



## بررسی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسید کربن

حسین قاضی زاده احسائی<sup>1</sup>، مهران عامری<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان  
2- استاده، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان  
\* کرمان، صندوق پستی 7618868366، ameri\_mm@uk.ac.ir

### اطلاعات مقاله

### چکیده

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 15 اسفند 1395  
پذیرش: 05 خرداد 1396  
ارائه در سایت: 08 تیر 1396

کلید واژگان:

پمپ حرارتی زمین گرمایی  
انبساط مستقیم  
دی اکسید کربن  
فوق بحرانی  
افت فشار

در این مقاله یک مدل عددی، جهت آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با استفاده از مبرد دی اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی با در نظر گرفتن اثرات افت فشار مبرد در مبدل های حرارتی سیستم، در حالت پایدار توسعه داده شده است. حل عددی حاضر، آنالیز سیستم در شرایط کارکرد مختلف را در دو بررسی جداگانه شامل حالتی که طول حلقه مبدل زمین ثابت نگه داشته شده و حالتی که بار گرمایشی مشخصی مدنظر باشد ارائه می کند. با استفاده از شبیه سازی، ارزیابی مشخصه های سیستم مانند ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم در حالت اول و طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ضریب عملکرد سیستم در حالت دوم صورت گرفته است. جهت ارزیابی عملکرد سیستم، مطالعه ای پارامتریک بر تاثیر پارامترهای مختلف شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، سرعت کمپرسور، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز، نسبت مساحت مبدل های حرارتی و دمای زمین انجام شده است. در هر دو بررسی مشخص گردید که در یک مقدار اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده مشخص، مقدار بیشینه ی ضریب عملکرد سیستم وجود دارد. همچنین افزایش دور کمپرسور و دمای آب ورودی به خنک کننده گاز با کاهش ضریب عملکرد سیستم و افزایش دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز با افزایش ضریب عملکرد سیستم همراه است. نتایج حاصل از این پژوهش شامل ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد و طول مورد نیاز مبدل زمینی می تواند در طراحی و بهینه سازی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم مورد استفاده قرار گیرد.

## Investigation of a direct-expansion ground source heat pump using carbon dioxide

Hossein Ghazizade-Ahsaei, Mehran Ameri\*

Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran  
\* P.O.B. 7618868366, Kerman, Iran, ameri\_mm@uk.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 05 March 2017  
Accepted 26 May 2017  
Available Online 29 June 2017

### Keywords:

Ground Source Heat Pump  
Direct Expansion  
Carbon Dioxide  
Transcritical  
Pressure Drop

### ABSTRACT

This paper presents a steady state simulation model to analyze a direct expansion ground source heat pump that uses carbon dioxide as refrigerant in a transcritical cycle. The analysis considers pressure drop characteristic in heat exchangers of the system. The present numerical model has been developed to examine the system in different operating conditions in two separate cases. These cases include constant evaporator loop length and specific heating load. Then model evaluates the system based on coefficient of performance (COP) and heating capacity in the first case and COP and evaporator loop length in the second case. To examine the performance of the system, a parametric study is performed to investigate the effect of different parameters such as difference between soil temperature and evaporator outlet temperature, compressor speed, water inlet temperature, water mass flow rate, area ratio heat exchanger and soil temperature. In both studies, it can be concluded that in a specific temperature difference of the difference between soil temperature and the outlet temperature of the evaporator, there is a maximum value for COP. Also, increasing the compressor speed and the temperature of inlet water to the gas cooler is accompanied with the reduction of COP. Increasing the mass flow rate of inlet water to the gas cooler leads to increase in COP. The results of this study include heating capacity, COP and ground heat exchanger loop length can be used for design and optimization of a direct expansion ground source heat pump.

### 1- مقدمه

علاقتمندی استفاده از مبردهای طبیعی را دوباره احیا کرده است. در سال های اخیر دی اکسید کربن به عنوان یکی از مبردهای طبیعی با دارا بودن خواص منحصربه فرد زیست محیطی در مقابل اثرات سوء مبردهای صنعتی بر لایه اوزون و شرایط آب و هوایی مورد توجه محققان قرار گرفته است.

امروزه برای حفاظت از محیط زیست منطقی است که از تکنولوژی های سازگار با آن استفاده شود. چالش هایی از قبیل تخریب لایه اوزون و پدیده گرم شدن کره زمین توسط مبردهای ترکیبی، موضوعاتی هستند که

### Please cite this article using:

H. Ghazizade-Ahsaei, M. Ameri, Investigation of a direct-expansion ground source heat pump using carbon dioxide, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 443-443, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.mme.modares.ac.ir

دی‌اکسیدکربن از خواص بسیار ویژه و منحصر به فردی از جمله ضریب هدایت حرارتی بالا، مقاومت حرارتی و ویسکوزیته پایین برخوردار می‌باشد که همگی منجر به بهبودی قابل توجهی در فرایند انتقال حرارت می‌گردد.

از دیگر ویژگی‌های دی‌اکسیدکربن، دمای بحرانی پایین آن است که منجر به تحقیق و توسعه استفاده از آن در سیکل تراکمی فوق بحرانی<sup>۱</sup> گردیده است. استفاده از دی‌اکسیدکربن در سیکل تراکمی به دلیل ویژگی‌های ذکر شده منجر به کاهش اندازه مبدل‌های حرارتی و اندازه لوله‌کشی می‌شود که در نهایت باعث کاهش ابعاد کل سیستم می‌گردد. از آن‌جا که سیکل تراکمی فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن در فشارهای بالا کار می‌کند، مقاومت مصالح اجزای به کار رفته در آن افزایش می‌یابد که این اشکال با کاهش اندازه قطعات جبران می‌شود. از طرفی کارکرد این سیکل در دما و فشار فوق بحرانی، منجر به دفع حرارت قابل توجهی در خنک کننده گاز<sup>۲</sup> می‌گردد. از دیگر مزایای سیکل تراکمی فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن، کاهش نرخ حجمی جریان دی‌اکسیدکربن لازم برای رسیدن به میزان گرمایش کافی، به علت دارا بودن گرمای نهان بالای این مبرد در مقایسه با سایر مبردهاست [1].

امروزه تحقیقات در مورد دی‌اکسیدکربن عمدتاً بر روی سیکل فوق بحرانی متمرکز شده است جایی که استخراج گرما در فشار و دمای فوق بحرانی اتفاق می‌افتد. اولین بار استفاده مدرن از دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی، توسط لورنتز [2] در سال 1990 پیشنهاد گردید. پس از آن لورنتز و پترسن [3] به کارگیری سیکل فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن در سیستم تهویه خودرو را بررسی کردند. لیو و همکاران [4] با بررسی سیکل فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن نشان دادند که ضریب عملکرد سیستم با فشار خنک کننده گاز تغییر می‌کند.

سیکل فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن همچنین جهت کاربردهای گرمایشی مناسب است. نکسا [5] در مروری بر روی یک پمپ حرارتی با مبرد دی‌اکسیدکربن، تاثیر خصوصیات دی‌اکسیدکربن بر عملکرد پمپ حرارتی را مورد بررسی قرار داد و نشان داد که دی‌اکسیدکربن می‌تواند به عنوان جایگزینی مناسب برای مبردهای فلوروکربنی در پمپ حرارتی باشد. تامارا و همکاران [6] پمپ حرارتی با استفاده از دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی را جهت استفاده در سرمایش و گرمایش خودرو طراحی و آزمایش کردند.

علاوه بر این پمپ حرارتی با بهره‌گیری از مبرد دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی در کاربردهای گرمایشی که به افزایش دمای بالا همانند گرمایش آب نیاز دارد به خوبی استفاده شده است. تعدادی از محققان، مطالعات نظری [7-10] و آزمایشگاهی [11-14] در زمینه استفاده از سیکل فوق در گرمایش آب را ارائه کرده‌اند.

در کنار همه‌ی ویژگی‌های بارز پمپ حرارتی، یکی از بزرگترین معایب پمپ‌های حرارتی در هنگام استفاده از منبع هوایی، تحت تاثیر قرار گرفتن ضریب عملکرد و ظرفیت آن‌ها با نوسانات دمای محیط می‌باشد. از آن‌جا که دما در اعماق زمین بسیار پایدارتر و همچنین در زمستان گرم‌تر و تابستان خنک‌تر از دمای هوای محیط می‌باشد، زمین به عنوان راه‌کاری مناسب جهت جایگزینی با هوا، منجر به تحقیق و توسعه بر روی پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی گردیده است. امروزه پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی به عنوان یک تکنولوژی کارآمد جهت صرفه‌جویی در مصرف انرژی در

سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد زیادی دارند.

به منظور متصل کردن پمپ حرارتی به زمین، می‌بایست از مبدل زمینی به عنوان بخش جدایی ناپذیر سیستم در دو حالت مستقیم یا غیرمستقیم استفاده شود. در حالت اتصال مستقیم که پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم نامیده می‌شود اواپراتور به عنوان مبدل زمینی در زیر سطح خاک بصورت عمودی یا افقی دفن می‌شود و مبرد به‌طور مستقیم با زمین تبادل حرارت می‌کند. در حالت غیرمستقیم مشابه پمپ‌های حرارتی کوپل با زمین حلقه ثانویه، از یک حلقه واسطه به همراه سیال ثانویه به عنوان مبدل زمین استفاده می‌گردد و سیال ثانویه کار تبادل حرارت با زمین را انجام می‌دهد. واضح است که سیستم‌های انبساط مستقیم به دلیل حذف مبدل حرارتی ثانویه و حذف پمپ گردش نسبت به سیستم‌های حلقه واسطه از نظر بازدهی انرژی بالاتر و از نظر هزینه اولیه و هزینه‌های عملکرد پایین ترند [15]. از این رو در سال‌های اخیر به دلیل نگرانی‌های زیست محیطی علاقه به استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با مبرد طبیعی به ویژه دی‌اکسیدکربن افزایش یافته است.

به‌طور کلی به دلیل پیچیدگی مدل‌سازی جریان دو فاز در مبدل زمینی، مدل‌سازی پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم نسبت به پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی حلقه واسطه کمتر مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین مطالعات بسیار کمی به بررسی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با بهره‌گیری از دی‌اکسید کربن پرداخته‌اند. مطالعات اخیر توسط اسلامی نژاد و همکاران [16,17] بر روی مدل‌سازی عددی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم عمودی با استفاده از دی‌اکسیدکربن تمرکز کرده‌اند. اخیراً ماسترلو و همکاران [18] مبدل حرارتی زمین گرمایی حاوی دی‌اکسیدکربن را با استفاده از اصل ترموسیفون برای سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی حلقه واسطه مدل‌سازی کرده‌اند. آستین و سوماتی [19] در مطالعه‌ای پارامتریک، پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با مبرد دی‌اکسیدکربن را به منظور گرمایش آب تحت تاثیر برخی عوامل بر روی راندمان سیستم مورد ارزیابی قرار داده و در پایان سیستم بهینه‌ای را با نتایج برگرفته از تحقیق خود ارائه کرده‌اند.

از آن‌جا که در برخی کارهای تحلیلی از اثرات افت فشار مبرد در مبدل‌های حرارتی صرف‌نظر می‌گردد، در این مطالعه، یک مدل عددی با هدف آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با بهره‌گیری از مبرد دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی و در نظر گرفتن اثرات افت فشار مبرد در مبدل‌های حرارتی، توسعه داده شده است. حل عددی حاضر، آنالیز سیستم در شرایط کارکرد مختلف را در دو بررسی جداگانه شامل حالتی که طول حلقه مبدل زمین ثابت است و حالتی که تا کنون مورد توجه قرار نگرفته است یعنی بار گرمایشی مشخص، ارائه می‌کند. با استفاده از این شبیه‌سازی، ارزیابی مشخصه‌های سیستم مانند ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم در حالت اول و طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ضریب عملکرد سیستم در حالت دوم صورت گرفته است. جهت پیش‌بینی عملکرد سیستم، مطالعه‌ای پارامتریک بر تاثیر پارامترهای مختلف شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، سرعت کمپرسور، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز، نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی و دمای زمین با در نظر گرفتن افت فشار مبدل‌های حرارتی انجام شده است.

## 2- شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، یکی از انواع پمپ‌های حرارتی

<sup>1</sup> Transcritical

<sup>2</sup> Gas cooler

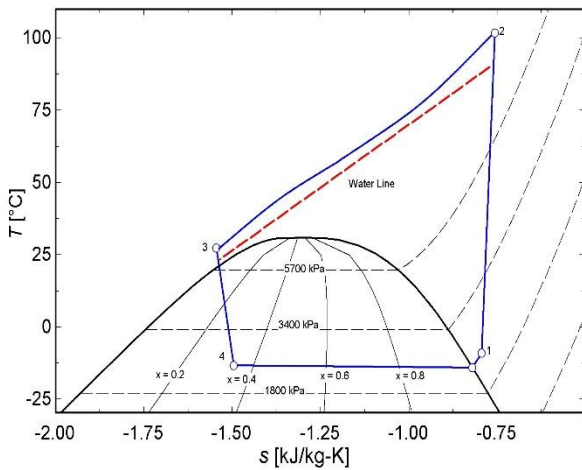


Fig. 2 T-S diagram of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle  
 شکل 2 نمودار دما - آنترپویی سیکل پمپ حرارتی فوق بحرانی دی اکسیدکربن

- شبیه سازی کلیه اجزای سیستم در حالت پایدار می باشد.
- فرایندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در شیر ترموستاتیکی آدیاباتیکی و غیرآیترروپیک فرض شده است.
- از افت فشار و افت حرارت در لوله های متصل کننده اجزا به هم، صرف نظر شده است.
- اثرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز فرض شده است.
- در ادامه آنالیز تک تک اجزاء سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم به صورت جداگانه ارائه شده است.

**3-1- کمپرسور**

مبرد پس از عبور از مبدل زمینی (تبخیر کننده) وارد کمپرسور می گردد. توان ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (1) تعریف می شود:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{2,isen} - h_1)}{\eta_{tot}} \quad (1)$$

دبی جرمی مبرد از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{m}_{ref} = V_s \cdot \eta_{vol} \cdot N \cdot \rho_1 \quad (2)$$

که  $V_s, N, \rho_1, \eta_{tot}, \eta_{vol}$  به ترتیب بازده حجمی، بازده کلی، چگالی ورودی، دور و حجم جابجایی کمپرسور می باشند. بازده کلی، مکانیکی و حجمی مربوط به یک کمپرسور نیمه هرمتیک در بازه نسبت تراکم 1.5 تا 5 به ترتیب توسط روابط (3)، (4) و (5) تخمین زده می شوند [20]:

$$\eta_{tot} = -0.26 + 0.7952 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0.2803 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0.0414 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 - 0.0022 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^4 \quad (3)$$

$$\eta_{mech} = 0.9083 - 0.0844 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0051 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \quad (4)$$

$$\eta_{vol} = 0.9207 - 0.0756 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0018 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \quad (5)$$

لازم به ذکر است که  $\eta_{tot} = \eta_{mech} \cdot \eta_{isen}$  می باشد.

**3-2- خنک کننده گاز**

پس از کمپرسور، مبرد با فشار و دمای بالا وارد خنک کننده گاز می شود. خنک کننده گاز در واقع یک مبدل دو لوله ای برای گرمایش آب در نظر گرفته شده است. این فرایند در دمایی بالاتر از دمای بحرانی و در نتیجه بدون هیچ گونه تغییر فازی فرض شده است. همان طور که توسط برخی از مطالعات

زمین گرمایی می باشد. این سیستم در حالت گرمایش، انتقال حرارت با زمین را به وسیله تعدادی حلقه لوله کشی به عنوان تبخیر کننده که در زیر زمین مدفون شده و توسط مبردی که چندین درجه از خاک زمین اطراف خنک تر است انجام می دهد. در این مقاله آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی، جهت گرمایش آب تحت حالت پایدار صورت گرفته است. "شکل های 1 و 2"، شماتیک هندسه ی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم و نمودار دما- آنترپویی سیکل تراکمی فوق بحرانی دی اکسیدکربن با خط جریان آب را به ترتیب نشان می دهند. همان طور که در "شکل 1"، نشان داده شده است سیستم پمپ حرارتی از چهار مؤلفه اصلی شامل کمپرسور (1-2)، خنک کننده گاز (2-3)، شیر فشار شکن (3-4)، تبخیر کننده (مبدل زمینی) (4-1)، تشکیل شده است. در این سیستم، دی اکسیدکربن در حالت 4 وارد تبخیر کننده می گردد جایی که با تبخیر دی اکسیدکربن در مبدل حرارتی زمین، که از حلقه های موازی متصل به هم تشکیل شده است، انرژی حرارتی از زمین به مبرد منتقل می شود. مبرد در خروج از تبخیر کننده به عنوان بخار مافوق گرم در حالت 1 وارد کمپرسور می شود. سپس بخار دی اکسیدکربن توسط کمپرسور به فشار فوق بحرانی همراه با افزایش دمای متناظر، متراکم می شود. در ادامه، مبرد در حالت 2، وارد خنک کننده گاز می شود جایی که انرژی حرارتی برای گرم شدن آب، از دی اکسیدکربن در حالت فوق بحرانی به آب منتقل می شود. در این جا خنک کننده گاز یک مبدل دو لوله ای است که مبرد در لوله داخلی و آب در فضای حلقوی مبدل جریان دارد. سرانجام در حالت 3، مبرد پس از تبادل حرارت با آب که با افت دما و فشار همراه است از خنک کننده گاز خارج و پس از عبور از شیر انبساط با سطح فشار پایین تر وارد تبخیر کننده (مبدل زمینی) می گردد و در نهایت سیکل کامل می شود.

**3- معادلات حاکم**

برای شبیه سازی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با در نظر گرفتن افت فشار مبرد در خنک کننده گاز و تبخیر کننده سیکل، یک مدل ریاضی با بهره گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم و براساس فرضیات زیر ارائه گردیده است.

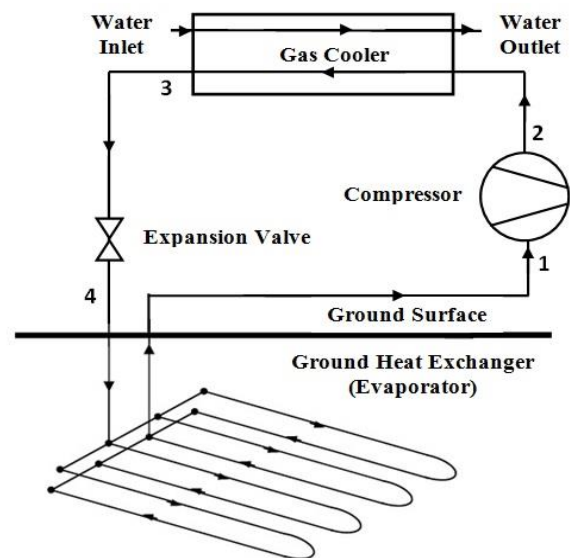


Fig. 1 System diagram of a direct-expansion transcritical CO<sub>2</sub> ground source heat pump system

شکل 1 شماتیک هندسه پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن

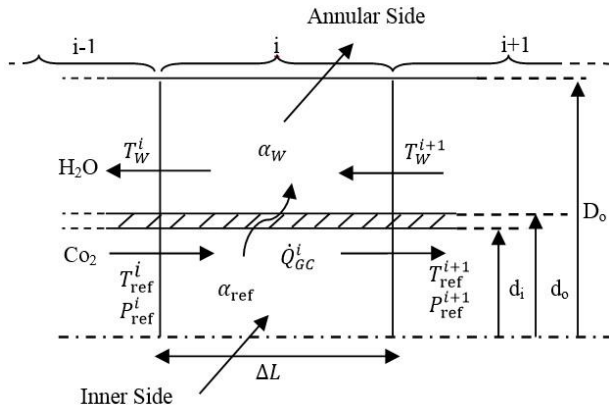


Fig. 3 A computational segment of gas cooler

شکل 3 المان محاسباتی خنک کننده گاز

در نظر گرفته شده است.

$$h_3 = h_4 \quad (16)$$

#### 4-3- تبخیر کننده

در این مطالعه، مطابق با فرضیات موجود در مرجع [19]، جریان حرارت در مبدل حرارتی زمینی به صورت کاملاً دو بعدی، شعاعی با شار حرارتی یکنواخت در نظر گرفته شده و دما در شعاع یک متری از مرکز مبدل حرارتی زمینی ثابت فرض شده است. جهت در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت و افت فشار در طول تبخیر کننده و همچنین افزایش دقت حل، مشابه با روش آنالیز خنک کننده گاز، تبخیر کننده به حجم کنترل های محدودی تقسیم شده است. مطابق با رابطه (17) نرخ افزایش انرژی مبرد در تبخیر کننده بایستی با نرخ انتقال حرارت از خاک به مبرد برابر باشد.

$$\dot{Q}^i = \dot{m}_{ref}(h_{ref}^{i+1} - h_{ref}^i) = UA \frac{(T_{soil} - T_{ref}^i) - (T_{soil} - T_{ref}^{i+1})}{\ln\left(\frac{T_{soil} - T_{ref}^i}{T_{soil} - T_{ref}^{i+1}}\right)} \quad (17)$$

در رابطه بالا ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه (18) تعیین می شود.

$$UA = \left( \frac{1}{\alpha_{ref} A_{ref}} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi l k_{wall}} + \frac{\ln \frac{2}{d_o}}{2\pi l k_{soil}} \right)^{-1} \quad (18)$$

از آنجا که مبرد در حالت دو فازی به تبخیر کننده وارد می شود در داخل تبخیر کننده دو ناحیه جریان وجود دارد که شامل ناحیه جریان دو فازی و ناحیه بخار اشباع می باشد. در ناحیه جریان دو فازی، از رابطه جانگ و همکاران [28,27]، جهت پیش بینی ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. همان طور که در رابطه (19) نشان داده شده در این رابطه، اثرات انتقال حرارت ناحیه دو فازی شامل انتقال حرارت جابجایی و جوش هسته ای در نظر گرفته شده است.

$$\alpha_{ref} = \phi \alpha_{sa} + F_p \alpha_1 \quad (19)$$

در رابطه بالا  $\alpha_1$ ،  $F_p$ ،  $\alpha_{sa}$ ،  $\phi$  به ترتیب فاکتور جوش هسته ای، ضریب انتقال حرارت جوش استخری [29]، ضریب افزایشی انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت جابجایی بخش مایع جریان بوده که از روابط زیر محاسبه می شوند.

$$\alpha_{sa} = 207 \cdot \frac{k_l}{bd} \left( \frac{q \cdot bd}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0.745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_1^{0.533} \quad (20)$$

$$bd = 0.0146 \cdot \beta \cdot \left[ \frac{2\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \quad \beta = 35^\circ \quad (21)$$

$$F_p = 2.37 \cdot \left( 0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85} \quad (22)$$

[22,21]، گزارش شده است انتقال حرارت در خنک کننده گاز به دلیل این که تغییر خواص در ناحیه فوق بحرانی خیلی سریع اتفاق می افتد، شدیداً غیر خطی می باشد. بنابراین جهت افزایش دقت و همچنین در نظر گرفتن تغییرات سریع در خواص، طول خنک کننده گاز به حجم کنترل های با طول برابر تقسیم شده است که هر حجم کنترل به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می شود. در هر حجم کنترل خواص ثابت فرض شده و شرایط خروجی هر المان به عنوان شرط های ورودی به المان بعدی تبدیل می شود. "شکل 3، نمونه یک المان خنک کننده گاز را نمایش می دهد.

در هر المان، موازنه انرژی طبق رابطه (6) تعیین می شود.

$$\dot{Q}^i = \dot{m}_W C_{p,W} (T_W^i - T_W^{i+1}) = \dot{m}_{ref} C_{p,ref} (T_{ref}^i - T_{ref}^{i+1}) \quad (6)$$

علاوه بر این، در هر المان نرخ انتقال حرارت به شیوه  $\varepsilon - NTU$  محاسبه می شود.

$$\dot{Q}^i = \varepsilon C_{min} (T_{ref}^i - T_W^{i+1}) \quad (7)$$

که  $C_{min}$  کوچکترین نرخ ظرفیت حرارتی بین آب و دی اکسیدکربن بوده و بازده مبدل حرارتی ( $\varepsilon$ ) از رابطه (8) به دست می آید.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - C \times \exp[-NTU(1-R)]} \quad (8)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (9)$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (10)$$

که ضریب انتقال حرارت کلی هر المان توسط رابطه (11) تعیین می شود.

$$UA = \left( \frac{1}{\alpha_{ref} A_{ref}} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi l k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_W A_W} \right)^{-1} \quad (11)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت مبرد با استفاده از رابطه پیتلا و همکاران تخمین زده شده است [23]، که در این رابطه برای در نظر گرفتن تغییرات ناگهانی خواص دی اکسیدکربن در ناحیه فوق بحرانی، از هر دو دمای بالک و دمای دیوار استفاده شده است. این معادله توسط رابطه (12) داده شده است.

$$Nu_{ref} = \left( \frac{Nu_{ref,wall} + Nu_{ref,b}}{2} \right) \frac{k_{ref,wall}}{k_{ref,b}} \quad (12)$$

$$\alpha_{ref} = \frac{Nu_{ref}}{d_i} k_{ref,b} \quad (13)$$

در این جا  $Nu_{ref,wall} \cdot Nu_{ref,b}$  به ترتیب عدد ناسلت در دمای بالک و دمای دیوار و  $k_{ref,wall}$ ،  $k_{ref,b}$  به ترتیب ضریب هدایت حرارتی مبرد در دمای بالک و دمای دیوار می باشند. عدد ناسلت توسط رابطه گنلینسکی [24]، محاسبه شده است.

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[ \left( 1 + \frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (14)$$

فاکتور اصطکاک به کمک رابطه پتوخوف [25]، پیش بینی می شود.

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی برای سمت آب نیز توسط رابطه گنلینسکی ارزیابی شده و افت فشار در هر المان به کمک فاکتور اصطکاک داری و توسط رابطه بلازیوس پیش بینی شده است [26].

#### 3-3- شیر انبساط

مبرد پس از خروج از خنک کننده گاز، از شیر انبساط عبور می کند تا فشارش به فشار تبخیر کننده کاهش پیدا کند. در اینجا فرایند انبساط، آنتالپی ثابت

3-5- روش حل مسئله

با هدف آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، کد محاسباتی با استفاده از نرم افزار EES<sup>1</sup> جهت گرمایش آب در شرایط کارکرد مختلف توسعه داده شده است. پارامترهای ورودی جهت آغاز شبیه سازی در جدول 1 لیست شده است. از آن جا که این شبیه سازی، در دو بررسی مجزا شامل طول حلقه مبدل زمین ثابت و بار گرمایشی مشخص انجام شده است. از این رو در حالت اول علاوه بر مقادیر جدول 1، طول هر حلقه مبدل زمینی برابر با 100 متر و در حالت دوم علاوه بر مقادیر جدول 1، دمای آب خروجی خنک کننده گاز معادل با ظرفیت حرارتی 10 کیلووات به عنوان پارامترهای ورودی حل فرض شده اند.

برای شروع شبیه سازی، در ابتدا شرایط ورودی و خروجی هر فرایند پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم به کمک پارامترهای ورودی و حدس اولیه فشار تخلیه کمپرسور (P2) محاسبه می شوند. سپس در ادامه اختلاف آنتالپی بین ورودی و خروجی فرایند انبساط به کمک مدل حاضر محاسبه و با معیار همگرایی مقایسه می گردد. در صورتی که این اختلاف از معیار مشخص شده کوچکتر باشد حل همگرا خواهد شد در غیر این صورت با در نظر گرفتن حدس جدید فشار تخلیه کمپرسور، حل تا برقرار شدن معیار همگرایی ادامه پیدا خواهد کرد. در پایان نتایج شبیه سازی، شامل ترمهایی از قبیل شرایط ورودی و خروجی برای همه مؤلفه ها در هر دو حالت حل و محاسبه ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم در حالت اول و محاسبه طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ضریب عملکرد سیستم در حالت دوم خواهد بود.

4- نتایج و بحث

از آن جا که هیچگونه نتایج آزمایشگاهی مربوط به پمپ حرارتی زمین گرمایی

جدول 1 پارامترهای ورودی شبیه سازی

Table 1 Input parameters of simulation

مبدل زمینی (تبخیر کننده)	
قطر داخلی (mm)	9.5
قطر خارجی (mm)	11.5
تعداد حلقه	4
دمای زمین (°C)	6
ضریب هدایت حرارتی خاک (Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	1
میزان مافوق گرم شدن (°C)	5
اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده (°C)	6
ضریب هدایت حرارتی لوله (Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	400
خنک کننده گاز	
قطر داخلی لوله داخلی (mm)	5
قطر خارجی لوله داخلی (mm)	7
قطر داخلی لوله خارجی (mm)	16
طول (m)	15
دمای آب ورودی (°C)	7
دبی جرمی آب ورودی (kgs <sup>-1</sup> )	0.06
ضریب هدایت حرارتی لوله (Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	400
کمپرسور	
حجم جابجایی (cm <sup>3</sup> rev <sup>-1</sup> )	19.72
دور (rpm)	3000

<sup>1</sup> Engineering Equation Solver

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (23)$$

$$\phi = 2 - 0.1 \cdot X_{tt}^{-0.28} \cdot B_o^{-0.33} \quad \text{for } 1 \leq X_{tt} \leq 5$$

$$\phi = 4048 \cdot X_{tt}^{1.22} \cdot B_o^{1.13} \quad \text{for } X_{tt} < 1 \quad (24)$$

$$B_o = \frac{q}{Gr(h_g - h_l)} \quad (25)$$

ضریب انتقال حرارت بخش مایع (α<sub>l</sub>) نیز با استفاده از رابطه گنلینسکی، به دست آمده است. در ناحیه دو فازی، افت فشار هر المان از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\Delta P^i = 2f_l \frac{l}{d_i} \frac{Gr^2}{\rho_l} \phi_1^2 \quad (26)$$

در رابطه (26)، فاکتور اصطکاک با بهره گیری از رابطه بلازیوس [26] مطابق با رابطه (27) تعیین شده است.

$$f_l = \frac{0.0791}{Re_l^{0.25}} \quad Re \geq 2300 \quad (27)$$

ضریب افت فشار جریان اصطکاکی مطابق با رابطه (28) به کمک رابطه فریدل [30]، پیش بینی می شود.

$$\phi_1^2 = E + \frac{3.24 FH}{Fr_h^{0.045} We_l^{0.035}} \quad (28)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{f_v}{f_l}\right) \quad (29)$$

$$f_l = \frac{0.0791}{Re_l^{0.25}} \quad (30)$$

$$f_v = \frac{0.0791}{Re_v^{0.25}} \quad (31)$$

$$Re_l = \frac{Gr \cdot d_i}{\mu_l} \quad (32)$$

$$Re_v = \frac{Gr \cdot d_i}{\mu_v} \quad (33)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (34)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.7} \quad (35)$$

$$Fr_h = \frac{Gr^2}{g d_i \rho_h^2} \quad (36)$$

$$We_l = \frac{Gr^2 \cdot d_i}{\sigma \rho_h} \quad (37)$$

$$\rho_h = \frac{1}{\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}} \quad (38)$$

در ناحیه بخار اشباع، ضریب انتقال حرارت از رابطه گنلینسکی و افت فشار به وسیله فاکتور اصطکاکی رابطه بلازیوس پیش بینی شده است [26]. آنالیز سیستم توصیف شده با بهره گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیکل صورت گرفته است و عملکرد سیستم در بررسی اول بواسطه ترمهای ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد و در بررسی دوم به واسطه ترمهای ضریب عملکرد و طول حلقه مورد نیاز مبدل زمینی ارزیابی شده است. ظرفیت حرارتی به عنوان حرارت خارج شده از مبرد در خنک کننده گاز و ضریب عملکرد به عنوان نسبت ظرفیت حرارتی به توان ورودی به سیستم تعریف شده است. ضریب عملکرد به صورت رابطه زیر بیان می شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{Comp}} = 1 + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{Comp}} \quad (39)$$

لازم به ذکر است در بررسی دوم، محاسبه طول حلقه مورد نیاز مبدل زمینی به واسطه معادله (18)، پس از محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی صورت گرفته است.

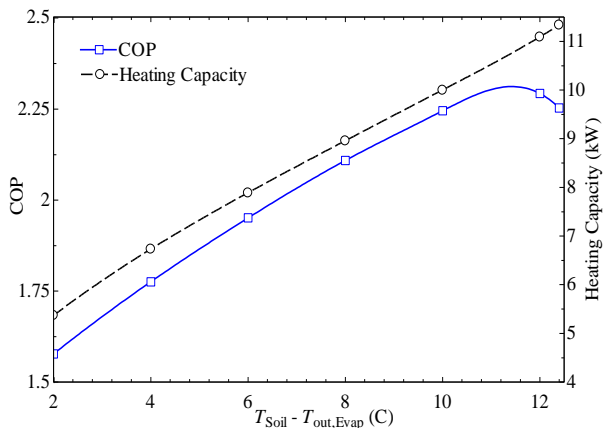


Fig. 5 Effect of  $T_{Soil}-T_{out,Evap}$  on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 5 تاثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

جذب انرژی حرارتی از زمین و توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت حرارتی نیز افزایش می یابد. با افزایش اختلاف دما از 2 تا 12.5 درجه سانتی گراد، ظرفیت حرارتی از حدود 5.4 تا 11.3 کیلووات افزایش یافته است.

با افزایش این اختلاف دما، در ابتدا مقدار ضریب عملکرد سیستم افزایش می یابد و در ادامه در اختلاف دمای مشخصی، ضریب عملکرد سیستم رو به کاهش می گذارد. شکل گیری نقطه بیشینه ضریب عملکرد سیستم از آنجا ناشی می شود که در ابتدا با افزایش اختلاف دما، افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین بر افزایش توان مصرفی کمپرسور غلبه کرده و منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم می گردد اما در ادامه در مقدار مشخصی از اختلاف دما، افزایش توان مصرفی کمپرسور بر افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین غلبه کرده و ضریب عملکرد سیستم کاهش می یابد. بنابراین، می توان نتیجه گرفت که همواره در جهت افزایش این اختلاف دما، مقدار بهینه ای وجود دارد به گونه ای که ضریب عملکرد سیستم در این نقطه به بیشینه مقدار خود می رسد.

"شکل 6" نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده را با توجه به تغییرات اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده در یک بار گرمایشی مشخص نشان می دهد. با افزایش اختلاف دمای موردنظر، نسبت

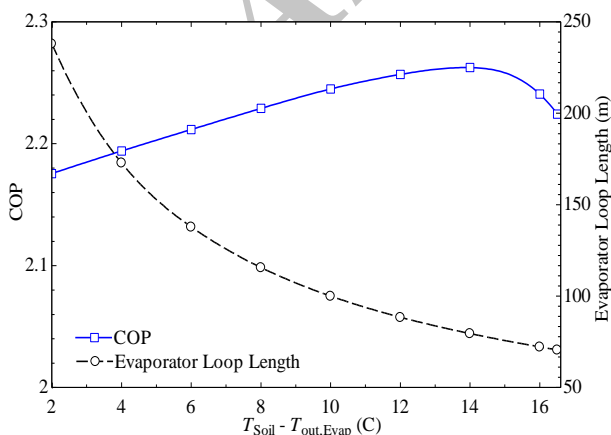


Fig. 6 Effect of  $T_{Soil}-T_{out,Evap}$  on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 6 تاثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 10 کیلووات

انبساط مستقیم دی اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی تاکنون به چاپ نرسیده است از این رو نتایج این تحقیق با نتایج تئوری مربوط به ضریب عملکرد و نسبت تراکم مطالعه آستین و سوماتی [19]، مقایسه گردیده است. پارامترهای ورودی شبیه سازی، جهت مقایسه نتایج این مطالعه با نتایج تئوری [19]، همان شرایط موجود در جدول 1 بوده به استثناء این که اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده برابر با 8 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است. همان طور که در نمودارهای "شکل 4" مشاهده می شود نتایج این پژوهش از توافق مناسب و روند یکسانی با نتایج [19]، برخوردار می باشند.

در ادامه، تاثیر تغییر پارامترهایی از قبیل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، سرعت کمپرسور، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز، نسبت مساحت مبدل های حرارتی و دمای زمین بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم در حالت اول و طول مورد نیاز مبدل زمین و ضریب عملکرد سیستم در حالت دوم به ترتیب مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت پیش بینی تاثیر پارامترهای ذکر شده، در طی ارزیابی، به غیر از پارامتر مورد نظر، بقیه پارامترهای موجود در جدول 1 به انضمام طول حلقه مبدل زمین در حالت اول و دمای آب خروجی خنک کننده گاز در حالت دوم ثابت نگه داشته شده اند.

#### 1-4- تاثیر اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده

"شکل 5" تاثیر تغییر اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده را بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم در یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت نشان می دهد.

همان طور که از نمودار "شکل 5" واضح است، ظرفیت حرارتی سیستم تقریباً به طور خطی با افزایش اختلاف دما، افزایش یافته است. با افزایش این اختلاف دما، در واقع اختلاف دما بین دمای زمین با دمای متوسط تبخیر کننده که میانگین اختلاف دمای ورودی و دمای خروجی تبخیر کننده تعریف می شود، افزایش می یابد که منجر به افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین می گردد. همچنین با افزایش اختلاف دما، مبرد با دما و فشار کمتری وارد کمپرسور می گردد که این امر منجر به افزایش نسبت فشار کمپرسور و کاهش دبی جرمی مبرد می گردد. با غلبه نسبت فشار کمپرسور بر کاهش دبی جرمی مبرد، توان مصرفی کمپرسور افزایش می یابد. در نتیجه افزایش

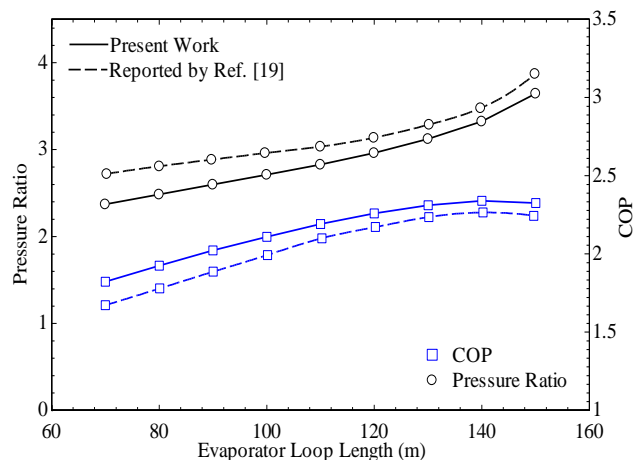


Fig. 4 Comparison of COP and pressure ratio vs. evaporator loop length of the present work with those reported by Ref. [19]

شکل 4 مقایسه ضریب عملکرد و نسبت فشار پژوهش فعلی با نتایج مرجع [19] بر حسب طول حلقه تبخیر کننده

کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد. آن‌طور که از "شکل 7" واضح است با تغییر دور کمپرسور از 2100 تا 3500 دور بر دقیقه، ظرفیت حرارتی از 7.1 تا 8.3 کیلووات یعنی در حدود 17 درصد افزایش و ضریب عملکرد از 2.5 تا 1.75 یعنی در حدود 30 درصد کاهش داشته است.

"شکل 8" نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده را با توجه به تغییرات سرعت کمپرسور در یک بار گرمایشی مشخص نشان می‌دهد. با افزایش دور کمپرسور، دبی جرمی عبوری مبرد افزایش می‌یابد که در نتیجه با افزایش دبی جرمی مبرد، توان مصرفی کمپرسور افزایش و ضریب عملکرد سیستم با توجه به ثابت بودن ظرفیت حرارتی کاهش می‌یابد. در این حالت، میزان جذب انرژی حرارتی مبرد از زمین با توجه به افزایش توان مصرفی کمپرسور رو به کاهش می‌گذارد. از این‌رو با توجه به ثابت بودن تقریبی اختلاف دمای متوسط زمین با مبرد در مبدل زمینی و افزایش دبی جرمی، مساحت موردنیاز جهت دریافت انرژی حرارتی از زمین کاهش می‌یابد که این امر منجر به کاهش طول مبدل زمین می‌گردد. آن‌طور که از "شکل 8" واضح است با تغییر دور کمپرسور از 2100 تا 3500 دور بر دقیقه، ضریب عملکرد از 2.8 تا 1.9 یعنی در حدود 32 درصد و طول حلقه تبخیر کننده از 150 تا 130 متر یعنی در حدود 13.3 درصد کاهش داشته اند.

#### 3-4- تاثیر دمای آب ورودی به خنک کننده گاز

"شکل 9" تاثیر تغییرات دمای آب ورودی به خنک کننده گاز بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم در یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت را نشان می‌دهد.

با افزایش دمای آب ورودی به خنک کننده گاز، نسبت فشار کمپرسور به دلیل افزایش دمای آب خروجی خنک کننده گاز افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور، توان مصرفی کمپرسور و ظرفیت حرارتی سیستم افزایش می‌یابند. از آن‌جا که در این حالت ظرفیت حرارتی سیستم با نرخ کمی افزایش می‌یابد و با توجه به کاهش دبی جرمی مبرد، آنتالپی مخصوص خروجی از خنک کننده گاز و بالطبع آنتالپی ورودی به تبخیر کننده کاهش می‌یابد. با افزایش اختلاف آنتالپی مخصوص بین ورودی و خروجی تبخیر کننده و کاهش دبی جرمی مبرد، انرژی حرارتی جذب شده از زمین با تغییرات ناچیزی مواجه می‌شود. از این رو ترکیب افزایش در توان مصرفی کمپرسور و تغییرات ناچیز در جذب انرژی حرارتی از زمین منجر به کاهش

فشار کمپرسور افزایش و دبی جرمی مبرد کاهش می‌یابند. در ابتدا تاثیر بیشتر کاهش دبی جرمی در مقابل افزایش نسبت فشار بر توان مصرفی کمپرسور، منجر به کاهش از توان مصرفی کمپرسور می‌گردد و در ادامه در اختلاف دمای مشخصی با غلبه از افزایش نسبت فشار کمپرسور بر کاهش دبی جرمی مبرد، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد. در نتیجه با توجه به ثابت بودن بار گرمایشی و روند تغییرات توان مصرفی کمپرسور، مقدار ضریب عملکرد سیستم در اختلاف دمای مشخصی به بیشینه‌ی مقدار خود می‌رسد.

با افزایش اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در مبدل زمینی به‌طور متوسط افزایش و دبی جرمی عبوری مبرد کاهش می‌یابد، در نتیجه جذب انرژی حرارتی از زمین در این حالت، با افزایش کمی مواجه می‌شود. افزایش متوسط اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در تبخیر کننده و افزایش کم در جذب انرژی حرارتی از زمین با کاهش طول حلقه موردنیاز تبخیر کننده جهت تامین بار گرمایشی مدنظر همراه است که این کاهش طول در نمودار "شکل 6" مشهود است. همان‌طور که واضح است با افزایش اختلاف دما از 2 تا 16.5 درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد سیستم در اختلاف دمای 14 درجه سانتی‌گراد به بیشینه مقدار خود در حدود 2.26 رسیده و طول حلقه مبدل زمین در بیشینه مقدار ضریب عملکرد سیستم برابر با 79.5 متر می‌باشد. این مقادیر معادل با 4 درصد افزایش در ضریب عملکرد سیستم و 66.5 درصد کاهش در طول حلقه مبدل زمین نسبت به اختلاف دمای 2 درجه سانتی‌گراد می‌باشند.

#### 2-4- تاثیر سرعت کمپرسور

نمودار "شکل 7" تاثیر سرعت کمپرسور بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم را در یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت نشان می‌دهد. افزایش سرعت کمپرسور، افزایش دبی جرمی مبرد را به همراه دارد که این امر با توجه به تغییرات جزئی نسبت فشار کمپرسور در این حالت، منجر به افزایش توان مصرفی کمپرسور و ظرفیت حرارتی سیستم می‌گردد. باید دقت داشت در این حالت با توجه به افزایش کم ظرفیت حرارتی سیستم، با افزایش دبی جرمی مبرد، آنتالپی مخصوص خروجی از خنک کننده گاز و بالطبع آنتالپی ورودی به تبخیر کننده افزایش می‌یابد. کم شدن اختلاف آنتالپی مخصوص بین ورودی و خروجی تبخیر کننده، با وجود افزایش دبی جرمی مبرد، منجر به کاهش جذب انرژی حرارتی از زمین می‌گردد. از این رو ترکیب افزایش در توان مصرفی کمپرسور و کاهش در جذب انرژی حرارتی از زمین منجر به

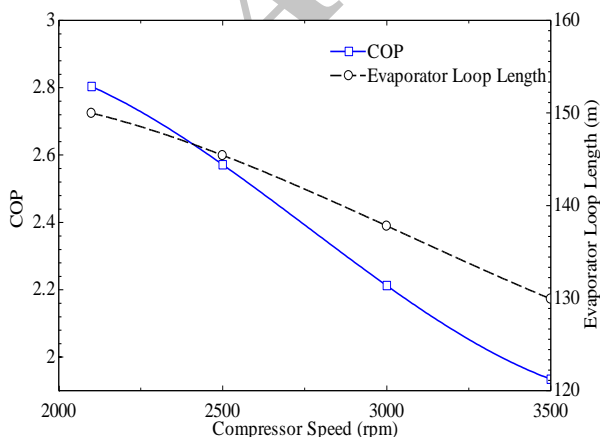


Fig. 8 Effect of compressor speed on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 8 تاثیر سرعت کمپرسور بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 10 کیلووات

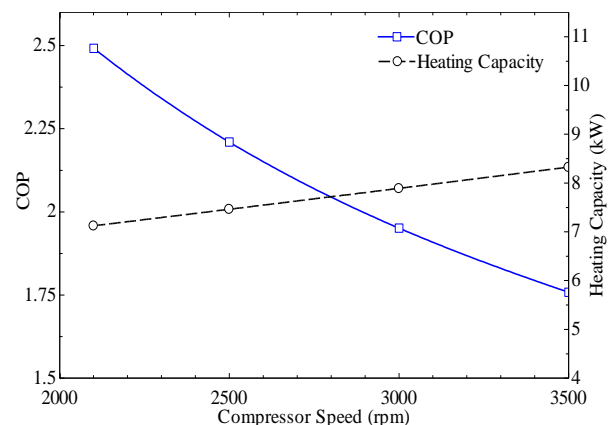


Fig. 7 Effect of compressor speed on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 7 تاثیر سرعت کمپرسور بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

**4-4- تاثیر دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز**

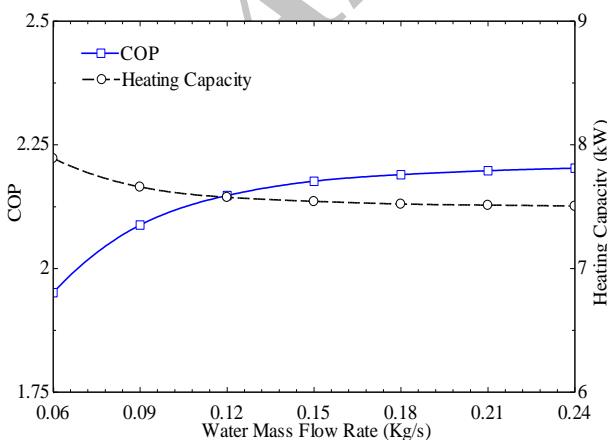
نتایج ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در مقابل تغییرات دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز به ازای یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت در "شکل 11" نمایش داده شده است. در این حالت نسبت تراکم فشار کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب، به دلیل کاهش دمای آب خروجی از خنک کننده گاز، رو به کاهش می‌گذارد. با غلبه کردن کاهش در نسبت فشار کمپرسور بر افزایش کم مقدار دبی جرمی مبرد در این حالت، توان مصرفی کمپرسور و ظرفیت حرارتی سیستم کاهش می‌یابد. به دلیل نرخ تغییرات کم ظرفیت حرارتی سیستم در این حالت، افزایش دبی جرمی مبرد با افزایش در آنتالپی مخصوص خروجی از خنک کننده گاز و به دنبال آن آنتالپی مخصوص ورودی به تبخیر کننده همراه است. کاهش اختلاف آنتالپی مخصوص بین ورودی و خروجی تبخیر کننده و افزایش دبی جرمی مبرد، منجر به تغییرات کمی در مقدار انرژی حرارتی جذب شده از زمین می‌گردد. در نتیجه با کاهش توان مصرفی کمپرسور و تغییرات کم در جذب انرژی حرارتی از زمین، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. روند تغییرات ضریب عملکرد سیستم نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی آب از یک مقدار مشخص به بعد با تغییرات ناچیزی در افزایش ضریب عملکرد سیستم مواجه می‌شود.

"شکل 12" نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده را با توجه به تغییرات دبی جرمی آب ورودی خنک کننده گاز در یک بار گرمایشی ثابت نشان می‌دهد.

به علت کاهش توان مصرفی کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز، در این حالت انرژی حرارتی جذب شده از زمین توسط مبرد افزایش می‌یابد. در نتیجه کاهش توان مصرفی کمپرسور و افزایش حرارت جذب شده از زمین به همراه تغییرات ناچیز در اختلاف دمای متوسط زمین با مبرد در مبدل زمینی و دبی جرمی مبرد، ضریب عملکرد سیستم و طول حلقه تبخیر کننده به ترتیب افزایش خواهند یافت. به‌طور مشابه در این حالت نیز افزایش دبی جرمی آب از مقداری به بعد با تغییرات کمی در ضریب عملکرد سیستم و طول حلقه تبخیر کننده همراه است.

**4-5- تاثیر نسبت مساحت مبدل های حرارتی**

"شکل های 13 و 14" به ترتیب تاثیر نسبت مساحت مبدل های حرارتی سیستم  $A_{evap}/A_{GC} = n \cdot L_{evap} \cdot d_{i, evap} / L_{GC} \cdot d_{i, GC}$  شامل مبدل

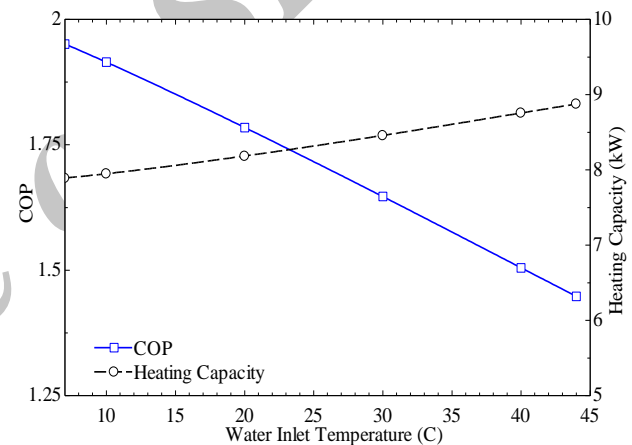


**Fig. 11** Effect of water mass flow rate of gas cooler on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 11 تاثیر دبی جرمی آب ورودی خنک کننده گاز بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

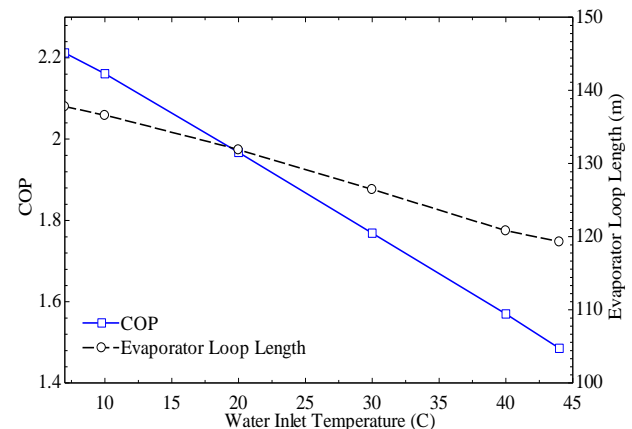
ضریب عملکرد سیستم می‌گردد. همان‌طور که از "شکل 9" مشخص است با تغییر دمای آب ورودی خنک کننده گاز از 7 تا 44 درجه، ضریب عملکرد از 1.95 تا 1.45 یعنی در حدود 25.6 درصد کاهش و ظرفیت حرارتی از 7.9 تا 8.9 کیلووات یعنی در حدود 12.6 درصد افزایش داشته است.

"شکل 10" نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده را با توجه به تغییرات دمای آب ورودی خنک کننده گاز در یک بار گرمایشی مشخص نشان می‌دهد. با افزایش دمای آب ورودی خنک کننده گاز، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد که با توجه به ثابت بودن مقدار ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش توان مصرفی کمپرسور در این حالت مقدار حرارت جذب شده از زمین در مبدل زمینی کاهش می‌یابد. از این رو با توجه ثابت بودن تقریبی اختلاف دمای متوسط زمین با مبرد در مبدل زمینی، طول لوله کمتری برای جذب انرژی حرارتی از زمین مورد نیاز خواهد بود. آن‌طور که از "شکل 10" واضح است با تغییر دمای آب ورودی به خنک کننده گاز از 7 تا 44 درجه، ضریب عملکرد از 2.2 تا 1.48 یعنی در حدود 36.4 درصد و طول حلقه تبخیر کننده از 137.8 تا 119 متر یعنی در حدود 13.6 درصد کاهش داشته‌اند.



**Fig. 9** Effect of water inlet temperature of gas cooler on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 9 تاثیر دمای آب ورودی خنک کننده گاز بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر



**Fig. 10** Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 10 تاثیر دمای آب ورودی خنک کننده گاز بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 10 کیلووات

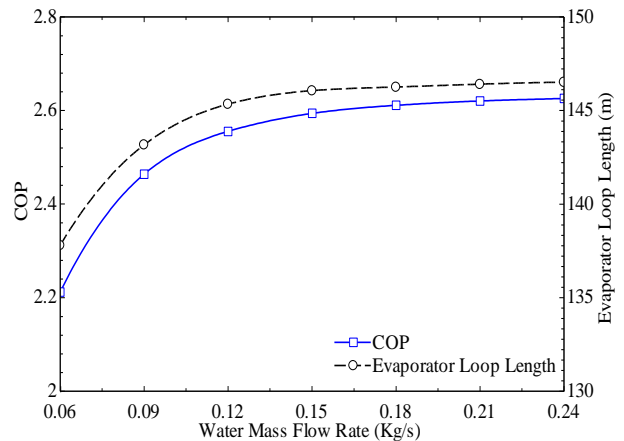


ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم، در حالی که طول خنک کننده گاز متغیر و طول حلقه تبخیر کننده ثابت و برابر با 100 متر فرض شده است را نمایش می دهد. از نمودار "شکل 14" مشاهده می شود که به ازای یک طول حلقه اواپراتور ثابت، مقدار بهینه‌ای از طول خنک کننده گاز وجود دارد به گونه‌ای که ضریب عملکرد سیستم به بیشینه مقدار خود می‌رسد اگر چه ظرفیت حرارتی سیستم در این مقدار بیشینه نخواهد بود.

**6-4-تاثیر دمای زمین**

یکی از عوامل تاثیرگذار بر عملکرد پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی، تغییر دمای زمین در طول دوره کاری این گونه پمپ‌هاست. بررسی این عامل در پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی افقی به دلایل نزدیک بودن لوله‌های دفن شده به سطح زمین، تاثیرپذیری بیشتر دمای زمین از روند تغییرات دمای هوای محیط و کاهش دمای زمین در طول فصل گرمایش به دلیل جذب انرژی حرارتی از خاک، ضروری به نظر می‌رسد.

در "شکل 15" تاثیر تغییر دمای زمین در یک بازه 9 تا 3- درجه سانتی‌گراد بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم در یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت نشان داده شده است. با کاهش دمای زمین، ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم تغییرات کمی داشته است. از آنجا که در این بررسی همواره اختلاف دمای زمین با خروجی تبخیر کننده در مقدار 6 درجه سانتی‌گراد ثابت نگه داشته شده است، از این رو با کاهش دمای زمین، دما و فشار ورودی به کمپرسور کاهش، نسبت تراکم فشار در کمپرسور افزایش و دبی جرمی عبوری مبرد کاهش می‌یابد. به دلیل غلبه کردن کاهش دبی جرمی عبوری مبرد بر افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور به مقدار کمی کاهش می‌یابد. از طرفی با توجه به تغییرات کم در ظرفیت حرارتی، با کاهش دبی جرمی مبرد، آنتالپی مخصوص خروجی از خنک کننده گاز نیز کاهش می‌یابد. در نتیجه مبرد با آنتالپی کمتری وارد تبخیر کننده می‌شود که با توجه به کاهش دبی جرمی مبرد و افزایش اختلاف آنتالپی بین ورودی و خروجی تبخیر کننده، مقدار حرارت جذب شده از زمین تقریباً ثابت می‌ماند. در نهایت با کاهش دمای زمین، ترکیب کاهش در توان مصرفی کمپرسور و تغییر کم در میزان جذب انرژی حرارتی از زمین منجر به کاهش کمی در ظرفیت حرارتی و افزایش کمی در ضریب عملکرد سیستم می‌گردد. با توجه به نتیجه به دست آمده می توان گفت که استفاده از این استراتژی

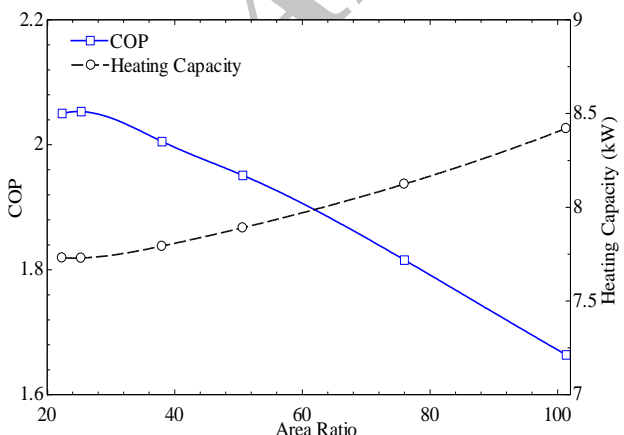


**Fig. 12** Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 12 تاثیر دبی جرمی آب ورودی خنک کننده گاز بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 10 کیلووات

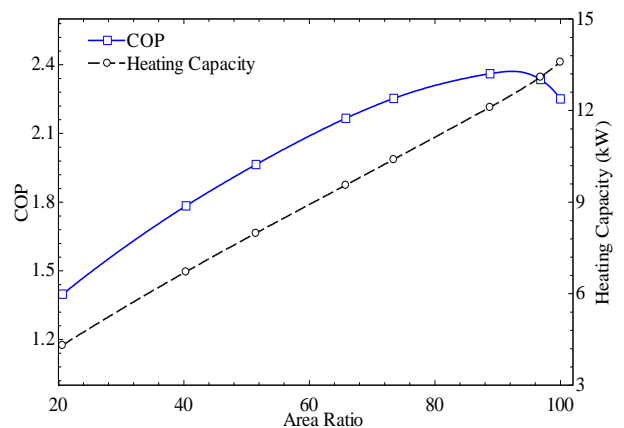
زمینی و خنک کننده گاز را بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم نشان می‌دهند. در نمودار "شکل 13"، طول خنک کننده گاز ثابت و برابر با 15 متر و طول کل حلقه‌های تبخیر کننده متغیر فرض شده است. از نمودارهای مربوطه مشاهده می‌شود که با ثابت گرفتن طول خنک کننده گاز و تغییر طول تبخیر کننده در یک نسبت مساحت بین 20 تا 100 برابری، ظرفیت حرارتی به دلیل افزایش طول تبخیر کننده و توانایی در جذب انرژی حرارتی بیشتر از زمین در حال افزایش می‌باشد. با افزایش طول حلقه تبخیر کننده در این حالت، نسبت تراکم فشار در کمپرسور به دلیل افت فشار بیشتر مبرد در تبخیر کننده افزایش می‌یابد. افزایش در نسبت فشار کمپرسور علی‌رغم کاهش دبی جرمی مبرد منجر به افزایش توان مصرفی کمپرسور می‌گردد. همان‌طور که از نمودار "شکل 13" مشخص است در نسبت مساحتی در حدود 90، افزایش توان مصرفی کمپرسور بر افزایش ظرفیت حرارتی سیستم غلبه کرده و در نتیجه باعث کاهش مقدار ضریب عملکرد سیستم پس از یک بازه صعودی می‌گردد. نحوه تغییرات ضریب عملکرد سیستم در این حالت به گونه‌ای است که در نسبت مساحت مشخصی، مقدار بیشینه‌ای از ضریب عملکرد وجود دارد.

نمودار "شکل 14"، تاثیر تغییرات نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی بر



**Fig. 14** Effect of area ratio of heat exchangers on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 14 تاثیر نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر



**Fig. 13** Effect of area ratio of heat exchangers on heating capacity and COP (gas cooler length = 15 m)

شکل 13 تاثیر نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در طول خنک کننده گاز برابر با 15 متر

در بررسی اول شامل طول حلقه ثابت تبخیرکننده مشخص گردید که همواره با افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیر کننده، ظرفیت حرارتی سیستم افزایش می‌یابد و از طرفی در یک اختلاف دمای مشخص مقدار بیشینه‌ای از ضریب عملکرد وجود دارد. افزایش دور کمپرسور منجر به افزایش ظرفیت حرارتی و کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌شود. دما و دبی جرمی آب ورودی خنک کننده گاز رفتاری معکوس بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم در این حالت دارند. به گونه‌ای که با افزایش دمای آب ورودی ضریب عملکرد کاهش و ظرفیت حرارتی افزایش می‌یابد و با افزایش دبی جرمی آب ورودی ضریب عملکرد افزایش و ظرفیت حرارتی سیستم کاهش پیدا می‌کند. همچنین مشخص گردید که تغییر دمای زمین در حالی که اختلاف دمای زمین و خروجی تبخیر کننده ثابت فرض شود، تاثیر کمی بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی سیستم دارد.

در بررسی دوم شامل مقدار بار گرمایشی ثابت مشخص گردید که همواره با افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیر کننده، طول حلقه مورد نیاز تبخیر کننده کاهش و از طرفی در یک اختلاف دمای مشخص مقدار بیشینه‌ای از ضریب عملکرد سیستم وجود دارد. افزایش دور کمپرسور با کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده همراه است. در حالی که افزایش دمای آب ورودی به خنک کننده گاز منجر به کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده می‌گردد اما افزایش دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز با افزایش در هر دو عامل همراه می‌باشد. تغییرات دمای زمین نیز در این حالت تاثیر کمی بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده موردنیاز دارد.

بررسی نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی سیستم نشان داد در هر دو حالت مد نظر، به ازای یک نسبت مساحت مشخص، مقدار بیشینه ای از ضریب عملکرد وجود دارد و افزایش نسبت مساحت در هر دو حالت منجر به افزایش ظرفیت حرارتی سیستم می‌گردد.

### 6- فهرست علائم

A	مساحت ( $m^2$ )
C	نرخ ظرفیت حرارتی ( $kW^\circ C^{-1}$ )
COP	ضریب عملکرد
$C_p$	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت ( $kJkg^{-1}^\circ C^{-1}$ )
d	قطر (m)
f	ضریب اصطکاک
$F_p$	ضریب افزایشی انتقال حرارت
g	شتاب جاذبه ( $ms^{-2}$ )
Gr	شار جرمی ( $kgm^{-2}s^{-1}$ )
h	انتالپی ( $kJkg^{-1}$ )
k	ضریب انتقال حرارت هدایت ( $kWm^{-1}^\circ C^{-1}$ )
l	طول (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $kgs^{-1}$ )
N	دور کمپرسور (rpm)
n	تعداد حلقه های تبخیر کننده
NTU	تعداد واحدهای انتقال
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
Pr	عدد پرانتل

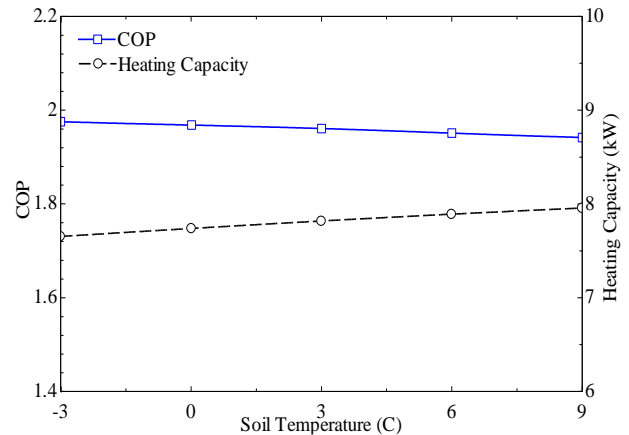


Fig. 15 Effect of soil temperature on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

شکل 15 تاثیر دمای زمین بر ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

کنترلی، می‌تواند عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی را با توجه به کاهش دمای زمین در طول فصل مورد استفاده با تغییرات ناچیزی مواجه کند. "شکل 16" نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده را با توجه به تغییرات دمای زمین در یک بار گرمایشی ثابت نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً بیان شد با توجه به ثابت بودن اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، کاهش دمای زمین منجر به کاهش دبی جرمی میرد و توان مصرفی کمپرسور به مقدار ناچیزی می‌گردد. در نتیجه با توجه به ثابت بودن بار گرمایشی، میزان جذب انرژی حرارتی از زمین و ضریب عملکرد سیستم به مقدار کمی افزایش می‌یابد. از طرفی با توجه به کاهش دبی جرمی میرد و افزایش در میزان جذب انرژی حرارتی از زمین با کاهش دمای زمین، طول حلقه موردنیاز مبدل زمینی جهت دریافت انرژی حرارتی به مقدار کمی افزایش خواهد یافت.

### 5- جمع بندی

در مطالعه‌ی حاضر، آنالیز یک پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با استفاده از میرد دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی با در نظر گرفتن اثرات افت فشار در مبدل‌های حرارتی سیستم، انجام گردیده است.

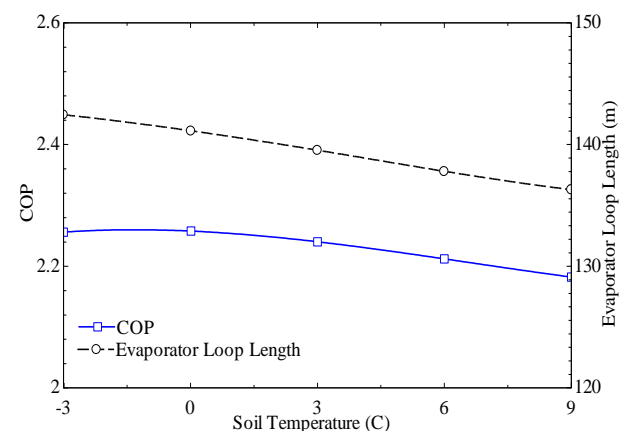


Fig. 16 Effect of soil temperature on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 16 تاثیر دمای زمین بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 10 کیلووات

16, No. 1, pp. 4-12, 1993.

[4] X. Liao, P. Garland, R. Radermacher, The modeling of air-cooled absorption chiller integration in CHP system, *Proceedings of International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE*, November 5-10, 2000.

[5] P. Neksa, CO<sub>2</sub> heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 4, pp. 421-427, 2002.

[6] T. Tamura, Y. Yakumaru, F. Nishiwaki, Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO<sub>2</sub> as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1302-1307, 2005.

[7] P. Laipradit, J. Tiansuwan, T. Kiatsiriroat, L. Aye, Theoretical performance analysis of heat pump water heaters using carbon dioxide as refrigerant, *International Journal of Energy Research*, Vol. 32, No.4, pp. 356-366, 2007.

[8] S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, M. S. Kim, The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp. 1064-1072, 2005.

[9] S. M. H. Mohammadi, M. Ameri, Energy and exergy performance comparison of different configurations of an absorption-two-stage compression cascade refrigeration system with carbon dioxide refrigerant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 104, pp. 104-120, 2016.

[10] M. Salajeghe, M. Ameri, Effects of further cooling the gas cooler outlet refrigerant by an absorption chiller, on a transcritical CO<sub>2</sub> -compression refrigeration system, *International Journal of Exergy*, Vol. 21, No. 1, pp. 110-125, 2016.

[11] P. Anstett, Measurement of the performance of an air/water heat pump using CO<sub>2</sub> or R744 for the production of hot water for use in a hospital, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Vol. 4, No. 3, pp. 35-38, 2006.

[12] J. Stene, Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1259-1265, 2005.

[13] N. Fernandez, Y. Hwang, R. Radermacher, Comparison of CO<sub>2</sub> heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 3, pp. 635-644, 2010.

[14] S. D. White, M. G. Yarrall, D. J. Cleland, R. A. Hedley, Modeling the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for high temperature heating, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 4, pp. 479-486, 2002.

[15] Y. Guo, G. Zhang, J. Zhou, J. Wu, W. Shen, A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and a secondary loop ground-coupled heat pump system for cooling in a residential building, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 35, pp. 29-39, 2012.

[16] P. Eslami-Nejad, M. Ouzzane, A. Aidoun, Modeling of a two-phase CO<sub>2</sub>-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications, *Applied Energy*, Vol. 114, pp. 611-620, 2014.

[17] P. Eslami-Nejad, M. Ouzzane, Z. Aidoun, A quasi-transient model of a transcritical carbon dioxide direct-expansion ground source heat pump for space and water heating, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 91, pp. 259-269, 2015.

[18] R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, G. P. Vanoli, A model for a borehole heat exchanger working with CO<sub>2</sub>, *Energy Procedia*, Vol. 45, pp. 635-644, 2014.

[19] B. T. Austin, K. Sumathy, Parametric study on the performance of a direct expansion geothermal heat pump using carbon dioxide, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3774-3782, 2011.

[20] T. M. Oritz, D. Li, E. A. Groll, *Evaluation of the performance potential of CO<sub>2</sub> as a refrigerant in air-to-air Air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis*, ARTI, Final Report, 2003.

[21] J. Sarkar, *Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating*, Phd Thesis, Indian Institute of Technology, Kharagpur, 2005.

[22] J. Pettersen, R. Rieberer, S. T. Munkejord, Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes, *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 107-114, July 25-28, 2000.

[23] S. S. Pitla, E. A. Groll, S. Ramadhyani, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO<sub>2</sub>, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 887-895, 2000.

[24] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368, 1976.

[25] B. S. Petukhov, *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe flow with Variable Physical Properties*, advances in heat transfer in: J. P. Harnett, T. F. Irvine (Eds.), Academic Press, pp. 521-528, New York, 1970.

[26] H. Blasius, Das aehnlichkeitsgesetz bei reibungsvorgängen in flüssigkeiten, *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Vol. 134, pp. 131, 1913.

[27] D. S. Jung, R. Radermacher, Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures in horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No. 3, pp. 201-209, 1993.

[28] D. S. Jung, R. Radermacher, M. McLinden, D. Didion, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764, 1989.

[29] K. Stephan, M. Abdelsalam, Heat transfer correlations for natural convection boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 23, No. 1, pp. 73-87, 1980.

[30] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two phase pipe flows, *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Ispra, 5-8 June, 1979.

نرخ انتقال حرارت (kW)	$\dot{Q}$
شار حرارتی (kWm <sup>-2</sup> )	$q$
نسبت ظرفیت حرارتی	$R$
عدد رینولدز	$Re$
دما (°C)	$T$
ظرفیت انتقال حرارتی کل (kWm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )	$U$
حجم جابجایی (cm <sup>3</sup> rev <sup>-1</sup> )	$V_s$
توان مصرفی (kW)	$\dot{W}$
کیفیت	$x$
<b>علائم یونانی</b>	
ضریب انتقال حرارت جابجایی (kWm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )	$\alpha$
بازده مبدل حرارتی	$\varepsilon$
بازده	$\eta$
لزجت دینامیکی (kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )	$\mu$
چگالی (kgm <sup>-3</sup> )	$\rho$
کشش سطحی (Nm <sup>-1</sup> )	$\sigma$
ضریب افت فشار جریان اصطکاکی	$\varphi$
فاکتور جوشش هسته ای	$\phi$
<b>بالانویس ها</b>	
شماره المان	$i$
<b>زیرنویس ها</b>	
بالک	$b$
کمپرسور	comp
تبخیر کننده	evap
خنک کننده گاز	GC
داخل	$i$
مایع	$l$
آیزنتروپیک	isen
بیشترین	max
مکانیکی	mech
کوچکترین	min
خارج	$o$
مبرد	ref
جوشش استخری هسته ای	sa
اشباع	sat
خاک	soil
بخار	$v$
دیوار	wall
کل	tot
حجمی	vol
آب	$W$

**7- مراجع**

[1] A. S. H. R. A. E. Handbook, Refrigeration, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*, 1791Tullie Circle. NE Atlanta, Georgia 30329, 2014.

[2] G. Lorentzen, J. Pettersen, *Transcritical Vapor Compression Cycle Device with a Variable High Side Volume Element*, US Patent No. 5497631, 1996.

[3] G. Lorentzen, J. Pettersen, A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *International Journal of Refrigeration*, Vol.