

بررسی ترموآکونومیک پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن با استفاده از منبسط کننده و مبادله کن گرمای داخلی

حسین قاضی زاده احسائی *

استادیار، دپارتمان مهندسی مکانیک، دانشکده شهید چمران، دانشگاه فنی و حرفه‌ای استان کرمان، کرمان، ایران، h-ghazizade@tvu.ac.ir

اقبال بنی اسد عسکری

استادیار، دپارتمان مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه زابل، زابل، سیستان و بلوچستان، ایران، eghball.baniasad@uoz.ac.ir

مهران عامری

استاد، دپارتمان مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران، ameri_mm@uk.ac.ir

چکیده

در این مقاله مقایسه‌ای بین چهار پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم افقی دی اکسیدکربن با بهره‌گیری از تحلیل ترموآکونومیک انجام گرفته است. برای چهار سیستم مورد بررسی، هزینه تولید هر گرمای واحد در بار گرمایشی برابر با ۸ کیلووات در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی مورد محاسبه قرار گرفته است. مطابق با نتایج بدست آمده، سیستم دارای شیر انبساط به همراه مبادله کن گرمای داخلی و سیستم دارای منبسط کننده به همراه مبادله کن گرمای داخلی به ترتیب کمترین هزینه هر گرمای واحد تولید شده و بیشترین ضریب عملکرد را دارا می‌باشند. علاوه بر این مشخص گردید که به ترتیب در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی، ۱۹ و ۱۱ درصد افزایش ضریب عملکرد منجر به ۱۱ و ۷٫۵ درصد افزایش هزینه هر گرمای واحد تولید شده در قیمت برق ۰٫۲۵ دلار بر کیلووات ساعت می‌گردد. همچنین برای درصدهای افزایشی ضریب عملکرد اشاره شده و با در نظر گرفتن قیمت برق ۰٫۲۵ دلار بر کیلووات ساعت، در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی، هزینه هر گرمای واحد تولید شده در حدود ۶ درصد افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم، چرخه دی اکسیدکربن فوق بحرانی، منبسط کننده، مبادله کن گرمای داخلی، تحلیل ترموآکونومیک.

Thermo-economic Investigation of Carbon Dioxide Direct-Expansion Ground Source Heat Pump using Expander and Internal Heat Exchanger

H. Ghazizade-Ahsaee

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

I. Baniasad Askari

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Zabol, Zabol, Sistan and Baluchestan, Iran

M. Ameri

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

Abstract

In the present paper, a comparison was made among four carbon dioxide (CO₂) horizontal direct-expansion ground source heat pumps by using the thermo-economic analysis. For four study cycles, the unit cost of heat (LCOH, \$/kWh) was determined for two cases with constant a) Space Heating (SH) and b) Domestic Hot Water (DHW) loads with the peak of 8kW. Upon the obtained results, the (EVC+HE) and (EC+IHE) were found to have the lowest unit cost of heat and the highest COP, respectively. Also, it was shown that for the SH/DHW loads, 19% /11% increase in the COP results in 11% /7.5% increase in the LCOH for the electricity cost of 0.025\$/kWh. Also, for the mentioned percentages increase in the COP and considering the electricity cost of 0.25\$/kWh, LCOH is increased by about 6% for the SH and DHW cases, respectively.

Keywords: Direct-expansion ground source heat pump, Transcritical carbon dioxide cycle, Expander, Internal heat exchanger, Thermo-economic analysis.

را باعث شده 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، دی اکسیدکربن و هیدروکربن را دنبال کرده‌اند.

از میان مبردهای طبیعی، دی اکسیدکربن به علت غیر سمی و غیر قابل اشتعال بودن، هر دو معیار زیست محیطی و ایمنی شخصی را جهت استفاده به عنوان یک مبرد طبیعی دارا می‌باشد [۱] و [۲]. همچنین دی اکسیدکربن از خواص بسیار ویژه و منحصر به فردی از جمله رسانایی گرمایی بالا، مقاومت گرمایی و لزجت پایین برخوردار

۱- مقدمه

در دهه های اخیر گرم شدن کره زمین و تخریب لایه اوزون توسط مبردهای ترکیبی توجه روز افزونی از بسیاری محققان را به خود جلب کرده است. در این راستا دو توافقنامه بین المللی متوالی شامل پروتکل مونترال و پروتکل کیوتو به بحث در مورد تخریب لایه اوزون و گرم شدن کره زمین پرداخته‌اند. در این وضعیت، محققان بطور واضح دنبال راه حلی دراز مدت جهت مشکلات مربوط به مبردها هستند که این موضوع تعداد زیادی از مطالعات نوآورانه برای توسعه فناوری‌های جدید

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: h-ghazizade@tvu.ac.ir

می باشد که همگی منجر به بهبودی قابل توجهی در فرایند انتقال گرما می گردد. از این رو به دلیل این خواص منحصر به فرد، امروزه تحقیقات در مورد بکارگیری دی اکسیدکربن عمدتاً بر روی چرخه فوق بحرانی جائیکه استخراج گرما در فشار و دمای فوق بحرانی اتفاق می افتد در انواع پمپ های گرمایی بویژه پمپ های گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم و حلقه ثانویه متمرکز شده است.

امروزه پمپ های گرمایی منبع زمینی به عنوان یک فناوری کارآمد جهت صرفه جویی در مصرف انرژی در سیستم های تهویه مطبوع کاربرد زیادی دارند. از آنجا 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 راهکاری مناسب جهت جایگزینی با هوا، منجر به تحقیق و توسعه بر روی پمپ های گرمایی منبع زمینی گردیده است [۳ و ۴].

بکارگیری دی اکسیدکربن و سایر مبردهای طبیعی در پمپ های گرمایی منبع زمینی توسط وی و همکاران [۵] و جین و همکاران [۶] مورد بررسی قرار گرفته و پمپ گرمایی منبع زمینی دی اکسیدکربن فوق بحرانی جهت گرمایش و سرمایش در آب و هوای گرم معرفی گردیده است. هوای محیط، زمین و آب شهری به عنوان چاه گرمایی در حالت سرمایش و در حالت گرمایش فقط زمین به عنوان منبع گرمایی لحاظ گردیده است. در این دو تحقیق ضریب عملکرد کلی سیستم در بازه ۳ تا ۵/۵ گزارش گردیده است. اخیراً مطالعه آزمایشگاهی پمپ گرمایی منبع زمینی عمودی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن فوق بحرانی جهت کاربردهای گرمایشی توسط بداجه و همکاران [۷] صورت گرفته است. در این تحقیق تاثیر تعداد چاه های فعال و تغییر فاز جریان دی اکسیدکربن هنگام عبور از مبادله کن گرمایی زمین بر عملکرد کلی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. میزان انتقال گرما مبادله شده بین زمین و مبرد دی اکسیدکربن در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی عمودی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن توسط گائو و همکاران [۸] گزارش گردیده است. در این مطالعه تاثیر دبی جرمی دی اکسیدکربن، دمای ورودی، رسانایی گرمایی خاک و همچنین فاصله بین چاه های گرمایی در فرایند انتقال گرما مورد توجه قرار گرفته است. همچنین آنها تغییرات دمای دی اکسید کربن فوق بحرانی را در حلقه مبادله کن گرمایی زمین نیز گزارش کرده اند. اخیراً اسلامی نژاد و همکاران [۹] و [۱۰] بر روی مدل سازی عددی پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم عمودی با استفاده از دی اکسید کربن تمرکز کرده اند. آنها مدلی را جهت پیش بینی نتایج آزمایشگاهی ارائه داده اند. نتایج این مطالعات آشکار کرد که اگر فشار خروجی کمپرسور و دمای خروجی خنک کننده گاز به طور مناسب کنترل نشود، ضریب عملکرد و ظرفیت گرمایشی چرخه به ترتیب ۲۵ و ۷/۵ درصد کاهش می یابد. همچنین آنها کاربرد این سیستم را جهت گرمایش محیط و تامین آب گرم مصرفی در آب و هوای سرد توسط یک مدل نیمه گذرا توسعه داده اند. ضریب عملکرد این چرخه ۲/۸ همراه با عملکرد پایدار گزارش گردیده است. همچنین در این تحقیقات نشان داده شد که مصرف انرژی سالانه سیستم با کاهش طول چاه های گرمایی تا ۲۵ درصد افزایش می یابد و برعکس.

تحقیق آستین و سوماتی [۱۱] و قاضی زاده و عامری [۱۲] جزو محدود مقالاتی هستند که کل سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی

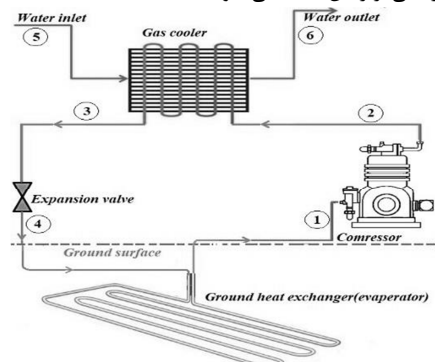
انبساط مستقیم افقی دی اکسیدکربن فوق بحرانی را مطالعه کرده اند. آنها به کمک یک مدل عددی مطالعه ای از کمیت های مختلف بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم افقی دی اکسید کربن فوق بحرانی انجام داده اند.

از آنجا که فرایند اختناق در چرخه فوق بحرانی دی اکسیدکربن از فشار فوق بحرانی بالا به فشار زیر بحرانی انجام می گردد در نتیجه ضریب عملکرد این چرخه ها در مقایسه با سیستم های زیر بحرانی با مبردهای مرسوم پایین تر است [۱۳] از این رو به منظور بهبود بخشیدن ضریب عملکرد این چرخه ها، چندین وسیله از قبیل منبسط کننده، مبادله کن گرمایی داخلی، کمپرسور دو مرحله ای و اجکتور دوفازی پیشنهاد شده است.

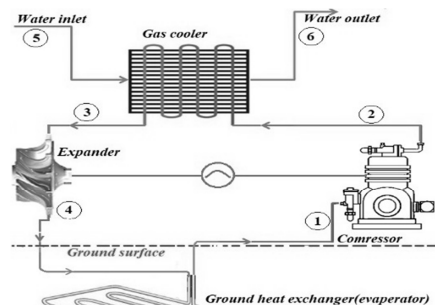
یانگ و همکاران [۱۴] دریافتند که ضریب عملکرد چرخه زمانیکه شیر انبساط با منبسط کننده جایگزین می شود تا ۳۳ درصد افزایش می یابد. لی و همکاران [۱۵] و تیان و همکاران [۱۶] نمونه آزمایشگاهی منبسط کننده ای جهت جایگزینی با شیر انبساط را در سیستم پمپ گرمایی آب-آب ساختند. آنها بازدهی آیزنتروپیک منبسط کننده را ۵۸/۷ درصد و نسبت بازیابی را ۱۴/۵ درصد گزارش کردند. سرکار [۱۷] نشان داد که جایگزین کردن شیر انبساط با منبسط کننده دارای بازدهی آیزنتروپیک ۸۰ درصد منجر به افزایش ۱۸ درصد ضریب عملکرد می گردد. کیم و همکاران [۱۸] با استفاده از شبیه سازی عددی عملکرد یک منبسط کننده-کمپرسور اسکرول را بررسی کردند و آنها دریافتند که ظرفیت گرمایی ۸/۶ درصد و ضریب عملکرد چرخه ۲۳/۵ درصد افزایش یافته است.

سرکار و همکاران [۱۹] دریافتند که چرخه دی اکسیدکربن همراه با مبادله کن گرمایی داخلی ضریب عملکرد چرخه را ۱۵ درصد افزایش می دهد. در یک مطالعه آزمایشگاهی، آپرا و مایورینو [۲۰] دریافتند که استفاده از مبادله کن گرمایی داخلی می تواند ضریب عملکرد را ۱۰ درصد در کاربردهای مسکونی افزایش دهد. تورا و همکاران [۲۱] بطور آزمایشگاهی دریافتند که اضافه کردن مبادله کن گرمایی داخلی در چرخه فوق بحرانی دی اکسیدکربن ظرفیت سرمایشی سیستم را ۱۲ درصد و ضریب عملکرد سیستم را تا حدود ۱۲ درصد افزایش می دهد. بر طبق تحقیق ژانگ و همکاران [۲۲] استفاده از مبادله کن گرمایی داخلی همراه با منبسط کننده در چرخه تبرید دی اکسیدکربن همواره ضریب عملکرد را بهبود نمی بخشد. چرخه دارای شیر انبساط با مبادله کن گرمایی داخلی ۵/۶ الی ۱۷ درصد ضریب عملکرد بیشتری نسبت به چرخه پایه را فراهم می کند. برای چرخه دارای منبسط کننده ایده آل با مبادله کن گرمایی داخلی، بیشینه ضریب عملکرد تقریباً ۱۲/۳ الی ۱۶/۱ درصد کمتر از بیشینه ضریب عملکرد چرخه بدون مبادله کن گرمایی داخلی است. مقایسه ای بین شش چرخه سرمایش فوق بحرانی دی اکسیدکربن از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی توسط مصفا و گروسی فرشی [۲۳] گزارش گردیده است. نتایج این تحقیق نشان می دهد که فرایند دوگانه انبساط تاثیر کمی بر افزایش ضریب عملکرد دارد و بکارگیری یک مبادله کن گرمایی داخلی در چرخه با منبسط کننده ضریب عملکرد چرخه را کاهش می دهد. قاضی زاده و عامری [۲۴] تاثیر استفاده از منبسط کننده و شیر انبساط به همراه مبادله کن گرمایی داخلی را در پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم افقی دی اکسیدکربن فوق بحرانی مورد بررسی قرار داده اند. در

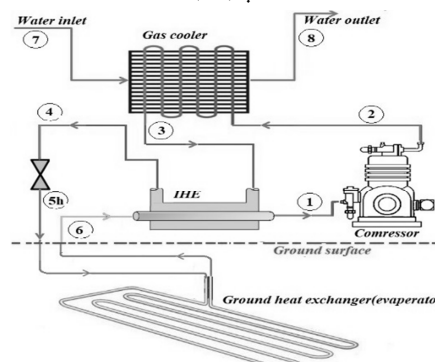
تشکیل شده جانشین انرژی گرمایی لازم برای تبخیر مبرد توسط کویل های زمینی از زمین جذب می شود.



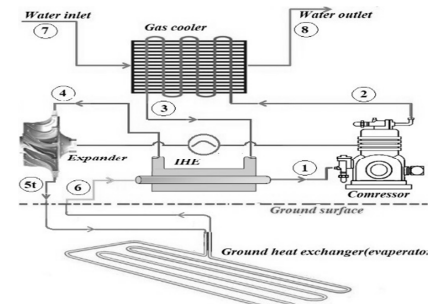
الف (EVC)



ب (EC)



ج (EC+IHE)



د (EC+IHE)

شکل ۱ - الف) پمپ گرمایی منبع زمینی با شیر انبساط (ب) پمپ گرمایی منبع زمینی با منبسط کننده (ج) پمپ گرمایی منبع زمینی با شیر انبساط و مبادله کن گرمایی داخلی (د) پمپ گرمایی منبع زمینی با منبسط کننده و مبادله کن گرمایی داخلی

این راستا با استفاده از یک مدل عددی و در قالب مطالعاتی پارامتری مقایسه بین چهار چرخه شامل ۱) چرخه با شیر انبساط (EVC) ۲) چرخه با منبسط کننده (EC) ۳) چرخه با شیر انبساط و مبادله کن گرمایی داخلی (EVC+IHE) ۴) چرخه با منبسط کننده و مبادله کن گرمایی داخلی (EC+IHE) انجام شده است. به طور کلی با توجه به تاثیر بکارگیری منبسط کننده و مبادله کن گرمایی داخلی در تمامی حالت های مورد بررسی، ضریب عملکرد در چرخه های شامل منبسط کننده دارای مقدار بیشتری نسبت به چرخه های شامل شیر انبساط می باشد. همچنین استفاده از مبادله کن گرمایی داخلی در چرخه شامل شیر انبساط همواره منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد می گردد.

آنطور که از تحقیقات اخیر نویسندگان مشخص است، مطالعه در زمینه پمپ گرمایی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی اکسید کربن با در نظر گرفتن اثرات افت فشار مبرد در مبادله کننده های گرمایی و همچنین محاسبه دقیق طول آنها کمتر مورد توجه محققان قرار گرفته است که در تحقیقات [۲۴ و ۱۲] به تفسیر به آن پرداخته شده است. آنطور که در تحقیق [۲۴] مشخص گردید جهت بهبود عملکرد اینگونه سیستم ها، بکارگیری مبادله کن گرمایی داخلی و منبسط کننده زاهکار مناسبی می باشد اما با بکارگیری این اجزا، هزینه های اولیه سیستم افزایش می یابد. هدف از تحقیق حاضر که تا کنون مورد مطالعه قرار نگرفته است تعیین این موضوع است که آیا افزایش ضریب عملکرد سیستم که در نتیجه اضافه کردن مبادله کن گرمایی داخلی و منبسط کننده بدست می آید از نظر اقتصادی مقرون به صرفه است یا خیر؟ بنابراین با بهره گیری از تحلیل ترمودینامیک مقایسه ای بین چهار چرخه مختلف مدنظر انجام شده است تا هزینه هر گرمای واحد تولید شده توسط هر چرخه در یک بار گرمایشی مشخص در دو حالت گرمایش محیط و تامین آب گرم بکار مصرفی محاسبه گردد و مقرون به صرفه بودن اینگونه سیستم ها مشخص گردد.

۲- شرح سیستم ترمودینامیکی

در شکل های ۱ - الف و ۱ - ب به ترتیب از شیر انبساط و منبسط کننده در چرخه پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دی اکسید کربن استفاده شده است. مولفه های اصلی چرخه شامل کمپرسور، خنک کننده گاز، شیر انبساط و تبخیر کننده (مبادله کن زمینی) می باشند. همانطور که در شکل ۱ - ب مشاهده می شود منبسط کننده جایگزین شیر انبساط گردیده است. مبرد در حالیکه بخار اشباع است وارد کمپرسور می گردد (نقطه ۱). پس از عبور مبرد از کمپرسور، مبرد به حالت فوق بحرانی تغییر حالت می دهد (نقطه ۲). مبرد در نقطه ۲ وارد خنک کننده گاز می شود جانشین انرژی حرارتی مبرد برای گرمایش آب بکار گرفته می شود. خنک کننده گاز یک مبادله کن دو لوله ای جریان مخالف است به گونه ای که مبرد در لوله داخلی و آب در فضای حلقوی مبادله کن جریان دارد. پس از عبور مبرد از خنک کننده گاز، دما و فشار مبرد کاهش پیدا می کند در حالیکه هنوز حالت مافوق بحرانی حفظ شده است. سرانجام مبرد پس از عبور شیر انبساط یا منبسط کننده به حالت اشباع تغییر حالت می دهد و پس از آن وارد تبخیر کننده (مبادله کن های زمینی) می شود. مبادله کن زمینی به عنوان تبخیر کننده از حلقه های موازی متصل به هم

چرخه‌های نشان داده شده در شکل‌های ۱-ج و ۱-د از یک مبادله‌کن گرمایی داخلی استفاده کرده‌اند. جائیکه مبادله‌کن گرمایی داخلی یک مبادله‌کن دو لوله‌ای جریان مخالف است. در این دو چرخه، مبرد پس از عبور از تبخیرکننده در حالت بخار اشباع وارد مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌گردد. پس از آن مبرد با عبور از مبادله‌کن گرمایی داخلی، چند درجه مافوق گرم و سپس وارد کمپرسور می‌گردد. همچنین در این چرخه‌ها مبرد ورودی از سمت خنک کننده گاز، وارد مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌گردد و پس از عبور از مبادله‌کن گرمایی داخلی، با دما و فشار کمتری وارد شیر انبساط یا منبسط‌کننده می‌گردد.

۳- معادلات حاکم

جهت شبیه‌سازی سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم، یک مدل ریاضی با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم انجام شده است. جهت اطلاع از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر چهار چرخه به مراجع [۱۲ و ۲۴] رجوع گردد.

عملکرد هر کدام از چرخه‌ها بواسطه ضریب عملکرد چرخه ارزیابی شده است. ضریب عملکرد مربوط به هر چرخه طبق روابط زیر بیان می‌شود:

ضریب عملکرد چرخه شامل شیر انبساط و چرخه شامل شیر انبساط و مبادله‌کن گرمایی داخلی

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{comp}} \quad (1)$$

ضریب عملکرد چرخه شامل منبسط‌کننده و چرخه شامل منبسط‌کننده و مبادله‌کن گرمایی داخلی

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{comp} - \dot{W}_{Exp}} \quad (2)$$

در رابطه بالا $\dot{Q}_{GC}$ ظرفیت گرمایی سیستم، $\dot{W}_{comp}$ توان کمپرسور و $\dot{W}_{Exp}$ توان منبسط کننده بر حسب کیلووات می‌باشند. در ادامه روابط مربوط به تحلیل اقتصادی ارائه گردیده است.

۳-۱- تحلیل اقتصادی

معادلات جزئی مربوط به تحلیل اقتصادی سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن برای تعیین هزینه گرما تولید شده در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- معادلات مربوط به تحلیل اقتصادی [۲۵]

توضیح	رابطه
هزینه سرمایه اولیه سالانه شده، Z_k هزینه اولیه خرید تجهیزات مورد نیاز سیستم، CRF فاکتور بازگشت سرمایه	$ACC = Z_k \cdot CRF(i, LC)$
هزینه سالانه تعمیر و نگهداری تجهیزات، ϕ ضریب نگهداری (۰/۰۶)	$AOC = \phi \cdot Z_k$
فاکتور بازگشت سرمایه، LC طول عمر سیستم (۲۵ سال)، i نرخ بهره واقعی (۵/۸٪)	$CRF(i, LC) = \frac{i(i+1)^{LC}}{(i+1)^{LC} - 1}$
هزینه کل سالانه شده	$TAC = ACC + AOC$

هزینه خرید اولیه برخی تجهیزات شامل کمپرسور، خنک‌کننده گاز، منبسط‌کننده و مبادله‌کن گرمایی داخلی در جدول ۲ قابل مشاهده می‌باشد. هزینه خرید شیر انبساط در این تحقیق برابر با ۲۰۰ دلار در نظر گرفته شده است. همچنین هزینه متوسط جهانی احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی افقی ۴۵۰ دلار به ازای هر کیلووات گرما [۲۷] و در ایران براساس آخرین اطلاعات موجود در فهرست بها ابنیه لحاظ گردیده است.

برای محاسبه هزینه هر گرمای واحد تولیدی یک سیستم، از تعریف LCOH به صورت رابطه (۳) زیر استفاده شده است.

$$LCOH = \frac{TAC + t_{op} \times c_{elec} \times \dot{W}_{comp}}{t_{op} \times \dot{Q}_{Heating}} \quad (3)$$

در رابطه بالا c_{elec} هزینه خرید الکتریسیته بر حسب دلار، $\dot{W}_{comp}$ توان کمپرسور بر حسب کیلووات، t_{op} زمان کارکرد سیستم در حالت تمام بار بر حسب ساعت و $\dot{Q}_{Heating}$ میزان بار گرمایشی مورد نیاز بر حسب کیلووات می‌باشند.

جدول ۲- هزینه اولیه خرید برخی تجهیزات پمپ گرمایی منبع زمینی [۲۵ و ۲۶]

تجهیزات	معادله هزینه اولیه خرید تجهیز
کمپرسور	$Z_{comp} = 17547 \dot{W}_{comp}^{0.4488}$
خنک‌کننده گاز	$Z_{GC} = 1874.4 A_{GC}^{0.9835}$
منبسط‌کننده	$Z_{Exp} = 4405 \dot{W}_{Exp}^{0.7}$
مبادله‌کن گرمایی داخلی	$Z_{IHE} = 1874.4 A_{IHE}^{0.9835}$

۴- اعتبارسنجی

تمامی چرخه‌های پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم تحت مطالعه در نرم افزار EES مدل‌سازی شده‌اند. کمیت‌های ورودی جهت آغاز شبیه سازی در جدول ۳ لیست شده است. تمامی چرخه‌های تحت بررسی در بار گرمایشی مشخصی برابر با ۸ کیلووات در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند.

مطالعه حاضر توسط نتایج نظری پژوهش آستین و سوماتی [۱۱] اعتبار سنجی شده است. در این مطالعه، مدل عددی جهت بررسی انرژی یک پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن افقی ارائه شده است. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است توافق قابل قبولی بین نتایج مطالعه حاضر و نتایج ارائه شده در مرجع [۱۱] وجود دارد. بر اساس شکل ۲ بیشترین مقدار ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده ۱۴۰ 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 [۱۱] در طول حلقه تبخیر کننده برابر با ۷۰ متر در حدود ۹ درصد در هر دو مقدار ضریب عملکرد و نسبت تراکم بدست آمد.

۵- نتایج و بحث

در این قسمت از تحقیق با بهره‌گیری از تحلیل اقتصادی، هزینه هر گرمای واحد تولید شده هر یک از چهار سیستم پمپ گرمایی منبع

صورت گرفته، مقدار ضریب عملکرد چرخه‌های مختلف محاسبه و در نهایت بهترین ضریب عملکرد به دست آمده با توجه به ظرفیت گرمایی فرض شده از بین نتایج موجود برای هر چرخه در هر حالت انتخاب و به عنوان معیار مقایسه بین چهار چرخه انتخاب شده است. در جدول‌های ۴ و ۵ بهترین سیستم موجود با توجه به مقدار ضریب عملکرد به دست آمده به ترتیب در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی برای چهار سیستم در نظر گرفته شده نمایش داده شده است. همانطور که در هر دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی مشخص است سیستم دارای منبسط‌کننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی بهترین مقدار ضریب عملکرد را در بین چهار چرخه موجود در مطالعه مشخص می‌گردد که استفاده از منبسط‌کننده و مبادله‌کن گرمایی داخلی در سیستم‌های تحت مطالعه هرچند به بازدهی بیشتر چرخه کمک می‌کنند اما با توجه به میزان هزینه هر گرمای واحد تولید شده آیا می‌تواند مقرون به صرفه باشد یا خیر؟

جدول ۴- نتایج چرخه‌های تحت مطالعه در حالت گرمایش محیط

سیستم	طول	خنک کننده گاز	اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیر کننده	طول حلقه مبادله کن گرمایی	COP	توان مصرفی (kW)
EVC	۵۰	۸	۷۳٫۳	۱٫۴۱۶	۵٫۶۴۴	
EC	۳۰	۷	۱۷۶٫۵	۱٫۷۰۳	۴٫۶۹۳	
EVC+IHE	۵۰	۱۲	۷۷٫۳	۱٫۴۳۵	۵٫۵۷۰	
EC+IHE	۳۰	۶	۲۰۵	۱٫۷۱۱	۴٫۶۷۳	

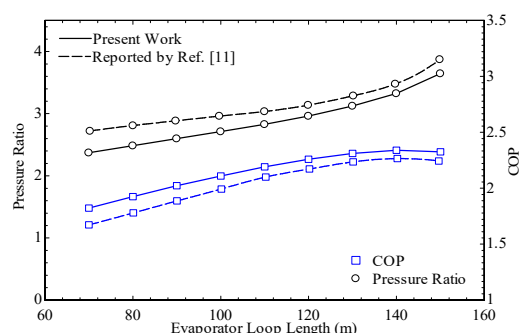
جدول ۵- نتایج چرخه‌های تحت مطالعه در حالت تامین آبگرم مصرفی

سیستم	طول	خنک کننده گاز (m)	اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیر کننده	طول حلقه مبادله کن گرمایی زمینی (m)	COP	توان مصرفی (kW)
EVC	۵۰	۲۵	۴۰٫۳	۲٫۱۰۸	۳٫۷۹۳	
EC	۵۰	۱۹	۶۴٫۸	۲٫۲۳۱	۳٫۵۸۳	
EVC+IHE	۵۰	۳۰	۴۰٫۱	۲٫۱۲۹	۳٫۷۵۷	
EC+IHE	۵۰	۱۸	۶۶	۲٫۳۶۶	۳٫۳۹۴	

حال با بکارگیری تحلیل اقتصادی، هزینه هر گرمای واحد تولید شده سیستم‌های منتخب مطابق با نتایج جدول‌های ۴ و ۵ در دو قیمت برق متفاوت ۰٫۲۵ و ۰٫۲۵ دلار بر کیلووات ساعت، طول عمر سیستم ۲۵ سال و ساعت کارکرد تمام بار ۱۵۰۰ ساعت در ایران محاسبه و مورد مقایسه قرار گرفته است که نتایج در جدول ۶ قابل مشاهده می‌باشد.

همانطور که از نتایج جدول ۶ مشخص است هزینه هر گرمای واحد تولید شده در ساعت کارکرد تمام بار یکسان در حالت گرمایش محیط بیشتر از حالت تامین آبگرم مصرفی می‌باشد. دلیل این افزایش هزینه می‌تواند مطابق با نتایج جدول‌های ۴ و ۵ مربوط به کار کمپرسور و طول حلقه تبخیرکننده مورد نیاز بیشتر در حالت گرمایش محیط نسبت به آبگرم مصرفی باشد. بطور مثال در سیستم پمپ گرمایی منبع

زمینی تحت مطالعه در حالت تمام بار مطابق با رابطه (۳) در حالت بار گرمایشی ثابت مورد مقایسه قرار گرفته است. از این رو جهت مطالعه این سیستم‌ها دو حالت مجزا شامل سیستم گرمایش محیط و سیستم تامین آبگرم مصرفی در نظر گرفته شده است که در هر دو حالت ظرفیت گرمایی بیشینه مورد نیاز برابر با ۸ کیلووات فرض شده است. دمای آب ورودی و خروجی از خنک‌کننده‌گاز در حالت گرمایش محیط به ترتیب ۵۰ و ۷۰ درجه سلسیوس و در حالت آبگرم مصرفی ۱۰ و ۶۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- ضریب عملکرد و نسبت فشار پژوهش فعلی و نتایج مرجع [۱۱] برحسب طول حلقه تبخیرکننده

جدول ۳- کمیت‌های ورودی شبیه سازی

مبادله‌کن زمینی (تبخیر کننده)	
۹٫۵	قطر داخلی (mm)
۱۱٫۵	قطر خارجی (mm)
۴	تعداد حلقه
۶	دمای زمین (°C)
۸	رسانایی گرمایی خاک (W/m.K)
۲-۳۰	اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده (°C)
۴۰۰	رسانایی گرمایی لوله (W/m.K)
خنک کننده گاز	
۵	قطر داخلی لوله داخلی (mm)
۷	قطر خارجی لوله داخلی (mm)
۱۶	قطر داخلی لوله خارجی (mm)
۱۰-۵۰	طول (m)
۴۰۰	رسانایی گرمایی لوله (W/m.K)
مبادله‌کن گرمایی داخلی	
۹٫۵	قطر داخلی لوله داخلی (mm)
۱۱٫۵	قطر خارجی لوله داخلی (mm)
۲۰	قطر داخلی لوله خارجی (mm)
۱	طول (m)
کمپرسور	
۱۹٫۷۲	حجم جابجایی (cm ³ /rev)
۳۰۰۰	دور (rpm)

جهت مقایسه صحیح بین سیستم‌های مدنظر طول خنک‌کننده‌گاز در بازه ۱۰ الی ۵۰ متر و اختلاف دمای زمین با خروجی تبخیرکننده در بازه ۲ الی ۳۰ درجه سلسیوس و سایر پارامترهای ورودی مطابق با جدول ۳ انتخاب شده است. با توجه به پارامترهای ورودی و مدل‌سازی

زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط، کار ورودی کمپرسور در حالت گرمایش محیط ۵/۶۴ کیلووات و آبگرم مصرفی ۳/۷۹ کیلووات و طول حلقه تبخیرکننده مورد نیاز در حالت گرمایش محیط ۷۳/۳ متر و آبگرم مصرفی ۴۰/۳ متر می‌باشد.

مطابق با جدول ۶ مقدار هزینه هر گرمای واحد تولید شده در حالت گرمایش محیط، در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی دارای کمترین هزینه و در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای منبع تبخیرکننده دارای بیشترین هزینه می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که هزینه هر گرمای واحد تولید شده در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی در مقایسه با سیستم دارای شیر انبساط بدون مبادله‌کن گرمایی داخلی تفاوت چندانی ندارد. هر چند در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی افزایش ناچیزی در طول حلقه تبخیرکننده مطابق با جدول ۴ و به تبع آن افزایش در هزینه مبادله‌کن گرمایی منبع زمینی اتفاق می‌افتد و همچنین هزینه مبادله‌کن گرمایی داخلی نیز به هزینه‌های سیستم اضافه می‌شود اما کاهش کار کمپرسور مصرفی در این سیستم، افزایش هزینه‌های ذکر شده را جبران کرده و به همین دلیل تفاوت هزینه چندانی بین این سیستم و سیستم بدون مبادله‌کن گرمایی داخلی مشاهده نمی‌شود.

جدول ۶- هزینه هر گرمای واحد تولید شده ($\$/kWh$) (LCOH) در دو قیمت برق متفاوت در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی

	$c_{elec}=0.025 (\$/kWh)$	$c_{elec}=0.25 (\$/kWh)$		
	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$
EVC	۰.۴۸۷	۰.۴۰۶	۰.۶۴۵	۰.۵۱۳
EC	۰.۵۴۴	۰.۴۵۶	۰.۶۷۶	۰.۵۵۷
EVC+IHE	۰.۴۸۵	۰.۴۰۵	۰.۶۴۲	۰.۵۱۱
EC+IHE	۰.۵۴۰	۰.۴۳۶	۰.۶۹۸	۰.۵۴۴

هرچند مطابق با جدول ۴ در حالت گرمایش محیط بالاترین مقدار ضریب عملکرد در بین سیستم‌های تحت مطالعه مربوط به سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای منبع تبخیرکننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی برابر با ۱/۷۱۱ می‌باشد اما مطابق با جدول ۶ کمترین هزینه هر گرمای واحد تولید شده مربوط به سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی برابر با ۰/۴۸۵ دلار بر کیلووات ساعت در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت و ۰/۶۴۲ دلار بر کیلووات ساعت در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت است. هر چنده در مقایسه بین این دو سیستم ضریب عملکرد سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای منبع تبخیرکننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی در مقایسه با سیستم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی در حدود ۱۹ درصد افزایش داشته است اما هزینه هر

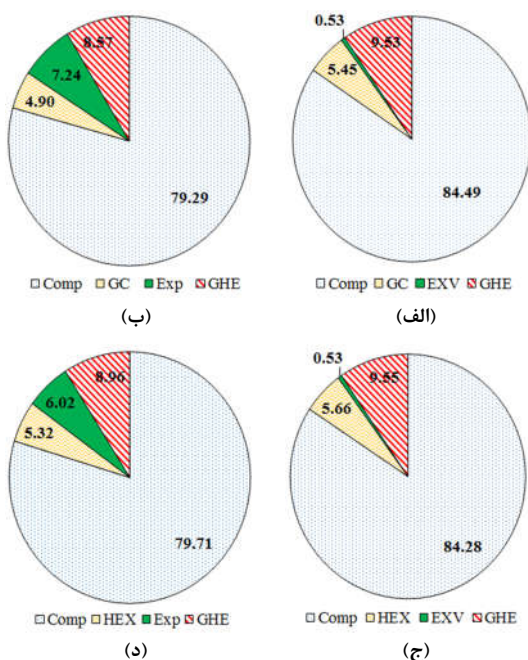
گرمای واحد تولید شده این سیستم نیز نسبت به سیستم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی در حدود ۱۱ درصد در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت و در حدود ۸/۵ درصد در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت افزایش یافته است. دلیل این افزایش هزینه مربوط به افزایش هزینه طول حلقه تبخیرکننده مطابق با جدول ۴ و همچنین هزینه مربوط به جایگزینی منبسطکننده با شیر انبساط می‌باشد. از طرفی مشاهده می‌شود که درصد افزایش هزینه هر گرمای واحد تولید شده بین این دو چرخه در قیمت برق بیشتر نسبت به قیمت برق کمتر کاهش یافته است. این کاهش را می‌توان به علت تاثیرگذاری افزایش قیمت برق بر کار ورودی بیشتر سیستم دارای شیر انبساط نسبت به سیستم دارای منبع تبخیرکننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده دانست. پس می‌توان این طور نتیجه گرفت که هر چه قیمت برق در ایران افزایش و به قیمت‌های جهانی نزدیک شود استفاده از سیستم‌های دارای ضریب عملکرد بیشتر از توجیه اقتصادی بیشتری برخوردار می‌شوند.

با در نظر گرفتن نتایج مربوط به گرمایش محیط جدول ۶، با محاسبه درصد افزایش هزینه هر گرمای واحد تولید شده در چرخه دارای شیر انبساط در دو قیمت برق متفاوت که برابر با ۳۲ درصد است نسبت به درصد افزایش همین هزینه در چرخه دارای منبسطکننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی که برابر با ۲۹ درصد است می‌توان مجدداً به اهمیت تاثیر افزایش قیمت برق بر کار ورودی بیشتر کمپرسور پی برد. همچنین از جدول ۶ مشاهده می‌شود که هزینه هر گرمای واحد تولید شده در سیستم دارای منبسطکننده به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی در مقایسه با سیستم دارای منبسطکننده بدون مبادله‌کن گرمایی داخلی کاهش یافته است. هر چند که طول حلقه تبخیرکننده در حالت دارای مبادله‌کن گرمایی داخلی بیشتر است اما هزینه تولید گرما به ازای کار ورودی کمتر به چرخه، کمتر شده است که این خود بیانگر تاثیر قابل ملاحظه قیمت کمپرسور بر قیمت تمام شده هر گرمای واحد تولیدی است.

مطابق با جدول ۶ کمترین هزینه مربوط به هر گرمای واحد تولید شده در حالت آبگرم مصرفی مربوط به سیستم دارای شیر انبساط به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی و بیشترین هزینه مربوط به سیستم دارای منبسطکننده بدون مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌باشد. مطابق با جدول ۵ بیشترین ضریب عملکرد در بین سیستم‌های تحت مطالعه مربوط به سیستم دارای منبسطکننده همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی است. از مقایسه بین دو سیستم دارای منبسطکننده همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی و سیستم دارای شیر انبساط همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌توان نتیجه گرفت هر چند ضریب عملکرد سیستم دارای منبسطکننده همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی نسبت به سیستم دارای شیر انبساط همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی در حدود ۱۱ افزایش دارد اما هزینه هر گرمای واحد تولید شده این سیستم نیز در حدود ۷/۵ درصد در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت و در حدود ۶/۵ درصد در قیمت برق ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت افزایش یافته است که مجدداً حاکی از تاثیرگذاری افزایش قیمت برق بر سیستم دارای کار ورودی بیشتر بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده است.

با توجه به تحلیل اقتصادی صورت گرفته در این قسمت می‌توان

همچنین در سیستم‌های دارای منبسط‌کننده به دلیل هزینه بالاتر منبسط‌کننده نسبت به شیر انبساط، درصد هزینه مربوط به کمپرسور در این سیستم‌ها نسبت به سیستم دارای شیرانبساط کاهش یافته است.



شکل ۳- درصد هزینه خرید اولیه تجهیزات هریک از اجزا سیستم‌های پمپ گرمایی منبع زمینی
(الف) EVC (ب) EC (ج) EVC+IHE (د) EC+IHE

۶- تحلیل حساسیت

در ادامه با استفاده از تحلیل حساسیت به تاثیرپذیری هزینه هر گرمای واحد تولید شده از پارامترهای مختلف تاثیرگذار پرداخته می‌شود. تحلیل حساسیت به مطالعه تاثیرپذیری متغیرهای خروجی از متغیرهای ورودی یک مدل آماری گفته می‌شود. هزینه تولید هر گرمای واحد در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم وابسته به هزینه‌های اولیه خرید تجهیزات سیستم، هزینه الکتریسته و تعداد ساعت‌های کارکرد در حالت تمام بار می‌باشد. به منظور بررسی تاثیر قیمت هر کدام یک از پارامترهای مدنظر بر هزینه تولید هر گرمای واحد در این قسمت از تحلیل حساسیت استفاده شده است. تاثیر هر کدام از هزینه‌ها با فرض ثابت بودن سایر هزینه‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجا که در این تحقیق سیستم‌ها در دو حالت گرمایش محیط و تامین آبگرم مصرفی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند در هر حالت، دو سیستم از بین سیستم‌های تحت مطالعه که از نظر ضریب عملکرد بیشترین و کمترین مقدار را دارا هستند جهت تحلیل حساسیت انتخاب گردیده است. طبق نتایج جدول‌های ۴ و ۵ در هر دو حالت، کمترین ضریب عملکرد مربوط به سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی دارای شیر انبساط و بیشترین ضریب عملکرد مربوط به سیستم دارای منبسط‌کننده به همراه مبادله‌کن حرارتی داخلی می‌باشد.

در شکل‌های ۴ و ۶ هزینه اولیه خرید تجهیزات از روابط موجود در جدول ۲، هزینه خرید الکتریسته ۰/۰۲۵ دلار بر کیلووات ساعت و

نتیجه گرفت که در هر دو حالت گرمایش محیط و تامین آبگرم مصرفی، سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیرانبساط از بین سیستم‌های تحت مطالعه در قیمت‌های پایین‌تر برق دارای توجیه اقتصادی بیشتری می‌باشد. هرچند که این سیستم از بالاترین ضریب عملکرد در بین سیستم‌های موجود برخوردار نمی‌باشد اما دارای کمترین هزینه هر گرمای واحد تولید شده در ساعت‌های کارکرد تمام بار سیستم می‌باشد. همچنین از طرفی درصد افزایش هزینه هر گرمای واحد تولید شده در قیمت پایین‌تر برق در چرخه‌های دارای منبسط‌کننده که از ضریب عملکرد بالاتری برخوردار می‌باشند بالا می‌باشد که دلیلی دیگر بر توجیه پذیر بودن سیستم دارای شیر انبساط در قیمت پایین‌تر برق است. با افزایش قیمت برق توجیه پذیر بودن سیستم‌های دارای شیر انبساط در مقایسه با سیستم‌های دارای منبسط‌کننده کمتر می‌شود که قبلاً به دلیل آن اشاره گردید.

هر چند که نتایج مربوط به جدول ۶ در دو قیمت متفاوت برق ارائه گردیده است اما می‌بایست به این نکته توجه داشت که هزینه احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی با توجه به فهرست بها در کشور ایران محاسبه گردیده است. در واقع جدول ۶ تاثیر افزایش قیمت برق در ایران بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده اینگونه سیستم‌ها را مورد توجه قرار داده است. از آنجا که هزینه متوسط جهانی احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی افقی در حدود ۴۵۰ دلار به ازای هر کیلووات گرما می‌باشد، در جدول ۷ نتایج مربوط در جدول ۶ با توجه به متوسط قیمت برق برخی کشورهای جهان (۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت) [۲۸] و متوسط قیمت جهانی احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی افقی ارائه گردیده است. از مقایسه نتایج جدول ۷ با نتایج مربوط به قیمت برق ۰/۰۲۵ دلار بر کیلووات ساعت جدول ۶ واضح است که کمترین هزینه هر گرمای واحد تولید شده متوسط جهانی نسبت به متوسط کشور ایران در حالت گرمایش محیط در حدود ۳۵ درصد و در حالت آبگرم مصرفی در حدود ۳۰ درصد افزایش دارد. کاملاً واضح است که این افزایش قیمت مربوط به افزایش هزینه برق و احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی است.

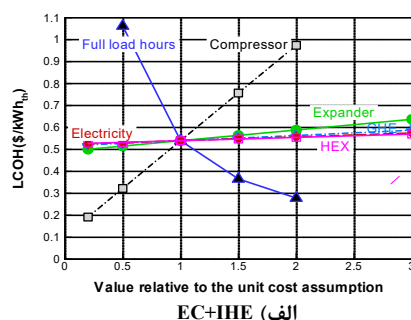
جدول ۷- هزینه هر گرمای واحد تولید شده (LCOH(\$/kWh)) در قیمت برق متوسط جهانی در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی

سیستم	گرمایش محیط	آبگرم مصرفی
EVC	۰/۶۶۰	۰/۵۳۱
EC	۰/۶۷۸	۰/۵۷۳
EVC+IHE	۰/۶۵۶	۰/۵۲۹
EC+IHE	۰/۶۹۷	۰/۵۶۰

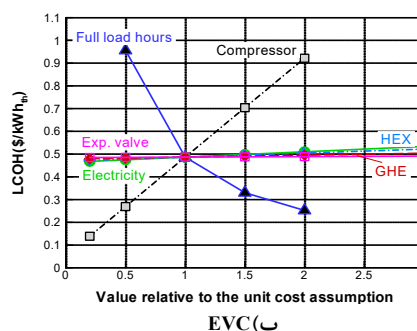
در ادامه در شکل ۳ درصد هزینه خرید اولیه تجهیزات هریک از اجزا سیستم‌های پمپ گرمایی منبع زمینی موجود در جدول ۷ در حالت آبگرم مصرفی نسبت به هزینه کل سیستم قابل مشاهده است. همانطور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود بیشترین هزینه خرید اولیه در سیستم‌های موجود مربوط به هزینه خرید کمپرسور می‌باشد که درصد قابل ملاحظه‌ای را به خود اختصاص داده است. از آنجا که هزینه‌های ارائه شده مربوط به حالت بهینه این سیستم‌ها بر اساس ضریب عملکرد می‌باشد درصد هزینه مربوط به احداث مبادله‌کن گرمایی زمین پس از درصد مربوط به کمپرسور قرار گرفته است.

هزینه احداث مبادله‌کن گرمایی معادل با هزینه‌های موجود در فهرست بها ایران و در شکل‌های ۵ و ۷ هزینه اولیه خرید تجهیزات از روابط موجود در جدول ۲، هزینه خرید الکتریسیته ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت و هزینه مربوط به احداث مبادله‌کن گرمایی زمینی برابر با قیمت متوسط جهانی (۴۵۰ دلار به ازای هر کیلووات حرارت) و در تمامی حالات ساعت کارکرد تمام بار ۱۵۰۰ به عنوان مرجع مقایسه تغییر قیمت‌ها لحاظ گردیده است. همچنین در اینجا به دلیل تشابه بین خنک‌کننده‌گاز و مبادله‌کن گرمایی از تاثیر همزمان این دو جز در محاسبه تحلیل حساسیت در سیستم دارای مبادله‌کن گرمایی داخلی استفاده شده است.

در تمامی شکل‌های ۴ تا ۷ واضح است که هزینه تولید گرما بیشترین تاثیر را از ساعت کارکرد تمام بار و هزینه خرید اولیه کمپرسور دارد و با بیشتر شدن ساعت کارکرد تمام بار سیستم، تاثیر آن بر کاهش هزینه گرما تولید شده کمتر می‌شود. از مقایسه دو نمودار ۴ - الف و ب کاملاً مشخص است که در سیستم‌های دارای منبسط‌کننده به دلیل بیشتر بودن هزینه خرید منبسط‌کننده نسبت به شیر انبساط، بیشترین تاثیرگذاری پس از کمپرسور مربوط به این مولفه می‌باشد در سیستم‌های دارای شیر انبساط، این مولفه کمترین تاثیر بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده را دارد که این روند در شکل‌های ۴ - ب و ۵ - ب کاملاً واضح است.



الف) EC+IHE

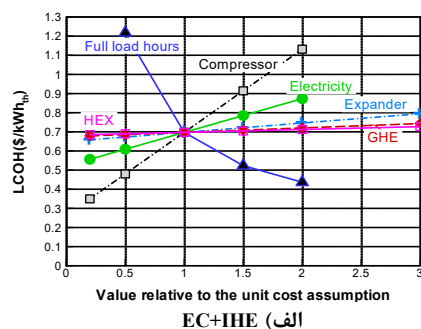


ب) EVC

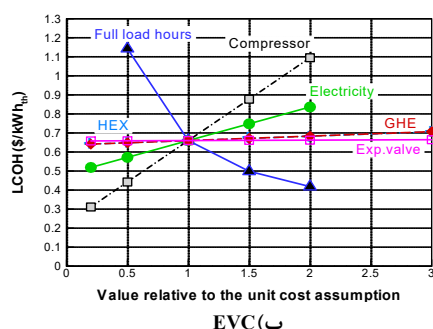
شکل ۴- تحلیل حساسیت مربوط به حالت گرمایش محیط در ایران

از مقایسه شکل‌های ۴ - الف و ۴ - ب واضح است که به دلیل اینکه در سیستم‌های دارای منبسط‌کننده به طول حلقه تبخیرکننده بیشتری نیاز است تاثیر مبادله‌کن گرمایی زمین در چرخه دارای منبسط‌کننده نسبت به چرخه دارای شیر انبساط بیشتر است. همچنین مطابق با شکل ۵ - ب، در سیستم دارای شیر انبساط تاثیر هزینه الکتریسیته پس از تاثیر قیمت خرید کمپرسور قرار گرفته در حالی که در

سیستم دارای منبسط‌کننده (شکل ۴ - الف) کمترین تاثیر مربوط به هزینه الکتریسیته می‌باشد. دلیل این تاثیرپذیری بیشتر مربوط به کار ورودی بیشتر در سیستم دارای شیر انبساط می‌باشد. همچنین از مقایسه شکل‌های ۵ - الف و ب واضح است که به دلیل افزایش هزینه خرید الکتریسیته، تاثیر این پارامتر پس از تاثیر قیمت خرید کمپرسور قرار دارد که به دلیل کار ورودی بیشتر در سیستم دارای شیر انبساط، تاثیر این پارامتر در این سیستم بیشتر می‌باشد. صحت این مطلب در حالت آبگرم مصرفی در شکل‌های ۷ - الف و ب نیز کاملاً واضح است.

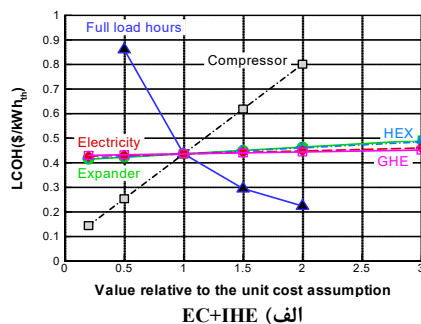


الف) EC+IHE



ب) EVC

شکل ۵- تحلیل حساسیت مربوط به حالت گرمایش محیط در برخی کشورهای جهان



الف) EC+IHE

دارای منبسط کننده (۳) چرخه دارای شیر انبساط و مبادله کن گرمایی داخلی (۴) چرخه دارای منبسط کننده و مبادله کن گرمایی داخلی انجام گرفته است. در این تحقیق هزینه تولید هر گرمای واحد سیستم های تحت مطالعه در بار گرمایشی برابر با ۸ کیلووات در دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی مورد محاسبه قرار گرفته است.

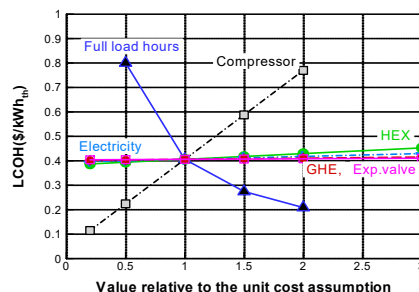
از نتایج این بررسی مشخص گردید که هزینه هر گرمای واحد تولید شده در ساعت کارکرد تمام بار یکسان در حالت گرمایش محیط بیشتر از حالت تامین آبگرم مصرفی می باشد. مقدار هزینه هر گرمای واحد تولید شده در هر دو حالت گرمایش محیط و آبگرم مصرفی، در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای شیر انبساط به همراه مبادله کن گرمایی داخلی دارای کمترین هزینه و در سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم دارای منبسط کننده دارای بیشترین هزینه می باشد. با مقایسه دو سیستم مذکور مشخص گردید که در قیمت الکتریسیته برابر با ۰/۰۲۵ دلار بر کیلووات ساعت در کشور ایران، هزینه هر گرمای واحد تولید شده در حالت گرمایش محیط ۱۲ درصد و در حالت آبگرم مصرفی ۱۲/۵ درصد افزایش داشته است. همچنین در قیمت الکتریسیته ۰/۲۵ دلار بر کیلووات ساعت، هزینه هر گرمای واحد تولید شده به ترتیب برابر با ۶ و ۸ درصد افزایش داشته است.

علاوه بر این مشخص گردید که هزینه هر گرمای واحد تولید شده اینگونه سیستم ها در ایران کمتر از هزینه جهانی می باشد که دلیل آن هم به پایین تر بودن قیمت الکتریسیته و احداث مبادله کن گرمایی زمینی در ایران مربوط می شود. بطور مثال کمترین هزینه هر گرمای واحد تولید شده متوسط جهانی نسبت به متوسط کشور ایران در حالت گرمایش محیط در حدود ۳۵ درصد و در حالت آبگرم مصرفی در حدود ۳۰ درصد افزایش دارد.

همچنین نتیجه گیری شد که با افزایش قیمت برق در ایران و نزدیک شدن به متوسط قیمت جهانی برق، هزینه هر گرمای واحد تولید شده در ایران نیز به قیمت جهانی نزدیک می گردد و با افزایش قیمت برق استفاده از سیستم های دارای منبسط کننده که از ضریب عملکرد بالاتری برخوردار هستند نیز از توجیه اقتصادی بالاتری برخوردار می شود.

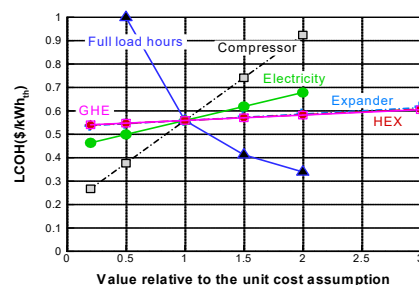
۸- نمادها

هزینه سالیانه خرید تجهیزات (\$)	ACC
هزینه سالیانه نگهداری و تعمیرات (\$)	AOC
ضریب عملکرد	COP
کمپرسور	Comp
فاکتور بازگشت سرمایه	CRF
چرخه دارای شیر انبساط	EVC
چرخه دارای منبسط کننده	EC
چرخه دارای شیر انبساط به همراه مبادله کن گرمایی داخلی	EVC + IHE
چرخه دارای منبسط کننده به همراه مبادله کن گرمایی داخلی	EC + IHE
منبسط کننده	Exp

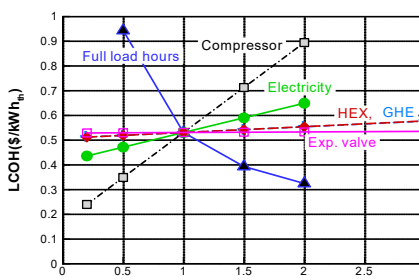


ب) EVC

شکل ۶- تحلیل حساسیت مربوط به حالت آبگرم مصرفی در ایران از شکل های ۵- الف و ب واضح است که هزینه های مربوط به احداث مبادله کن گرمایی زمینی و مبادله کن های حرارتی تأثیری کم بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده دارند. از آنجاکه در حالت تامین آبگرم مصرفی، مطابق با جدول های ۴ و ۵، طول هر حلقه تخییرکننده کاهش قابل ملاحظه ای نسبت به حالت گرمایش محیط دارد از این رو مطابق با شکل ۶، مبادله کن گرمایی زمین در حالت آبگرم مصرفی بر هزینه هر گرمای واحد تولید شده کمترین تأثیر را دارد که صحت این گفته در نمودار ۶- الف کاملاً مشخص است و در نمودار ۶- ب تقریباً نزدیک به تأثیر شیر انبساط که کمترین تأثیر را داراست قرار گرفته است.



الف) EC+IHE



ب) EVC

شکل ۷- تحلیل حساسیت مربوط به حالت آبگرم مصرفی در برخی کشورهای جهان

۷- نتیجه گیری

در این مقاله با بهره گیری از تحلیل ترمودینامیک، مقایسه ای بین چهار پمپ گرمایی منبع زمینی انبساط مستقیم افقی دی اکسیدکربن در چرخه فوق بحرانی شامل (۱) چرخه دارای شیر انبساط (۲) چرخه

fluids for a heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 56, pp. 1-14, 2015.

[14] Yang J.L., Ma Y.T., Li M.X., Guan H.Q., Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, Vol. 30, No. 7, pp. 1162-1175, 2005.

[15] Li M., Ma Y., Tian H., A rolling piston-type two-phase expander in the transcritical CO₂ cycle. *HVAC&R Research*, Vol. 15, No. 4, pp. 729-741, 2009.

[16] Tian H., Ma Y., Li M., Wang W., Study on expansion power recovery in CO₂ trans-critical cycle. *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2516-2522, 2010.

[17] Sarkar J., *Transcritical CO₂ Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating*, Phd thesis, Indian Institute of Technology, Kharagpur, 2005.

[18] Kim H.J., Ahn J.M., Cho S.O., Cho K.R., Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ trans-critical cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 13, pp. 1654-1661, 2008.

[19] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M.R., 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.

[20] Aprea C., Maiorino A., 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.

[21] Torrella E., Sánchez D., Llopis R., Cabello R., 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.

[22] Zhang Z., Tian L., Chen Y., Tong L., 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.

[23] Mosaffa A. H., GarousiFarshi L., Comparative Study of Supercritical CO₂ Refrigeration Cycles from Energy, Exergy, Economic and Environmental Points of View. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 47, No. 1, pp. 285-293, 2017.

[24] Ghazizade-Ahsaee H., Ameri M., 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.

[25] Da B., Qi H., Liu S., Ma M., Zhong Z., Li H., Song M., Sun Z., Evaluation of transcritical CO₂ heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating. *Energy Conversion and Management*, Vol. 192, pp. 202-220, 2019.

[26] Farsi A., Mohammadi S.M.H., Ameri M., Thermo-economic comparison of three configurations of combine supercritical CO₂ refrigeration and multi-effect desalination system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 855-870, 2017.

[27] Domestic Ground Source Heat Pumps: Design and installation of closed-loop systems, in: *Domestic Ground Source Heat Pumps Design Installation.pdf*, www.icax.co.uk.

[28] Global electricity prices by select countries in 2017, in: *statistics/263492/electricity-prices-in-selected-countries/* www.statista.com.

شیر انبساط	EXV
خنک کننده گاز	GC
مبادله کن گرمایی زمینی	GHE
مبادله کن گرمایی	HEX
مبادله کن گرمایی داخلی	IHE
نرخ بهره واقعی (%)	i
طول عمر (y)	LC
هزینه هر گرمای واحد تولید شده (\$/Kwh)	LCOH
ساعت کارکرد تمام بار سیستم در طول سال (h)	t _{op}
هزینه کل سالیانه (\$)	TAC
هزینه خرید تجهیزات (\$)	Z

۹- مراجع

- [1] Lorentzen G., Pettersen J., A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No.1, pp. 4-12, 1993.
- [2] Lorentzen G., Pettersen J., Transcritical Vapor Compression Cycle Device with a Variable High Side Volume Element, in, *US Patent 5497631*, 1996.
- [3] You T., Shi W., Wang B., Wu W., Li X., A new ground-coupled heat pump system integrated with a multi-mode air-source heat compensator to eliminate thermal imbalance in cold regions. *Energy and Buildings*, Vol. 107, pp. 103-112, 2015.
- [4] Wei K., Li W., Li J., Wang Y., Zhang L., Study on a design method for hybrid ground heat exchangers of ground-coupled heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 76, pp. 394-405, 2017.
- [5] Wei W., Harrison M.S., Lingnan L., Progress in Ground-source Heat Pumps Using Natural Refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 92, pp. 70-85, 2018.
- [6] Jin Zh., Eikevik T.M., Neksa P., Hafner A., Investigation on CO₂ hybrid ground-coupled heat pumping system under warm climate, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 62, pp. 145-152, 2016.
- [7] Badache M., Ouzzane M., Eslami-Nejad P., Aidoun Z., Experimental study of a carbon dioxide direct-expansion ground source heat pump (CO₂- DX-GSHP). *Applied Thermal Engineering*, Vol. 130, pp. 1480-1488, 2018.
- [8] Gao Y., Cheng Y., Nan S., Heat Transfer Performance of the Underground CO₂ Pipe in the Direct Expansion Ground Source Heat Pump. *Energy Procedia*, Vol. 105, pp. 4955-4962, 2017.
- [9] Eslami-Nejad P., Badache M., Ouzzane M., Aidoun Z., Direct expansion ground source heat pump using carbon dioxide as refrigerant: Test facility and theoretical model presentation, in: *IGSHPA Technical/Research Conference and Expo Denver*, 2017.
- [10] Eslami-Nejad P., Ouzzane M., Aidoun Z., 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.
- [11] Austin B.T., Sumathy K., Parametric study on the performance of a direct expansion geothermal heat pump using carbon dioxide. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3774-3782, 2011.
- [12] Ghazizade-Ahsaee H., Ameri M., Investigation of a direct-expansion ground source heat pump using carbon dioxide. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 433-443, 2017.
- [13] Dai B., Dang C., Li M., Tian H., Ma Y., Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working