



## 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

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

### چکیده

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 تبخیر کننده، 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 تبخیر کننده 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

علاقه مندی 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. 433-443, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

دی اکسید کربن از خواص بسیار ویژه و منحصر به فردی از جمله ضریب هدایت حرارتی بالا، مقاومت حرارتی و ویسکوزیته پایین برخوردار می باشد که همگی منجر به بهبودی قابل توجهی در فرایند انتقال حرارت می گردد.

از دیگر ویژگی های دی اکسید کربن، 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 دی اکسید کربن در سیکل تراکمی به دلیل ویژگی های ذکر شده منجر به کاهش اندازه مبدل های حرارتی و اندازه لوله کشی می شود که در نهایت باعث کاهش ابعاد کل سیستم می گردد. از آن جا که سیکل تراکمی فوق بحرانی دی اکسید کربن در فشارهای بالا کار می کند، مقاومت مصالح اجزای به کار رفته در آن افزایش می یابد که این اشکال با کاهش اندازه قطعات جبران می شود. از طرفی کارکرد این سیکل در دما و فشار فوق بحرانی، منجر به دفع حرارت قابل توجهی در خنک کننده گاز<sup>۲</sup> می گردد. از دیگر مزایای سیکل تراکمی فوق بحرانی دی اکسید کربن، کاهش نرخ حجمی جریان دی اکسید کربن 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 دی اکسید کربن عمدتاً بر روی سیکل فوق بحرانی متمرکز شده است جایی که استخراج گرما در فشار و دمای فوق بحرانی اتفاق می افتد. اولین بار استفاده مدرن از دی اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی، توسط لورنتز [2] در سال 1990 پیشنهاد گردید. پس از آن لورنتز و پترسن [3] به کارگیری سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن در سیستم تهویه خودرو را بررسی کردند. لیو و همکاران [4] با بررسی سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن نشان دادند که ضریب عملکرد سیستم با فشار خنک کننده گاز تغییر می کند.

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

علاوه بر این پمپ حرارتی با بهره گیری از مبرد دی اکسید کربن 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 کرده اند.

در کنار همه ویژگی های بارز پمپ حرارتی، یکی از بزرگترین معایب پمپ های حرارتی در هنگام استفاده از منبع هوایی، تحت تاثیر قرار گرفتن ضریب عملکرد و ظرفیت آن ها با نوسانات دمای محیط می باشد. از آن جا که دما در اعماق زمین بسیار پایدارتر و همچنین در زمستان گرم تر و تابستان خنک تر از دمای هوای محیط می باشد، زمین به عنوان راه کاری مناسب جهت جایگزینی با هوا، منجر به تحقیق و توسعه بر روی پمپ های حرارتی زمین گرمایی گردیده است. امروزه پمپ های حرارتی زمین گرمایی به عنوان یک تکنولوژی کارآمد جهت صرفه جویی در مصرف انرژی در

سیستم های تهویه مطبوع کاربرد زیادی دارند.

به منظور متصل کردن پمپ حرارتی به زمین، می بایست 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 می شود اواپراتور به عنوان مبدل زمینی در زیر سطح خاک بصورت عمودی یا افقی دفن می شود و مبرد به طور مستقیم با زمین تبادل حرارت می کند. در حالت غیرمستقیم مشابه پمپ های حرارتی کوپل با زمین حلقه ثانویه، از یک حلقه واسطه به همراه سیال ثانویه به عنوان مبدل زمین استفاده می گردد و سیال ثانویه کار تبادل حرارت با زمین را انجام می دهد. واضح است که سیستم های انبساط مستقیم به دلیل حذف مبدل حرارتی ثانویه و حذف پمپ گردش نسبت به سیستم های حلقه واسطه از نظر بازدهی انرژی بالاتر و از نظر هزینه اولیه و هزینه های عملکرد پایین ترند [15]. از این رو در سال های اخیر به دلیل نگرانی های زیست محیطی علاقه به استفاده از پمپ های حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با مبرد طبیعی به ویژه دی اکسید کربن افزایش یافته است.

به طور کلی به دلیل پیچیدگی مدل سازی جریان دو فاز در مبدل زمینی، مدل سازی پمپ های حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم نسبت به پمپ های حرارتی زمین گرمایی حلقه واسطه کمتر مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین مطالعات بسیاری کمی به بررسی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با بهره گیری از دی اکسید کربن پرداخته اند. مطالعات اخیر توسط اسلامی نژاد و همکاران [16,17] بر روی مدل سازی عددی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم عمودی با استفاده از دی اکسید کربن تمرکز کرده اند. اخیراً ماسترلو و همکاران [18] مبدل حرارتی زمین گرمایی حاوی دی اکسید کربن را با استفاده از اصل ترموسیفون برای سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی حلقه واسطه مدل سازی کرده اند. آستین و سوماتی [19] در مطالعه ای پارامتریک، پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با مبرد دی اکسید کربن را به منظور گرمایش آب تحت تاثیر برخی عوامل بر روی راندمان سیستم مورد ارزیابی قرار داده و در پایان سیستم بهینه ای را با نتایج برگرفته از تحقیق خود ارائه کرده اند.

از آن جا که در برخی کارهای تحلیلی از اثرات افت فشار مبرد در مبدل های حرارتی صرف نظر می گردد، در این مطالعه، یک مدل عددی با هدف آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با بهره گیری از مبرد دی اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی و در نظر گرفتن اثرات افت فشار مبرد در مبدل های 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 می کند. با استفاده از این 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 پیش بینی عملکرد سیستم، مطالعه ای 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 مبدل های حرارتی و دمای زمین با در نظر گرفتن افت فشار مبدل های حرارتی انجام شده است.

## 2- شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

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

<sup>1</sup> Transcritical

<sup>2</sup> Gas cooler

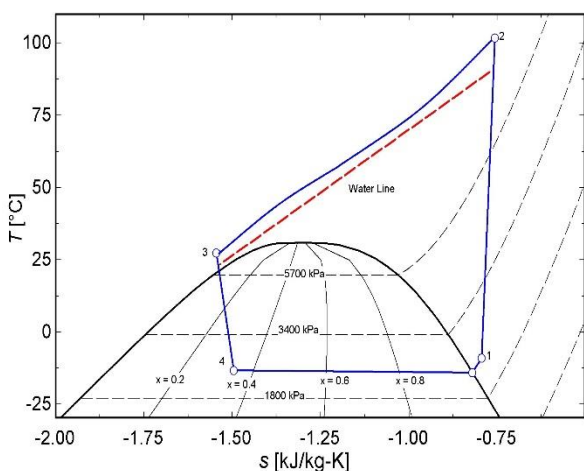


Fig. 2 T-S diagram of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle

شکل 2 نمودار دما - آنترپپی سیکل پمپ حرارتی فوق بحرانی دی اکسید کربن

- شبیه‌سازی کلیه اجزای سیستم در حالت پایدار می‌باشد.
- فرایندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در شیر ترموستاتیکی آدیاباتیک و غیرآیزنتروپیک فرض شده است.
- از افت فشار و افت حرارت در لوله‌های متصل‌کننده اجزا به هم، صرف‌نظر 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 می‌گردد. توان ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (1) تعریف می‌شود:

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

دبی جرمی مبرد از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

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

که  $V_s, N, \rho_1, \eta_{\text{tot}}, \eta_{\text{vol}}$  به ترتیب بازده حجمی، بازده کلی، چگالی ورودی، دور و حجم جابجایی کمپرسور می‌باشند. 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 می‌شوند [20]:

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

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

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

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

### 3-2- خنک کننده گاز

پس از کمپرسور، مبرد با فشار و دمای بالا وارد خنک کننده گاز می‌شود. خنک کننده گاز در واقع یک مبدل دو لوله‌ای 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. همان‌طور که توسط برخی از مطالعات

زمین گرمایی می‌باشد. این سیستم در حالت گرمایش، انتقال حرارت با زمین را به وسیله تعدادی حلقه لوله‌کشی به عنوان تبخیر کننده که در زیر زمین مدفون شده و توسط مبردی که چندین درجه از خاک زمین اطراف خنک تر است انجام می‌دهد. در این مقاله آنالیز پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی، جهت گرمایش آب تحت حالت پایدار صورت گرفته است. "شکل های 1 و 2"، شماتیک هندسه‌ی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم و نمودار دما- آنترپپی سیکل تراکمی فوق بحرانی دی اکسید کربن با خط جریان آب را به ترتیب نشان می‌دهند. همان‌طور 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 فشارشکن (3-4)، تبخیر کننده (مبدل زمینی) (4-1)، تشکیل شده است. در این سیستم، دی اکسید کربن در حالت 4 وارد تبخیر کننده می‌گردد جایی که با تبخیر دی اکسید کربن در مبدل حرارتی زمین، که از حلقه‌های موازی متصل به هم تشکیل شده است، انرژی حرارتی از زمین به مبرد منتقل می‌شود. مبرد در خروج از تبخیر کننده به عنوان بخار مافوق گرم در حالت 1 وارد کمپرسور می‌شود. سپس بخار دی اکسید کربن توسط کمپرسور به فشار فوق بحرانی همراه با افزایش دمای متناظر، متراکم می‌شود. در ادامه، مبرد در حالت 2، وارد خنک کننده گاز می‌شود جایی که انرژی حرارتی برای گرم شدن آب، از دی اکسید کربن در حالت فوق بحرانی به آب منتقل می‌شود. در این جا خنک کننده گاز یک مبدل دو لوله‌ای 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) می‌گردد و در نهایت سیکل کامل می‌شود.

### 3- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی 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 بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم و براساس فرضیات زیر ارائه گردیده است.

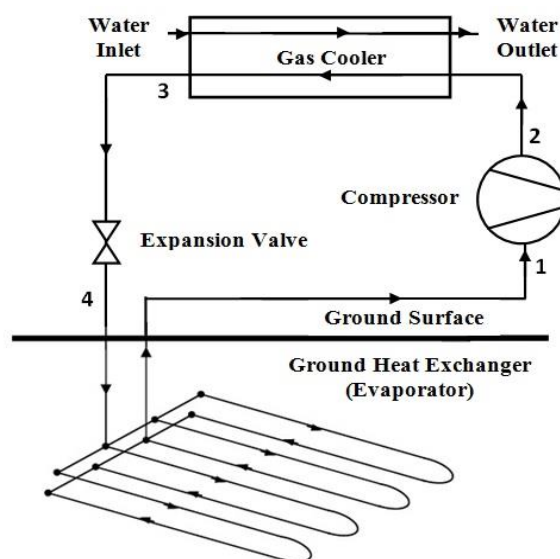
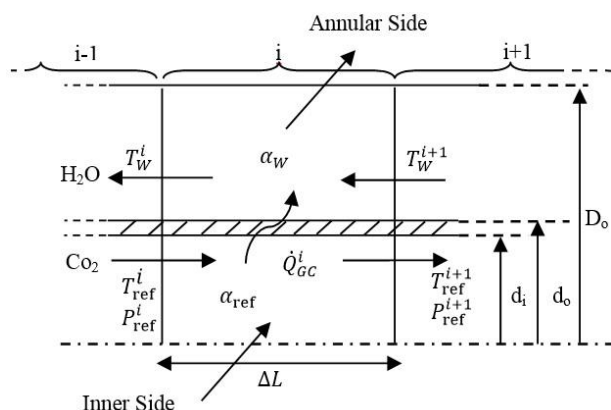


Fig. 1 System diagram of a direct-expansion transcritical CO<sub>2</sub> ground source heat pump system

شکل 1 شماتیک هندسه پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسید کربن



**Fig. 3** A computational segment of gas cooler

شکل 3 المان محاسباتی خنک کننده گاز

در نظر گرفته شده است.

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

### 3-4- تخم‌کننده

در این مطالعه، مطابق با فرضیات موجود در مرجع [19]، جریان حرارت در مبذل حرارتی زمینی به صورت کاملاً دویبعی، شعاعی با شار حرارتی یکنواخت در نظر گرفته شده و دما در شعاع یک متری از مرکز مبذل 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.

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

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

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

از آنجا که مبرد در حالت دو فازی به تبخیر کننده وارد می‌شود در داخل تبخیر کننده دو ناحیه جریان وجود دارد که شامل ناحیه جریان دو فازی و ناحیه بخار اشباع می‌باشد. در ناحیه جریان دو فازی، از رابطه جانگ و همکاران [28,27]، جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. همان‌طور که در رابطه (19) نشان داده شده در این رابطه، اثرات انتقال حرارت ناحیه دو فازی شامل انتقال حرارت جابجایی و جوشش هسته‌ای در نظر گرفته شده است.

$$\alpha_{\text{ref}} = \phi \alpha_{\text{sa}} + F_{\text{p}} \alpha_1 \quad (19)$$

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

$$\alpha_{sa} = 207 \cdot \frac{k_1}{bd} \left( \frac{q \cdot bd}{k \cdot T} \right)^{0.745} \left( \frac{\rho_v}{\rho} \right)^{0.581} \text{Pr}_1^{0.533} \quad (20)$$

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

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

[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 غیرخطی 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 می‌شود.

$$\dot{Q}^i = m_W C_{p,W} (T_W^i - T_W^{i+1}) = m_{\text{ref}} C_{p,\text{ref}} (T_{\text{ref}}^i - T_{\text{ref}}^{i+1}) \quad (6)$$

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

مے، شود.

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

که  $C_{min}$  کوچکترین نرخ ظرفیت حرارتی بین آب و دی اکسید کربن بوده

و بازده میدل حرارتی،  $(\varepsilon)$  از رابطه (8) به دست می آید.

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

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

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

که ضریب انتقال حرارت کلی، هر المان توسط رابطه (11) تعیین می‌شود.

$$UA = \left( \frac{1}{A} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2U} + \frac{1}{A} \right)^{-1} \quad (11)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت میرد 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.

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

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

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

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

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

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

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

### 3-3-شبه انبساط

مبرد پس از خروج از خنک کننده گاز، از شیر انبساط عبور می کند تا فشارش به فشار تخیر 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 آنجا 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 (P<sub>2</sub>) 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 آنجا 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 ( $\alpha_l$ ) نیز با استفاده از رابطه گنلینسکی، به دست آمده است. در ناحیه دو فازی، افت فشار هر المان از رابطه زیر محاسبه می شود.

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

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.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

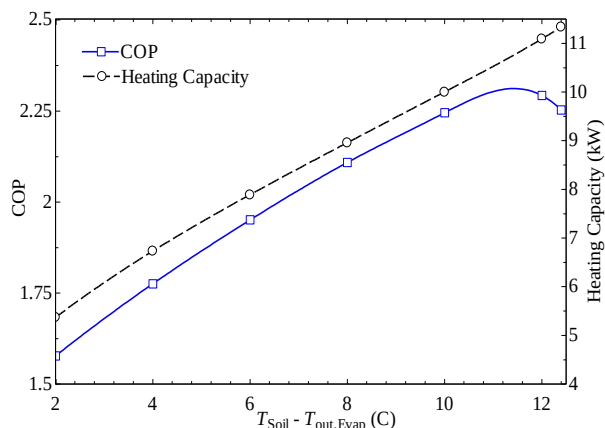
$$We_l = \frac{Gr^2 \cdot d_i}{\sigma \rho_h} \quad (37)$$

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

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.



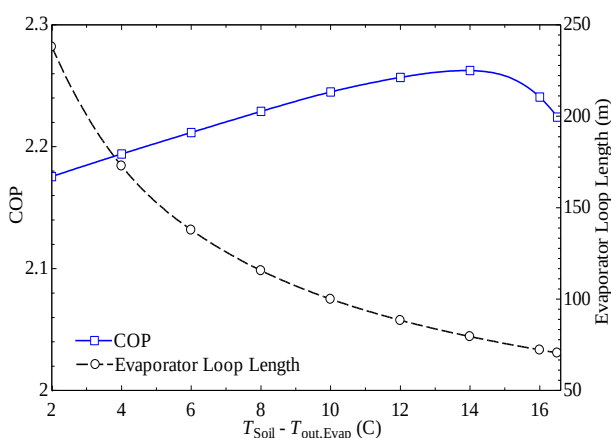
**Fig. 5** Effect of  $T_{\text{Soil}} - T_{\text{out,Evap}}$  on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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 می‌یابد. 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 می‌یابد و در ادامه در اختلاف دمای مشخصی، ضریب عملکرد سیستم رو به کاهش می‌گذارد. شکل‌گیری نقطه بیشینه ضریب عملکرد سیستم از آن‌جا ناشی می‌شود 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 می‌گردد 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 می‌یابد. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که همواره در جهت افزایش این اختلاف دما، مقدار بهینه‌ای وجود دارد به گونه‌ای که ضریب عملکرد سیستم در این نقطه به بیشینه مقدار خود می‌رسد.

"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 می‌دهد. با افزایش اختلاف دمای موردنظر، نسبت



**Fig. 6** Effect of  $T_{\text{Soil}} - T_{\text{out,Evap}}$  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

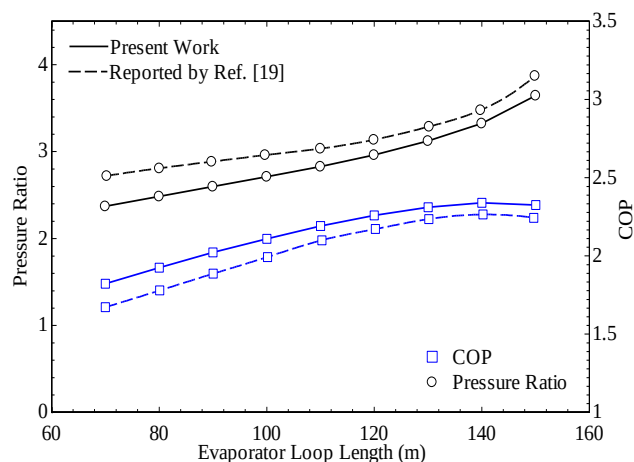
انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی تاکنون به چاپ نرسیده است از این‌رو نتایج این تحقیق با نتایج تئوری مربوط به ضریب عملکرد و نسبت تراکم مطالعه آستین و سوماتی [19]، مقایسه گردیده است. پارامترهای ورودی شبیه‌سازی، جهت مقایسه نتایج این مطالعه با نتایج تئوری [19]، همان شرایط موجود در جدول 1 بوده به استثناء این‌که اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده برابر با 8 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در نمودارهای "شکل 4" مشاهده می‌شود نتایج این پژوهش از توافق مناسب و روند یکسانی با نتایج [19]، برخوردار می‌باشند.

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 شده‌اند.

#### 4-1 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 تبخیرکننده ثابت نشان می‌دهد.

همان‌طور 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 تبخیرکننده که میانگین اختلاف دمای ورودی و دمای خروجی تبخیرکننده تعریف می‌شود، افزایش می‌یابد که منجر به افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین می‌گردد. همچنین با افزایش اختلاف دما، مبرد با دما و فشار کمتری وارد کمپرسور می‌گردد که این امر منجر به افزایش نسبت فشار کمپرسور و کاهش دبی جرمی مبرد می‌گردد. با غلبه نسبت فشار کمپرسور بر کاهش دبی جرمی مبرد، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد. 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] برحسب 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 مورد نیاز 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

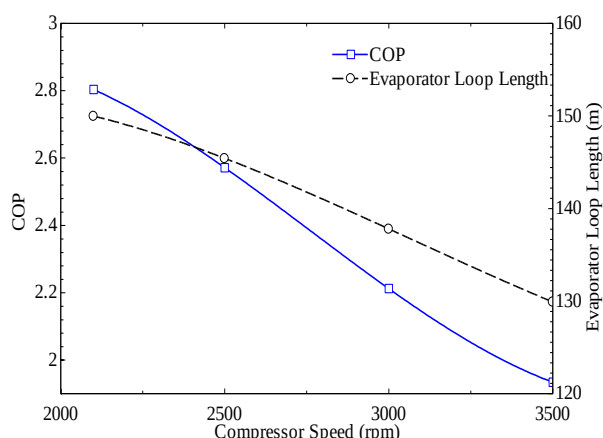


Fig. 8 Effect of compressor speed on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

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

فشار کمپرسور افزایش و دبی جرمی مبرد کاهش می‌یابد. 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 بیشینه 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 مورد نیاز 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

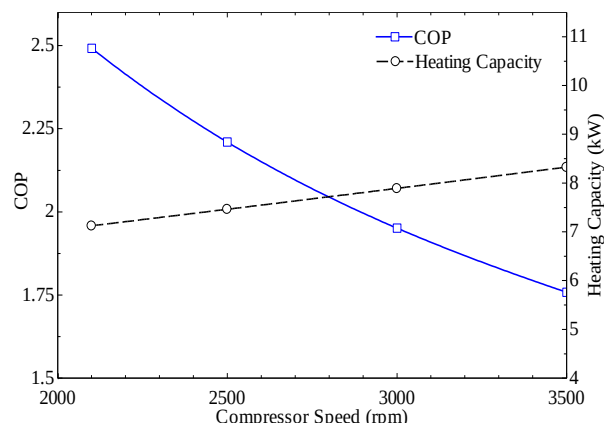


Fig. 7 Effect of compressor speed on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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 در 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

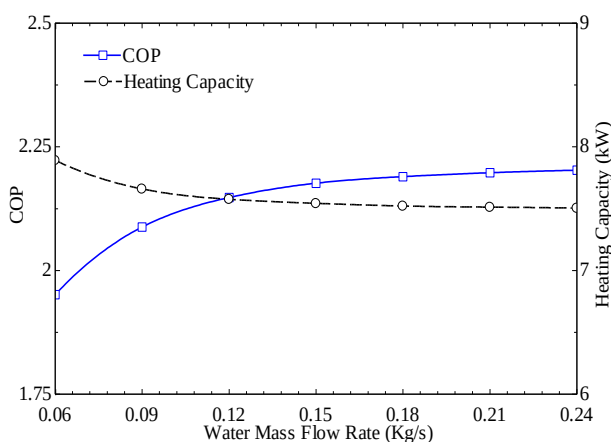


Fig. 11 Effect of water mass flow rate of gas cooler on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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 دمای 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.

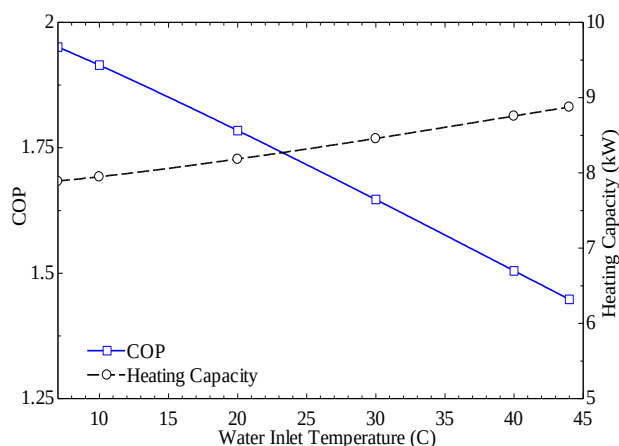


Fig. 9 Effect of water inlet temperature of gas cooler on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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

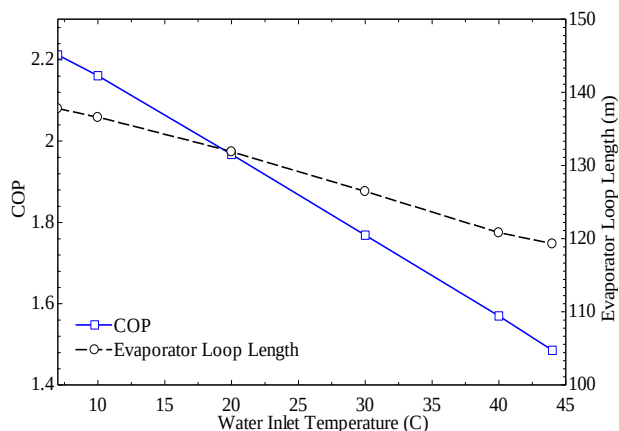


Fig. 10 Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

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 بهینه ای از طول خنک کننده گاز وجود دارد به گونه ای که ضریب عملکرد سیستم به بیشینه مقدار خود می رسد اگر چه ظرفیت حرارتی سیستم در این مقدار بیشینه نخواهد بود.

#### 4-6-تاثیر دمای زمین

یکی از عوامل تاثیرگذار بر عملکرد پمپ های حرارتی زمین گرمایی، تغییر دمای زمین در طول دوره کاری این گونه پمپ هاست. بررسی این عامل در پمپ های حرارتی زمین گرمایی افقی به دلایل نزدیک بودن لوله های 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 می رسد.

در "شکل 15" تاثیر تغییر دمای زمین در یک بازه 9 تا 3- درجه سانتی گراد 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 سانتی گراد 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 می یابد. به دلیل غلبه کردن کاهش دبی جرمی عبوری مبرد بر افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور به مقدار کمی کاهش می یابد. از طرفی با توجه به تغییرات کم در ظرفیت حرارتی، با کاهش دبی جرمی مبرد، آنتالپی مخصوص خروجی از خنک کننده گاز نیز کاهش می یابد. در نتیجه مبرد با آنتالپی کمتری وارد تبخیر کننده می شود 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 می ماند. 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 می گردد. با توجه به نتیجه به دست آمده می توان گفت که استفاده از این استراتژی

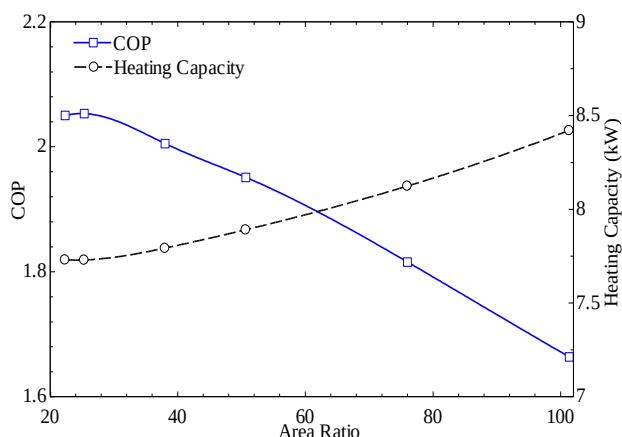


Fig. 14 Effect of area ratio of heat exchangers on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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

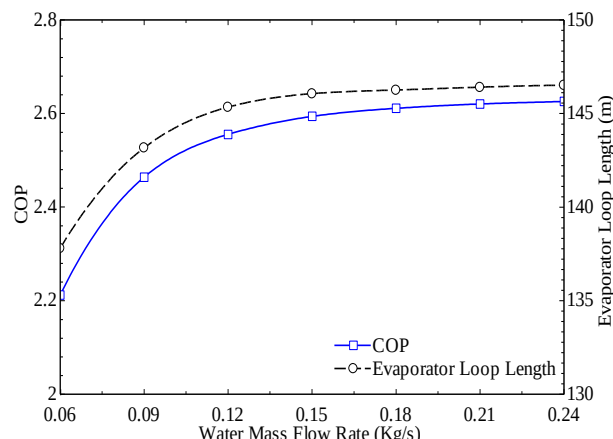


Fig. 12 Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

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 می دهند. در نمودار "شکل 13"، طول خنک کننده گاز ثابت و برابر با 15 متر و طول کل حلقه های تبخیر کننده متغیر فرض شده است. از نمودارهای مربوطه مشاهده می شود 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 می باشد. با افزایش طول حلقه تبخیر کننده در این حالت، نسبت تراکم فشار در کمپرسور به دلیل افت فشار بیشتر مبرد در تبخیر کننده افزایش می یابد. افزایش در نسبت فشار کمپرسور علی رغم کاهش دبی جرمی مبرد منجر به افزایش توان مصرفی کمپرسور می گردد. همان طور 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 می گردد. نحوه تغییرات ضریب عملکرد سیستم در این حالت به گونه ای است که در نسبت مساحت مشخصی، مقدار بیشینه ای از ضریب عملکرد وجود دارد.

نمودار "شکل 14"، تاثیر تغییرات نسبت مساحت مبدل های حرارتی بر

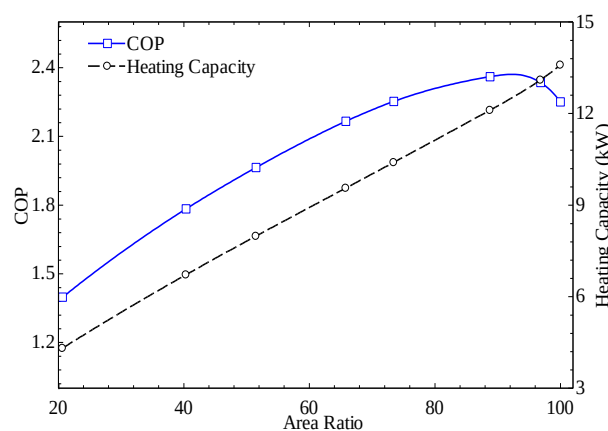


Fig. 13 Effect of area ratio of heat exchangers on heating capacity and COP (gas cooler length = 15 m)

شکل 13 تاثیر نسبت مساحت مبدل های 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 گرمایی 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 مورد نیاز دارد.

بررسی نسبت مساحت مبدل‌های حرارتی سیستم نشان داد در هر دو حالت مد نظر، به ازای یک نسبت مساحت مشخص، مقدار بیشینه‌ای 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                                                  |

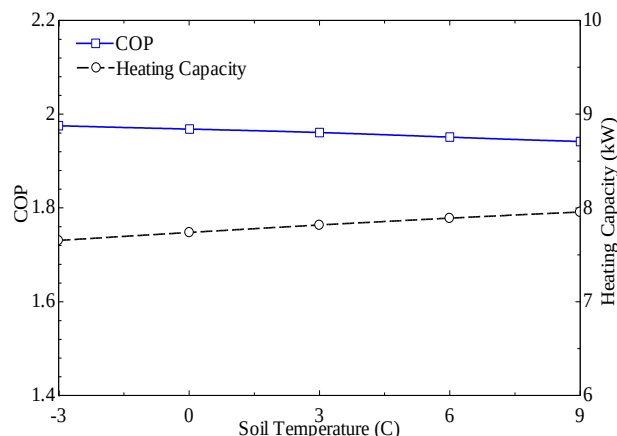


Fig. 15 Effect of soil temperature on heating capacity and COP (evaporator loop length = 100 m)

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 گرمایی 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 مبرد و توان مصرفی کمپرسور به مقدار ناچیز می‌گردد. در نتیجه با توجه به ثابت بودن بار گرمایی، میزان جذب انرژی حرارتی از زمین و ضریب عملکرد سیستم به مقدار کمی افزایش می‌یابد. از طرفی با توجه به کاهش دبی جرمی مبرد و افزایش در میزان جذب انرژی حرارتی از زمین با کاهش دمای زمین، طول حلقه مورد نیاز 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 مبرد دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی با در نظر گرفتن اثرات افت فشار در مبدل‌های حرارتی سیستم، انجام گردیده است.

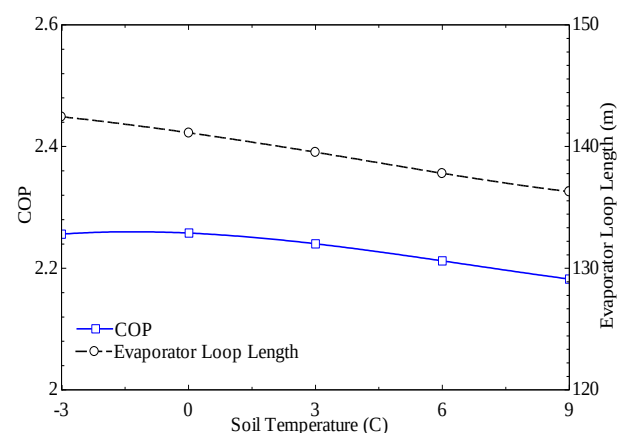


Fig. 16 Effect of soil temperature on COP and evaporator loop length (heating capacity = 10 kW)

شکل 16 تاثیر دمای زمین بر ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایی 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.

|           |                                                              |
|-----------|--------------------------------------------------------------|
| $\dot{Q}$ | نرخ انتقال حرارت (kW)                                        |
| $q$       | شار حرارتی (kWm <sup>-2</sup> )                              |
| $R$       | نسبت ظرفیت حرارتی                                            |
| $Re$      | عدد رینولدز                                                  |
| $T$       | دما (°C)                                                     |
| $U$       | ظرفیت انتقال حرارتی کل (kWm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ) |
| $V_s$     | حجم جابجایی (cm <sup>3</sup> rev <sup>-1</sup> )             |
| $\dot{W}$ | توان مصرفی (kW)                                              |
| $x$       | کیفیت                                                        |

#### علائم یونانی

|               |                                                                 |
|---------------|-----------------------------------------------------------------|
| $\alpha$      | ضریب انتقال حرارت جابجایی (kWm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ) |
| $\varepsilon$ | بازده مبدل حرارتی                                               |
| $\eta$        | بازده                                                           |
| $\mu$         | لزجت دینامیکی (kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )              |
| $\rho$        | چگالی (kgm <sup>-3</sup> )                                      |
| $\sigma$      | کشش سطحی (Nm <sup>-1</sup> )                                    |
| $\varphi$     | ضریب افت فشار جریان اصطکاکی                                     |
| $\phi$        | فاکتور جوشش هسته ای                                             |

#### بالانویس‌ها

|     |             |
|-----|-------------|
| $i$ | شماره المان |
|-----|-------------|

#### زیرنویس‌ها

|      |                     |
|------|---------------------|
| $b$  | بالک                |
| comp | کمپرسور             |
| evap | تبخیر کننده         |
| GC   | خنک کننده گاز       |
| $i$  | داخل                |
| $l$  | مایع                |
| isen | آیزنتروپیک          |
| max  | بیشترین             |
| mech | مکانیکی             |
| min  | کوچکترین            |
| $o$  | خارج                |
| ref  | مبرد                |
| sa   | جوشش استخری هسته ای |
| sat  | اشباع               |
| soil | خاک                 |
| $v$  | بخار                |
| wall | دیوار               |
| tot  | کل                  |
| vol  | حجمی                |
| $W$  | آب                  |

#### 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.