



عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن با استفاده از منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی

حسین قاضی زاده احسائی¹، مهران عامری^{2*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان

* کرمان، صندوق پستی 7618868366، ameri_mm@uk.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 31 مرداد 1396

پذیرش: 24 مهر 1396

ارائه در سایت: 27 آبان 1396

کلید واژگان:

پمپ حرارتی زمین گرمایی

انبساط مستقیم

دی اکسیدکربن

منبسط کننده

مبدل حرارتی داخلی

چکیده

در این مقاله تأثیر استفاده از منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی در پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا مقایسه بین چهار سیکل انجام شده است: (1) سیکل با شیر انبساط (2) سیکل با منبسط کننده (3) سیکل با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی (4) سیکل با منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی. حل عددی حاضر، بررسی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه در شرایط کارکرد مختلف را در دو مطالعه جداگانه انجام داده است. مطالعه اول شامل بار گرمایشی مشخص و مطالعه دوم شامل طول حلقه تبخیرکننده ثابت می باشد. با استفاده از این شبیه سازی، مشخصه هایی نظیر ضریب عملکرد، طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی سیکل های تحت مطالعه مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت پیش بینی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه، مطالعه ای بر تأثیر کمیت های مختلف انجام شده است. این کمیت ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز، طول خنک کننده گاز هستند. نتایج نشان می دهد که سیکل های شامل منبسط کننده همواره ضریب عملکرد بالاتری نسبت به سیکل های شامل شیر انبساط دارند. استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل شیر انبساط همواره منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد می گردد. علاوه بر این بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط کننده اثر ناچیزی بر ضریب عملکرد دارد اما طول حلقه مبدل زمینی را کاهش می دهد.

Performance of carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump using expander and internal heat exchanger

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 22 August 2017
Accepted 16 October 2017
Available Online 18 November 2017

Keywords:
Geothermal Heat Pump
Direct Expansion
Carbon Dioxide
Expander
Internal Heat Exchanger

ABSTRACT

In this paper, the effect of expander and the internal heat exchanger is investigated in transcritical carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump. In this regard, a comparison is performed between four cycles. The four cycles are: (1) the cycle with expansion valve, (2) the cycle with expander, (3) the cycle with expansion valve and internal heat exchanger, (4) the cycle with expander and internal heat exchanger. The present numerical model has been investigated performance analysis of the four cycles under study in different operating conditions in two district cases. The first study includes a specific heating load, and the second study is a constant evaporator loop length (ELL). Then model evaluates characteristics including coefficient of performance (COP), evaporator loop length and heating capacity of the four cycles under study. To examine the performance of the four cycles, a parametric study is performed to investigate the effect of different parameters such as difference between soil temperature and evaporator outlet temperature, water inlet temperature, water mass flow rate, gas cooler length. The results indicate that COP associated with the expander cycle is always higher than the values related to the expansion valve cycle. The use of internal heat exchanger in a cycle including an expansion valve always leads to a slight increase in COP. An internal heat exchanger has negligible effect on COP in the cycle with an expander but reduces the evaporator loop length.

1- مقدمه

اوزون صفر، خواص انتقال حرارت مناسب، سازگاری کامل با روان کننده های معمول، دسترسی آسان و قیمت پایین در فرایندهای مهندسی گوناگونی کاربرد دارد [1,2].

دما و فشار بحرانی دی اکسیدکربن به ترتیب 31.1 درجه سانتی گراد و 7.38 مگا پاسکال می باشند و فرایند تخلیه حرارت معمولاً بالاتر از نقطه

در سال های اخیر با رشد نگرانی های زیست محیطی از گرم شدن جهانی و تخریب لایه اوزون، بکارگیری مبردهای طبیعی زیست محیطی توجه روز افزونی را به خود جلب کرده اند. دی اکسیدکربن به عنوان یک مبرد طبیعی با مزیت های بارزی از قبیل غیرسمی بودن، غیر قابل اشتعال بودن، تخریب لایه

Please cite this article using:

H. Ghazizade-Ahsaei, M. Ameri, Performance of carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump using expander and internal heat exchanger, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 11, pp. 300-310, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

بحرانی اتفاق می افتد. بنابراین سیکل های پمپ حرارتی و تهویه دی اکسید کربن عمدتاً یک سیکل فوق بحرانی است و فشار کارکرد سمت فشار بالای سیکل در حدود 8 تا 12 مگا پاسکال می باشد که منجر به افت اختناق بالا در فرایند انبساط از فشار فوق بحرانی بالا به فشار زیر بحرانی می گردد. در نتیجه ضریب عملکرد سیکل های فوق بحرانی دی اکسید کربن در مقایسه با سیستم های زیر بحرانی با مبردهای مرسوم پایین تر است [3,4].

به منظور بهبود بخشیدن بازدهی و غلبه بر مشکلات موجود، چندین وسیله از قبیل منبسط کننده، مبدل حرارتی داخلی، کمپرسور دو مرحله ای و اجکتور دوفازی پیشنهاد شده است. بکارگیری یک منبسط کننده جهت جایگزینی شیر انبساط می تواند تا حدود زیادی بازدهی سیکل را بهبود بخشد. استفاده از یک منبسط کننده به جای شیر انبساط نه تنها می تواند آنتالپی مبرد ورودی به تبخیر کننده را کاهش و در نتیجه ظرفیت سرمایشی تبخیر کننده را افزایش دهد بلکه حتی کار خالص سیستم را بواسطه بازیابی کار فرایند انبساط نیز کاهش می دهد.

بواسطه مطالعات بر روی سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن، لورنتز [1] پیشنهاد کرد که بکارگیری یک منبسط کننده ایده آل (آیزنتروپیک) جهت بازیابی کار انبساط، می تواند ضریب عملکرد سیکل را تا 50 درصد افزایش دهد. بواسطه یک مطالعه از کمیت های مختلف، رابینسون و گرو [5] نشان دادند که استفاده از یک منبسط کننده با بازدهی آیزنتروپیک 60 درصد می تواند ضریب عملکرد سیکل را تا 25 درصد افزایش دهد. یانگ و همکاران [6] دریافتند که ضریب عملکرد سیکل زمانی که شیر انبساط با منبسط کننده جایگزین می شود تا 33 درصد افزایش می یابد. لی و همکاران [7] و تیان و همکاران [8] نمونه آزمایشگاهی منبسط کننده ای جهت جایگزینی با شیر انبساط را در سیستم پمپ حرارتی آب-آب ساختند. آنها بازدهی آیزنتروپیک منبسط کننده را 58.7 درصد و نسبت بازیابی را 14.5 درصد گزارش کردند. سرکار [9] نشان داد که جایگزین کردن شیر انبساط با منبسط کننده دارای بازدهی آیزنتروپیک 80 درصد منجر به افزایش 18 درصد ضریب عملکرد می گردد. کیم و همکاران [10] با استفاده از شبیه سازی عددی عملکرد یک منبسط کننده-کمپرسور اسکرول را بررسی کردند و آنها دریافتند که ظرفیت حرارتی 8.6 درصد و ضریب عملکرد سیکل 23.5 درصد افزایش یافته است.

برای سیستم های دی اکسید کربن مرسوم با شیرهای انبساط آنتالپی ثابت، یک مبدل حرارتی داخلی که گاهی جهت برای عملکرد سیکل بکار گرفته می شود به عنوان یک مولفه ضروری در نظر گرفته می شود. بوئو و همکاران [11] گزارش کردند که یک مبدل حرارتی داخلی در سیکل دی اکسید کربن می تواند بهبود 25 درصد ضریب عملکرد سیکل را به همراه داشته باشد. سرکار و همکاران [12] دریافتند که سیکل دی اکسید کربن همراه با مبدل حرارتی داخلی ضریب عملکرد سیکل را 15 درصد افزایش می دهد. در یک مطالعه آزمایشگاهی، آپرا و مایورینو [13] دریافتند که استفاده از مبدل حرارتی داخلی می تواند ضریب عملکرد را 10 درصد در کاربردهای مسکونی افزایش دهد. تورلا و همکاران [14] بطور آزمایشگاهی دریافتند که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی در سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن ظرفیت سرمایشی سیستم را 12 درصد و ضریب عملکرد سیستم را تا حدود 12 درصد افزایش می دهد. بواسطه مطالعات تئوری و آزمایشگاهی، ریگولا و همکاران [15] دریافتند که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی، ضریب عملکرد سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن را در حدود 20 درصد در دمای خروجی خنک کننده گاز 35 درجه سانتی گراد افزایش می دهد.

بیشتر مقالات منتشر شده در مورد اثر مبدل حرارتی داخلی در عملکرد

سیکل تبرید دی اکسید کربن به سیستم شیر انبساط مرسوم محدود شده اند و مقالات کمتری با موضوع بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیستم تبرید فوق بحرانی دی اکسید کربن با یک منبسط کننده موجود است. رابینسون و گرو [5] دریافتند که استفاده از یک مبدل حرارتی داخلی همراه با یک منبسط کننده با بازدهی آیزنتروپیک ثابت 0.6، ضریب عملکرد سیکل را تا حدود 8 درصد کاهش می دهد. بر طبق تحقیق ژانگ و همکاران [16] استفاده از مبدل حرارتی داخلی همراه با منبسط کننده در سیکل تبرید دی اکسید کربن همواره ضریب عملکرد را بهبود نمی بخشد. سیکل دارای شیر انبساط با مبدل حرارتی داخلی 5.6 الی 17 درصد ضریب عملکرد بزرگتری نسبت به سیکل پایه را فراهم می کند. برای سیکل دارای منبسط کننده ایده آل با مبدل حرارتی داخلی، بیشینه ضریب عملکرد تقریباً 12.3 الی 16.1 درصد کمتر از بیشینه ضریب عملکرد سیکل بدون مبدل حرارتی داخلی است. تحقیق شریعت زاده و همکاران [17] از دیدگاه مطالعه انرژی نشان داد که استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل های دارای شیر انبساط مطلوب است در حالیکه استفاده از مبدل حرارتی داخلی در عملکرد سیکل های شامل منبسط کننده چندان مطلوب نمی باشد. از خلاصه ای تحقیقات ذکر شده می توان فهمید که استفاده از منبسط کننده بجای شیر انبساط و بکارگیری مبدل حرارتی داخلی به همراه شیر انبساط دو روش موثر برای بهبود عملکرد حرارتی سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن محسوب می شوند.

بر طبق دانش نویسندگان تاکنون تأثیر بکارگیری منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی بر عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسید کربن مورد مطالعه قرار نگرفته است. در سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، مبرد از طریق لوله های دفن شده در زمین، حرارت را جذب می کند. امروزه پمپ های حرارتی زمین گرمایی به عنوان یک تکنولوژی کارآمد برای صرفه جویی در مصرف انرژی در سیستم های تهویه مطبوع کاربرد زیادی دارند. تحقیقات بسیار کمی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی با استفاده از دی اکسید کربن در سیکل فوق بحرانی را مورد بررسی قرار داده اند. تحقیق آستین و سوماتی [18] و قاضی زاده و عامری [19] تنها مقالاتی هستند که کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی اکسید کربن فوق بحرانی را مطالعه کرده اند. آنها به کمک یک مدل عددی مطالعه ای از کمیت های مختلف بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی اکسید کربن فوق بحرانی انجام داده اند.

در این مقاله تأثیر استفاده از منبسط کننده و شیر انبساط به همراه مبدل حرارتی داخلی در پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی اکسید کربن فوق بحرانی با در نظر گرفتن افت فشار مبرد در مبدل های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا با استفاده از یک مدل عددی مقایسه بین چهار سیکل انجام شده است: (1) سیکل با شیر انبساط (2) سیکل با منبسط کننده (3) سیکل با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی (4) سیکل با منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی. حل عددی حاضر، بررسی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه در شرایط کارکرد مختلف را در دو مطالعه جداگانه انجام داده است. این مطالعات شامل بار گرمایشی مشخص و طول حلقه تبخیر کننده ثابت می باشد. با استفاده از این شبیه سازی، مشخصه های سیستم مانند ضریب عملکرد، طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت پیش بینی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه، مطالعه ای بر تأثیر کمیت های مختلف انجام شده است. این کمیت ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، دما و دبی

می‌دهد و پس از آن وارد تبخیر کننده (مبدل‌های زمینی) می‌شود. مبدل زمینی به عنوان تبخیرکننده از حلقه‌های موازی متصل به هم تشکیل شده جائیکه انرژی حرارتی لازم برای تبخیر مبرد توسط کوئل‌های زمینی از زمین جذب می‌شود.

سیکل‌های نشان داده شده در شکل‌های 1-c و 1-d از یک مبدل حرارتی داخلی استفاده کرده‌اند جائیکه مبدل حرارتی داخلی یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است. در این دو سیکل، مبرد پس از عبور از تبخیر کننده در حالت بخار اشباع وارد مبدل حرارتی داخلی می‌گردد. پس از آن مبرد با عبور از مبدل حرارتی داخلی، چند درجه مافوق گرم و سپس وارد کمپرسور می‌گردد. همچنین در این سیکل‌ها مبرد ورودی از سمت خنک کننده گاز، وارد مبدل حرارتی داخلی می‌گردد و پس از عبور از مبدل حرارتی داخلی، با دما و فشار کمتری وارد شیر انبساط یا منبسط‌کننده می‌گردد.

نمودارهای دما - آنترپوی سیکل‌های نشان داده شده در شکل‌های 1-a تا 1-d در شکل‌های 2-a و 2-b شرح داده شده است. خط 5h سیکل را با شیر انبساط و 5t سیکل را با منبسط‌کننده نشان می‌دهد و 5s مربوط به شرایط آیزنتروپیک می‌باشد.

3- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، یک مدل ریاضی با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم و براساس فرضیات زیر ارائه گردیده است.

- شبیه‌سازی کلیه اجزای سیکل در حالت پایدار می‌باشد.
- فرایندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در شیر انبساط و منبسط‌کننده آدیاباتیک و غیرآیزنتروپیک فرض شده است.

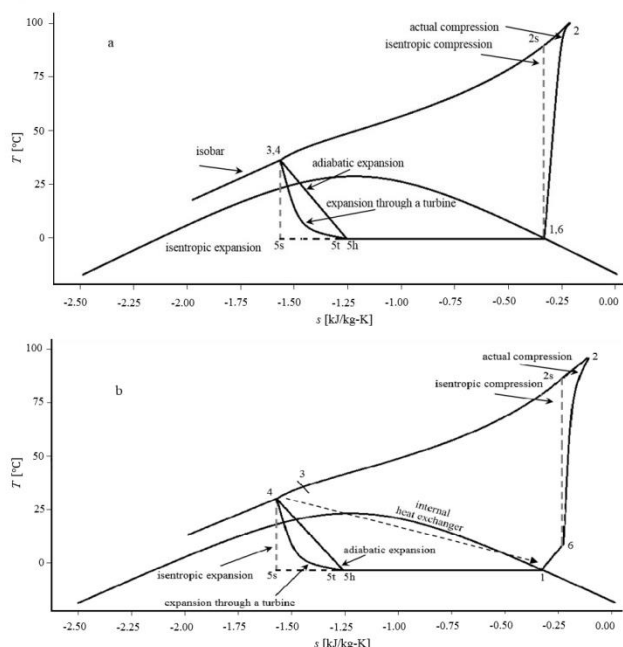


Fig. 2 (a) T-S diagram of transcritical carbon dioxide heat pump cycle without internal heat exchanger [5]. (b) T-S diagram of transcritical carbon dioxide heat pump cycle with internal heat exchanger [5].

شکل 2 نمودار دما - آنترپوی سیکل پمپ حرارتی دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی بدون مبدل حرارتی داخلی [5] (b) نمودار دما - آنترپوی سیکل پمپ حرارتی دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی با مبدل حرارتی داخلی [5]

جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز، طول خنک‌کننده گاز هستند.

2- شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

در این مطالعه، پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن شرح داده شده و با در نظر گرفتن شرایط حالت دائم بررسی شده است. در شکل 1 شماتیک چهار سیکل پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن نمایش داده شده است.

در شکل‌های 1-a و 1-b به ترتیب از شیر انبساط و منبسط‌کننده در سیکل پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن استفاده شده است. مولفه‌های اصلی سیکل شامل کمپرسور، خنک‌کننده گاز، شیر انبساط و تبخیر کننده (مبدل زمینی) می‌باشند. همان‌طور که در شکل 1-b مشاهده می‌شود منبسط‌کننده جایگزین شیر انبساط گردیده است. مبرد در حالی که بخار اشباع است وارد کمپرسور می‌گردد (نقطه 1). پس از عبور مبرد از کمپرسور، مبرد به حالت فوق بحرانی تغییر حالت می‌دهد (نقطه 2). مبرد در نقطه 2 وارد خنک‌کننده گاز می‌شود جائیکه انرژی حرارتی مبرد برای گرمایش آب بکار گرفته می‌شود. خنک‌کننده گاز یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است به گونه‌ای که مبرد در لوله داخلی و آب در فضای حلقوی مبدل جریان دارد. پس از عبور مبرد از خنک‌کننده گاز، دما و فشار مبرد کاهش پیدا می‌کند در حالیکه هنوز حالت مافوق بحرانی حفظ شده است. سرانجام مبرد پس از عبور شیر انبساط یا منبسط‌کننده به حالت اشباع تغییر حالت

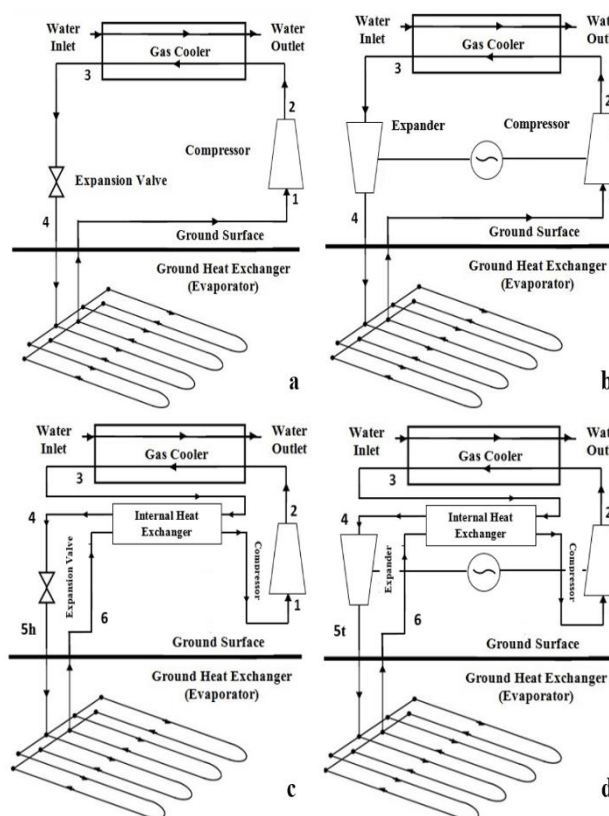


Fig. 1 (a) Geothermal heat pump cycle with an expansion valve. (b) Geothermal heat pump cycle with an expander. (c) Geothermal heat pump cycle with an expansion valve and an internal heat exchanger. (d) Geothermal heat pump cycle with an expander and an internal heat exchanger.

شکل 1 (a) پمپ حرارتی زمین گرمایی با شیر انبساط (b) پمپ حرارتی زمین گرمایی با منبسط‌کننده (c) پمپ حرارتی زمین گرمایی با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی (d) پمپ حرارتی زمین گرمایی با منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی

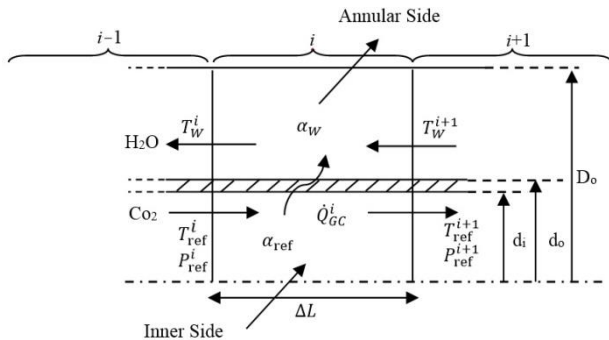


Fig. 3 A computational segment of gas cooler

شکل 3 المان محاسباتی خنک‌کننده گاز

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

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

ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت مبرد با استفاده از رابطه پیتلا و همکاران تخمین زده شده است [22]. که در این رابطه برای در نظر گرفتن تغییرات ناگهانی خواص دی‌اکسیدکربن در ناحیه فوق بحرانی، از هر دو دمای بالک و دمای دیوار استفاده شده است. این معادله توسط رابطه (12) داده شده است.

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

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

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

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[\left(1 + \frac{d_o}{d_i} \right)^{\frac{4}{3}} \right] 3000 \quad (14)$$

فاکتور اصطکاک به کمک رابطه پتوخوف (15)، پیش‌بینی می‌شود.

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

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

3-3- شیر انبساط

در اینجا فرایند در شیر انبساط، آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.

$$h_{in} = h_{out} \quad (16)$$

4-3- تبخیر کننده (مبدل حرارتی زمین)

در این مطالعه، مطابق با فرضیات موجود در مرجع [18]، جریان حرارت در مبدل حرارتی زمینی به صورت کاملاً دویعدی، شعاعی با شار حرارتی یکنواخت در نظر گرفته شده و دما در شعاع یک متری از مرکز مبدل حرارتی زمینی ثابت فرض شده است. جهت در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت و افت فشار در طول تبخیر کننده و همچنین افزایش دقت حل، مشابه با روش بررسی خنک‌کننده گاز، تبخیر کننده به حجم کنترل‌های 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.

- 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 بررسی تک تک اجزاء سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم به صورت جداگانه ارائه شده است.

1-3- کمپرسور

توان ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (1) تعریف می‌شود:

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

دبی جرمی مبرد از رابطه (2) محاسبه می‌شود:

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

که V_s ، N ، ρ_1 ، η_{tot} ، η_{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 هرمیتیک در بازه نسبت تراکم 1.5 تا 5 به ترتیب توسط روابط (3) تا (5) تخمین زده می‌شوند [20]:

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

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

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

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

2-3- خنک‌کننده گاز

خنک‌کننده گاز در واقع یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است. این فرایند در دمایی بالاتر از دمای بحرانی و در نتیجه بدون هیچ‌گونه تغییر فازی فرض شده است. همان‌طور که توسط برخی از مطالعات [21,9]، گزارش شده است انتقال حرارت در خنک‌کننده گاز به دلیل این که تغییر خواص در ناحیه فوق بحرانی خیلی سریع اتفاق می‌افتد، شدیداً غیرخطی می‌باشد. بنابراین جهت افزایش دقت و همچنین در نظر گرفتن تغییرات سریع در خواص، طول خنک‌کننده گاز به حجم کنترل‌های با طول برابر تقسیم شده است که هر حجم کنترل به‌عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود. در هر حجم کنترل خواص ثابت فرض شده و شرایط خروجی هر المان به عنوان شرط‌های ورودی به المان بعدی تبدیل می‌شود. شکل 3، نمونه یک المان خنک‌کننده گاز را نمایش می‌دهد.

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

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

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

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

که C_{min} کوچکترین نرخ ظرفیت حرارتی بین آب و دی‌اکسیدکربن بوده و بازده مبدل حرارتی (ε) از رابطه (8) به‌دست می‌آید.

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

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

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

ورودی به سیکل تعریف شده است. ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد مربوط به هر سیکل طبق روابط (24-26) بیان می‌شود:

ظرفیت حرارتی در همه سیکل‌ها

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (24)$$

ضریب عملکرد سیکل شامل شیر انبساط و سیکل شامل شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{comp}} \quad (25)$$

ضریب عملکرد سیکل شامل منبسط‌کننده و سیکل شامل منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{comp} - \dot{W}_{Exp}} \quad (26)$$

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

4- اعتبار سنجی

تمامی سیکل‌های پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم تحت مطالعه در نرم‌افزار EES مدل‌سازی شده‌اند. کمیت‌های ورودی جهت آغاز شبیه‌سازی در جدول 1 لیست شده است. در تمامی سیکل‌های تحت بررسی، دو مطالعه مجزا شامل بار گرمایشی مشخص و طول حلقه مبدل زمین ثابت انجام شده است. در مطالعه اول بارگرمایشی تمامی سیکل‌ها برابر با 9 کیلووات و در مطالعه دوم طول حلقه مبدل زمین همه سیکل‌ها، 100 متر فرض شده است. هرچند بر طبق دانش نویسندگان، هیچ داده آزمایشگاهی در مورد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم منتشر نشده است، مطالعه حاضر توسط نتایج تئوری پژوهش آستین و سوماتی [18] اعتبار سنجی شده است. در این مطالعه، مدل عددی برای بررسی انرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن افقی ارائه شده است. آنها از روش مقاوت حرارتی برای مدل‌سازی هدایت در زمین استفاده کرده‌اند. شرایط اعتبارسنجی شامل مقادیر موجود در جدول 1 به استثنا عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی می‌باشد و همچنین مقادیر دبی جرمی و دمای آب ورودی به خنک‌کننده گاز به ترتیب برابر با 0.06 کیلوگرم بر ثانیه و 7 درجه سانتیگراد لحاظ شده است. همان‌طور که در شکل 4 نشان داده شده است توافق قابل قبولی بین نتایج مطالعه حاضر و نتایج ارائه شده در مرجع [18] وجود دارد. بر اساس شکل 4 بیشترین مقدار ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده 140 متر بدست آمده است. همچنین نسبت تراکم با افزایش طول حلقه تبخیرکننده افزایش می‌یابد. علاوه بر این بیشترین خطای موجود بین نتایج مطالعه حاضر و مرجع [18] در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 70 متر در حدود 9 درصد در هر دو مقدار ضریب عملکرد و نسبت تراکم بدست آمد.

5- نتایج و بحث

در ادامه، در دو مطالعه مجزا، یکی شامل بارگرمایش مشخص و دیگری طول حلقه تبخیرکننده ثابت، تأثیر تغییر چند کمیت بر ضریب عملکرد، طول حلقه تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی سیکل‌های تحت مطالعه بررسی شده است. این کمیت‌ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز و طول خنک‌کننده گاز می‌باشند. برای پیش‌بینی تأثیر کمیت‌های ذکر شده، در طی شبیه‌سازی، فقط یکی از کمیت‌های مورد نظر واقع در جدول 1 تغییر می‌کند در حالیکه دیگر کمیت‌های مربوطه به اضافه دمای خروجی خنک‌کننده گاز در مطالعه

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

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

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

از آن‌جا که میرد در حالت دو فاز به تأخیر کننده وارد می‌شود. در ناحیه جریان دو فاز، از رابطه جانگ و همکاران [24,23]، جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. همان‌طور که در رابطه (19) نشان داده شده در این رابطه، اثرات انتقال حرارت ناحیه دو فاز شامل انتقال حرارت جابجایی و جوشش هسته‌ای در نظر گرفته شده است.

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

در رابطه بالا α_l ، F_p ، α_{sa} ، ϕ به ترتیب فاکتور جوشش هسته‌ای، ضریب انتقال حرارت جوشش استخری [25]، ضریب افزایشی انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت جابجایی بخش مایع جریان می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت بخش مایع (α_l) نیز با استفاده از رابطه گنلینسکی، به‌دست آمده است. در ناحیه دو فاز، افت فشار هر المان از رابطه (20) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P^i = 2f_1 \frac{l}{d_i} \frac{Gr^2}{\rho_l} \varphi_l^2 \quad (20)$$

در رابطه (20)، فاکتور اصطکاک با بهره‌گیری از رابطه بلازیوس تعیین شده است. ضریب افت فشار جریان اصطکاکی (φ) به کمک رابطه فریدل [26]، پیش‌بینی می‌شود.

3-5- منبسط‌کننده

توان خروجی منبسط‌کننده به صورت رابطه (21) تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{Exp} = \dot{m}_{ref}(h_{in} - h_{out,is})\eta_{mech} \cdot \eta_{is} \quad (21)$$

بازده آیزنتروپیک و مکانیکی منبسط‌کننده توسط روابط (22) و (23) تخمین زده می‌شوند [27,5]:

$$\eta_{is} = 1.0094 - 0.0504 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (22)$$

$$\eta_{mech} = 0.9 \quad (23)$$

3-6- مبدل حرارتی داخلی

برای مبدل حرارتی داخلی دولوله‌ای جریان مخالف، روش NTU- ϵ ، در حالیکه دمای ورودی معلوم است استفاده شده است. مشابه مبدل‌های حرارتی قبل، جهت افزایش دقت حل و محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار، طول مبدل حرارتی به حجم کنترل‌های با طول مساوی تقسیم شده است که هر حجم کنترل به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود. دمای پایین و فشار نسبتاً بالای دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی خروجی از خنک‌کننده گاز، حرارت را به طور داخلی به دی‌اکسیدکربن زیربحرانی بعد از تبخیر کننده منتقل می‌کند و ورودی کمپرسور را تا چند درجه مافوق گرم نگه می‌دارد. در طول مبدل حرارتی داخلی، ضریب انتقال حرارت هر دو سمت از رابطه پیتلا و همکاران [22] و افت فشار توسط رابطه بلازیوس پیش‌بینی شده است [25].

مطالعه سیکل‌های توصیف شده با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیکل صورت گرفته است و عملکرد هر کدام از سیکل‌ها بواسطه ترم‌های ضریب عملکرد، طول حلقه مورد نیاز مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی سیکل ارزیابی شده است. ظرفیت حرارتی به عنوان حرارت خارج شده از میرد در خنک‌کننده گاز و ضریب عملکرد به عنوان نسبت ظرفیت حرارتی به توان

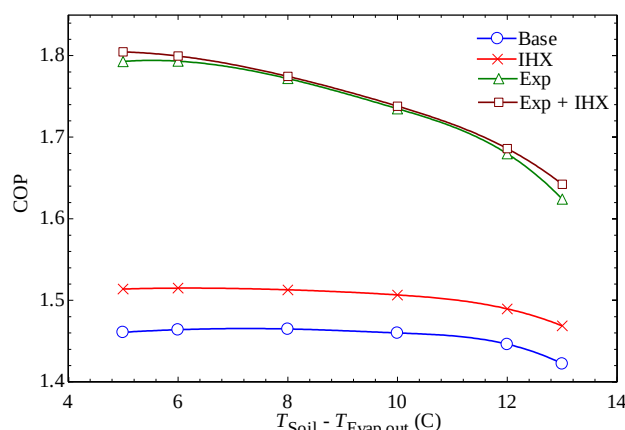


Fig. 5 Effect of $T_{\text{Soil}} - T_{\text{Evap,out}}$ on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 5 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

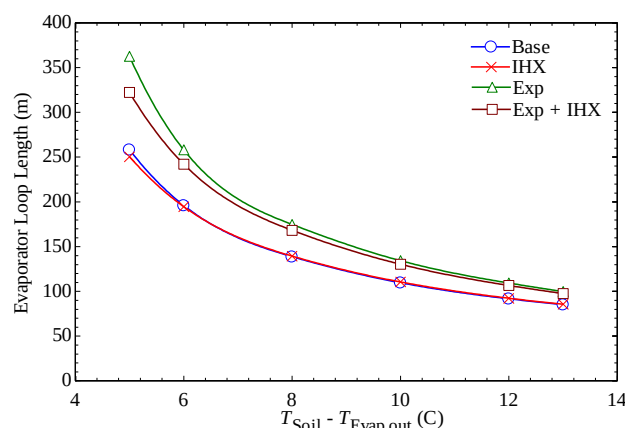


Fig. 6 Effect of $T_{\text{Soil}} - T_{\text{Evap,out}}$ on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 6 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر طول حلقه تبخیرکننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

همان‌طور که از شکل‌های 5 و 6 مشاهده می‌شود با افزایش اختلاف دما ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده در هر چهار سیکل تحت مطالعه کاهش می‌یابد. به دلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور با افزایش اختلاف دما و از طرفی ثابت بودن ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. با افزایش اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در مبدل زمینی به طور متوسط افزایش و دبی جرمی عبوری مبرد کاهش می‌یابد، در نتیجه جذب انرژی حرارتی از زمین با افزایش کمی مواجه می‌شود. افزایش متوسط اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در تبخیرکننده و افزایش کم در جذب انرژی حرارتی از زمین با کاهش طول حلقه مورد نیاز تبخیرکننده جهت تامین بار گرمایشی مدنظر همراه است که این کاهش طول در نمودارهای شکل 6 مشهود است. واضح است که ضریب عملکرد در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده بالاتر از سیکل‌های شامل شیر انبساط می‌باشد. استفاده از مبدل حرارتی داخلی به همراه شیر انبساط منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد نسبت به سیکل دارای شیر انبساط گردیده است اما تغییر قابل ملاحظه‌ای بر طول حلقه مبدل زمینی نداشته است. هرچند استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تغییر چشمگیری در ضریب عملکرد نسبت به سیکل شامل منبسط‌کننده به همراه نداشته است اما بکارگیری آن حتی با طول حداکثر یک متر، منجر به کاهش

جدول 1 کمیت‌های ورودی شبیه‌سازی

Table 1 Input parameters of simulation

مبدل زمینی (تبخیر کننده)	
9.5	قطر داخلی (mm)
11.5	قطر خارجی (mm)
4	تعداد حلقه
6	دمای زمین ($^{\circ}\text{C}$)
1	ضریب هدایت حرارتی خاک ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
8	اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده ($^{\circ}\text{C}$)
400	ضریب هدایت حرارتی لوله ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
خنک کننده گاز	
5	قطر داخلی لوله داخلی (mm)
7	قطر خارجی لوله داخلی (mm)
16	قطر داخلی لوله خارجی (mm)
15	طول (m)
50	دمای آب ورودی ($^{\circ}\text{C}$)
0.12	دبی جرمی آب ورودی (kg s^{-1})
400	ضریب هدایت حرارتی لوله ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
مبدل حرارتی داخلی	
9.5	قطر داخلی لوله داخلی (mm)
11.5	قطر خارجی لوله داخلی (mm)
20	قطر داخلی لوله خارجی (mm)
1	طول (m)
کمپرسور	
19.72	حجم جابجایی ($\text{cm}^3\text{rev}^{-1}$)
3000	دور (rpm)

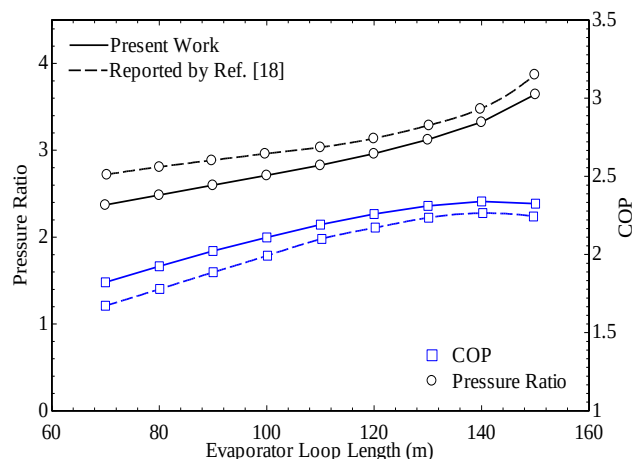


Fig. 4 Comparison of COP and pressure ratio vs. evaporator loop length of the present work with those reported by Ref. [18]

شکل 4 مقایسه ضریب عملکرد و نسبت فشار پژوهش فعلی با نتایج مرجع [18] برحسب طول حلقه تبخیر کننده

اول و طول حلقه تبخیر کننده در مطالعه دوم ثابت نگه داشته می‌شوند.

1-5- تأثیر اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده

در شکل‌های 5 و 6 تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده در برابر اختلاف دمای بین زمین و خروجی تبخیر کننده، برای چهار سیکل تحت مطالعه در یک بار گرمایشی ثابت نمایش داده شده است.

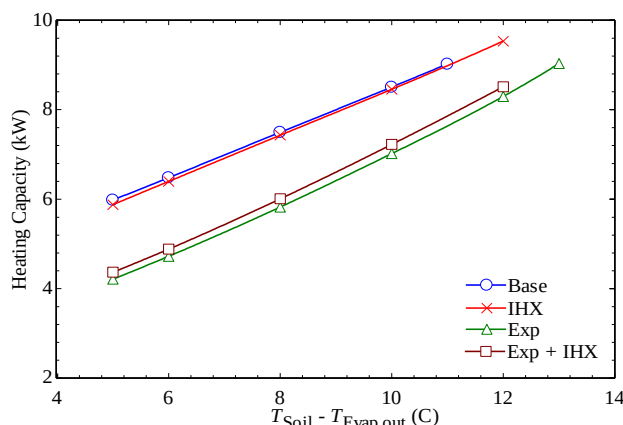


Fig. 8 Effect of $T_{\text{Soil}} - T_{\text{Evap,out}}$ on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 8 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

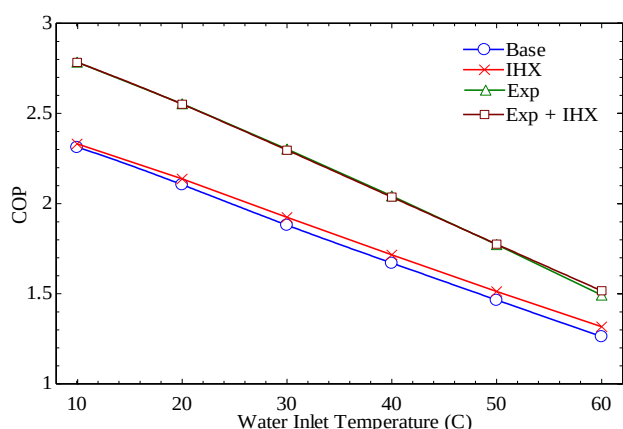


Fig. 9 Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 9 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

سیکل کاهش می‌یابند. با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد که با توجه به ثابت بودن مقدار بار گرمایشی، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش توان مصرفی کمپرسور، مقدار حرارت جذب شده از زمین کاهش می‌یابد که در نتیجه طول حلقه تبخیرکننده کمتری برای جذب انرژی حرارتی از زمین مورد نیاز خواهد بود. استفاده از مبدل حرارتی داخلی تنها کمی بر افزایش ضریب عملکرد سیکل شیرانبساط موثر بوده است. هر چند استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تغییری در ضریب عملکرد به همراه نداشته است اما مطابق با شکل 10 منجر به کاهش طول حلقه تبخیرکننده گردیده است. به عنوان مثال در دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز 50°C ، استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده منجر به کاهش طول حلقه تبخیرکننده از 175 متر به 168 متر یعنی کاهشی معادل با 28 متر در کل طول تبخیرکننده (4 حلقه) و برابر با 4 درصد گردیده است.

شکل‌های 11 و 12 تأثیر دمای آب ورودی به خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه را نشان می‌دهد. مطابق شکل 11، به دلیل غلبه کردن افزایش توان مصرفی کمپرسور بر افزایش ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز در هر چهار سیکل تقریباً به طور

تأثیرگذاری در طول مبدل زمینی به ویژه در اختلاف دماهای کم شده است که بسیار حائز اهمیت است. همچنین در اختلاف دماهای کم، طول حلقه تبخیرکننده مورد نیاز در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده نسبت به سیکل‌های شامل شیر انبساط بیشتر است. این افزایش به این دلیل است که در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده مبرد با آنتالپی مخصوص کمتری وارد مبدل زمین می‌گردد و حرارت بیشتری را از زمین جذب می‌کند که در نتیجه طول حلقه تبخیرکننده بیشتری مورد نیاز است.

شکل‌های 7 و 8 تأثیر تغییر اختلاف دما بین زمین با دمای خروجی تبخیرکننده را بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت در چهار سیکل تحت مطالعه نشان می‌دهند. همان‌طور که از شکل 7 مشاهده می‌شود با افزایش اختلاف دما، در ابتدا مقدار ضریب عملکرد در هر چهار سیکل مدنظر افزایش یافته و در ادامه در اختلاف دمای مشخصی، ضریب عملکرد رو به کاهش می‌گذارد. شکل‌گیری نقطه بیشینه ضریب عملکرد 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 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 کاهش می‌یابد.

از نمودارهای شکل 8 واضح است که با افزایش اختلاف دما، ظرفیت حرارتی در هر چهار سیکل مدنظر تقریباً به طور خطی افزایش یافته است. همچنین اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی، منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل شامل شیر انبساط و منبسط‌کننده و افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است. به علاوه مقدار ظرفیت حرارتی در یک اختلاف دمای مشخص در سیکل‌های شامل شیر انبساط بیشتر از سیکل‌های شامل منبسط‌کننده می‌باشد.

2-5- تأثیر دمای آب ورودی به خنک‌کننده گاز

شکل‌های 9 و 10 تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی مشخص برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهد.

مطابق با شکل‌های 9 و 10، با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده بطور تقریباً خطی در هر چهار

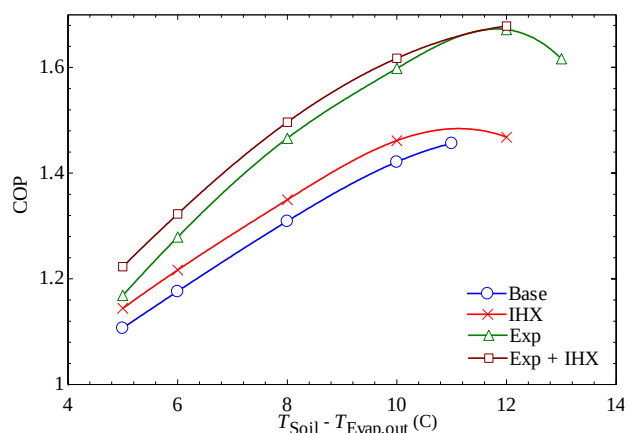


Fig. 7 Effect of $T_{\text{Soil}} - T_{\text{Evap,out}}$ on COP (ELL = 100 m)

شکل 7 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

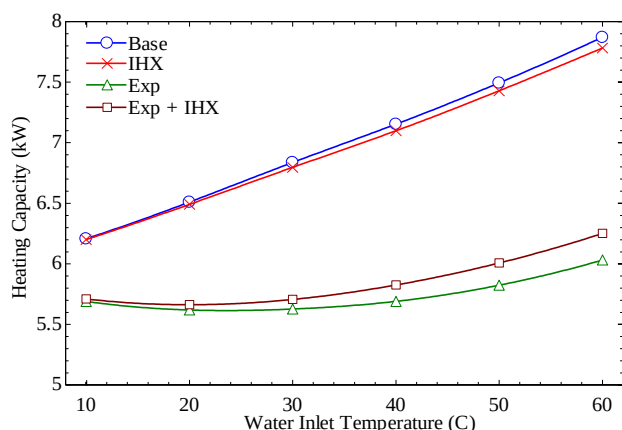


Fig. 12 Effect of water inlet temperature of gas cooler on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 12 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

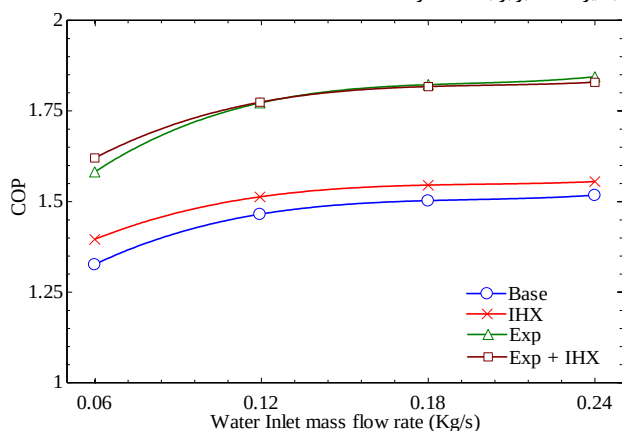


Fig. 13 Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 13 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

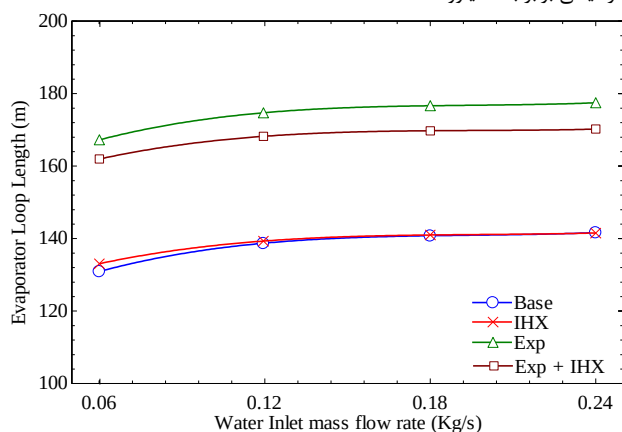


Fig. 14 Effect of water mass flow rate of gas cooler on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 14 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

تبخیرکننده نیز با افزایش کمی روبرو خواهد شد. روند تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی آب از یک مقدار مشخص به بعد با تغییرات ناچیزی در افزایش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده مواجه می‌شود.

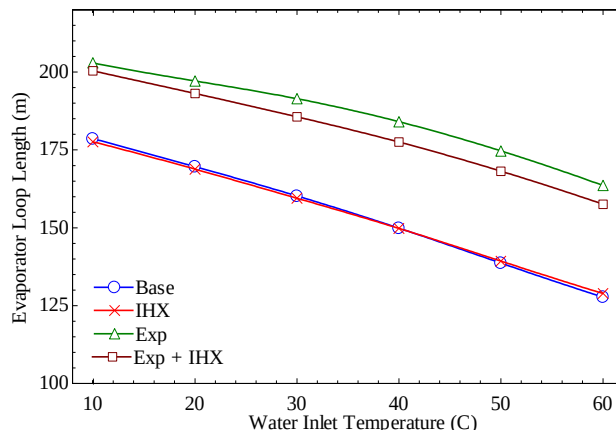


Fig. 10 Effect of water inlet temperature of gas cooler on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 10 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیرکننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

خطی کاهش می‌یابد. همچنین استفاده از مبدل حرارتی داخلی در هر دو سیکل شامل شیرانبساط و منبسط‌کننده منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد گردیده است. از شکل 12 واضح است که با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، ظرفیت حرارتی در سیکل‌های شامل شیرانبساط تقریباً به طور خطی و با نرخ بیشتری نسبت به سیکل‌های شامل منبسط‌کننده افزایش یافته است. همچنین مشاهده می‌شود که بکارگیری مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است.

3-5- تأثیر دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز

شکل‌های 13 و 14 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی ثابت برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهند. با توجه به ثابت بودن بار گرمایشی و کاهش کم توان مصرفی کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز، ضریب عملکرد مطابق با شکل 13 در هر چهار سیکل مدنظر با افزایش کمی مواجه می‌شود. با افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز، انرژی حرارتی جذب شده از زمین توسط مبرد با افزایش ناچیزی مواجه می‌شود که در نتیجه مطابق با شکل 14، طول حلقه

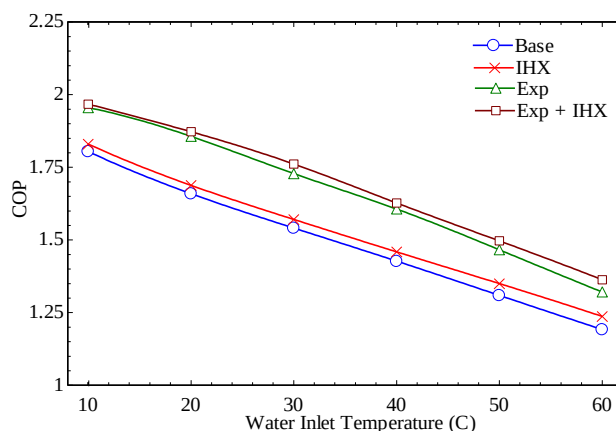


Fig. 11 Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP (ELL = 100 m)

شکل 11 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

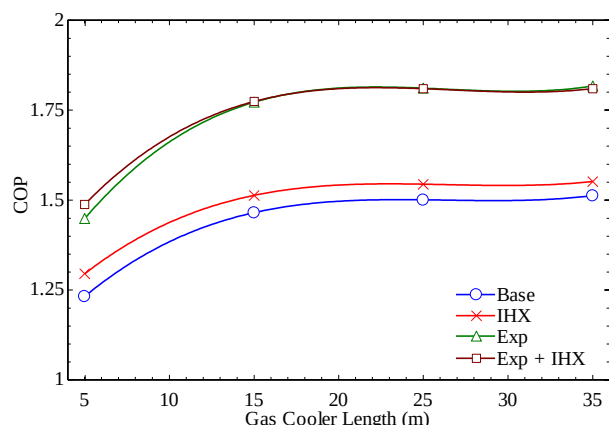


Fig. 17 Effect of gas cooler length on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 17 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

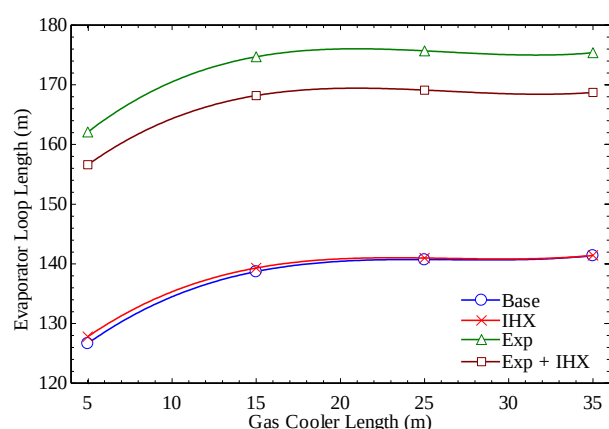


Fig. 18 Effect of gas cooler length on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 18 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

از نمودار شکل 17 قابل مشاهده است که با در نظر گرفتن بار گرمایشی ثابت و کاهش توان مصرفی کمپرسور با افزایش طول خنک‌کننده گاز، در ابتدا روند تغییرات ضریب عملکرد با افزایش بیشتری مواجه است در حالیکه از یک طول خنک‌کننده گاز مشخص این تغییرات ناچیز می‌باشد. همچنین به دلیل افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین با افزایش طول خنک‌کننده گاز، مطابق با شکل 18، طول حلقه تبخیرکننده نیز در ابتدا افزایش می‌یابد و در ادامه در یک طول خنک‌کننده گاز مشخص روند تغییرات ناچیز دنبال می‌شود.

شکل‌های 19 و 20 تأثیر تغییرات طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی را در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه نشان می‌دهند. از مشاهده نمودار 19 واضح است که مقدار ضریب عملکرد در ابتدا با افزایش طول خنک‌کننده گاز رو به افزایش گذاشته و سپس در مقدار طول خنک‌کننده گاز مشخصی، رو به کاهش می‌گذارد که این امر منجر به شکل گیری مقدار بهینه‌ای از طول خنک‌کننده گاز در این حالت می‌گردد. همچنین مشاهده می‌شود که مشابه نتایج قبلی این تحقیق، مبدل حرارتی داخلی در هر دو سیکل شامل شیر انبساط و منبسط‌کننده منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل گردیده است. مطابق با شکل 20، ظرفیت حرارتی با افزایش طول خنک‌کننده گاز تغییرات ناچیزی داشته است. همچنین مقدار ظرفیت حرارتی در سیکل‌های شامل شیر انبساط

نتایج ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در مقابل تغییرات دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز به ازای یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه در شکل‌های 15 و 16 نمایش داده شده است.

در اینجا روند تغییرات ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی آب با افزایش کمی در ضریب عملکرد و کاهش ناچیزی در ظرفیت حرارتی مواجه می‌شود. کاهش توان مصرفی کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب و غلبه کردن کاهش توان مصرفی کمپرسور بر کاهش ظرفیت حرارتی منجر به افزایش ضریب عملکرد می‌گردد. از نمودار شکل‌های 15 و 16 واضح است که استفاده از مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل و افزایش ناچیزی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است.

4-5- تأثیر طول خنک‌کننده گاز

شکل‌های 17 و 18 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات طول خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی مشخص برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهند.

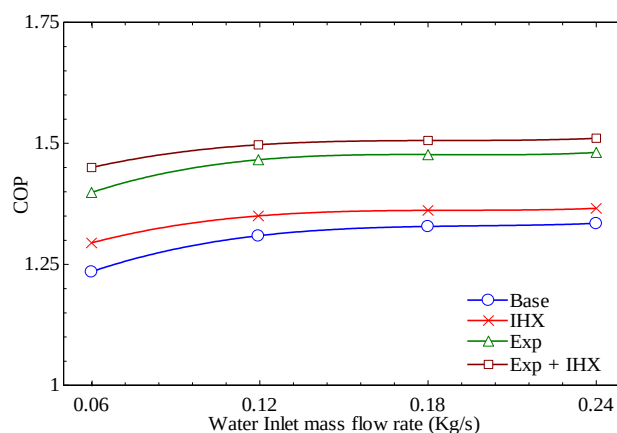


Fig. 15 Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP (ELL = 100 m)

شکل 15 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

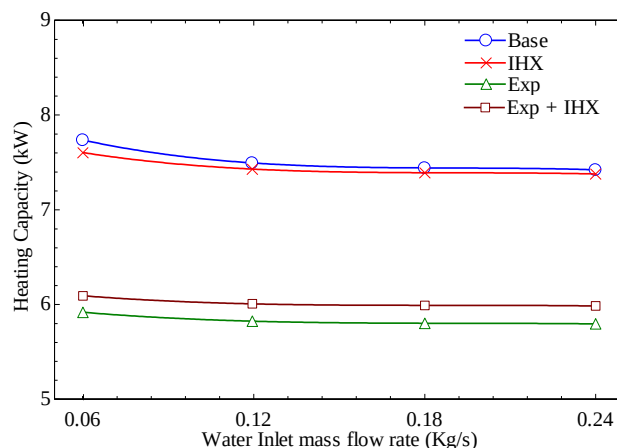


Fig. 16 Effect of water mass flow rate of gas cooler on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 16 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

می‌باشد. همچنین استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل شیر انبساط همواره منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد می‌گردد. علاوه بر این بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر ضریب عملکرد نداشته اما بکارگیری آن در این سیکل منجر به کاهش طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد که نکته حائز اهمیتی می‌باشد.

در پایان نتایج مربوط به تأثیر هر کدام یک از کمیت‌های در نظر گرفته شده در هر مطالعه به طور مجزا بیان شده است. در مطالعه اول یعنی بار گرمایش ثابت مشخص گردید که افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده منجر به کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد. همچنین افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز منجر به کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد. افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز با افزایش اندکی در ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده همراه است. افزایش طول خنک‌کننده گاز همراه با افزایش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌باشد.

در مطالعه دوم یعنی طول حلقه تبخیرکننده ثابت معلوم گردید که افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده منجر به شکل‌گیری مقدار بهینه برای ضریب عملکرد می‌گردد و ظرفیت حرارتی سیستم تقریباً به طور خطی افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز منجر به کاهش ضریب عملکرد و افزایش ظرفیت حرارتی می‌گردد. افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز با افزایش اندکی در ضریب عملکرد و کاهش ناچیزی در ظرفیت حرارتی همراه است. افزایش طول خنک‌کننده گاز همراه با افزایش ضریب عملکرد و تغییر ناچیز در ظرفیت حرارتی می‌باشد.

7- 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)
ELL	طول حلقه اواپراتور (m)
f	ضریب اصطکاک
F_p	ضریب افزایشی انتقال حرارت
Gr	شار جرمی ($kgm^{-2}s^{-1}$)
h	آنالتپی ($kJkg^{-1}$)
IHX	مبدل حرارتی داخلی
k	ضریب انتقال حرارت هدایت ($kWm^{-1}^\circ C^{-1}$)
l	طول (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg s^{-1}$)
N	دور کمپرسور (rpm)
n	تعداد حلقه‌های تبخیر کننده
NTU	تعداد واحدهای انتقال
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
R	نسبت ظرفیت حرارتی
Re	عدد رینولدز

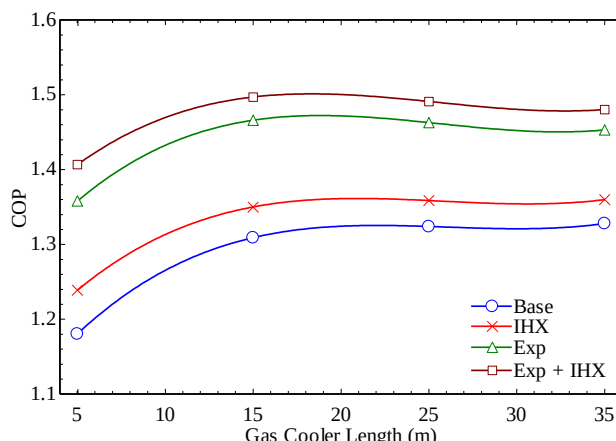


Fig. 19 Effect of gas cooler length on COP (ELL = 100 m)

شکل 19 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

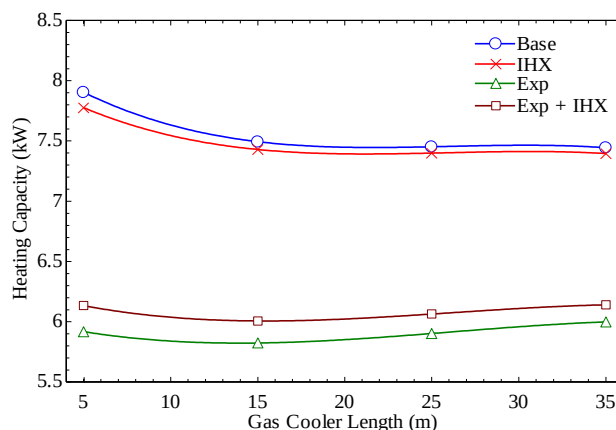


Fig. 20 Effect of gas cooler length on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 20 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

بیشتر از سیکل‌های شامل منبسط‌کننده بوده و مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است.

6- جمع‌بندی

در مطالعه‌ی حاضر، تأثیر استفاده از منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی بر پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی با در نظر گرفتن اثرات افت فشار در مبدل‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. با این هدف، مطالعه مقایسه‌ای بین چهار سیکل مختلف انجام گرفته است: (1) سیکل دارای شیر انبساط (2) سیکل دارای منبسط‌کننده (3) سیکل دارای شیر انبساط به همراه مبدل حرارتی داخلی (4) سیکل دارای منبسط‌کننده به همراه مبدل حرارتی داخلی. در هر سیکل دو مطالعه مجزا صورت گرفته است. مطالعه اول شامل بار گرمایشی مشخص و مطالعه دوم شامل طول حلقه تبخیرکننده ثابت می‌باشد. در هر مطالعه بطور مجزا تأثیر کمیت‌هایی شامل اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده، دمای و دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز و طول خنک‌کننده گاز بر عملکرد سیکل‌های تحت مطالعه نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

به طور کلی با توجه به تأثیر بکارگیری منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی در تمامی حالت‌های مورد بررسی، ضریب عملکرد در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده دارای مقدار بیشتری نسبت به سیکل‌های شامل شیر انبساط

- [5] D. M. Robinson, E.A. Groll, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 1, pp. 577-589, 1998.
- [6] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, H.Q. Guan, Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Energy*, Vol. 30, No. 7, pp. 1162-1175, 2005.
- [7] M. Li, Y. Ma, H. Tian, A rolling piston-type two-phase expander in the transcritical CO₂ cycle, *HVAC&R Research*, Vol. 15, No. 4, pp. 729-741, 2009.
- [8] H. Tian, Y. Ma, M. Li, W. Wang, Study on expansion power recovery in CO₂ trans-critical cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2516-2522, 2010.
- [9] J. Sarkar, *Transcritical CO₂ Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating*, Phd Thesis, Indian Institute of Technology, Kharagpur, 2005.
- [10] H. J. Kim, J. M. Ahn, S. O. Cho, K. R. Cho, Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ trans-critical cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 13, pp. 1654-1661, 2008.
- [11] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, P. S. Hrnjak, Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle Performance, *HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168, 2001.
- [12] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. R. Gopal, Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838, 2004.
- [13] C. Aprea, A. Maiorino, An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 6, pp. 1006-1011, 2008.
- [14] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, No. 1, pp. 40-49, 2011.
- [15] J. Rigola, N. Ablanque, C. D. Pérez-Segarra, A. Oliva, Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 4, pp. 664-674, 2010.
- [16] Z. Zhang, L. Tian, Y. Chen, L. Tong, Effect of an internal heat exchanger on performance of the transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Entropy*, Vol. 16, No. 11, pp. 5919-5934, 2014.
- [17] O. Joneydi Shariatzadeh, S. S. Abolhassani, M. Rahmani, M. Ziaee Nejad, Comparison of transcritical CO₂ refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93, pp. 779-787, 2016.
- [18] 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.
- [19] H. Ghazizade-Ahsae, 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)
- [20] T. M. Ortiz, D. Li, E. A. Groll, *Evaluation of the performance potential of CO₂ as a refrigerant in air-to-air Air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis*, ARTI, Final Report, 2003.
- [21] 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.
- [22] S. S. Pitla, E. A. Groll, S. Ramadhyani, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 887-895, 2000.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] D. Baomin, L. Shengchun, Z. Kai, S. Zhili, M. Yitai, Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxiderefrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander, *Energy*, Vol. 122, pp. 787-800, 2017.

T	دما (°C)
U	ظرفیت انتقال حرارتی کل ($\text{kWm}^{-2} \text{°C}^{-1}$)
V_s	حجم جابجایی ($\text{cm}^3 \text{rev}^{-1}$)
$\dot{W}$	توان مصرفی (kW)
علائم یونانی	
α	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($\text{kWm}^{-2} \text{°C}^{-1}$)
ε	بازده مبدل حرارتی
η	بازده
ρ	چگالی (kgm^{-3})
φ	ضریب افت فشار جریان اصطکاکی
ϕ	فاکتور جوشش هسته ای
بالانویس ها	
i	شماره المان
زیرنویس ها	
b	بالک
comp	کمپرسور
evap	تبخیر کننده
Exp	منبسط کننده
GC	خنک کننده گاز
in	داخل
l	مایع
is	آیزنتروپیک
max	بیشترین
mech	مکانیکی
min	کوچکترین
out	خارج
ref	مبرد
sa	جوشش استخری هسته ای
soil	خاک
wall	دیوار
tot	کل
vol	حجمی
W	آب

8- مراجع

- [1] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 17, No. 5, pp. 292-301, 1994.
- [2] G. Lorentzen, The use of natural refrigerant: A complete solution to the CFC/HCFC predicament, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 3, pp. 190-197, 1995.
- [3] F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 38, No. 4, pp. 325-330, 1999.
- [4] B. Dai, C. Dang, M. Li, H. Tian, Y. Ma, Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 56, pp. 1-14, 2015.