(T_2 + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127 \left(\frac{w_2}{1000}\right)^{0.07969} \quad (12)$$

### 2-2- چرخ احیای حرارتی

برای مدل‌سازی چرخ احیای حرارتی، از معادله مربوط به این سیستم با در نظر گرفتن بازده گرمایش  $\eta_{hw}$  استفاده می‌شود [29]:

$$T_2 - T_3 = \eta_{hw}(T_2 - T_7) \quad (13)$$

همچنین با فرض صفر بودن تلفات حرارتی به محیط و برابر بودن دبی جرمی هوای فرآیند و هوای احیا می‌توان نوشت:

$$T_2 - T_3 = T_8 - T_7 \quad (14)$$

### 2-3- مبدل حرارتی زمین به هوا

مبدل حرارتی زمین به هوا از مهم‌ترین بخش‌های این سیستم پیشنهادی است. در مقاله حاضر برای مدل‌سازی مبدل زمین به هوا از مدل مقاومت - ظرفیت مینایی و همکاران [30] استفاده شده است. در این مدل برای مدل‌سازی مبدل زمین به هوا، میدان حل به چندین قسمت تقسیم شده است که در ادامه بیان می‌شود.

### 1-3-2- مدل‌سازی دمای خاک

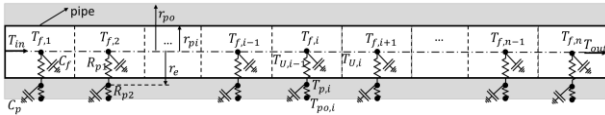
پارامتر تعیین‌کننده برای ارزیابی پتانسیل سرمایه‌گذاری و گرمایش زمین، دمای خاک زیر زمین در اعماق مختلف است. برای مدل‌سازی و انجام محاسبات ریاضی مربوط به توزیع دما در خاک، زمین به عنوان یک محیط نیمه بی‌نهایت در نظر گرفته شده است. برای این محیط می‌توان معادله انتقال حرارت گذرا را در جهت عمق ( $z$ ) درون خاک را به صورت معادله (15) نوشت.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (15)$$

در رابطه (15) اندیس  $\alpha_s$  ضریب نفوذ گرمایی خاک و  $z$  عمق خاک و فاصله از سطح زمین است. درجه حرارت زمین همانند دمای محیط در زمان‌های مختلف متفاوت است. فرض بر این است که دمای سطح زمین در طول سال به طور هارمونیک هماهنگ تغییر می‌کند. برای حل این معادله، تابع دما در سطح خاک به عنوان یک تابع کسینوس هارمونیک در نظر گرفته می‌شود که در معادله 16 ارائه شده است [31].

2-3-4- محاسبه دمای لوله و سیال آن با استفاده از مدل مقاومت حرارتی

در این قسمت انتقال حرارت در لوله و سیال داخل آن بررسی می‌شود. در اصل، مدل‌های مقاومت-ظرفیت بر اساس شباهت بین هدایت حرارتی و الکتریکی گسترش یافتند. در اینجا، مقاومت حرارتی و ظرفیت به ترتیب مشابه مقاومت الکتریکی و خازن است. روش‌های مبتنی بر شبکه حرارتی در مطالعات مختلف در مدل‌سازی حرارتی مبدل‌های حرارتی گمانه مورد استفاده قرار گرفته‌اند [34-37].



شکل 4 مدل ظرفیت مقاومت حرارتی در یک مبدل زمین به هوا [31]

برای نوشتن معادلات بقای انرژی و بقای جرم از مدل ظرفیت مقاومت حرارتی کمک گرفته شده است. به این صورت که همانند شکل 4 داخل لوله را به قسمت‌های مساوی تقسیم کرده و گره‌هایی در مرکز لوله در نظر گرفته می‌شود. سپس معادله بقای انرژی و بقای جرم برای هر یک از گره‌ها نوشته می‌شود. اگر مبدل به قسمت‌های مساوی به طول  $\Delta x$  تقسیم شود معادله بقای انرژی به صورت رابطه (25) بیان می‌شود:

$$C_f \frac{dT_{f,i}}{dt} = \frac{\dot{m}c_{pf}}{\Delta x} (T_{u,i-1} - T_{u,i}) + \frac{T_{p,i} - T_{f,i}}{R_{p1}} \quad (25)$$

رابطه بالا برای طول واحد نوشته شده است. در روابط بالا  $R_{p1}$  مقاومت حرارتی بین لوله و سیال است، این مقاومت شامل مقاومت جابجایی بین سیال و سطح داخلی دیوار لوله  $R_{conv}$  و مقاومت هدایتی از دیوار داخلی لوله تا نقطه گره لوله  $R_{cond}$  است و می‌توان آن را با رابطه (26) محاسبه کرد:

$$R_{p1} = R_{cond} + R_{conv} = \frac{1}{2k_p \pi} \ln\left(\frac{r_e}{r_{pi}}\right) + \frac{1}{2\pi r_{pi} h_{conv}} \quad (26)$$

علاوه بر این‌ها مکان گره روی لوله از رابطه (27) به دست می‌آید [30]:

$$r_e = \sqrt{\frac{r_{po}^2 + r_{pi}^2}{2}} \quad (27)$$

در رابطه فوق  $r_{pi}$  شعاع داخلی و  $r_{po}$  شعاع خارجی لوله است. ضریب انتقال حرارت جابه جایی لوله برای سیال آشفته می‌تواند از رابطه (28) محاسبه شود [39]:

$$h_{conv} = \frac{k_f \frac{L}{8} (8(Re) - 1000) Pr}{2r_{pi} \left(1 + 12.7 \sqrt{\frac{L}{8}} (Pr^{2/3} - 1)\right)} \quad (28)$$

در رابطه فوق  $f$  بیانگر ضریب اصطکاک است و مقدار آن از رابطه  $(0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$  بدست می‌آید. همچنین  $C_f$  ظرفیت حرارتی حجمی سیال هر لایه است و از رابطه (29) به دست می‌آید.

$$C_f = \rho \pi r_{pi}^2 c_f \quad (29)$$

در رابطه (22)  $k_s$  ضریب رسانایی خاک است و  $G(r, t)$  را می‌توان از معادله (23) به دست آورد.

$$G(r, t) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 \frac{\alpha_s t}{r_{po}^2}} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} \times \left[ J_0\left(\frac{r}{r_{po}}\beta\right) Y_1(\beta) - J_1(\beta) Y_0\left(\frac{r}{r_{po}}\beta\right) \right] \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (23)$$

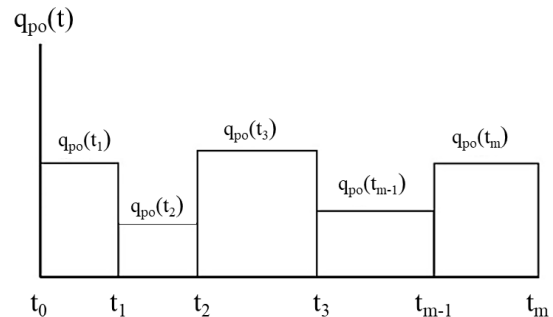
در معادله فوق  $r_{po}$  بیانگر قطر خارجی مبدل است  $J_0$  و  $J_1$  توابع بسل از نوع اول با مرتبه صفر و یک و  $Y_0$  و  $Y_1$  نیز به ترتیب توابع بسل نوع دوم با مرتبه صفر و یک هستند.

2-3-3- دما در سطوح خارجی لوله زمین به هوا

با در نظر گرفتن اصل برهم‌نهی، قضیه دو هامل، [33] می‌توان دمای سطح خارجی لوله را محاسبه کرد. فرض بر این است که خط مرکزی لوله در عمق  $z$  از سطح زمین واقع شده است. لازم به ذکر است که معادله (24) برای شرایطی به دست آمده است که نرخ انتقال حرارت در واحد طول ثابت است (یعنی  $q$  با زمان ثابت است) با این حال در شرایط واقعی نرخ انتقال حرارت با زمان ثابت نیست و با زمان متغیر است. در صورتی که تغییرات شار حرارتی با زمان به صورت توابع پله‌ای مطابق شکل 3 باشد، در این صورت با استفاده از اصل برهم‌نهی، دمای سطح خارجی لوله با استفاده از معادله 24 بدست می‌آید [30].

$$T_{po}(t_m) = \frac{1}{k_s} \sum_{k=1}^m (q_{po}(t_k) - q_{po}(t_{k-1})) \cdot G(r_{po}, t_m - t_{k-1}) - A_{surf} \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{P \alpha_s}}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{P} (t_m + t_{sim} - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{P}{\pi \alpha_s}})\right) + T_{Ground} \quad (24)$$

در رابطه (24)،  $t_{sim}$  نقطه شروع شبیه‌سازی است. قابل ذکر است که در معادله (17) زمان شروع  $t = 0$  همزمان با آغاز سال میلادی است. با این حال در معادله (24)،  $t_0$  زمانی است که مبدل زمین به هوا شروع به کار می‌کند. بنابراین،  $t_{sim}$  فاصله زمانی از ابتدای سال تا زمانی که مبدل وارد سرویس شود، یعنی شروع به کار تعریف می‌شود.



شکل 3 نرخ انتقال حرارت پله‌ای [33]

$$h_{conv} = 7 \frac{k_f}{2r_{po}} \quad (37)$$

در نهایت معادلات حاکم با استفاده از روش گسسته‌سازی Oiler، گسسته می‌شوند و در نتیجه معادلات دیفرانسیل به معادلات جبری تبدیل می‌شوند که با استفاده از روش ماتریس معکوس حل می‌شوند [30].

#### 2-4- کولر آبی

برای مدل‌سازی کولر آبی از رابطه مبتنی بر ضریب عملکرد دما استفاده شده است [40]. همچنین برای اطمینان از عدم تبادل انرژی بین دستگاه و محیط، دمای حباب‌تر بین ورودی و خروجی دستگاه یکسان در نظر گرفته می‌شود [41]. برای کولر آبی اول با در نظر گرفتن بازده کولر آبی می‌توان روابط (38) و (39) را نوشت:

$$T_4 - T_5 = \eta_{ec.1} (T_4 - T_{wb,4}) \quad (38)$$

$$T_{wb,4} = T_{wb,5} \quad (39)$$

برای کولر تبخیری دوم نیز می‌توان نوشت:

$$T_6 - T_7 = \eta_{ec.2} (T_6 - T_{wb,6}) \quad (40)$$

$$T_{wb,6} = T_{wb,7} \quad (41)$$

مقادیر ضریب کارایی زیر سیستم‌ها که در روابط بالا مطرح شد ( $\eta_{F1}, \eta_{F2}, \eta_{hw}, \eta_{ec}$ ) می‌تواند به صورت تجربی، یا از طریق اطلاعات فنی ارائه شده توسط سازندگان برای عملکرد هر یک از سیستم‌ها تعیین شود.

#### 2-5- منبع گرما

همانطور که گفته شد برای احیای چرخ دسیکنت از گرمای حاصل از یک گرمکن استفاده می‌شود. در بحث انتخاب گرمکن برحسب اینکه مقدار افزایش دمای لازم چقدر است، می‌توان از هیتر با توان مناسب بهره گرفت. برای تعیین توان لازم می‌توان از رابطه (42) استفاده کرد [42].

$$Q = \rho \dot{V} c_p \Delta T \quad (42)$$

در رابطه (42)  $\rho$  چگالی سیال،  $\dot{V}$  دبی حجمی،  $c_p$  گرمای ویژه و  $\Delta T$  اختلاف دمای ورودی و خروجی به هیتر است.

#### 3- بحث و نتایج

هدف از مقاله حاضر بررسی تغییر ظرفیت سرمایش سیستم دسیکنت معمولی با افزودن مبدل زمین به هوا به آن است. به همین دلیل یک سیستم سرمایش دسیکنت با ظرفیت هوادهی 200cfm در نظر گرفته شده و دمای خروجی و ظرفیت سرمایش متوسط در طول دوره سرمایش برای دو سیستم

در رابطه (29)،  $\rho$  چگالی سیال و  $c_f$  ظرفیت حرارتی سیال در فشار ثابت است. پارامترهای  $T_{U,i}$  و  $T_{U,i-1}$  که در روابط بالا مطرح شد، دمای ورودی و خروجی سیال در هر لایه است و می‌توان آنها را به عنوان میانگین دو گره مجاور در نظر گرفت که در این صورت روابط (30) و (31) برای آنها برقرار می‌باشند:

$$T_{U,i-1} = \frac{T_{f,i-1} + T_{f,i}}{2} \quad (30)$$

$$T_{U,i} = \frac{T_{f,i} + T_{f,i+1}}{2} \quad (31)$$

برای هر گره از لوله، معادله بقای انرژی را می‌توان بصورت رابطه (32) نوشت.

$$C_p \frac{dT_p}{dt} = \frac{T_{f,i} - T_{p,i}}{R_{p1}} + \frac{T_{p,o,i} - T_{p,i}}{R_{p2}} \quad (32)$$

در رابطه (32) دمای سطح داخلی لوله،  $T_{p,o}$  دمای سطح خارجی لوله در هر لایه و  $R_{p2}$  مقاومت هدایتی بین گره لوله و سطح خارجی لوله در طول واحد است که از رابطه (33) قابل محاسبه است:

$$R_{p2} = \frac{1}{2k_p \pi} \ln \left( \frac{r_{po}}{r_e} \right) \quad (33)$$

همچنین  $C_p$  ظرفیت حرارتی حجمی لوله برای طول واحد است که طبق رابطه (34) تعریف می‌شود:

$$C_p = \rho \pi (r_{po}^2 - r_{pi}^2) c_p \quad (34)$$

همچنین به کمک رابطه (35) می‌توان مقدار  $q_{po}$  هر لایه را محاسبه کرد. با تجمیع دو رابطه (24) و (35) می‌توان دمای سطح خارجی لوله در هر لایه را طی زمان  $t_m$  بصورت رابطه (36) محاسبه کرد:

$$q_{po,i}^m = \frac{T_{p,i}^m - T_{po,i}^m}{R_{p2}} \quad (35)$$

$$T_{po,i}^m = \frac{1}{k_s} \sum_{k=1}^m \left( \frac{T_{p,i}^k - T_{po,i}^k}{R_{p2}} - \frac{T_{p,i}^{k-1} - T_{po,i}^{k-1}}{R_{p2}} \right) G(r_{po}, t_m - t_{i-1}) - A_{surf} \exp \left( -z \sqrt{\frac{\pi}{P \alpha_s}} \right) \times \cos \left( \frac{2\pi}{P} (t_m + t_{sim} - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{P}{\pi \alpha_s}}) \right) + T_{Ground} \quad (36)$$

$\dot{m} = 0$  معرف حالتی است که در آن سیستم خارج از سرویس و خاموش است. تمامی روابط یاد شده را برای حالت خاموش می‌توان بکار گرفت، با این حال در حالت خاموش ضریب جابجایی برای سیال داخل لوله افقی می‌تواند طبق رابطه (37) بیان شود [39].

مقادیر تجربی و مقادیر محاسبه شده با شبیه‌سازی مقاله حاضر برای دما و نسبت رطوبت تک تک نقاط ارائه شده است. همانطور که از جدول 2 مشخص است مقادیر محاسبه شده با نتایج تجربی تطابق خوبی دارد.

جدول 2 مقایسه نتایج کار حاضر با داده‌های تجربی کوداما و همکاران [43]

مقاله حاضر	تجربی	مقاله حاضر		تجربی
		نسبت رطوبت ( $\frac{g}{kg}$ )	دما (°C)	
10/3	10/3	31	31	10/3
4/9	4/9	53/7	55/3	4/9
4/9	4/9	24/8	24/1	4/9
9/6	9/6	13/3	14/3	9/6
9/8	9/8	26/5	26/5	9/8
14/1	14/1	19/8	19/9	14/1
14/1	14/1	48/6	51/8	14/1
14/1	14/1	80	80	14/1
19/3	19/3	57/8	56/3	19/3

### 3-2 - بررسی نتایج

برای بررسی شهر تهران انتخاب شده است و زمان مدل‌سازی از یک اردیبهشت تا 31 شهریور در نظر گرفته شده است. طبق بررسی‌های انجام شده در این بازه زمانی با توجه به آب‌وهوای گرم شهر تهران نیاز به سیستم‌های سرمایشی است. برای شبیه‌سازی از داده‌های آب‌وهوایی و شرایط واقعی محیط بیرون شهر تهران از جمله دما و رطوبت نسبی آن استفاده شده است. مینایی و باقری [44] ثابت‌ها و ضرایب جدول 3 را برای شرایط آب‌وهوای تهران گزارش داده‌اند.

جدول 3 مقادیر و ثابت‌های استفاده شده برای شهر تهران [40]

$A_{surf}$ (°C)	$t_0$ (day)	$T_{ground}$ (°C)
19/7	20	17/3

### 3-2-1 - دما و رطوبت

دما و رطوبت از مهمترین عوامل دخیل در ایجاد آسایش حرارتی در یک محیط می‌باشند، شکل 5 نمودار دمای هوای ورودی به اتاق را (نقطه 5) برای سه سیستم سرمایش مختلف تیخیری نشان می‌دهد. رنگ قرمز نشان دهنده شرایطی است که در آن فقط از کولر آبی استفاده شده است، رنگ سیاه نشان دهنده سیستم سرمایش دسیکنت معمولی و رنگ آبی نمودار مربوط به سیستم سرمایش ترکیبی دسیکنت و مبدل حرارتی زمین به هوا است.

سرمایش ترکیبی دسیکنت و مبدل زمین به هوا و سیستم سرمایش دسیکنت معمولی محاسبه و مقایسه شده است. همچنین عملکرد سیستم سرمایش دسیکنت در ظرفیت هوادهی بالاتر نیز در ادامه بررسی شده است.

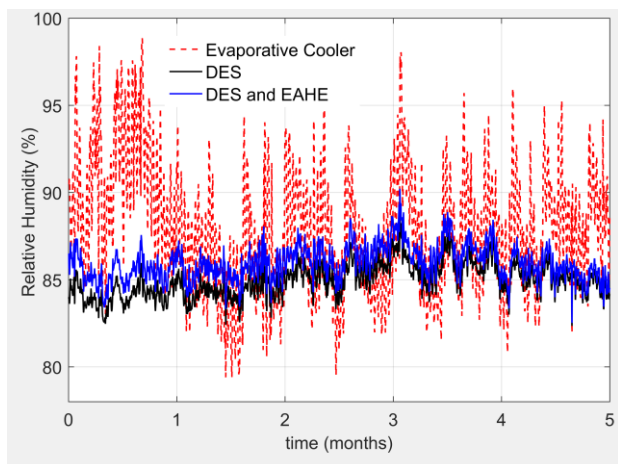
در این بخش ابتدا سیستم ارائه شده اعتبار سنجی می‌شود. سپس عملکرد سیستم پیشنهادی با سیستم دسیکنت معمول مقایسه شده و در نهایت بررسی پارامتریک انجام می‌شود. لازم به ذکر است که در این بررسی از مقادیر و ضرایب جدول 1 استفاده شده است.

جدول 1 ضرایب و مقادیر استفاده شده در شبیه‌سازی

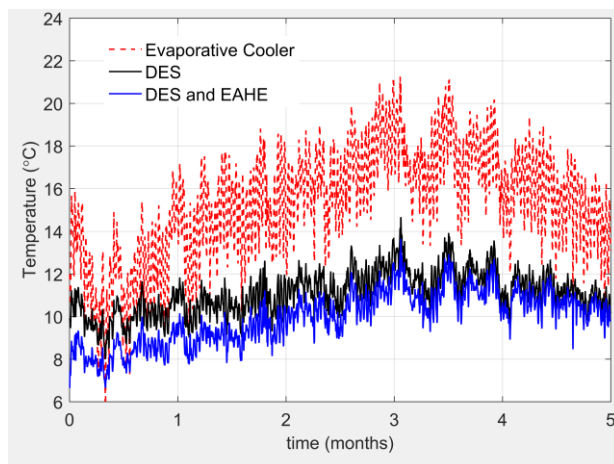
پارامتر	نماد	مقدار (واحد)
ضریب عملکرد اول چرخ	$\eta_{F1}$	0/14 (-)
ضریب عملکرد دوم چرخ	$\eta_{F2}$	0/75 (-)
دمای احیای چرخ	$T_9$	80 (°C)
راندمان اشباع کولر اول	$\eta_{ec,1}$	0/90 (-)
راندمان اشباع کولر دوم	$\eta_{ec,2}$	0/78 (-)
راندمان چرخ حرارتی	$\eta_{hw}$	0/85 (-)
دمای هوای اتاق	$T_6$	26/5 (°C)
طول لوله مبدل	L	30 (m)
قطر لوله مبدل	D	15 (cm)
دبی حجمی هوا	cfm	200 (cfm)
عمق دفن لوله	Z	3 (m)

### 3-1 - اعتبارسنجی

اعتبار سنجی کلی با کمک مقاله کوداما و همکاران [43] انجام گرفته است. آنها یک سیستم تبرید دسیکنت بدون مبدل زمین به هوا را به صورت تجربی ارزیابی کرده‌اند. چرخه تبرید آنها دقیقاً مشابه چرخه تبرید شکل 1 است. سیستم کوداما و همکاران مشابه سیستم ارائه شده در این مقاله است و تنها تفاوت در عدم حضور مبدل زمین به هوا است. در این بررسی دما و رطوبت نقاط 1 و 8 (ورودی به چرخ دسیکنت در جریان اصلی و جریان احیا) به عنوان فرض و ورودی سیستم در نظر گرفته شده است همچنین دمای نقطه 5 که نقطه خروج از اتاق است 26/5 درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. این دما به عنوان فرض سیستم در نظر گرفته شده است و در محدوده قابل قبول از لحاظ آسایش حرارتی قرار دارد. در جدول 2 مقایسه



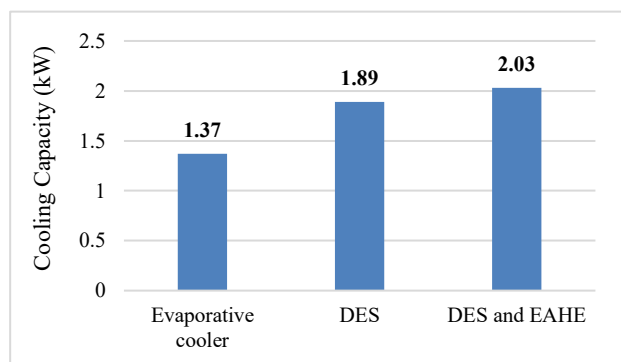
شکل 6 مقایسه رطوبت نسبی هوای ورودی به اتاق (نقطه 5) در سه حالت



شکل 5 مقایسه دمای ورودی به اتاق (نقطه 5) در سه حالت

### 3-2-2- ظرفیت سرمایش

شکل 7 نمودار میله‌ای ظرفیت سرمایش متوسط در طول دوره سرمایش (یک اردیبهشت تا 31 شهریور) را برای سه سیستم مختلف نشان می‌دهد. برای به دست آوردن این نمودار میله‌ای در هر یک از حالت‌های سیستم، مجموع ظرفیت سرمایش تامین شده در بازه زمانی پنج ماهه تقسیم بر کل ساعات این بازه می‌شود تا میانگین ظرفیت سرمایش در هر حالت به دست بیاید. همانطور که از نمودار مشخص است متوسط ظرفیت سرمایش سیستم برای حالتی که فقط کولر آبی استفاده می‌شود 1/37 کیلووات، برای حالتی که از سیستم سرمایش دسیکنت استفاده می‌شود 1/89 کیلووات و بالاخره در حالتی که مبدل زمین به هوا به سیستم سرمایش دسیکنت اضافه می‌شود 2/03 کیلووات خواهد بود. بنابراین سیستم سرمایش دسیکنت ظرفیت سرمایش را به مقدار 37/95٪ نسبت به حالتی که فقط کولر آبی استفاده می‌شود، افزایش می‌دهد. اضافه شدن مبدل حرارتی زمین به هوا قبل از کولر اول در سیستم کلی، ظرفیت سرمایش سیستم را 7/40٪ نسبت به حالتی که سیستم سرمایش دسیکنت بدون مبدل استفاده می‌شود، افزایش می‌دهد. همچنین بیشینه ظرفیت سرمایش برای سیستم سرمایش دسیکنت معمولی 2/27 کیلووات و برای سیستم سرمایش ترکیبی دسیکنت و مبدل زمین به هوا 2/44 کیلووات بدست آمده است که نشان می‌دهد در سیستم ترکیبی بیشینه ظرفیت سرمایش 7/5٪ بالاتر از سیستم دسیکنت معمولی است.



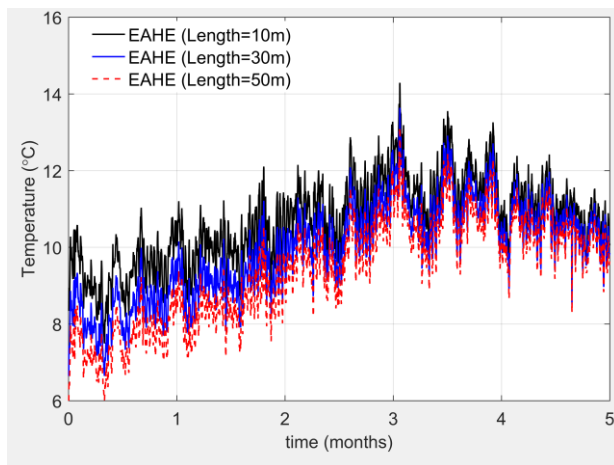
شکل 7 متوسط ظرفیت سرمایش برای سه سیستم مختلف

بررسی شکل 5 نشان می‌دهد که سیستم سرمایش دسیکنت قابلیت به

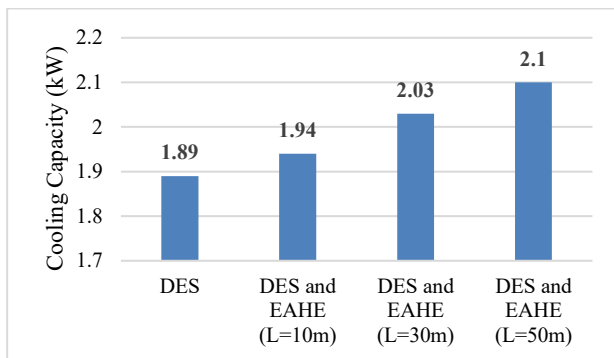
مراتب بیشتری در بحث سرمایش و کنترل دمای هوای ساختمان نسبت به حالتی دارد که به تنهایی از کولرهای آبی رایج استفاده می‌شود. همچنین نمودار نشان می‌دهد که استفاده از مبدل حرارتی زمین به هوا در کنار سیستم سرمایشی دسیکنت قابلیت این سیستم در سرمایش را افزایش می‌دهد و تاثیر مثبت و قابل قبولی در جهت ایجاد آسایش حرارتی دلخواه برای فضای ساختمان دارد. در حالی که متوسط دمای ورودی به اتاق در این بازه برای حالتی که فقط از کولر استفاده می‌شود 15/3 درجه سلسیوس است، سیستم سرمایش دسیکنت این متوسط را تا دمای 11/1 درجه سلسیوس کاهش می‌دهد، همچنین استفاده از مبدل زمین به هوا باعث کاهش هرچه بیشتر این دما شده و میانگین دمای ورودی در این بازه را تا زیر 10 درجه سلسیوس پایین می‌آورد.

تغییرات رطوبت نسبی با زمان در شکل 6 برای سه حالت کولر آبی، سیستم دسیکنت و سیستم ترکیبی سرمایش دسیکنت و مبدل زمین به هوا نشان داده شده است. نمودار نشان می‌دهد که سیستم سرمایش دسیکنت، در بسیاری از نقاط رطوبت نسبی پایین تری را نسبت به شرایطی که فقط از کولر استفاده شود، ارائه می‌دهد. بنابراین سیستم سرمایش دسیکنت فضای بهتری از لحاظ رطوبت نسبی نسبت به سیستم‌های سرمایشی معمول که فقط شامل کولرهای آبی هستند ایجاد می‌کند. همانطور که از نمودار مشخص است استفاده از کولر آبی بدون چرخ دسیکنت باعث ایجاد نوسانات زیادی در بحث رطوبت نسبی ورودی به اتاق می‌شود. اضافه شدن مبدل زمین به هوا به سیستم سرمایش دسیکنت، به دلیل ماهیتی که دارد به مقدار ناچیزی باعث افزایش رطوبت نسبی می‌شود ولی این افزایش جزئی است.

افزایش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش طول لوله مبدل از 30 متر به 50 متر به مقدار 3/44٪ متوسط ظرفیت سرمایش سیستم کلی را افزایش می‌دهد.



شکل 9 دمای هوای ورودی به اتاق برای طول‌های مختلف مبدل زمین به هوا

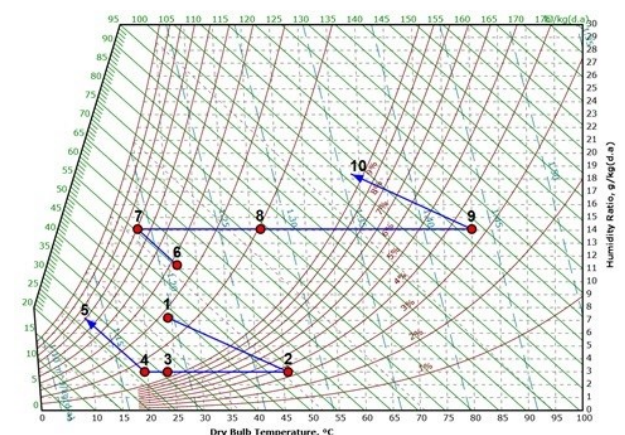


شکل 10 متوسط ظرفیت سرمایش سیستم برای طول‌های مختلف مبدل زمین به هوا

شکل 11، نمودار دمای ورودی به اتاق برای قطرهای 15 و 30 سانتی متر را نشان می‌دهد. طبق این نمودار هرچند استفاده از مبدل زمین به هوا در کنار سیستم سرمایش دسیکنت تاثیر بسیار خوبی در بحث کاهش دمای ورودی به اتاق دارد، ولی دو برابر شدن قطر لوله مبدل زمین به هوا تاثیر بسیار ناچیزی در کاهش دمای هوای ورودی به اتاق را نشان می‌دهد. نمودار میله‌ای شکل 12 متوسط ظرفیت سرمایش سیستم کلی برای قطرهای مختلف مبدل را نشان می‌دهد. با توجه نمودار 12، افزایش قطر لوله مبدل هرچند تاثیر مثبتی روی متوسط ظرفیت سرمایش دارد، ولی این تاثیر بسیار ناچیز است. به طوری که با افزایش قطر مبدل از 15 سانتی متر به 30 سانتی متر متوسط ظرفیت سرمایش فقط 0/49٪ افزایش می‌یابد.

### 3-2-3- نمایش نقاط مختلف فرآیند بر روی نمودار سایکرومتریک<sup>1</sup>

شکل 8 نشان دهنده نمودار سایکرومتریک سیستم کلی طرح شده در این پژوهش است که شامل 10 نقطه با شرایط مختلف است. نقطه 1، نقطه ورودی هوا به چرخ دسیکنت است. نقطه 2، شرایط خروجی از چرخ دسیکنت را نشان می‌دهد که همانطور که انتظار می‌رود با کاهش نسبت رطوبت و افزایش دما همراه است. با انتقال از نقطه 2 به 3 چرخ احیای حرارتی در یک فرایند رطوبت ثابت باعث کاهش دمای هوا می‌شود. نقطه 3 تا 4 که مبدل زمین به هوا را نشان می‌دهد همانند فرایند قبلی یک فرایند رطوبت ثابت با کاهش دما است. از نقطه 4 تا 5 کولر تبخیری باعث کاهش دما و افزایش نسبت رطوبت می‌شود و در نهایت هوا با شرایط 5 وارد اتاق می‌شود. از نقطه 6 هوا از اتاق خارج شده و جریان هوای احیا شروع می‌شود. از نقطه 6 تا 7 کولر تبخیری دوم باعث کاهش دما و افزایش رطوبت نسبی می‌شود پس از آن چرخ احیای حرارتی از نقطه 7 تا 8 در یک فرایند رطوبت ثابت دمای هوا را افزایش می‌دهد. این افزایش دما با یک فرایند رطوبت ثابت در بخش بعدی نیز ادامه پیدا می‌کند و هیتر الکتریکی باعث افزایش دمای هوا تا نقطه احیای چرخ دسیکنت می‌شود. در نهایت چرخ دسیکنت در فرایند احیا از نقطه 9 تا 10 باعث کاهش دمای هوا و افزایش رطوبت نسبی می‌شود و در نقطه 10 هوا از سیستم خارج می‌شود.

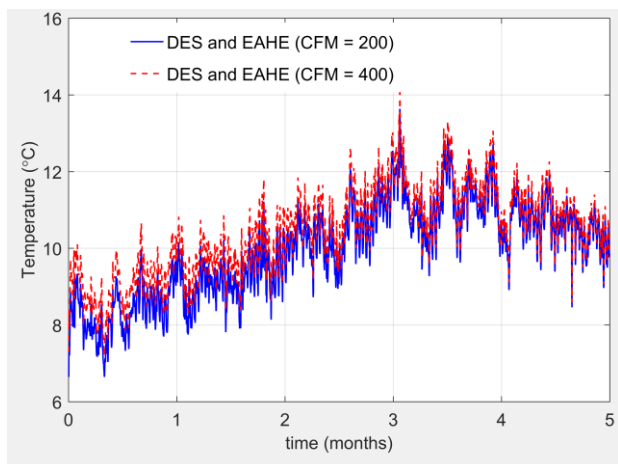


شکل 8 نمودار سایکرومتریک برای سیستم کلی پیشنهادی

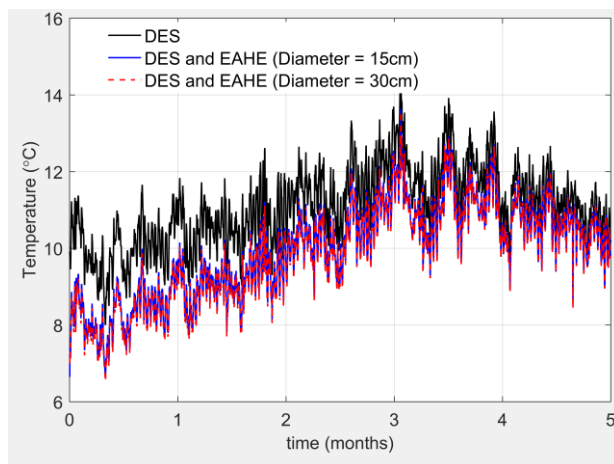
### 3-2-4- بررسی پارامترهای مبدل زمین به هوا در عملکرد سیستم

شکل 9 نمودار مربوط به دمای هوای ورودی به اتاق در بازه 5 ماهه برای 3 طول 10، 30 و 50 متر را نشان می‌دهد. همانطور که از نمودار نیز مشخص است افزایش طول مبدل، دمای ورودی به اتاق را کاهش می‌دهد و باعث افزایش کارایی سیستم در بحث سرمایش می‌شود. نمودار میله‌ای شکل 10، متوسط ظرفیت سرمایش سیستم کلی برای طول‌های مختلف مبدل زمین به هوا را نشان می‌دهد. در این نمودار متوسط ظرفیت سرمایش سیستم دسیکنت بدون مبدل با سیستم دسیکنت با مبدل زمین به هوا و در 3 طول مختلف با هم مقایسه شده است. این نمودار نشان می‌دهد که علاوه بر اینکه اضافه شدن مبدل حرارتی زمین به هوا به سیستم دسیکنت باعث افزایش متوسط ظرفیت سرمایش سیستم می‌شود، افزایش طول لوله مبدل نیز تاثیر مثبتی روی متوسط ظرفیت سرمایش سیستم کلی دارد و این متوسط را به

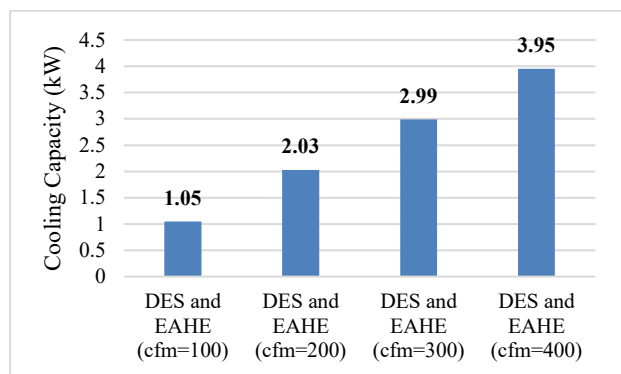
1. Psychrometric chart



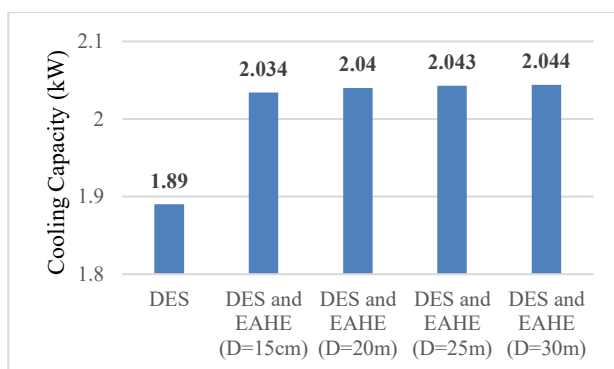
شکل 13 دمای هوای ورودی به اتاق برای دو دبی حجمی مختلف در بازه 5 ماهه



شکل 11 دمای هوای ورودی به اتاق برای قطرهای مختلف مبدل زمین به هوا



شکل 14 متوسط ظرفیت سرمایش در چهار دبی حجمی مختلف



شکل 12 متوسط ظرفیت سرمایش برای قطرهای مختلف مبدل زمین به هوا

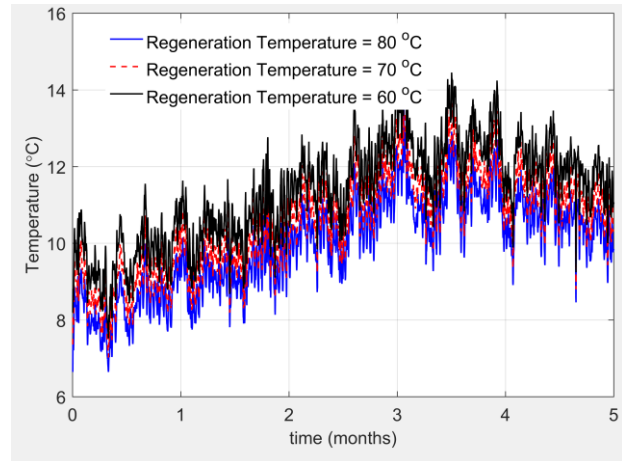
شکل 15 تاثیر دمای احیای چرخه دسیکنت را بر روی دمای ورودی به ساختمان نشان می‌دهد. طبق این نمودار کاهش دمای احیا باعث افزایش دمای هوای ورودی به ساختمان می‌شود. میانگین دمای ورودی به ساختمان برای دمای احیای 60 درجه، 11/21 درجه سلسیوس بوده است. این میانگین برای دمای احیای 70 درجه، 10/49 درجه سلسیوس و برای دمای احیای 80 درجه، 9/94 درجه سلسیوس بوده است. شکل 16 نمودار میله‌ای مربوط به متوسط ظرفیت سرمایش را نشان می‌دهد. در این شکل متوسط ظرفیت دوره پنج ماهه برای سه دمای احیای مختلف با هم مقایسه شده است. این نمودار نشان می‌دهد که کاهش دمای احیا منجر به کاهش ظرفیت سرمایش سیستم می‌شود. اگر دمای احیا از 80 درجه سلسیوس تا دمای 60 درجه سلسیوس کاهش یابد، متوسط ظرفیت سرمایش سیستم از 2/03 کیلو وات به 1/86 کیلو وات می‌رسد. این یعنی کاهش 20 درجه دمای احیا، به مقدار 8/37٪ ظرفیت سرمایش سیستم را کاهش می‌دهد.

شکل 13 نمودار دمای هوای ورودی به ساختمان در بازه 5 ماهه برای چند دبی حجمی مختلف را نشان می‌دهد. همانطور که گفته شد این بازه از 1 اردیبهشت تا 31 شهریور در نظر گرفته شده است. افزایش دبی حجمی هوا، دمای هوای ورودی به اتاق را افزایش می‌دهد. به طوری که افزایش مقدار دبی حجمی از 200 به 400 میانگین دمای ورودی به اتاق را حدود 0/5 درجه سلسیوس افزایش داده است. شکل 14، تاثیر دبی حجمی هوای بر متوسط ظرفیت سرمایش را در طول دوره پنج ماهه نشان می‌دهد. بررسی نمودار میله‌ای 15 نشان می‌دهد که افزایش مقدار دبی حجمی از 200cfm به 400cfm باعث می‌شود که متوسط ظرفیت سرمایش به میزان 1/92 کیلو وات یا 94/58٪ افزایش یابد. نتیجه اینکه با افزایش دبی حجمی، توان سرمایش سیستم به مقدار قابل توجهی افزایش می‌یابد. بنابراین افزایش 0/5 درجه میانگین دمای ورودی به اتاق با دو برابر شدن دبی حجمی قابل چشم پوشی است.

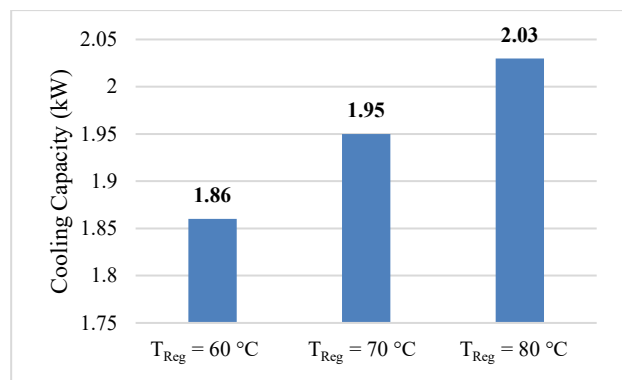
اندک دمای ورودی به اتاق، ظرفیت سرمایش حدود 95٪ افزایش یافت. در مقاله حاضر عملکرد حرارتی سیستم ترکیبی مورد بررسی قرار گرفته است. برای مقایسه بهتر لازم است ابتدا بهینه سازی سیستم پیشنهادی صورت گرفته و سپس سیستم پیشنهادی از لحاظ اقتصادی با سیستم های متداول سرمایش مقایسه شود تا تصمیم گیری در مورد سیستم پیشنهادی به صورت دقیق تر انجام شود.

### 5- فهرست علائم

$A_{surf}$	دامنه تغییرات دمای سطح خاک در دوره یک ساله (°C)
$m$	جرم (kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (Kg/s)
$cfm$	دبی حجمی (ft <sup>3</sup> /min)
$P$	دوره تناوب (s)
$V$	سرعت سیال (m/s)
$L$	طول لوله (m)
$k$	ضریب رسانایی (W/m°C)
$h$	ضریب انتقال حرارت (W/m <sup>2</sup> °C)
$q$	شار حرارتی (W/m)
$f$	ثابت ضریب جابجایی
$Pr$	عدد پرانتل (-)
$z$	عمق خاک (m)
$c_p$	گرمای ویژه (J/kg°C)
$R$	مقاومت حرارتی (K/W)
$r$	شعاع لوله (m)
$Re$	عدد رینولدز
$T$	دما (°C)
$T_U$	دمای سیال در ورودی هر لایه (°C)
$T_m$	متوسط دمای سطح خاک در طول یک سال (°C)
$t_0$	فاصله زمان به حداقل رسیدن دمای خاک از ابتدای سال (s)
$t$	زمان (s)
$t_{sim}$	فاصله بین زمان بکارگیری سامانه از ابتدای سال (s)
<b>علائم یونانی</b>	
$\alpha$	ضریب نفوذ حرارتی (m <sup>2</sup> /s)
$\eta$	ضریب کارایی اول چرخ دسیکنت
$\eta_{F1}$	ضریب کارایی اول چرخ دسیکنت
$\eta_{F2}$	ضریب کارایی دوم چرخ دسیکنت
$\rho$	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )
<b>زیرنویسها</b>	
conv	جابه جایی
cond	هدایت
e	متوسط
ec	کولر تبخیری



شکل 15 نمودار دمای ورودی به اتاق برای سه دمای احیای مختلف



شکل 16 متوسط ظرفیت سرمایش برای سه دمای احیای مختلف

### 4- نتیجه گیری

در مقاله حاضر عملکرد حرارتی سیستم سرمایش ترکیبی چرخه سرمایش دسیکنت و مبدل حرارتی زمین به هوا بررسی شده است. در مقاله حاضر دمای ورودی مبدل زمین به هوا همان دمای محیط بیرون در نظر گرفته شده است. همچنین تغییرات دمای خاک در عمق های نزدیک خاک در شبیه سازی در نظر گرفته شده است. به همین دلیل می شود گفت که شبیه سازی های در شرایط نزدیک به واقعیت انجام گرفته است و نتایج این مقاله می تواند مورد توجه مهندسان تاسیسات قرار گیرد. نتیجه بررسی ها نشان داد که این سیستم ترکیبی ظرفیت سرمایش بالاتری نسبت به سیستم های سرمایش دسیکنت معمول دارد. استفاده از مبدل حرارتی زمین به هوا در کنار سیستم سرمایش دسیکنت ظرفیت سرمایش این سیستم را 7/40٪ افزایش داد. بررسی دمای هوای ورودی به ساختمان هم نشان داد که متوسط دمای هوای ورودی در بازه زمانی بررسی برای سیستم ترکیبی 1/1 درجه سلسیوس پایین تر از سیستم سرمایش دسیکنت معمول است. همچنین پارامترهای مبدل حرارتی بررسی شد و نتایج نشان داد که هرچند تغییر قطر لوله تاثیری چندانی در ظرفیت سرمایش سیستم ندارد ولی افزایش طول لوله مبدل ظرفیت سرمایش سیستم را افزایش می دهد. افزایش طول لوله مبدل از 30 متر به 50 متر به مقدار 3/44٪ متوسط ظرفیت سرمایش سیستم را افزایش داد. با افزایش دبی حجمی هوا از 200cfm به 400 ، با وجود کاهش

[15] A. Speerforck and G. Schmitz, Experimental investigation of a ground-coupled desiccant assisted air conditioning system. *Applied energy*, Vol. 181, pp. 575-585, 2016.

[16] W.Casas and G. Schmitz, Experiences with a gas driven, desiccant assisted air conditioning system with geothermal energy for an office building, *Energy and buildings*, Vol. 37, No. 5, pp. 493-501, 2005.

[17] U. Berardi, G. Heidarinejad, S. Rayegan, H. Pasharshahri, Enhancing the cooling potential of a solar-assisted desiccant cooling system by ground source free cooling, *Building Simulation*, Vol. 13, No. 5, pp. 1125-1144, 2013.

[18] A.A. Serageldin, A.K.Abdelrahman, S. Ookawara, Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. *Energy Conversion and management*, Vol. 122, pp. 25-38, 2016.

[19] D. Yang, Y.Guo, J. Zhang, Evaluation of the thermal performance of an earth-to-air heat exchanger in a harmonic thermal environment. *Energy Conversion and Management*, Vol. 109, pp. 184-194, 2016.

[20] F. Al-Ajmi, D.L. Loveday, V.I. Hanby, The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Building and Environment*, Vol. 41, No. 3, pp. 235-244, 2006.

[21] M. Maerefat, S. Ahmadi, A. Haghghi Poshtiri, Investigation and performance analysis of a hybrid cooling system of air underground channel and direct evaporative cooler. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp.137-144, 2105 (In Persian).

[22] N. Nemati, A.Omidvar, B. Rosti, Performance evaluation of a novel hybrid cooling system combining indirect evaporative cooler and earth-air heat exchanger. *Energy*, Vol. 215, p.119216, 2021.

[23] S.L. Do, J.C. Baltazar, J. Haberl, Potential cooling savings from a ground-coupled return-air duct system for residential buildings in hot and humid climates. *Energy and Buildings*, Vol. 103, pp. 206-215, 2015.

[24] J.A.A.W. Jassim, Sustainable design of wind-catcher of an earth-to-air heat exchanger in hot dry areas. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 6, No. 4, pp. 582-589, 2015.

[25] I.L. Maclaine-Cross and P.J. Banks, Coupled heat and mass transfer in regenerators—prediction using an analogy with heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 6, pp. 1225-1242, 1972.

[26] I.L. Maclaine-Cross, *Theory of Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators*. Ph. D. Thesis, Monash University, 1974.

[27] P.J. Banks, Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in fluid flow through a porous medium—I Characteristic potential and specific capacity ratios, *Chemical Engineering Science*, Vol. 27. No. 5, pp.1143-1155, 1972.

[28] J.J. Jurinak, *Open Cycle Solid Desiccant Cooling--Component Models and System Simulations*. The University of Wisconsin-Madison, 1982.

[29] W.M. Kays and A.L. London, *Compact heat exchangers*, McGraw Hill, 1984.

[30] A. Minaei, Z. Talee, H. Safikhani, H. Ghaebi, Thermal resistance capacity model for transient simulation of Earth-Air Heat Exchangers. *Renewable Energy*, Vol. 167, pp. 558-567, 2021.

[31] T. Kusuda and P.R. Achenbach, *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*. National Bureau of Standards Gaithersburg MD, 1965.

[32] H.S. Carslaw and J.C. Jaeger, *Conduction of heat in solids*, Clarendon., 1959.

[33] D.W. Hahn and M.N. Özisik, *Heat conduction*. John Wiley & Sons, 2012.

[34] M. De Carli, M.Tonon, A. Zarrella, R. Zecchin, A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers. *Renewable energy*, Vol. 35, No.7, pp. 1537-1550, 2010.

f	سیال
ground	زمین
hw	چرخ حرارتی
in	ورودی
out	خروجی
p	لوله
pi	سطح داخلی لوله
po	سطح خارجی لوله
s	خاک
wb	حباب‌تر

## 6- مراجع

[1] F. Jomehzadeh, P. Nejat, J.K. Calautit, M.B.M. Yusof, S.A. Zaki, B.R. Hughes, M.N.A.W.M. Yazid, A review on windcatcher for passive cooling and natural ventilation in buildings, Part 1: Indoor air quality and thermal comfort assessment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 70, pp.736-756, 2017.

[2] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Building and Environment*, Vol. 45, No. 11, pp. 2421-2429, 2010.

[3] Z. Emdadi, A. Maleki, M. Mohammad, N. Asim, M. Azizi, Coupled Evaporative and Desiccant Cooling Systems for Tropical Climate. *International Journal of Environmental Science*, Vol. 2, 2017.

[4] Gh. Faghani and M. Kohkan, Increasing the efficiency of evaporative condensing systems using earth-to-air heat exchangers *the first conference of mechanics, electrical and computer engineering 2020* (in Persian).

[5] L.W. Davis and P.J. Gertler, Contribution of air conditioning adoption to future energy use under global warming. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, Vol. 112, No. 19, pp. 5962-5967, 2015.

[6] F.E. Nia, D.Van Paassen, M.H. Saidi, Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning. *Energy and buildings*, Vol. 38, No. 10, pp. 1230-1239, 2006.

[7] Z. Liu, P. Sun, S. Li, Z. J. Yu, M. El Mankibi, L. Roccamena, T. Yang, G. Zhang, Enhancing a vertical earth-to-air heat exchanger system using tubular phase change material. *Journal of Cleaner Production*, Vol. (237). pp. 117763, 2019.

[8] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agrawal, J. Mathur, Performance analysis of earth - pipe - air heat exchanger for summer cooling, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No.5, pp. 645-648, 2010.

[9] L.Z. Zhang and J.L. Niu, A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling cycle in combination with chilled-ceiling panels. *Energy*, Vol. 28, No. 3, pp. 275-292, 2003..

[10] E. Hürdoğan, O.Büyükalaca, T. Yılmaz, A. Hepbasli, İ. Uçkan, Investigation of solar energy utilization in a novel desiccant based air conditioning system. *Energy and buildings*, Vol. 55, pp. 757-764, 2012.

[11] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, S. Anisimov, P. Drag, B. Vager, V. Vasilijev, Multi-stage desiccant cooling system for moderate climate. *Energy conversion and management*, Vol. 177, pp. 77-90, 2018.

[12] G. Heidarinejad and H. Pasharshahri, The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles. *Energy and Buildings*, Vol. 42, No.12, pp. 2416-2423, 2010.

[13] J.D. Liang, C.L. Kao, L.K. Tsai, Y.C. Chiang, H.C. Tsai, S.L. Chen, Performance investigation of a hybrid ground-assisted desiccant cooling system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 265, pp. 115765, 2022.

[14] J.C. Scheridan and J.W. Mitchell, A hybrid solar desiccant cooling system. *Sol. Energy;(United Kingdom)*, Vol. 34. No.2, 1985.

- [35] D. Bauer, W. Heidemann, H.J. Diersch, Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling. *Geothermics*, Vol. 40, No. 4, pp. 250-260, 2011.
- [36] A. Zarrella, M. Scarpa, M. De Carli, Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: The approach of CaRM. *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 9, pp. 2357-2367, 2011.
- [37] A. Minaei and M. Maerefat, Thermal resistance capacity model for short-term borehole heat exchanger simulation with non-stiff ordinary differential equations. *Geothermics*, Vol. 70, pp. 260-270, 2017.
- [38] T.L. Bergman, T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P. Dewitt, A.S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [39] W.R. Martini, Natural convection inside a horizontal cylinder, *AIChE Journal*, Vol. 6, No. 2, pp. 251-257, 1960.
- [40] J.R. Camargo, C.D. Ebinuma, J.L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. *International journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp. 1124-1132, 2005.
- [41] T.H. Kuehn, J.W. Ramsey, J.L. Threlkeld, *Thermal environmental engineering*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 1998.
- [42] Elias Moore, *Heating Systems: Design, Applications and Technology*, Nova Science, 2020.
- [43] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose, R.E. Critoph, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 16, pp. 1657-1674, 2001.
- [44] A. Minaei, M. Bagheri, M. Maerefat, H. Ghaebi, Thermal Performance Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchanger Using a Semi-Transient Analytical Model. *Journal of Mechanical Engineering (Tabriz University)*, Vol. 52, No.1, pp. 139-148. 2022.