

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



عضویت در خبرنامه



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی جهاد دانشگاهی



کارگاه آنلاین آشنایی با پایگاه های اطلاعات علمی بین المللی و ترند های جستجو



مباحث پیشرفته یادگیری عمیق؛ شبکه های توجه گرافی (Graph Attention Networks)



کارگاه آنلاین مقاله نویسی IEEE و ISI ویژه فنی و مهندسی

مدل‌سازی و آنالیز انرژی و انرژی سیکل تبرید زمین‌گرمایی برای گرمایش آب خانگی

محمد کلامی^۱، محمود چهارطاقی^۲، احمد مددی^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود،

mohammad.kalami88@yahoo.com

چکیده

با افزایش جمعیت جهان و بهبود الگوی زندگی، به تدریج افزایش مداومی در مصرف انرژی به وجود آمده است. بنابراین یافتن نوعی انرژی ارزان، که نه تنها اثری بر روی گرم شدن کره زمین نداشته باشد، بلکه امنیت انرژی ملی را نیز تهدید نکند، بسیار مهم است. از این رو انرژی زمین‌گرمایی نقش بسیار مهمی را می‌تواند ایفا کند. در این مقاله مدل‌سازی و آنالیز انرژی و انرژی سیکل تبرید زمین‌گرمایی برای گرمایش آب مصرفی ساختمان (پمپ حرارتی زمین‌گرمایی)، ارائه شده است. مدل‌سازی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی با سیکل بسته مبدل زمینی افقی، با نرم افزار EES انجام شده است. تأثیر تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور بر ضریب عملکرد (COP) در حالت گرمایش برای چند نمونه مبرد از گروه‌های مختلف بررسی شده است، که R507a بیشترین ضریب عملکرد را دارد. آنالیز انرژی و انرژی آشکارا نشان می‌دهد که زمین یک منبع تجدیدپذیر مفید برای گرمایش آب خانگی است.

واژه‌های کلیدی: انرژی زمین‌گرمایی، سیکل تبرید زمین‌گرمایی، مدل‌سازی، ضریب عملکرد

Modeling and Energy and exergy analysis of geothermal refrigeration cycle for domestic water heating

Mohammad kalami¹, Mahmood Chahartaghi², Ahmad Madadi³

1- Student of Mechanical Engineering, University of Shahrood, Shahrood, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, university of shahrood, shahrood, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, University of Shahrood, Shahrood, Iran

Abstract

With the increase in world population, industrialization and improvement in the standard of living, there has been a continuous increase in the consumption of energy. Thus the main aim became to find a cost-effective form of energy that neither affects global warming nor threatens national energy security, therefore geothermal energy has become a significant player. Modeling and Energy and exergy analysis of geothermal refrigeration cycle (geothermal heat pump) for domestic water heating are presented in this paper. The modeling of a Ground Coupled Heat Pump (GCHP) with closed Horizontal Ground Heat Exchanger are done with EES program. the sensitivity analysis of change in coefficient of performance (COP) with inlet temperatures of water source in heating modes for several samples of refrigerants from different groups are investigated that R507a has the highest COP between them. Energy and Exergy analysis shows that earth is a useful renewable source for domestic water heating.

Keywords

Geothermal energy, geothermal refrigeration cycle, modeling, Coefficient Of Performance

انرژی زمین به صورت رایگان موجود است، اما بهره‌برداری اقتصادی از آن موضوع کلیدی است. هرچند بار گرمایشی آب کمتر از بار تهویه هواس، کاهش مصرف انرژی به علت نگرانی‌های استفاده از سوخت‌های فسیلی امری مهم است؛ چون سوخت‌های فسیلی برای محیط زیست و سلامتی مضر هستند و منابعی پایان پذیرند. در کاربردهای خانگی مرسوم، بار گرمایشی آب ۳۰٪ بار تهویه هوا است. نشر گازهای گلخانه‌ای از مصرف انرژی در ساختمانها از مجموع بخش‌های صنعتی و حمل و نقل بیشتر است. همچنین تقریباً ۴۰٪ مصرف انرژی اتحادیه اروپا و تولید کربن دی‌اکسید ناشی از ساختمانهاست [۱،۲]. بنابراین بدیهی به نظر می‌رسد که کاهش مصرف انرژی در ساختمانها فرصتی بسیار مغتنم است.

پمپ حرارتی یا پمپ گرما وسیله‌ای است که عمل انتقال حرارت از نقطه مبدأ کم دما به نقطه مقصد که دارای دمای بیشتر می‌باشد را انجام می‌دهد. پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی همانند پمپ‌های معمولی می‌باشند، اما به جای استفاده از گرمای هوای بیرون از گرمای زمین و در برخی موارد از گرمای آب داغ معدنی استفاده می‌کنند. این سیستم‌ها از جنبه‌های زیست محیطی به عنوان یکی از مهمترین تکنولوژی‌های جهت کاهش گازهای آلاینده از قبیل دی‌اکسید کربن، دی‌اکسید گوگرد و اکسیدهای نیتروژن به شمار می‌آیند. انرژی ژئوترمال را می‌توان در تمام مدت ۲۴ ساعت شبانه روز و در هر ۳۶۵ روز سال برای هر دو منظور گرمایش و سرمایش استخراج و استفاده کرد. این انرژی، یک انرژی بومی است و احتیاج به وارد کردن و یا صادر کردن آن به کشور دیگری نیست. احداث این سیستم در همه جا امکان‌پذیر بوده و لذا در مناطق دورافتاده نظیر روستاهای کوچک که انتقال انرژی در مقیاس نسبتاً بالا هزینه بر می‌باشد، موجب کمک اقتصادی به منطقه و افزایش سطح رفاه عمومی خواهد شد.

به عنوان برخی دیگر از مزایای این سیستم می‌توان موارد ذیل را نام برد:

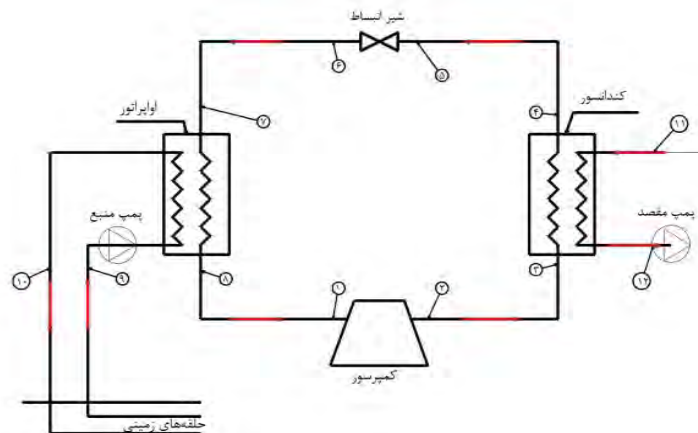
- شرایط کاری بهتر و تأمین آسایش بالاتر ایمنی و جنبه‌های مثبت زیست محیطی. به دلیل عدم احتراق در آن هیچ‌گونه شعله و یا دودی نداریم تا خطرات آتش سوزی، خفگی و آلاینده‌گی زیست محیطی داشته باشیم.
- به طور تقریبی می‌توان گفت که قابلیت نصب شدن در تمام نقاط دنیا را دارد و جای کمی نیز اشغال می‌کند.
- کارکرد و ظرفیت نصب آن مستقل از شرایط آب و هوایی محل مورد نظر است.
- صرفه جویی در مصرف انرژی‌های فسیلی را در پی دارند به این دلیل که هیچ‌گونه سوخت فسیلی در آن، مورد احتراق قرار نمی‌گیرد و انرژی مصرفی آن‌ها صرفاً الکتریسیته می‌باشد.
- راندمان حرارتی آن ۵۰ تا ۷۰ درصد بیشتر از سیستم‌های حرارتی رایج است.
- راندمان برودتی آن ۱۰ تا ۴۰ درصد بیشتر از سیستم‌های برودتی رایج است.
- پمپ‌های حرارتی زمینی بسیار بی‌صدا بوده و بسیار ایمن و محافظت شده هستند.
- استفاده از یک منبع انرژی پایدارتر و دماهای نسبتاً ثابت در طول سال.
- داشتن طرح ساده تر و هزینه نگهداری کم تر [۳].

از معایب استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی و انرژی ژئوترمال این است که نیازمند سرمایه گذاری اولیه بیشتری نسبت به سیستم‌های متداول هستند. بخش مهمی از هزینه سرمایه گذاری در پمپ‌های حرارتی زمینی بواسطه مبدل حرارتی زمینی می‌باشد. چون لوله‌های زمینی در عمق مشخصی از زمین قرار می‌گیرند، هزینه‌هایی شامل، هزینه لوله پلی اتیلن، هزینه‌های حفر و پر کردن کانال، پمپ سیرکولاتور و سیال ضدیخ (در مناطق سردسیر) به قیمت پمپ حرارتی می‌افزایند. اما در این بین، مهمترین عامل بازدارنده در استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی میزان هزینه سرمایه گذاری اولیه بالای آن است و این مشکل در کشورهایی همچون ایران با توجه به قیمت پایین سوخت‌های فسیلی در وضعیت فعلی در ایران خود را

بیشتر نمایان می‌سازد. هرچند اخیراً با حذف بخشی از پارانه‌ها عامل محرکی در استفاده از آن‌ها بوجود آمده است [۴]. استفاده از انرژی زمین‌گرمایی خصوصاً در دو دهه اخیر مورد توجه قرار گرفته است. به همین دلیل به خاطر جدید بودن موضوع و نیاز به توسعه بیشتر، تحقیق‌های گسترده‌ای در ارتباط با این موضوع خصوصاً در سال‌های اخیر انجام پذیرفته است.

۲- توصیف سیستم

سیکل تبرید زمین‌گرمایی مورد مطالعه برای گرمایش آب خانگی، در شکل ۱، قابل مشاهده است.



شکل ۱ سیکل تبرید زمین‌گرمایی مورد مطالعه و نقاط مشخص کننده سیکل

با توجه به شکل ۱، اجزای اصلی سیکل عبارتند از:

الف- مبدل زمینی

ب- پمپ منبع

ج- اواپراتور

د- کمپرسور

ه- کندانسور

ر- پمپ مقصد

ز- شیرانبساط

سیکل تبرید مورد استفاده به عنوان سیکل داخلی سیستم، از نوع تبرید تراکمی تبخیری با مبرد R410a است. مبدل‌های گرمایی در اواپراتور و کندانسور، از نوع دولوله‌ای‌اند. مبدل گرمایی زمینی، از یک یا چند لوله موازی پلی اتیلنی مدفون در شیارهایی تشکیل شده است که از جریان آب و پروپیلن گلیکول درون آن به عنوان حامل گرمایی واسطه استفاده می‌شود. پمپ حرارتی زمین‌گرمایی به یک تانک بدون درز، نفوذناپذیر به خاک و خوردگی برای ذخیره آب گرم تولیدی، متصل شده است.

۳- مدل سازی

برای طراحی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی ابتدا مدلی از آن تهیه کرد. مدل‌سازی با استفاده از نرم‌افزار EES انجام شده

است.

۳-۱- فرضیات حاکم بر مدل سازی

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است
- واکنش شیمیایی و هسته ای وجود ندارد
- جهت انتقال گرما به سیستم و انتقال کار از سیستم مثبت در نظر گرفته شده است
- کمپرسور دارای یک بازده آدیباتیک ۸۰٪ است
- حالت مرده مبرد، در دمای محیط $T = 294/2$ و در فشار $P = 100$ kPa در نظر گرفته شده است.

۳-۲- پارامترهای ورودی

برای مدل سازی، پارامترهایی مربوط به کارکرد سیستم باید به عنوان ورودی انتخاب شوند. پارامترهای ورودی در این مدل سازی عبارتند از :

- ۱- دمای آب ورودی به کندانسور $T_{w,cond,i} [^{\circ}C]$
- ۲- نرخ جریان جرمی آب ورودی به کندانسور $\dot{m}_{w,cond} [kg/s]$
- ۳- نرخ جریان جرمی آب ورودی به اواپراتور $\dot{m}_{GL} [kg/s]$
- ۴- دمای آب ورودی به اواپراتور $T_{w,evap,i} [^{\circ}C]$
- ۵- خصوصیات و ویژگی‌های خاک
- ۶- بازده آیزنتروپیک η_s و الکتریکی η_{el} کمپرسور [%]
- ۷- قطر داخلی و خارجی لوله اواپراتور و کندانسور [m]
- ۸- قطر داخلی و خارجی لوله مبدل زمینی [m]
- ۹- بازده پمپ η_p [%]
- ۱۰- ضریب هدایت گرمایی لوله مسی اواپراتور و کندانسور K_{cond} و K_{evap} [kw/(m²·c)]
- ۱۱- ضریب هدایت گرمایی لوله مبدل گرمایی زمینی k_{pipe} [kw/(m²·c)]

۳-۳- فرآیند مدل سازی و طراحی پمپ حرارتی زمین گرمایی

- پارامترهای ورودی دمایی و نرخ جریان جرمی از مرجع [۵] گرفته شده است. مراحل محاسبات به صورت زیر است :
- محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی مبرد در سیکل تبرید: با مدل سازی، ویژگی‌های ترمودینامیکی شامل دما، فشار، آنتالپی، آنترپی در نقاط مشخص شده سیکل بدست می‌آید که در جدول ۱ قابل مشاهده است؛ محاسبات انرژی و آنرژی با استفاده از این داده‌ها انجام می‌پذیرد.
 - محاسبه نرخ انتقال حرارت در کندانسور و اواپراتور
 - محاسبه طول مورد نیاز اواپراتور و کندانسور
 - محاسبه توان کارکرد کمپرسور
 - محاسبه توان مصرفی پمپ‌های سیرکولاتور

۴- آنالیز انرژی و انرژی

1. steady state

جدول ۱ خصوصیات ترمودینامیکی در نقاط مشخص شده سیکل

حالت اولیه				حالت نهایی				
S	H	P	T	S	H	P	T	
(kj/kg.k)	(kj/kg)	(kPa)	(°C)	(kj/kg.k)	(kj/kg)	(kPa)	(°C)	
۱/۰۸۹	۲۸۹/۳	۶۵۷/۷	۱/۵	۰/۴۹۷	۱۲۹/۱	۶۶۲/۳	-۱/۶	اوپراتور
۱/۰۸۹	۲۸۹/۵	۷۱۲	۵/۱	۱/۰۸۹	۲۸۹/۳	۶۵۷/۷	۱/۵	لوله اوپراتور- کمپرسور
۱/۱۰۲	۳۳۸/۳	۳۱۸۹	۸۶/۱	۱/۰۸۹	۲۸۹/۵	۷۱۲	۵/۱	کمپرسور
۱/۱۰۲	۳۳۶	۲۹۶۵	۸۲	۱/۱۰۲	۳۳۸/۳	۳۱۸۹	۸۶/۱	لوله کمپرسور- کندانسور
۰/۴۷	۱۳۰/۳	۲۹۴۴	۴۲/۲	۱/۱۰۲	۳۳۶	۲۹۶۵	۸۲	کندانسور
۰/۴۷	۱۳۰/۴	۲۹۴۱	۴۲	۰/۴۷	۱۳۰/۳	۲۹۴۴	۴۲/۲	لوله کندانسور- شیرانبساط
۰/۴۹۷	۱۳۰/۴	۷۵۸/۹	-۱/۵	۰/۴۷	۱۳۰/۴	۲۹۴۱	۴۲	شیرانبساط
۰/۴۹۷	۱۲۹/۱	۷۵۰/۳	-۱/۶	۰/۴۹۷	۱۳۰/۴	۷۵۸/۹	-۱/۵	لوله شیرانبساط- اوپراتور

برای یک حالت پایای عمومی، فرآیند جریان پایا، چهار معادله تعادل برای یافتن کار خروجی، گرمای ورودی، نرخ کاهش انرژی، نرخ بازگشت ناپذیری و بازده انرژی به کار برده می‌شود. معادله عمومی بالانس جرم برابر است با:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{out} \dot{m} - \sum_{in} \dot{m} = 0 \quad (1)$$

معادله عمومی بالانس انرژی:

$$\dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in} (h + \frac{v^2}{2} + gz) \dot{m} + \sum_{out} (h + \frac{v^2}{2} + gz) \dot{m} = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (2)$$

\dot{Q} ، انرژی حرارتی مبادله شده با محیط در دمای T ، نرخ کار ورودی (مکانیکی یا الکتریکی)، $\frac{v^2}{2}$ و gz به ترتیب بیانگر آنالپی، انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل، \dot{m} نرخ جریان جرمی میرد یا آب یا سیال حلقه‌های زیرزمینی بسته به حجم کنترل مورد نظر، است. ترم وابسته به زمان $\frac{dE_{cv}}{dt}$ ، که نرخ ذخیره انرژی در حجم کنترل است با فرض شرایط پایدار، نادیده گرفته شده است. بر طبق قضیه گوی-استودلا^۱، برای یک حجم کنترل، در صورتی که دمای محیط T فرض شود، مقدار تلفات انرژی از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{I} = T \cdot \dot{S}_{gen} \quad (3)$$

\dot{S}_{gen} آهنگ تغییر خالص آنروپی برای کل فرایند است که برابر است با:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dt} + \sum_{out} \dot{m} s - \sum_{in} \dot{m} s - \sum_{i=1}^N \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (4)$$

در شرایط پایا $\frac{dS}{dt}$ برابر صفر است. همچنین $\sum_{i=1}^N \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$ انتقال حرارت بین اجزا و محیط است. موازنه انرژی از برای بر پایه مفهوم آن، برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای انرژی ورودی و خروجی باشد بصورت زیر نوشته می‌شود [۶]:

¹. The Gouy-Stodola Theorem

$$\sum_{in} \dot{E}X - \sum_{out} \dot{E}X = \dot{E}X_{des} = \dot{I}$$

که $\dot{E}X_{des}$ مقدار تخریب انرژی و یا همان تلفات انرژی، \dot{I} است.

۴-۱- روابط آنالیز انرژی و انرژی سیستم مورد مطالعه

معادلات بالانس جرم و انرژی و همچنین تخریب انرژی که از معادلات بالانس انرژی و انرژی بدست آمده است، با در نظر گرفتن هر جزء از سیکل به عنوان حجم کنترل، برای نقاط و اجزای مشخص شده سیکل به صورت زیر است:

۴-۱-۱- کمپرسور

$$\dot{Q}_{\square} + \dot{W}_{act,in} = \dot{m}_r(h_{\square} - h_{\square}) \quad \dot{S}_{gen} = \dot{m}_r(s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}} \quad \dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen} \quad (5)$$

می‌توان به دو روش محاسبه کرد. اگر جریان کمپرسور \dot{I}_{comp} و ولتاژ کارکرد کمپرسور V_{comp} و فاکتور قدرت کمپرسور $\cos \phi$ را داشته باشیم می‌توان از فرمول زیر، $\dot{W}_{act,in}$ را محاسبه کرد [۷]:

$$\dot{W}_{act,in} = \frac{\dot{I}_{comp} * V_{comp} * \cos \phi}{\square \square \square} * \sqrt{\square} \quad (6)$$

اما چون برای مواردی که می‌خواهیم $\dot{W}_{act,in}$ را محاسبه کنیم، جریان و ولتاژ تجربی را که باید بوسیله آمپرسنج و ولت سنج در همان لحظه آزمایش اندازه‌گیری شوند، در اینگونه تحلیل‌ها، نداریم می‌توان به طور تقریبی و میانگین از فرمول زیر جهت محاسبه $\dot{W}_{act,in}$ برای تمام حالات استفاده کرد.

$$\dot{W}_{act,in} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{comp,m} * \eta_{comp,el}} \quad (7)$$

\dot{W}_{comp} نرخ کار ورودی به کمپرسور، $\eta_{comp,el}$ بازده الکتریکی موتور کمپرسور و $\eta_{comp,m}$ بازده مکانیکی موتور کمپرسور می‌باشند. گرمای تولید شده توسط کمپرسور، \dot{Q}_{\square} است که در زمستان مفید است؛ اما در تابستان باعث گرم شدن فضایی می‌شود که باید خنک شود. با این توضیح که کمپرسور گرمای بیشتری را در تابستان نسبت به زمستان تولید می‌کند. روابط سایر اجزاء در جدول ۲ قابل مشاهده است.

جدول ۲ روابط حاکم بر اجزاء سیستم

لوله کمپرسور تا کندانسور	$\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
کندانسور	$\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
لوله کندانسور تا شیرانبساط	$\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
شیرانبساط	$\dot{Q}_{\square} = \square$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square})$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
لوله شیرانبساط تا اواپراتور	$\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
اواپراتور	$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_0}{\frac{\square}{\square}(T_{\square} + T_{\square})}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$
لوله اواپراتور تا کمپرسور	$\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$	$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (s_{\square} - s_{\square}) - \frac{\dot{Q}_{\square}}{T_{\square}}$	$\dot{I} = T_{\square} \dot{S}_{gen}$

در مورد شیرانبساط داریم $\dot{Q}_{\square} = \dot{m}_r (h_{\square} - h_{\square})$ ، چون شیرانبساط آدیباتیک در نظر گرفته شده است پس $h_{\square} = h_{\square}$ بنابراین:

$$\dot{Q}_{\square} = 0 \quad \text{چون افت فشار مبرد در شیرانبساط، کار مفیدی تولید نمی‌کند؛ نرخ تولید انرژی یا همان بازگشت ناپذیری بالاست.}$$

با توجه به خصوصیات ترمودینامیکی نقاط مشخص شده سیکل، محاسبات انرژی با توجه به روابط فوق انجام شده است که در جدول ۳ قابل مشاهده است.

جدول ۳ محاسبات انرژی انجام شده

$\dot{I} (w)$	$\dot{S}_{gen} (w/k)$	$\dot{Q}_0 (w)$	
۶۶/۷	۰/۲۴۲	۳۲۸۰	اوپراتور
۱۴/۲	۰/۰۰۵	۴/۱۵	لوله اوپراتور-کمپرسور
۴۷۵	۱/۶۱۴	-۳۹۵/۴	کمپرسور
۴۷/۶	۰/۱۶۲	-۴۷/۷	لوله کمپرسور-کندانسور
۱۰۵/۸	۰/۳۳۳	-۴۲۶۸	کندانسور
۲/۰۷۵	۰/۰۰۷	۲/۰۷۵	لوله کندانسور-شیرانبساط
۱۶۵	۰/۵۶	۰	شیرانبساط
۲۷	۰/۰۹۲	-۲۶/۹۷	لوله شیرانبساط-اوپراتور

آنالیز انرژی توزیع ناکارآمدیها و تخریب انرژی را در سیکل تراکم بخار پمپ حرارتی زمین گرمایی نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است بزرگترین منبع ناکارآمدی از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک کمپرسور است. پس از کمپرسور، شیر انبساط، کندانسور، اوپراتور، لوله کمپرسور به کندانسور، لوله شیرانبساط به اوپراتور، لوله اوپراتور به کندانسور و لوله کندانسور به شیر انبساط به ترتیب منابع اصلی ناکارآمدی سیستم و تخریب انرژی هستند. چون قدرت کمپرسور قویا به فشارهای ورودی و خروجی بستگی دارد، هرگونه بهبود مبدل که اختلاف دما را کاهش می‌دهد، با نزدیک کردن دماهای تبخیر و چگالش به یکدیگر، قدرت کمپرسور را کاهش خواهد داد. همانطور که از جدول ۳ قابل مشاهده است، نرخ بازگشت ناپذیری شیرانبساط بالاست؛ دلیل این امر این است که مبرد در هنگام عبور از شیر انبساط افت فشار پیدا می‌کند، در حالی که کار مفیدی انجام نمی‌شود. بخشی از ناکارآمدی در کندانسور به علت درجه بالای سوپرهیت است که در پایان فرآیند تراکم ایجاد می‌شود.

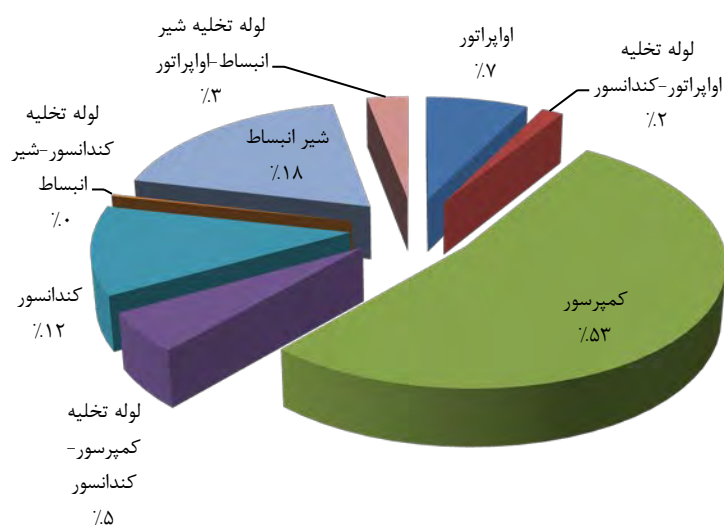
انتقال حرارت از کندانسور، کمپرسور و انرژی حرارتی انتقالی از زمین و توان پمپهای سیرکولاتور و کمپرسور در جدول ۴ آورده شده است. مقدار انتقال حرارت در کندانسور برابر است با:

$$\dot{Q}_{cond,h} = \dot{m}_{comp} * C_{p,w,cond} * (T_{w,cond,o} - T_{w,cond,i}) \quad (8)$$

ازینرو مقدار COP برابر است با :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond,h}}{\dot{W}_{total\ electrical,in}} \quad (9)$$

$\dot{W}_{total\ electrical,in}$ انرژی الکتریکی ورودی کل، برابر مجموع توانهای کمپرسور و پمپهای سیرکولاتور است.



شکل ۲ درصد وزنی مقدار تخریب اجزای سیکل

۴-۲- مقایسه نتایج بدست آمده با مرجع [۵]

برای اعتبار بخشی به عملکرد صحیح مدل سازی پمپ حرارتی، نتایج مدل برای سیکل تبرید تراکم بخار R410a با نتایج گزارش شده در مرجع [۵] مقایسه شده اند و اختلاف آنها به درصد بیان شده است که در جدول ۵ نشان داده شده است. همانطور که قابل مشاهده است، نتایج مدل، اختلاف کمی با نتایج مرجع دارند. به عنوان نمونه COP تنها ۱ درصد با مرجع اختلاف دارد. تنها تخریب اجزرزی در اوپراتور (Evap) اختلاف نسبتا زیادی با مرجع دارد. علت این امر اختلاف در محاسبه دمای آب خروجی از اوپراتور در دو مدل است؛ چون مدل مرجع، مدلی تجربی است و دمای آب خروجی از اوپراتور با اندازه گیری مستقیم دما بدست آمده است.

جدول ۴ نرخ انتقال حرارت از مبدلها و کمپرسور، توان پمپها و ضریب عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی

۲۳۹/۶	$\dot{W}_{sp} (w)$
۴۶/۲۴	$\dot{W}_{tp} (w)$
۱۴۰۸	$\dot{W}_{comp} (w)$
۱۶۸۹/۸۴	$\dot{W}_{total,elec,in} (w)$
۳۲۸۰	$\dot{Q}_{ground} (w)$
-۴۶۸۰	$\dot{Q}_{cond,h} (w)$
-۳۹۵/۴	$\dot{Q}_{comp} (w)$
۲/۷۷	cop

جدول ۵ مقایسه نتایج ارائه شده در مرجع [۵] و نتایج بدست آمده از مدل حاضر

نتایج ارائه شده در مرجع [۵] نتایج بدست آمده از مدل اخیر اختلاف نتایج (%)

۱	۲/۷۸	۲/۷۵	Cop
۶/۳	۴۷۵	۵۰۷	$\dot{I}_{comp}[W]$
۲/۷	۱۰۵/۸	۱۰۳	$\dot{I}_{cond}[W]$
۲۵/۸۴	۶۶/۷	۵۳	$\dot{I}_{evap}[W]$
۲/۹	۱۶۵	۱۷۰	$\dot{I}_{exp}[W]$
۴/۲۴	۱۴۰۸	۱۳۵۰/۷	$\dot{W}_{comp}[W]$
۲/۱۷	۴۹/۸۱	۴۸/۷۵	$T_{w,cond,o}$

۳-۴- تحلیل نتایج انرژی و انرژی

زمین آشکارا یک منبع مفید انرژی تجدیدپذیر برای گرمایش آب است، چون ۶۶٪ کل انرژی ورودی به پمپ حرارتی برای گرمایشی آب را تأمین می‌کند. چون کل انرژی ورودی سیستم، حرارت انتقالی از زمین و انرژی الکتریکی پمپ‌ها و کمپرسور است. بنابراین داریم:

$$\frac{\dot{Q}_{ground}}{\dot{Q}_{ground} + \dot{W}_{total\ electrical, in}} = 66\%$$

همچنین ۸۳٪ از کل انرژی الکتریکی ورودی به سیستم پمپ حرارتی بوسیله کمپرسور مصرف می‌شود که فقط ۲۸/۳٪ کل انرژی ورودی به سیستم پمپ حرارتی است؛ همچنین ۵/۷۶٪ کل انرژی ورودی به سیستم برای پمپ‌هاست. مابقی انرژی توسط زمین تأمین می‌شود؛ که باز هم نشانه‌ای برای استفاده از زمین به عنوان منبع تجدیدپذیر است. مجموع نرخ کار ورودی به یک کمپرسور ایده‌آل (کار مصرفی یک موتور کارنو) و نرخ کار هدررفته، (که به دلیل بازگشت ناپذیری‌هایی که در محدوده حجم کنترل کمپرسور وجود دارد، اتفاق می‌افتد) باید با نرخ کار الکتریکی مصرفی یک کمپرسور واقعی برابر باشد. قدرت موتور کارنو بر این اساس که بین دو دمای منبع گرم (کندانسور) و منبع سرد (اواپراتور) کار می‌کند، بدست می‌آید. چون دمای آب ورودی و خروجی از اواپراتور و کندانسور متفاوت است، میانگین این دماها به عنوان دمای منبع گرم و سرد انتخاب می‌شود.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{carnot} + \dot{I}_{total} \quad (10)$$

که \dot{W}_{carnot} به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{carnot} = \frac{\dot{Q}_{ground}}{COP_{carnot}} \quad (11)$$

که COP_{carnot} به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$COP_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_L} = \frac{\frac{T_{w,cond,i} + T_{w,cond,o}}{2}}{\frac{T_{w,cond,i} + T_{w,cond,o}}{2} - \frac{T_{w,evap,i} + T_{w,evap,o}}{2}} \quad (12)$$

اگر بازگشت ناپذیری‌ها درست محاسبه شده باشند، باید $\dot{W}_{analytic}$ و $\dot{W}_{comp,real}$ همخوانی داشته باشند. با توجه به جدول ۶ این دو مقدار ۵/۲٪ اختلاف دارند، که قابل قبول است ($\dot{W}_{analytic} = \dot{W}_{carnot} + \dot{I}_{total}$). \dot{W}_{carnot} مینیمم کار مورد نیاز کمپرسور است در حالی که $\dot{W}_{comp,real}$ کار واقعی مصرفی کمپرسور است. بازده کمپرسور نسبت به \dot{W}_{carnot} به

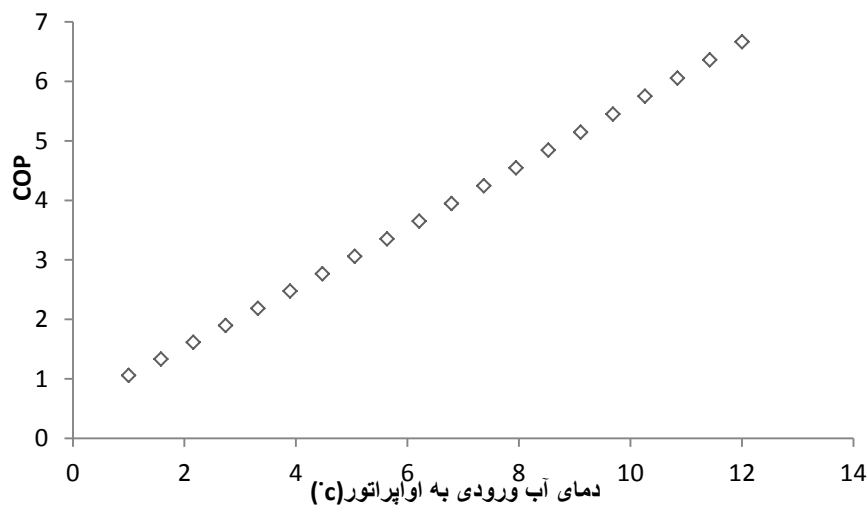
صورت $\eta_{\text{comp}} = \frac{\dot{W}_{\text{carnot}}}{\dot{W}_{\text{comp,real}}}$ تعریف می‌شود. با توجه به جدول ۶، بازده کمپرسور ۳۲٪ یک موتور بازگشت‌پذیر ایده‌آل کارنو است که بین دماهای مشابه عمل می‌کند.

جدول ۶ اعتبار محاسبات بازگشت‌ناپذیری انجام شده

۳/۰۱	$\dot{S}_{\text{gen,total}} (w/k)$
۲۹۵	$\bar{T}_0 (k)$
۸۸۹/۴	$\dot{I}_{\text{total}} (w)$
۳۲۸۰	$\dot{Q}_{\text{ground}} (w)$
۷/۳	$\text{COP}_{\text{carnot}}$
۴۴۹	$\dot{W}_{\text{carnot}} (w)$
۱۳۳۸/۴	$\dot{W}_{\text{analytic}} (w)$
۱۴۰۸	$\dot{W}_{\text{comp,real}} (w)$
۰/۳۲	η
-۵/۲	$\Delta (\%)$

۵- تأثیر برخی پارامترها بر COP و عملکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی

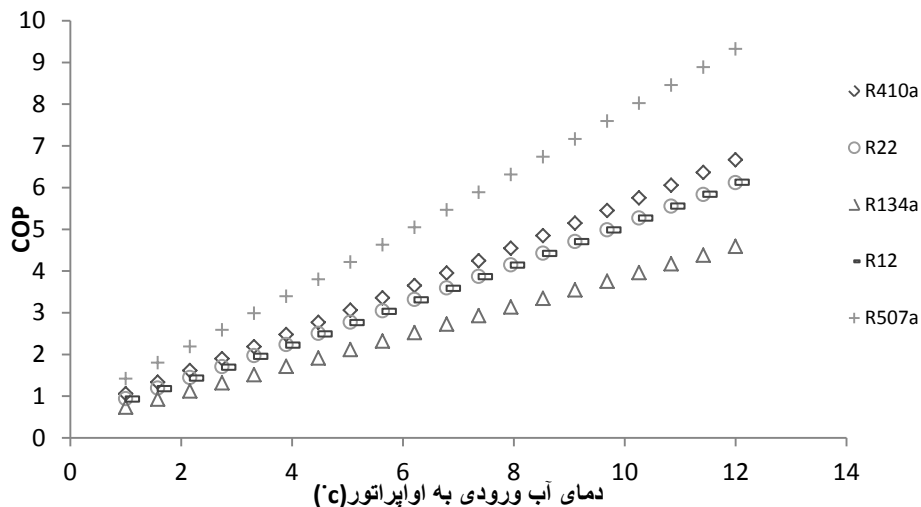
شکل ۳ تغییرات COP را با تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد. با توجه نمودار، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، COP زیاد می‌شود.



شکل ۳ تغییرات COP با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور

البته باید توجه داشت که برای دماهای بالاتر آب ورودی، میزان لوله استفاده شده در زیر زمین برای انتقال گرمای زمینی و به تبع آن میزان هزینه افزایش می‌یابد. در شکل ۴ تغییرات COP بر حسب دمای آب ورودی به اواپراتور برای چند نمونه از میردهای مختلف در شرایط یکسان با مرجع [۵] نشان داده شده است. در شرایط یکسان، میردهایی از گروه‌های مختلف دسته‌بندی شده

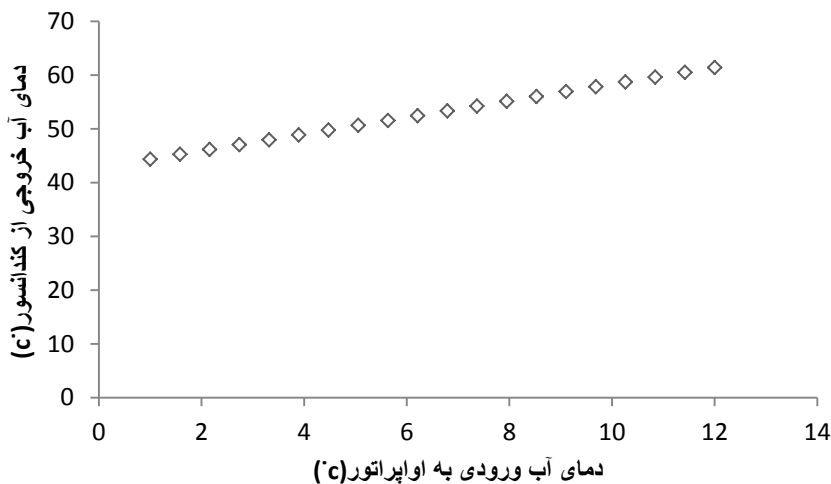
میردها، انتخاب شده‌اند. کلروفلوئوروکربنها یا HCFCها (R12)، هیدروکلروفلوئوروکربنها یا HCFCها (R22)، هیدروفلوئوروکربنها یا HFCها (R134a) و میردهای مخلوط (R410a -R507a) از جمله گروه‌های دسته بندی شده میردها هستند.



شکل ۴ تغییرات COP با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور برای میردهای مختلف

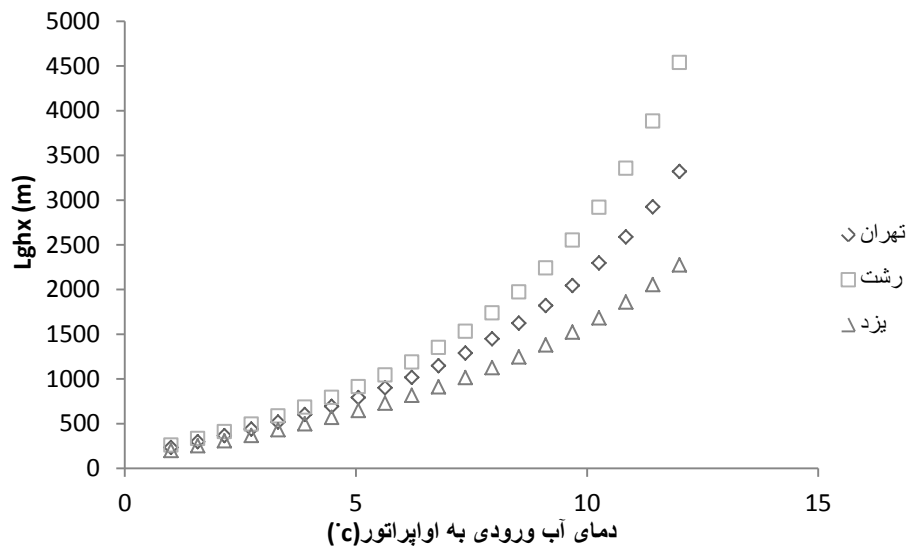
با توجه به شکل ۴، R507a در شرایط یکسان بیشترین COP را در میان میردهای انتخابی دارد. البته پارامترهای دیگری همچون خصوصیات میرد مورد استفاده (اشتعال پذیری، سمی بودن، تخریب لایه اوزون و ...) و قیمت میرد نیز در انتخاب میرد نقش به سزایی دارد.

شکل ۵ تغییرات دمای آب خروجی از کندانسور را با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد. با توجه به شکل هر چه دمای آب ورودی به اواپراتور افزایش می‌یابد، دمای آب خروجی از کندانسور افزایش می‌یابد. در دماهای بالاتر، این تغییرات کمتر است. باید توجه شود که برای رسیدن به دماهای بالاتر آب خروجی از کندانسور، هزینه بیشتری مورد نیاز است. همچنین باید شرایط خاص مبدل‌ها برای تبادل حرارت بهینه، ارضا شود. بنابراین باید دمای بهینه خروجی از کندانسور مشخص شود.



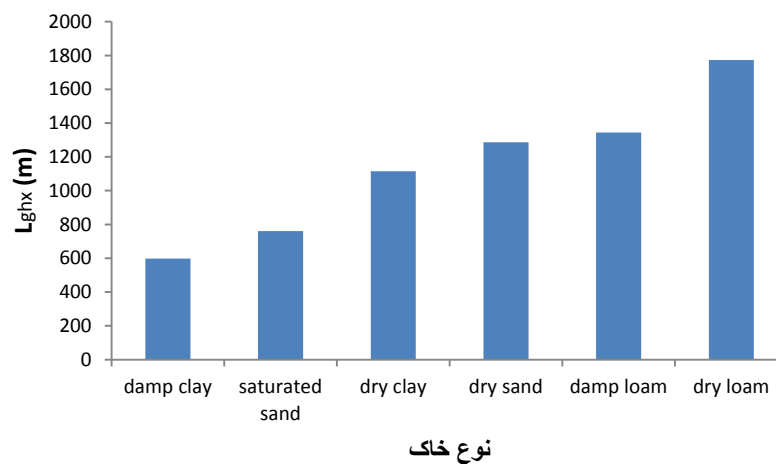
شکل ۵ تغییرات دمای آب خروجی از کندانسور با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور

یکی از اجزاء مهم سیستم، مبدل زمینی است که از انرژی گرمایی زمین برای گرمایش آب استفاده می‌کند. یکی از عوامل مؤثر در میزان دمای آب خروجی از مبدل، طول لوله پلی‌اتیلنی مورد استفاده در مبدل است. شکل ۶ طول لوله پلی‌اتیلنی مورد نیاز را در سه منطقه آب و هوایی تهران، رشت و یزد در شرایط یکسان ورودی مطابق مرجع [۵]، مقایسه می‌کند. با توجه به شکل خصوصیات دمایی هر منطقه تأثیر زیادی بر طول لوله پلی‌اتیلنی و به تبع آن میزان هزینه سرمایه گذاری دارد. در دماهای پایینتر آب ورودی به اوپراتور، تغییرات منطقه ای تأثیر کمتری بر افزایش طول لوله پلی‌اتیلنی دارد اما در دماهای بالاتر، نمود بیشتری پیدا می‌کند. به عنوان نمونه در شرایط یکسان و مطابق با شرایط ورودی این تحقیق، طول لوله پلی‌اتیلنی مورد نیاز برای رسیدن دمای آب ورودی اوپراتور به $4/5^{\circ}\text{C}$ ، برای شرایط آب و هوایی تهران، رشت و یزد به ترتیب برابر $697/8$ ، $573/8$ و $798/9$ متر می‌باشد.



شکل ۶ مقایسه تغییرات طول لوله مبدل زمینی با دمای آب ورودی به اوپراتور برای سه شهر تهران، رشت و یزد

نوع خاک نیز در طول لوله پلی‌اتیلنی مؤثر است. شکل ۷، طول لوله مورد نیاز را برای خاک‌های مختلف نشان می‌دهد. هرچه ضریب انتقال کلی خاک افزایش پیدا کند، طول لوله پلی‌اتیلنی مورد نیاز کمتر می‌شود، چون انتقال گرما از زمین به لوله بیشتر می‌شود.



شکل ۷ طول لوله مبدل زمینی برای خاک‌های مختلف با فرض $\text{Run time}=80\%$

همچنین هر نوع خاک ضریب پخش (α) جداگانه ای دارد. این نمودار برای چند نمونه خاک با فرض $\text{Run time} = 80\%$ رسم شده است. با توجه به شکل ۷ نصب پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در مناطقی با نوع خاک و شن ماسه درشت دانه، چندان مناسب نیست. از طرفی رس مرطوب و ماسه ریزدانه، بهترین قابلیت هدایت گرمایی را دارند و مناسب ترین نوع خاک برای استفاده در پمپ حرارتی زمین‌گرمایی هستند. به همین دلیل طول لوله پلی‌اتیلنی در خاک رس مرطوب و ماسه ریزدانه کمترین و در خاک و شن ماسه درشت دانه بیشترین مقدار را دارد.

۶- جمع‌بندی

از پمپ‌های حرارتی زمینی می‌توان به عنوان راهی برای کاهش سوخت‌های فسیلی و کاهش مصرف الکتریسیته نام برد. با آنالیز انرژی و انرژی سیستم، ضریب عملکرد و تخریب انرژی اجزاء سیستم محاسبه و با مقایسه با مرجع اعتبار سنجی شده است. با محاسبه کل انرژی ورودی به سیستم، مشاهده شد که زمین آشکارا یک منبع مفید انرژی تجدیدپذیر برای گرمایش آب است، چون 66% کل انرژی ورودی به پمپ حرارتی برای گرمایشی آب را تأمین می‌کند. میزان تخریب انرژی اجزاء سیستم محاسبه شد، که بیشترین تخریب در کمپرسور است. از میان چند نمونه میرد از گروه‌های مختلف، R507a و سپس R410a بیشترین ضریب عملکرد را در شرایط مشابه با مرجع [۵] دارند. مقایسه طول لوله مبدل زمینی برای گرمایش آب خانگی در سه منطقه آب و هوایی ایران شامل شهرهای تهران، یزد و رشت، برای یک نوع خاک خاص، در یزد کمترین طول لوله و در رشت بیشترین طول لوله مورد نیاز است.

مراجع

- [۱] S. P. Baden, P. Fairey, P. Waide, Hurdling financial barriers to low energy buildings, Washington, D.C , Publication No. FSEC-PF, 2006.
- [۲] B. Metz, B., O. R. Davidson, P. R. Bosch, R. Dave, L. A. Meyer, Climate change 2007, Cambridge University Press, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007.
- [۳] A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, C. Torres, Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem, journal of Energy, Vol. 19, No. 3, pp. 365-381, 1994.
- [۴] L. B. Tunya, J. L. Paul, K, Geothermal heat pump performance, Geo-heat center oregon institute of technology, 1992.
- [۵] R. A. Moonis, D. M. Jeffery, V. D. Baxter, A.C Gehl, Exergy and Energy Analysis of a Ground -Source Heat Pump for Domestic Water Heating Under Simulated Occupancy Conditions, international journal of refrigeration, pp 1-14, 2013.
- [۶] W. L. Kam, Applied Thermodynamics: Availability Method And Energy Conversion, 2nd edition, Taylor & Francis, Washington, 1996.
- [۷] A. Hepbasli, O. Akdemir, Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, Energy Conversion and Management 45, pp 737-753, 2004.

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



عضویت در خبرنامه

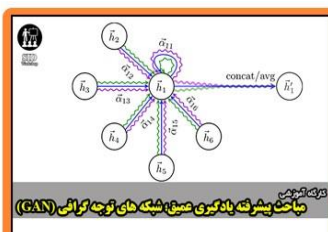


فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی جهاد دانشگاهی



کارگاه آنلاین آشنایی با پایگاه های اطلاعات علمی بین المللی و ترند های جستجو



مباحث پیشرفته یادگیری عمیق؛ شبکه های توجه گرافی (Graph Attention Networks)



کارگاه آنلاین مقاله نویسی IEEE و ISI ویژه فنی و مهندسی