

ارزیابی عملکرد سیکل تبرید منبع زمینی انبساط مستقیم دی‌اکسید کربن

حسین قاضی‌زاده احسائی^{۱*}، سینا موحدی^۲

^۱استادیار، دپارتمان علوم مهندسی، دانشکده شهید چمران، دانشگاه فنی و حرفه‌ای استان کرمان، کرمان، ایران

^۲کارشناسی ارشد، بخش مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران

*مسئول مکاتبات: h-ghazizade@tvu.ac.ir

◀ واژگان کلیدی

سیکل تبرید زمین گرمایی
انبساط مستقیم
سیکل دی‌اکسید کربن فوق بحرانی

◀ تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۵/۳۰
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۱۷

◀ چکیده

در این مقاله، عملکرد سیکل تبرید منبع زمینی انبساط مستقیم دی‌اکسید کربن مورد بررسی قرار گرفته است. سیکل در حالت فوق بحرانی با در نظر گرفتن اثرات افت فشار میرد در مبدل‌های حرارتی سیستم شامل تبخیرکننده و خنک‌کننده‌گاز، مدل‌سازی گردیده است. با استفاده از این شبیه‌سازی، مشخصه‌های سیستم مانند طول مورد نیاز مبدل حرارتی زمین، ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه مشخص گردید که در پیک بار تبرید، با افزایش ضریب هدایت حرارتی خاک از ۱/۱ به ۳/۴ وات بر متر در درجه سانتیگراد و قطر لوله مبدل زمین از ۶ به ۱۳ میلی‌متر، طول حلقه مبدل حرارتی زمین به ترتیب ۶۶/۵ و ۱۰ درصد کاهش می‌یابد. همچنین در انتخاب تعداد حلقه مبدل حرارتی زمین، مقدار بهینه‌ای وجود دارد که به ازای آن طول مبدل حرارتی زمین کمترین مقدار را داراست. علاوه بر این، افزایش دور کمپرسور و دمای ورودی به آن منجر به افزایش ظرفیت تبرید سیستم می‌گردد.

Investigation of the performance of direct expansion ground source refrigeration cycle

Hossein Ghazizade-Ahsaei¹, Sina Movahedi²

¹Department of Engineering Sciences, Faculty of Shahid Chamran, Kerman Branch, Technical and Vocational University (TVU), Kerman, Iran

²MSc, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

► Abstract

In this paper, the performance of direct expansion ground source refrigeration cycle has been investigated. CO₂ in transcritical cycle has been used as the refrigerant and the effects of the refrigerant pressure drop in the heat exchangers have been considered. Using this simulation, system characteristics such as length of ground heat exchanger, refrigeration capacity and COP are investigated. In this study, it was found that at the peak refrigeration load, by increasing the thermal conductivity of the soil from 1.1 to 3.4 W/m.C and the ground heat exchanger diameter from 6 to 13 mm, the loop length of the ground heat exchanger is decreased by 66.5% and 10%, respectively. Also, in choosing the number of ground heat exchanger loops, there is an optimum value for which the length of the heat exchanger is the smallest. The increase in the compressor's speed and the incoming temperature leads to an increase in the refrigeration capacity of the system.

► Keywords

Ground source refrigeration cycle
Direct-expansion
Transcritical carbon dioxide cycle

► Article history

Received: 20 Aug 2020

Accepted: 07 Mar 2021

۱ مقدمه

از جمله مطالعات اخیر در مورد سیستم‌های پمپ حرارتی زمینی می‌توان به تحقیقات در ادامه اشاره کرد. اردوغان در سال ۲۰۱۰ [۷] به بررسی تأثیر نوع خاک و جنس زمین بر اندازه مبدل پمپ حرارتی زمینی جهت تأمین گرمایش و سرمایش ساختمانی با مساحت ۵۴ مترمربع پرداخت. در این تحقیق نشان داده شد که تغییر جنس خاک که همراه با تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی زمین است باعث تغییرات عمده‌ای بر طول مبدل حرارتی زمینی می‌گردد. تحقیقات والش [۸] به آنالیز ترمودینامیکی انواع مختلف پمپ‌های حرارتی زمینی گرمایی پرداخت و تمرکز این تحقیقات بر روی بدست آوردن طول بهینه مبدل زمینی قرار داشت. اکبری و آقاجانی [۹] عملکرد پمپ حرارتی زمینی گرمایی ترکیبی به همراه برج خنک کن در اقلیم‌های آب و هوایی ایران را مورد مطالعه قرار دادند. از نتایج این پژوهش می‌توان به این نکته اشاره کرد که افزودن یک برج خنک کن به پمپ حرارتی زمینی گرمایی در مناطق گرم می‌تواند هزینه عمر سیستم را تا یک چهارم کاهش دهد. ژای و همکاران [۱۰] سیستم پمپ حرارتی زمینی گرمایی با استفاده از مبرد R134a را در یک ساختمان دانشگاهی در شانگهای چین با مساحت ۱۸۰ مترمربع مورد مطالعه و پارامترهای طول مبدل زمینی و ضریب عملکرد را مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق ضریب عملکرد سیستم برابر ۴/۲ و میزان طول مبدل حرارتی زمینی به ازای هر کیلووات ظرفیت پمپ حرارتی برابر ۲۶ متر محاسبه گردید. رحتمی و نجاری نظامی [۱۱]، ارزیابی عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی زمینی گرمایی-خورشیدی را برای گرمایش یک گلخانه از دیدگاه انرژی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق مشخص گردید بیشترین میزان اتلافات انرژی ناشی از کندانسور و فن‌کویل است.

همان‌طور که قبلاً اشاره گردید در سال‌های اخیر به دلیل نگرانی‌های زیست‌محیطی استفاده از مبردهای طبیعی به ویژه دی‌اکسید کربن در پمپ‌های حرارتی مورد توجه محققین قرار گرفته است. ژکوان و همکاران [۱۲] استفاده از حالت ترکیبی انبساط غیرمستقیم پمپ حرارتی زمینی در سیکل فوق بحرانی دی‌اکسید کربن را در یک منطقه گرمسیری مورد بررسی قرار داده‌اند. به منظور عدم توازن حرارتی زمین، استفاده از سیستم ترکیبی در خنک‌کننده‌گاز مورد بررسی قرار گرفت. سیستم ترکیبی شامل حلقه مبدل حرارتی زمینی و حلقه تأمین آبگرم مصرفی است. در این تحقیق ضریب عملکرد سیستم در حالت ترکیبی مقدار ۳ و عدم توازن حرارت زمین در زمستان و تابستان مقدار صفر گزارش گردید. در ادامه ژکوان و همکاران [۱۳] استفاده از سیستم پمپ حرارتی ترکیبی انبساط غیرمستقیم با آرایش سری را در دستور کار خود قرار دادند و به این منظور از یک سیستم خنک‌کننده هوایی در کنار حلقه مبدل زمینی در خنک‌کننده گاز استفاده شده است.

مراجع [۱۴، ۱۵] جزو محدود مقالاتی هستند که کل سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی انبساط مستقیم افقی دی‌اکسید کربن فوق بحرانی را در حالت گرمایش محیط مطالعه کرده‌اند. همچنین تأثیر استفاده از منبسط‌کننده به همراه مبادله‌کن حرارتی داخلی را نیز در این‌گونه سیستم‌ها بررسی کرده‌اند. از آنجا که تا به حال در اکثر مطالعات زمینی گرمایی استفاده از مبردهای هالوژنی در سیکل حلقه ثانویه مورد توجه بوده است و استفاده از مبردهای طبیعی به ویژه دی‌اکسید کربن با خواص زیست‌محیطی و منحصربه‌فرد

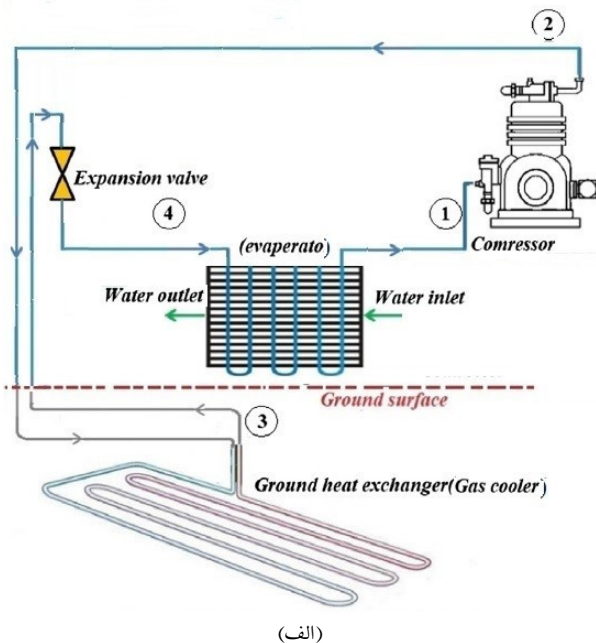
آخرین مقررات اتحادیه اروپا در مورد مبردهای ترکیبی تصمیم بر کاهش استفاده از اینگونه مبردها را داشته است که از مهم‌ترین آنها می‌توان به مبردهای مصنوعی هالوژنی اشاره کرد. طبق این مقررات، فروش این مبردها در سال ۲۰۳۰ باید به ۲۰ درصد سال ۲۰۱۴ کاهش یابد [۱]. در این وضعیت، مراکز علمی و صنایع بطور واضح دنبال راه حلی جهت رفع مشکلات مربوط به مبردها هستند که تعداد زیادی از مطالعات نوآورانه برای توسعه فناوری‌های جدید را به خود اختصاص داده است. محققان در عوض جستجو برای مواد شیمیایی جدید، علاقه‌مندی بیشتری به فناوری‌های مبتنی بر مبردهای طبیعی ایمن از قبیل هوا، آب، گازهای نجیب، آمونیاک، دی‌اکسید کربن و هیدروکربن‌ها را دنبال کرده‌اند.

دی‌اکسید کربن یک مبرد قدیمی است اما در حال حاضر با توجه به اثرات مضر مبردهای مصنوعی در محیط زیست، این مبرد به عنوان یک مبرد مستعد احیا شده است. مزیت‌های این مبرد عبارت‌اند از ضریب هدایت حرارتی بالا، مقاومت حرارتی و ویسکوزیته پایین که همگی منجر به بهبودی قابل توجهی در فرایند انتقال حرارت می‌گردد. از دیگر مزیت‌های بارز دی‌اکسید کربن به عنوان یک مبرد طبیعی تخریب لایه اوزن صفر، سازگاری کامل با روان‌کننده‌های معمول، دسترسی آسان و قیمت پایین آن است [۲].

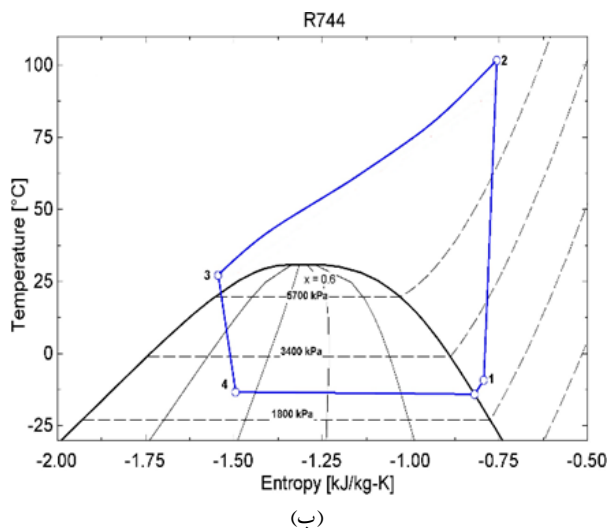
امروزه تحقیقات در مورد دی‌اکسید کربن به دلیل پایین بودن دمای و فشار بحرانی عمدتاً بر سیکل فوق بحرانی متمرکز شده است. که اولین بار توسط لوزنتز در سال ۱۹۹۰ پیشنهاد گردید [۳]. در سال ۲۰۰۲، نکسا در مروری بر روی یک پمپ حرارتی با مبرد دی‌اکسید کربن، تأثیر خصوصیات دی‌اکسید کربن بر عملکرد پمپ حرارتی را مورد بررسی قرار داد و نشان داد که دی‌اکسید کربن به عنوان جایگزینی مناسب برای مبردهای فلوروکربنی در پمپ حرارتی است [۴]. توسعه و رشد سیکل فوق‌بحرانی دی‌اکسید کربن در پمپ‌های حرارتی به شدت در حال افزایش است. همچنین میزان نصب سیستم‌های با سیکل فوق بحرانی دی‌اکسید کربن در سال ۲۰۱۵ نسبت به سال ۲۰۱۱ به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است [۵].

همان‌طور که بیان شد یکی از کاربردهای دی‌اکسید کربن، در قالب پمپ حرارتی است. در کنار همه ویژگی‌های بارز پمپ حرارتی، یکی از بزرگ‌ترین معایب پمپ‌های حرارتی در هنگام استفاده از منبع هوایی، تحت تأثیر قرار گرفتن ضریب عملکرد و ظرفیت آن‌ها با نوسانات دمای محیط است. چون دما در اعماق زمین بسیار پایدارتر و همچنین در زمستان گرم‌تر و تابستان خنک‌تر از دمای هوای محیط است، زمین به عنوان راهکاری مناسب جهت جایگزینی با هوا، منجر به توسعه و تحقیق درباره پمپ‌های حرارتی زمینی گرمایی گردیده است. امروزه پمپ‌های حرارتی زمینی گرمایی به عنوان فناوری کارآمدی 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 جدایی‌ناپذیر سیستم در دو حالت انبساط مستقیم یا غیرمستقیم استفاده شود. در حالت انبساط مستقیم و در حالت تبرید خنک‌کننده گاز به عنوان مبدل زمینی به صورت افقی یا عمودی در زمین قرار می‌گیرد و وظیفه خنک کردن گاز خروجی از کمپرسور را به عهده دارد [۶].

سیکل کامل گردد.



(الف)



(ب)

شکل ۱: (الف) سیستم تبرید منبع زمینی انبساط مستقیم (ب) نمودار دما-آنترپی.

۳ معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی سیستم تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم با در نظر گرفتن اثرات افت فشار در مبدل حرارتی زمینی یک مدل ریاضی با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم و بر اساس فرضیات زیر ارائه گردیده است.

- شبیه‌سازی اجزای سیستم در حالت پایدار در نظر گرفته شده است.
- اثرات انرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز فرض شده است.
- از افت فشار و افت حرارت در لوله‌های متصل‌کننده اجزا صرف نظر شده است.
- فرآیند تراکم در کمپرسور آدیاباتیک و غیرآیزنتروپیک فرض شده است.
- از ترکیب روغن در کمپرسور با مبرد صرف نظر شده است.
- خاک مورد استفاده همگن در نظر گرفته شده و خواص آن در طول

(ضریب هدایت حرارتی بالا، مقاومت حرارتی و ویسکوزیته پایین) در سیکل انبساط مستقیم به سال‌های اخیر محدود می‌گردد، در این تحقیق آنالیز سیکل فوق بحرانی تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی با بهره‌گیری از مبرد طبیعی دی‌اکسید کربن مورد مطالعه قرار گرفته است. در این تحقیق اثرات افت فشار مبرد در مبدل‌های حرارتی که کمتر مورد توجه محققان بوده است و همچنین محاسبه دقیق طول مورد نیاز مبدل‌های حرارتی بکار رفته در سیکل شامل خنک‌کننده‌گاز و مبدل زمینی مورد توجه قرار گرفته است. آنالیز مورد نظر در یک ساختمان مسکونی با مساحت ۱۲۰ مترمربع و با هدف تأمین بار سرمایشی مورد نیاز آن انجام گرفته است. این تحقیق شامل دو مطالعه مجزا است. در مطالعه اول با توجه به پیک بار تبرید مورد نیاز ساختمان، طول کل مورد نیاز مبدل حرارتی زمین محاسبه شده است. در ادامه تأثیر پارامترهای مختلف شامل قطر و تعداد حلقه‌های مبدل حرارتی زمین و جنس خاک بر طول کل مورد نیاز مبدل حرارتی زمین و ضریب عملکرد سیستم ارزیابی گردیده است. در مطالعه دوم با توجه به سیستم طراحی شده در پیک بار تبرید مطالعه قبل، تأثیر استفاده از کمپرسور دور متغیر و همچنین تغییر دمای ورودی کمپرسور جهت تأمین بار سرمایشی مورد نیاز در طول روز طراحی و همچنین تغییرات دمای زمین بر دور و دمای ورودی کمپرسور در تأمین بار تبرید مورد نیاز مورد بحث قرار گرفته است.

۲ شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

سیکل تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی، یکی از انواع پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی است. در این سیستم تبرید، دفع حرارت در خنک‌کننده‌گاز به وسیله لوله‌های افقی که زیر زمین مدفون هستند انجام می‌شود. در این مقاله آنالیز سیستم تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی‌اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی در حالت پایدار صورت گرفته است. شکل ۱ الف شماتیک هندسه پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم با لوله‌های افقی و شکل ۱ ب نمودار دما-آنترپی سیکل فوق بحرانی دی‌اکسید کربن را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل ۱ الف نشان داده شده است سیستم تبرید زمین گرمایی از چهار مؤلفه کمپرسور (۱-۲)، خنک‌کننده‌گاز (مبدل حرارتی زمینی) (۲-۳)، شیر انبساط (۳-۴) و تبخیرکننده (۴-۱)، تشکیل شده است.

در این سیستم، دی‌اکسید کربن به صورت بخار اشباع در حالت ۱ وارد کمپرسور می‌شود. سپس بخار اشباع دی‌اکسید کربن توسط کمپرسور به فشار فوق‌بحرانی همراه با افزایش دمای متناظر، متراکم می‌شود. در حالت ۲، وارد خنک‌کننده‌گاز می‌شود. جایی که انرژی حرارتی از طریق حلقه‌های مسی با آرایش افقی و به صورت موازی به زمین منتقل و دمای آن کاهش می‌یابد. در ادامه در حالت ۳، مبرد پس از تبادل حرارت با زمین که با افت دما و فشار همراه است از خنک‌کننده‌گاز خارج و پس از عبور از شیر انبساط با سطح فشار پایین‌تر وارد تبخیرکننده می‌گردد. سرانجام در حالت ۴ مبرد وارد تبخیرکننده می‌شود. تبخیرکننده یک مبدل دو لوله‌ای است که مبرد در لوله داخلی و آب در فضای حلقوی مبدل به صورت مخالف جریان دارد، انرژی حرارتی از آب به مبرد داده می‌شود تا مبرد به صورت بخار اشباع وارد کمپرسور و در نهایت

حرارت از مبرد به خاک برابر است.

$$\begin{aligned} \dot{Q}^i &= \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{ref}}^{i+1} - h_{\text{ref}}^i) \\ &= UA \frac{(T_{\text{Soil}} - T_{\text{ref}}^i) - (T_{\text{Soil}} - T_{\text{ref}}^{i+1})}{\ln\left(\frac{T_{\text{Soil}} - T_{\text{ref}}^i}{T_{\text{Soil}} - T_{\text{ref}}^{i+1}}\right)}. \end{aligned} \quad (6)$$

در رابطه بالا ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه (۷) تعیین می‌شود.

$$UA = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ref}} A_{\text{ref}}} + \frac{\ln \frac{d_i}{d_o}}{2\pi l k_{\text{wall}}} + \frac{\ln \frac{r}{d_o}}{2\pi l k_{\text{Soil}}} \right)^{-1}. \quad (7)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سمت مبرد با استفاده از رابطه پیتلا و همکاران تخمین زده شده است [۱۸]. در این رابطه جهت در نظر گرفتن تغییرات ناگهانی خواص دی‌اکسید کربن در ناحیه فوق بحرانی، از هر دو دمای بالک و دمای دیوار استفاده شده است. این معادله در رابطه (۸) نشان داده شده است.

$$Nu_{\text{ref}} = \left(\frac{Nu_{\text{ref,wall}} + Nu_{\text{ref,b}}}{2} \right) \frac{k_{\text{ref,wall}}}{k_{\text{ref,b}}}, \quad (8)$$

$$\alpha_{\text{ref}} = \frac{Nu_{\text{ref}}}{d_i} k_{\text{ref,b}}. \quad (9)$$

در اینجا $Nu_{\text{ref,wall}}$ و $Nu_{\text{ref,b}}$ به ترتیب عدد ناسلت در دمای بالک و دمای دیوار و $k_{\text{ref,wall}}$ و $k_{\text{ref,b}}$ به ترتیب ضریب هدایت حرارتی مبرد در دمای بالک و دمای دیوار می‌باشند. عدد ناسلت توسط رابطه گنلینسکی [۱۹]، محاسبه شده است.

$$Nu = \frac{\frac{f}{\lambda} (\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{\lambda}\right)^{\frac{1}{4}} (\text{Pr}^{\frac{1}{4}} - 1)} \left(1 + \frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad 3000 \leq \text{Re} \leq 5 \times 10^6. \quad (10)$$

فاکتور اصطکاک به کمک رابطه پتوخوف (۱۱) و افت فشار از رابطه (۱۲) پیش‌بینی شده است.

$$f = (0.79 \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (11)$$

$$\Delta P^i = f \frac{l}{d_i} \frac{\text{Gr}^2}{2\rho} \quad (12)$$

۳.۳ شیر انبساط

مبرد پس از خروج از مبدل زمینی (خنک‌کننده‌گاز)، از شیر انبساط عبور می‌کند. فرآیند انبساط در شیر، آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.

$$h_{\text{in}} = h_{\text{out}} \quad (13)$$

۴.۳ تبخیرکننده

مبرد پس از شیر انبساط، از تبخیرکننده عبور می‌کند. تبخیرکننده مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است. با توجه به نیاز سیستم تبرید، آب با دمای 12°C وارد و انرژی خود را به مبرد منتقل می‌کند تا مبرد مافوق‌گرم شود. سپس با دمای 7°C از مبدل خارج می‌شود [۲۰]. جهت آنالیز مبدل حرارتی مدنظر از

تغییر نمی‌کند و همچنین از تغییرات این خواص با زمان چشم‌پوشی شده است.

در ادامه آنالیز تک‌تک اجزای سیستم تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم به صورت جداگانه ارائه شده است.

۱.۳ کمپرسور

مبرد پس از عبور از تبخیرکننده وارد کمپرسور می‌گردد. توان ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (۱) تعریف می‌شود:

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

دبی جرمی مبرد از رابطه (۲) محاسبه می‌شود:

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

که V_s و N به ترتیب بازده حجمی، بازده کلی، چگالی ورودی، دور و حجم جابه‌جایی کمپرسور می‌باشند. بازده کلی، مکانیکی و حجمی مربوط به یک کمپرسور نیمه همرتیک در بازه نسبت تراکم ۱/۲ تا ۵ به ترتیب توسط روابط (۳)، (۴) و (۵) تخمین زده می‌شوند [۱۶].

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

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

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

لازم به ذکر است که $\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{mech}} \eta_{\text{is}}$ است.

۲.۳ خنک‌کننده گاز

پس از کمپرسور، مبرد با فشار و دمای بالا وارد مبدل زمینی (خنک‌کننده گاز) می‌شود. این فرآیند در دمایی بالاتر از دمای بحرانی و در نتیجه بدون هیچ‌گونه تغییر فازی فرض شده است. از زمین به عنوان خنک‌کننده گاز استفاده شده است. جریان حرارت در مبدل حرارتی زمینی به صورت کاملاً دوبعدی، شعاعی با شار حرارتی یکنواخت در نظر گرفته شده و دما در شعاع یک متری از مرکز مبدل حرارتی زمینی ثابت فرض شده است [۱۷].

انتقال حرارت در مبدل زمینی (خنک‌کننده گاز) به دلیل اینکه تغییر خواص در ناحیه شبه بحرانی خیلی سریع اتفاق می‌افتد، شدیداً غیرخطی است. بنابراین جهت افزایش دقت حل و همچنین جهت در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت و افت فشار در طول، خنک‌کننده گاز به حجم کنترل‌های محدودی تقسیم شده است و با بهره‌گیری از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی محاسبات مبدل انجام گرفته است.

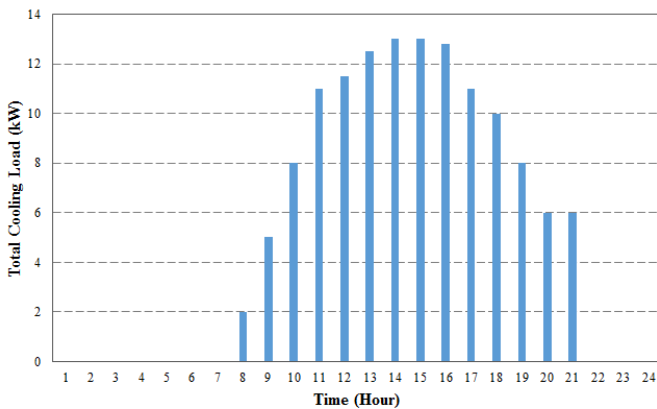
مطابق با رابطه (۶) نرخ کاهش انرژی مبرد در مبدل زمینی با نرخ انتقال

۴ روش حل مسئله

با هدف آنالیز سیکل تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم، کد محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار EES جهت تأمین بار تبرید مورد نیاز ساختمان مدنظر در شرایط کارکرد مختلف توسعه داده شده است. جهت محاسبه بار تبرید یک واحد مسکونی از نرم‌افزار انرژی پلاس استفاده شده است. نرم‌افزار انرژی پلاس ورودی را از نرم‌افزار دیزاین بیلدر دریافت می‌کند که شامل همه اطلاعات شبیه‌سازی از پیش تعریف شده مانند مدت زمان شبیه‌سازی، ابعاد ساختمان، سیستم گرمایشی، سرمایشی و... است و در نهایت خروجی‌های لازم از قبیل بار تبرید مورد نیاز ساختمان را در طول روز محاسبه و به صورت گرافیکی نمایش می‌دهد. پارامترهای ورودی جهت آغاز شبیه‌سازی در جدول ۱ فهرست شده است. پروفیل بار تبرید واحد مسکونی ۱۲۰ مترمربعی در تاریخ ۱۵ جولای (۲۴ تیر) در موقعیت جغرافیایی مدنظر مطابق نمودار شکل ۲ محاسبه شده است.

جدول ۱: پارامترهای ورودی شبیه‌سازی

مبدل زمینی (خنک‌کننده گاز)	
۷	قطر داخلی (mm)
۹	قطر خارجی (mm)
۴	تعداد حلقه
۱۶	دمای زمین (°C)
۱/۶	ضریب هدایت حرارتی خاک (W/m·K)
۴۰۰	ضریب هدایت حرارتی لوله (W/m·K)
تبخیرکننده	
۷	قطر داخلی لوله داخلی (mm)
۹	قطر خارجی لوله داخلی (mm)
۱۶	قطر داخلی لوله خارجی (mm)
۱۲	دمای ورودی آب (°C)
۷	دمای خروجی آب (°C)
۴۰۰	ضریب هدایت حرارتی لوله (W/m·K)
کمپرسور	
۱۹/۷۲	حجم جابجایی (cm ³ /rev)
۳۰۰۰	دور (rpm)
۵	دمای ورودی مبرد (°C)
۲/۶	نسبت تراکم



شکل ۲: بار تبرید مورد نیاز ساختمان مسکونی مدنظر.

در مطالعه اول این تحقیق، با هدف کارکرد سیستم در پیک بار تبرید، تأثیر پارامترهای مختلف شامل جنس خاک، قطر و تعداد حلقه مبدل زمینی بر طول کل مبدل حرارتی زمینی مورد بررسی قرار گرفته است. در مطالعه دوم با توجه به تغییرات بار تبرید در طول روز مطابق با شکل ۲، تأثیر استفاده

روش ε -NTU استفاده شده است. در هر المان، موازنه انرژی و نرخ انتقال حرارت طبق رابطه‌های (۱۴) و (۱۵) تعیین می‌شود و برای دقت بیشتر و محاسبه افت فشار، طول لوله به المان‌های با طول مشخص تقسیم شده است.

$$\begin{aligned} \dot{Q}^i &= \dot{m}_W C_{p,W} (T_W^i - T_W^{i+1}) \\ &= \dot{m}_{\text{ref}} C_{p,\text{ref}} (T_{\text{ref}}^i - T_{\text{ref}}^{i+1}), \end{aligned} \quad (14)$$

$$\dot{Q}^i = \varepsilon C_{\min} (T_{\text{ref}}^i - T_W^{i+1}), \quad (15)$$

که C_{\min} کوچک‌ترین نرخ ظرفیت حرارتی بین آب و دی‌اکسید کربن بوده و بازده مبدل حرارتی (ε) از رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - R)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - R)]}, \quad (16)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}, \quad (17)$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad (18)$$

که ضریب انتقال حرارت کلی هر المان با رابطه (۱۹) تعیین می‌شود.

$$UA = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ref}} A_{\text{ref}}} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi l k_{\text{wall}}} + \frac{1}{\alpha_W A_W} \right)^{-1}. \quad (19)$$

از آنجا که مبرد در حالت دو فاز به تبخیرکننده وارد می‌شود. در ناحیه جریان دو فاز، از رابطه جانگ و همکاران [۲۱، ۲۲]، جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. همان‌طور که در رابطه (۲۰) نشان داده شده در این رابطه، اثرات انتقال حرارت ناحیه دو فاز شامل انتقال حرارت جابجایی و جوش هسته‌ای در نظر گرفته شده است.

$$\alpha_{\text{ref}} = \phi \alpha_{\text{sa}} + F_p \alpha_1 \quad (20)$$

در رابطه بالا، α_1 و F_p ، α_{sa} ، ϕ به ترتیب فاکتور جوش هسته‌ای، ضریب انتقال حرارت جوش استخری [۲۳]، ضریب افزایشی انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بخش مایع جریان است.

ضریب انتقال حرارت بخش مایع (α_1) نیز با استفاده از رابطه گنلینسکی، به دست آمده است. در ناحیه دو فاز، افت فشار هر المان از رابطه (۲۱) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P^i = 2 f_1 \frac{l}{d_i} \frac{Gr^2}{\rho_1} \varphi_1^2 \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)، فاکتور اصطکاک با بهره‌گیری از رابطه بلازیوس تعیین شده است. ضریب افت فشار جریان اصطکاک (φ) به کمک رابطه فریدل [۲۴]، پیش‌بینی می‌شود.

در پایان آنالیز سیستم توصیف شده با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیکل صورت گرفته است و عملکرد سیستم به واسطه ترم‌های ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم ارزیابی شده است. ضریب عملکرد به عنوان نسبت ظرفیت تبرید (حرارت دریافت شده توسط مبرد در تبخیرکننده) به توان ورودی به سیستم (کار ورودی به کمپرسور) تعریف شده است.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (22)$$

نتایج سیستم طراحی شده در جدول ۲ قابل مشاهده است. همان‌طور که مشخص است طول مورد نیاز مبدل زمینی برابر با ۳۸۴ متر است که معادل ۴ حلقه ۹۶ متری به صورت افقی در زمین است. همچنین ضریب عملکرد سیستم در پیک بار تبرید ۲/۲۸ است. در ادامه این تحقیق، به تأثیر پارامترهای مختلف شامل جنس خاک، قطر لوله و تعداد حلقه مبدل زمینی بر طول مبدل حرارتی زمین در پیک بار تبرید پرداخته شده است.

جدول ۲: مشخصات پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم برای پیک بار تبرید.

طول مبدل زمینی	ظرفیت تبرید	کار کمپرسور	ضریب عملکرد
۳۸۴ m	۱۳/۰۲ kW	۵/۷ kW	۲/۲۸

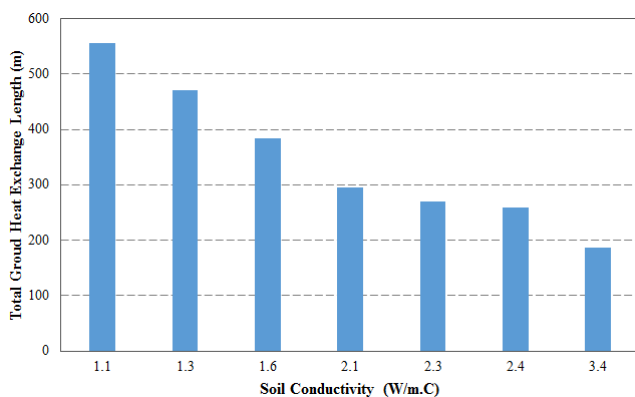
۱.۶ مطالعه در حالت پیک بار تبرید

۱.۱.۶ تأثیر جنس خاک

جدول ۳ ضریب انتقال حرارت هدایت خاک با جنس‌های مختلف را نشان می‌دهد. ضریب انتقال حرارت هدایتی زمین به عنوان یک فاکتور اساسی تعیین‌کننده در طول مبدل حرارتی زمین مطابق با رابطه (۷) است. با در نظر گرفتن گرادیان دمای مشخص در مبدل حرارتی زمین، افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت خاک منجر به کاهش طول کل مبدل زمینی می‌گردد. در نمودار شکل ۴ تغییر طول کل مبدل حرارتی زمین با افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت خاک قابل مشاهده است. همان‌طور که واضح است با افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت خاک، از مقدار $1/1 \text{ W/m} \cdot \text{C}$ به $3/4 \text{ W/m} \cdot \text{C}$ طول کل مبدل حرارتی زمین از مقدار ۵۵۶ متر به ۱۸۶ متر کاهش یافته است. این مقدار معادل کاهش ۲۸/۵ متر طول به ازای هر کیلو وات ظرفیت تبرید سیستم مورد نظر است که بسیار قابل توجه بوده و در مقرون به صرف بودن سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی نقش تعیین‌کننده‌ای دارد.

جدول ۳: ضریب هدایت حرارتی خاک با جنس‌های مختلف.

جنس خاک	$K (\text{W/m} \cdot \text{C})$
Silty clay/clay saturated (20%)	۱/۱
Basalt lower quartile	۱/۳
Basalt mean	۱/۶
Limestone lower quartile	۲/۱
Silty loam saturated (20%)	۲/۳
Shale mean	۲/۴
Granite lower quartile	۲/۸
Limestone mean	۳/۴

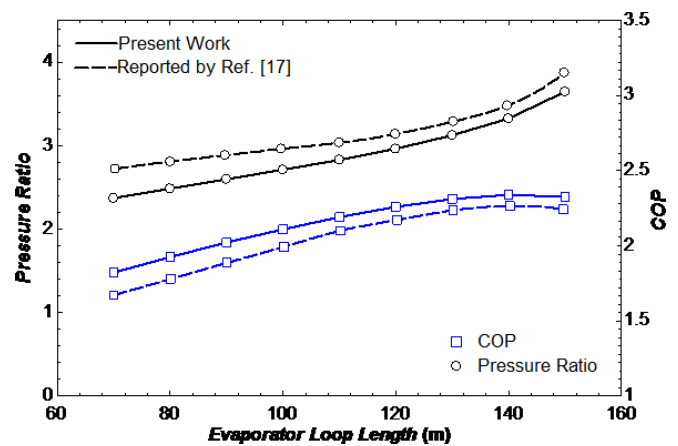


شکل ۴: تأثیر جنس خاک بر طول کل مبدل زمینی در پیک بار تبرید.

از کمپرسور دور متغیر و یا تغییر دمای ورودی به کمپرسور در یک کمپرسور دور ثابت جهت تأمین بار تبرید مورد نیاز در طول روز مورد بحث قرار گرفته است و در پایان تأثیر تغییر دمای زمین بر میزان دور یا دمای ورودی کمپرسور جهت تأمین بار تبرید مدنظر گزارش گردیده است.

۵ اعتبارسنجی

طبق دانش نویسندگان تا به حال نتایج آزمایشگاهی در خصوص سیکل تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی‌اکسید کربن منتشر نشده است. از این رو جهت اعتبارسنجی، نتایج این تحقیق با نتایج تئوری مربوط به ضریب عملکرد و نسبت تراکم مطالعه آستین و سوماتی [۱۷]، مقایسه گردیده است. در این مطالعه، مدل عددی جهت بررسی انرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسید کربن افقی ارائه شده است. آنها از روش مقاومت حرارتی برای مدل‌سازی هدایت در زمین استفاده کرده‌اند. همان‌طور که از شکل ۳ پیداست توافق قابل قبولی بین نتایج مطالعه حاضر و نتایج ارائه‌شده در مرجع [۱۷] وجود دارد. بر اساس شکل ۳ بیشترین مقدار ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده ۱۴۰ m به دست آمده است. همچنین نسبت تراکم با افزایش طول حلقه تبخیرکننده افزایش می‌یابد. به علاوه، بیشترین خطای موجود بین نتایج مطالعه حاضر و مرجع [۱۷] در طول حلقه تبخیرکننده برابر با ۷۰ m در حدود ۹٪ در هر دو مقدار ضریب عملکرد و نسبت تراکم به دست آمد.



شکل ۳: مقایسه ضریب عملکرد و نسبت فشار پژوهش فعلی با نتایج مرجع [۱۷] بر حسب طول حلقه تبخیرکننده.

۶ نتایج و بحث

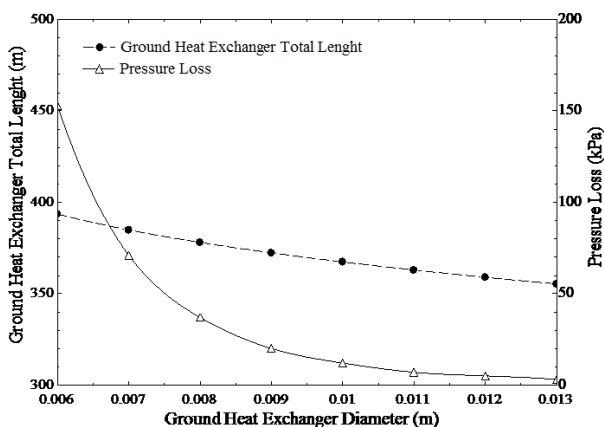
در این قسمت، مطالعه‌ای پارامتریک بر تأثیر پارامترهای مختلف شامل ضریب انتقال حرارت هدایت خاک، قطر لوله و تعداد حلقه مبدل زمینی، دور کمپرسور، دمای ورودی به کمپرسور و دمای زمین بر طول مورد نیاز مبدل زمینی، ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد سیستم انجام شده است. مطابق با شکل ۲ پیک بار تبرید ساختمان مسکونی مورد نظر معادل با ۱۳/۰۲ kW است که در ابتدا با توجه به پارامترهای ورودی جدول ۱، طول مبدل زمینی مورد نیاز جهت پاسخگویی به پیک بار تبرید با استفاده از روابط (۶) تا (۱۰) محاسبه گردیده است. مقدار دمای زمین در این جدول با استفاده از رابطه تصحیح‌شده کاسودا [۲۵] در عمق ۳ متری زیر زمین تخمین زده شده است.

۲.۱.۶ تأثیر قطر لوله مبدل حرارتی زمین

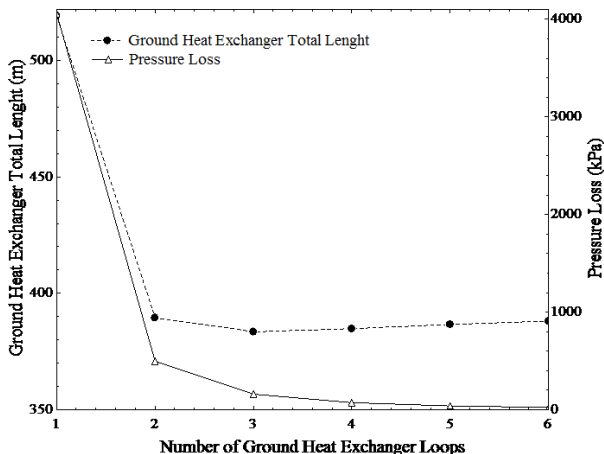
ظرفیت تبرید مورد نیاز سیستم را در طول روز تأمین کرد. شکل ۷ تأثیر دور کمپرسور بر ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد سیستم را در طول مبدل زمینی ثابت نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است افزایش دور کمپرسور باعث کاهش ضریب عملکرد و افزایش ظرفیت تبرید سیستم می‌گردد. دبی جرمی مبرد با افزایش سرعت کمپرسور مطابق با رابطه (۲) افزایش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی مبرد، ظرفیت تبرید سیستم و توان مصرفی کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. ترکیب افزایش تبرید سیستم و توان مصرفی کمپرسور منجر به کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد.

۲.۲.۶ تأثیر دمای ورودی کمپرسور

یکی دیگر از راه‌های تأمین بار تبرید در سیستم زمین گرمایی، تغییر دمای ورودی به کمپرسور است. در شکل ۸ تأثیر دمای ورودی کمپرسور بر ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد سیستم در طول مبدل زمینی ثابت قابل مشاهده است. همان‌طور که می‌بینید، با افزایش دمای ورودی کمپرسور ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم افزایش می‌یابد. با توجه به رابطه (۲)، افزایش دمای ورودی به کمپرسور منجر به افزایش دبی جرمی مبرد می‌شود و در نتیجه، ظرفیت تبرید و توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد. ترکیب افزایش تبرید و توان مصرفی کمپرسور منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد.



شکل ۵: تأثیر قطر لوله مبدل زمین بر افت فشار و طول کل مبدل زمینی در پیک بار تبرید.



شکل ۶: تأثیر تعداد حلقه مبدل زمین بر افت فشار و طول کل مبدل زمینی در پیک بار تبرید.

یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی زمینی تغییر قطر مبدل زمینی مطابق با رابطه (۷) است. افزایش قطر مبدل حرارتی زمین باعث افزایش سطح انتقال حرارت با زمین شده که به تبع آن، نرخ حرارت در مبدل حرارتی زمینی افزایش می‌یابد. با توجه به پیک بار تبرید مورد نیاز، افزایش قطر مبدل حرارتی زمین باعث کاهش طول کل مبدل زمینی می‌شود. شکل ۵ تغییر طول کل مبدل حرارتی زمین و همچنین افت فشار در هر حلقه مبدل حرارتی زمین با افزایش قطر لوله را نمایش می‌دهد. همان‌طور که واضح است مطابق با رابطه (۱۲)، کاهش طول مبدل حرارتی زمین همراه با افزایش قطر لوله منجر به کاهش افت فشار در مبدل حرارتی زمین می‌شود که این کاهش افت فشار در قطرهای کمتر با مقدار بیشتری اتفاق افتاده است. همچنین با افزایش قطر لوله‌ها از ۶ تا ۱۳ میلی‌متر، طول مبدل حرارتی زمینی به میزان ۱۰٪ کاهش داشته که تقریباً این کاهش به صورت خطی است.

۳.۱.۶ تأثیر تعداد حلقه‌های مبدل حرارتی زمین

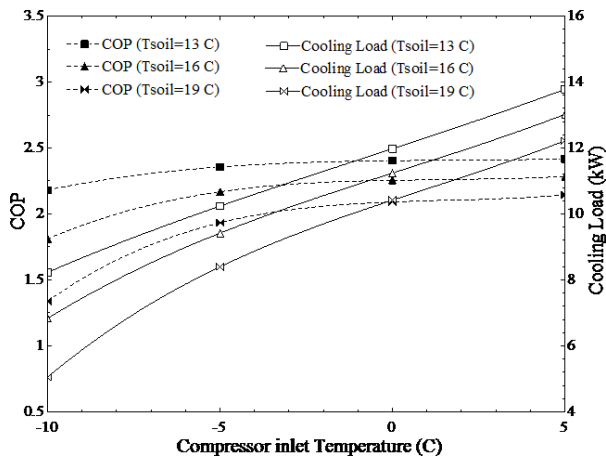
شکل ۶ تأثیر افزایش تعداد حلقه‌های مبدل حرارتی زمین در ظرفیت تبرید ثابت بر طول کل مبدل حرارتی زمین و همچنین افت فشار در هر حلقه مبدل حرارتی زمین را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است طول کل مبدل زمین با افزایش تعداد حلقه ابتدا کاهش پیدا می‌کند و سپس در تعداد حلقه مشخصی (۳ حلقه) شروع به افزایش می‌کند. بنابراین در انتخاب تعداد حلقه‌های مبدل حرارتی زمین تعداد بهینه‌ای وجود دارد که به ازای آن طول مبدل زمینی کمترین مقدار را داراست. همچنین از نمودار شکل ۶ واضح است که با افزایش تعداد حلقه‌های مبدل حرارتی زمین، افت فشار نیز در هر حلقه کاهش پیدا می‌کند که افت فشار بوجود آمده در حالت تک حلقه (حدود ۴۰۰۰ kPa) نسبت به حالت ۶ حلقه (حدود ۲۵ kPa) قابل توجه است.

۲.۶ مطالعه در حالت تغییرات بار تبرید روزانه

در قسمت اول این تحقیق به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف شامل قطر و تعداد حلقه مبدل زمین و جنس خاک بر طول کل مبدل زمین در پیک بار تبرید پرداخته شد. در این قسمت با در نظر گرفتن طول کل مبدل زمین ثابت (۳۸۴ متر) و توجه به تغییرات بار تبرید در طول روز، به نحوه پاسخگویی سیستم زمین گرمایی انبساط مستقیم پرداخته شده است. همان‌طور که قبلاً اشاره گردید در شکل ۲، تغییرات بار تبرید ساختمان مورد نظر با توجه به کارکرد سیستم از ساعت ۸ الی ۲۱ قابل مشاهده است. در ادامه با توجه به تغییرات بار تبرید در طول روز و ثابت بودن طول مبدل حرارتی زمینی به بررسی تأثیر پارامترهای دور کمپرسور و دمای ورودی به کمپرسور جهت پاسخگویی سیستم به بار مورد نیاز پرداخته شده است. همچنین از آنجا که معمولاً کارکرد سیستم‌های زمین گرمایی منجر به عدم توازن حرارتی زمین می‌گردد از این رو تأثیر تغییرات دمای زمین نیز بر تغییر دور کمپرسور و دمای ورودی کمپرسور جهت پاسخگویی به بار تبرید مورد نظر نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

۱.۲.۶ تأثیر دور کمپرسور

یکی از راه‌های پاسخگویی بار تبرید مورد نیاز استفاده از کمپرسورهای دور متغیر است. در سیستم زمین گرمایی با استفاده از کمپرسور دور متغیر می‌توان



شکل ۱۰: تأثیر دمای ورودی کمپرسور بر ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم در دماهای زمین مختلف.

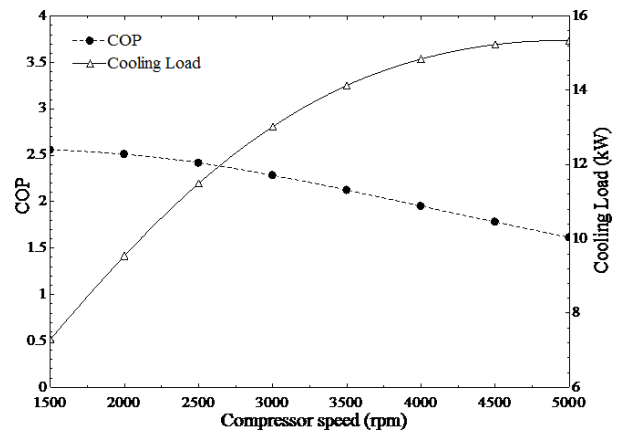
همان‌طور که از نمودار شکل‌های ۹ و ۱۰ مشخص است با افزایش دمای زمین ظرفیت تبرید سیستم کاهش می‌یابد که این پدیده منجر به این خواهد شد که با افزایش دمای زمین جهت پاسخگویی به بار تبرید مورد نظر، دور و دمای ورودی بیشتری به کمپرسور نیاز است. همچنین با افزایش دمای زمین، ضریب عملکرد سیستم در هر دو حالت کاهش می‌یابد.

۷ نتیجه‌گیری

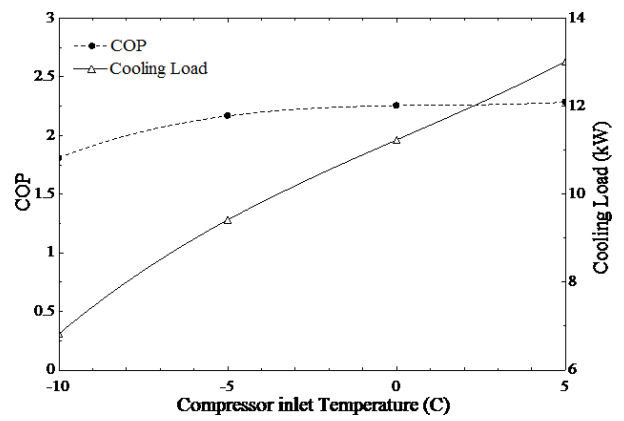
در این تحقیق آنالیز سیستم تبرید زمین گرمایی انبساط مستقیم با بهره‌گیری از میرد دی‌اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی و در نظر گرفتن اثرات افت فشار میرد در مبدل‌های حرارتی مورد مطالعه قرار گرفته است. آنالیز مورد نظر در یک ساختمان مسکونی با مساحت ۱۲۰ مترمربع و با هدف تأمین بار تبرید مورد نیاز آن انجام گرفته است. این تحقیق شامل دو مطالعه مجزا است. در مطالعه اول مشخص گردید که در پیک بار تبرید، با افزایش ضریب هدایت حرارتی خاک و قطر لوله مبدل زمین، طول حلقه مبدل حرارتی زمین کاهش می‌یابد. همچنین در انتخاب تعداد حلقه مبدل حرارتی زمین، مقدار بهینه‌ای وجود دارد که به ازای آن طول مبدل حرارتی زمین کمترین مقدار را داراست. در مطالعه دوم با توجه به بار تبرید مورد نیاز در روز طراحی مشخص گردید که افزایش دور کمپرسور و دمای ورودی به آن منجر به افزایش ظرفیت تبرید سیستم می‌گردد. همچنین افزایش دور کمپرسور منجر به کاهش ضریب عملکرد می‌گردد و افزایش دمای ورودی به کمپرسور باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد.

علائم و اختصارات

A	مساحت (m^2)
C	نرخ ظرفیت حرارتی (Kw/C)
COP	ضریب عملکرد
C_p	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg \cdot C$)
d	قطر (m)
f	ضریب اصطکاک
F_p	ضریب افزایشی انتقال حرارت
g	شتاب جاذبه (m/s^2)



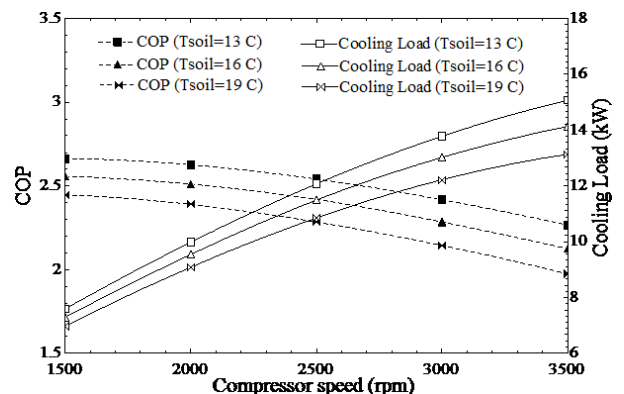
شکل ۷: تأثیر دور کمپرسور بر ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم.



شکل ۸: تأثیر دمای ورودی کمپرسور بر ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم.

۳.۲.۶ تأثیر دمای زمین

افزایش یا کاهش دمای زمین به عنوان یک فاکتور اساسی در سیستم‌های زمین گرمایی است. عدم توازن حرارتی بین بار سرمایش و گرمایش در طول سال‌های کارکرد سیستم باعث تغییرات دمای زمین می‌شود که بر عملکرد سیستم تأثیرگذار است. در واقع با تغییر دمای زمین دور کمپرسور و دمای ورودی کمپرسور جهت پاسخگویی به بار تبرید تغییر خواهد کرد. شکل‌های ۹ و ۱۰ تأثیر تغییرات دمای زمین بر ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم را بر حسب دور کمپرسور و دمای ورودی به کمپرسور را نشان می‌دهد.



شکل ۹: تأثیر دور کمپرسور بر ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید سیستم در دماهای زمین مختلف.

[5] Masson, N. Guide to natural refrigerants, state of the industry north america & in the world. 4th annual Atmosphere America 2015, Atlanta, 2015.

[6] Guo, Yonghui, Zhang, Guoqiang, Zhou, Jin, Wu, Jiasheng, and Shen, Wei. 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*, 35:29-39, 2012.

[7] B., Erdogan. The effect of soil type on sizing of vertical single u-tube ground heat exchanger for ground source heat pump. in *International Scientific Conference*, pp. 230-239, Gabrovo, 2010. International Scientific Conference.

[8] Walsh, B. Analysis of a ground coupled heat exchanger. Master's thesis, Faculty of Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, 2011.

[۹] اکبری باصری، علیرضا و سیروس، آفانجفی. عملکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی ترکیبی به همراه برج خنک‌کن در اقلیم‌های آب‌وهوایی ایران. *مجله مهندسی مکانیک*، ۲۴(۱):۴۶-۵۷، ۱۳۹۴.

[10] Zhai, X.Q., Cheng, X.W., and Wang, R.Z. Heating and cooling performance of a minitype ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 111:1366-1370, 2017.

[۱۱] رحمتی، احمدرضا و نجار نظامی، امین. ارزیابی عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی-خورشیدی برای گرمایش یک گلخانه. *مجله مهندسی مکانیک*، ۲۸(۳):۲۸-۳۳، ۱۳۹۸.

[12] Jin, Zhequan, Eikevik, Trygve M., Neksa, Petter, and Hafner, Armin. Investigation on CO₂ hybrid ground-coupled heat pumping system under warm climate. *International Journal of Refrigeration*, 62:145-152, 2016.

[13] Jin, Zhequan, Eikevik, Trygve M., Neksa, Petter, and Hafner, Armin. A steady and quasi-steady state analysis on the CO₂ hybrid ground-coupled heat pumping system. *International Journal of Refrigeration*, 76:29-41, 2017.

[۱۴] قاضی‌زاده احسائی، حسین و عامری، مهران. بررسی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسید کربن. *مهندسی مکانیک مدرس*، ۱۷(۶):۴۳۳-۴۴۳، ۱۳۹۶.

[۱۵] قاضی‌زاده احسائی، حسین و عامری، مهران. عملکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسید کربن با استفاده از منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی. *مهندسی مکانیک مدرس*، ۱۷(۱۱):۱۳۹۶، ۱۳۹۶.

[16] Ortiz, TM, Li, Daqing, and Groll, Eckhard A. Evaluation of the performance potential of co2 as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis, 2003.

[17] Austin, Brian T. and Sumathy, K. Parametric study on the performance of a direct-expansion geothermal heat pump using carbon dioxide. *Applied Thermal Engineering*, 31(17):3774-3782, 2011. SET 2010 Special Issue.

[18] Pitla, Srinivas S., Groll, Eckhard A., and Ramadhyani, Satish. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical co2. *International Journal of Refrigeration*, 25(7):887-895, 2002.

[19] Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. *NASA STI/Recon Technical Report A*, 41(1):8-16, 1975. Provided by the SAO/NASA Astrophysics Data System.

شار گرمی (kg/m ^۳ s)	Gr
انتالپی (kJ/kg)	h
ضریب انتقال حرارت هدایت (kW/mC)	k
طول (m)	l
دبی گرمی (kg/s)	\dot{m}
دور کمپرسور (rpm)	N
تعداد واحدهای انتقال	NTU
عدد ناسلت	Nu
فشار (kg/ms)	P
عدد پراوتل	Pr
نرخ انتقال حرارت (kW)	\dot{Q}
شار حرارتی (kW/m ^۲)	q
نسبت ظرفیت حرارتی	R
عدد رینولدز	Re
دما (C)	T
ظرفیت انتقال حرارتی کل (kW/m ^۲ C)	U
حجم جابجایی (cm ^۳ /rev)	V _s
توان مصرفی (kW)	\dot{W}
کیفیت	x
ضریب انتقال حرارت جابجایی (kW/m ^۲ C)	α
بازده مبدل حرارتی	ϵ
بازده	η
لزجت دینامیکی (kg/ms)	μ
چگالی (kg/m ^۳)	ρ
کشش سطحی (N/m)	σ
ضریب افت فشار جریان اصطکاکی	φ
فاکتور جوشش هسته‌ای	ϕ
شماره المان	i
بالک	b
کمپرسور	comp
تبخیرکننده	evap
خنک‌کننده گاز	GC
آیزنتروپیک	isen
مکانیکی	mech
مبرد	ref
جوشش استخری هسته‌ای	sa
اشباع	sat
خاک	soil
بخار	v
کل	tot
حجمی	vol
آب	W

مراجع

[1] Regulation (eu) on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (ec), 2014.

[2] Handbook-Fundamentals, ASHRAE. American society of heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, 2009.

[3] Lorentzen, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the cfc/hcfc predicament. *International Journal of Refrigeration*, 18(3):190-197, 1995.

[4] Neksa, P., Rekstad, Havard, Zakeri, G. R., and Schiefloe, P. A. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid*, 21:172-179, 1998.

- [23] Stephan, K. and Abdelsalam, M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23(1):73-87, 1980.
- [24] Friedel, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. *Proc. of European Two-Phase Flow Group Meet.*, 18(7):485-491, 1979.
- [25] Kusuda, Tamami and Achenbach, Paul R. Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the united states. tech. rep., National Bureau of Standards Gaithersburg MD, 1965.
- [20] Bi, Yuehong, Wang, Xinhong, Liu, Yun, Zhang, Hua, and Chen, Lingen. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86(12):2560-2565, 2009.
- [21] Jung, D and Radermacher, R. Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures in horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*, 16(3):201-209, 1993.
- [22] Jung, D.S., McLinden, M., Radermacher, R., and Didion, D. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(9):1751-1764, 1989.