اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع
ایران، تهران، خرداد 1388
Archive of SID

مدل‌سازی و بهینه‌سازی فنی و اقتصادی پمپ گرمایی با مبدل زمینی افقی

سپهر صنایع[1]، بهزاد نیرومند[2]
آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی ـ دانشکدهٔ مهندسی مکانیک ـ دانشگاه علم و صنعت ایران
[1]دانشیار، sepehr@iust.ac.ir
[2]کارشناس، behzadniroomand@yahoo.com

چکیده

به دلیل محدود بودن منابع انرژی حاصل از سوخت‌های فسیلی، تلاش برای به‌کارگیری و گسترش استفاده از منابع نو و تجدیدپذیر انرژی مانند انرژی باد، نور خورشید، امواج دریا و انرژی زمین‌گرمایی در جهان هر روز بیشتر می‌شود. یکی از راه‌های بهره‌برداری از این منابع انرژی، استفاده از پمپ‌های گرمایی زمینی است.

فرآیند طراحی پمپ‌های گرمایی زمینی، شامل مدل‌سازی سیستم و انتخاب بهینهٔ پارامترهای مؤثر بر کارایی و هزینه‌های اولیه و کارکرد سیستم است.. با توجه به تعداد زیاد متغیرهای مستقل طراحی در سیستم‌های مرتبط با مبدل‌های زمینی، محاسبات طراحی این سیستم‌ها حجیم و زمان‌برند.

در مقالهٔ حاضر، شیوهٔ مدل‌سازی پمپ گرمایی زمینی با سیکل بستهٔ مبدل زمینی افقی (HGHX) و استفاده از روش بهینه‌سازی Nelder-Mead برای انتخاب پارامترهای طراحی ارائه شده است. برای انجام مدل‌سازی و بهینه‌سازی، برنامهٔ کامپیوتری به زبان ویژوال بیسیک 6 تهیه شده و مدل‌سازی فنی و اقتصادی یک نمونه پمپ گرمایی با سیکل بستهٔ مبدل زمینی افقی و بهینه‌سازی سیستم برای انتخاب پارامترهای طراحی انجام شده است. در این رابطه، با استفاده از روش بهینه‌سازی Nelder-Mead، متغیرهای طراحی جهت حداقل شدن مجموع هزینه‌های اولیه و کارکرد سیستم (تابع هدف)، محاسبه شده و نتایج ارائه گردیده است. به‌علاوه، تغییر مقادیر پارامترهای طراحی با تغییر شرایط اقلیمی و همچنین، تأثیر هریک از متغیرهای طراحی بر هزینهٔ کلی سالیانهٔ سیستم بررسی شده‌اند.

واژه‌های کلیدی: پمپ گرمایی زمینی، مبدل گرمایی زمینی افقی، مدل‌سازی ترمودینامیکی، بهینه‌سازی فنی و اقتصادی

مقدمه

پمپ‌های گرمایی زمینی که گاهی به عنوان پمپ‌های گرمایی ژئوترمال نیز نامیده می‌شوند، روز به روز در میان استفاده‌کنندگان خانگی و تجاری محبوبیت بیشتری پیدا می‌کنند. استفاده از این سیستم‌ها به عنوان یکی از روش‌های مؤثر در کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی، کم کردن انتشار آلاینده‌ها و مهیا کردن امکان بهره‌برداری از یک منبع انرژی بی‌نهایت بزرگ و ارزان (زمین) در دنیا مورد توجه قرار گرفته است. در ایران نیز مطالعات فنی و اقتصادی و امکان‌سنجی استفاده از این سیستم‌ها آغاز گردیده است. ویژگی‌های این سیستم‌ها عبارتند از [1]:

1- مصرف کمتر انرژی.
2- استفاده از یک منبع انرژی پایدارتر با دماهای نسبتاً ثابت در طول سال.
3- نیاز نداشتن به دستگاه گرم‌کننده در دماهای خیلی کم محیط، بر خلاف سیستم‌های معمولی.
4- استفاده از مادهٔ مبرد کمتر.
5- داشتن طرح ساده و هزینهٔ نگهداری کمتر.
6- نیاز نداشتن به تجهیزات جاگیر، نازیبا و پر سر و صدای خارج از ساختمان.

در مقابل مزایای ذکر شده، سرمایه‌گذاری اولیهٔ پمپ‌های گرمایی زمینی، حدود 30 تا 50% از پمپ‌های گرمایی هوایی بیشتر است. بخش مهمی از هزینهٔ سرمایه‌گذاری در پمپ‌های گرمایی زمینی به‌خاطر مبدل گرمایی زمینی است. حلقهٔ زمینی، پمپ گرمایی را به زمین مرتبط می‌سازد و امکان تبادل گرما میان پمپ گرمایی و زمین را فراهم می‌آورد. لوله‌های کویل زمینی به صورت افقی یا عمودی در عمق مشخصی از زمین قرار می‌گیرند و هزینهٔ لولهٔ پلی‌اتیلن، هزینهٔ حفر و پر کردن چاه‌ها یا کانال‌ها، پمپ سیرکولاتور و سیال ضدیخ (در مناطق سردسیر) را به قیمت پمپ گرمایی می‌افزایند [2].

سیستم‌های پمپ گرمایی زمینی را می‌توان با توجه به شکل حلقهٔ زمینی و شیوهٔ تبادل گرما با زمین، به سه دستهٔ حلقه‌باز، حلقه‌بسته، و حلقه‌دریاچه‌ای تقسیم‌بندی کرد [3].

1- سیستم‌های حلقه‌باز یا پمپ‌های گرمایی آب زمینی
2- سیستم‌های حلقه‌دریاچه‌ای یا پمپ‌های گرمایی آب سطحی
3- سیستم‌های حلقه‌بسته یا پمپ‌های گرمایی متصل به زمین

در این مقاله، نوع سوم بررسی می‌شود. در این سیستم‌ها، مبدل گرمایی زمینی متشکل از شبکه‌ای از لوله‌های پلی‌اتیلنی به صورت افقی (در یک شیار)، عمودی (در یک چاه) یا مایل، زیر زمین قرار می‌گیرد و سیال واسطهٔ حامل گرما در آن به گردش در می‌آید و حرارت را از زمین به پمپ گرمایی (یا برعکس) منتقل می‌کند. در این حالت، سیال حامل گرما توسط دیوارهٔ مبدل گرمایی از خاک، سنگ یا آب زمین جدا شده است که آن را تبدیل به یک «سیستم بسته» می‌نماید. هزینهٔ نصب این گونه سیستم‌ها از انواع دیگر بیشتر است، اما

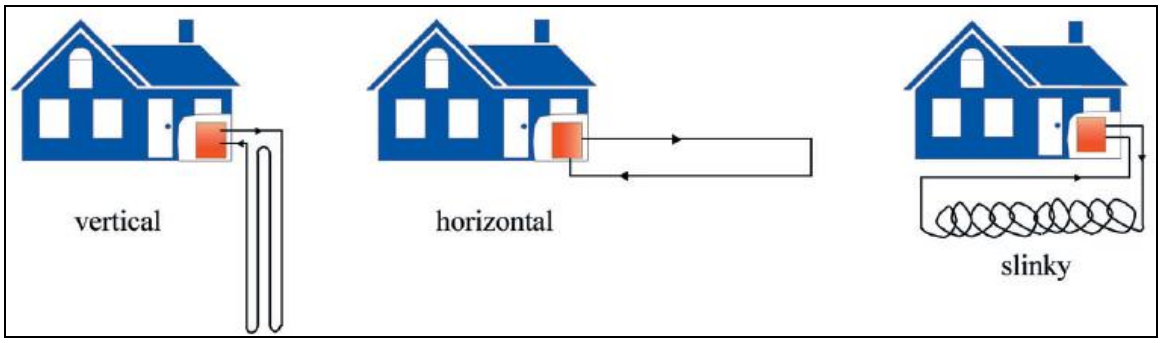
www.SID.ir

Archive of SID

در بیشتر مکان‌ها و برای سیستم‌هایی با اندازه‌های مختلف قابل استفاده‌اند. نمای سه نوع پمپ گرمایی حلقه‌بسته (عمودی، افقی، و مارپیچ) در شکل (1) دیده می‌شود.

جهت انتخاب سیستم صحیح پمپ گرمایی زمینی، پارامترهای مختلفی باید در نظر گرفته شوند. مشخصات زمین‌شناسی منطقه، مثل نفوذپذیری کافی برای سیستم‌های باز، الزامی است. امکان بهره‌برداری از سطح (با توجه به احتیاج سیستم بستهٔ افقی به سطح مشخصی از زمین برای نصب) و مشخصات گرمایشی و سرمایشی ساختمان، مهم‌ترین مواردی هستند که باید مد نظر قرار گیرند.

سیستم‌های گرمایی زمینی باز نسبت به سیستم‌های بسته معمولاً کارایی بیشتر و هزینه اولیهٔ کمتری دارند، هر چند این سیستم‌ها به موارد خاصی از نگهداری چاه‌های آب و تجهیزات احتیاج دارند و به منبع بزرگ آب قابل استفاده نیاز است. در میان سیستم‌های بسته نیز مبدل‌های زمینی عمودی به دلیل نفوذ در عمق بیشتر زمین و تماس با خاک زمین در عمق زیادتر که دمای نسبتاً ثابتی در طول سال دارد، کارایی بیشتری دارند و مساحت کمتری از سطح زمین برای نصب آنها، نیاز است. در مقابل، هزینهٔ اولیهٔ آنها بیشتر از مبدل‌های افقی است. مبدل‌های افقی به دلیل نزدیکی بیشتر به سطح زمین و تغییر متناوب سالیانهٔ دمای خاک با توجه به تغییرات شار حرارتی دریافتی توسط زمین از تشعشع خورشید، دمای هوا در فصول مختلف و بارش‌های جوی، کارایی کمتر و غیرثابتی دارند. در نتیجه، نیاز به طول بیشتر لوله در زیر زمین برای یک ظرفیت معین نسبت به استفاده از مبدل‌های عمودی با همان ظرفیت، باعث افزایش هزینهٔ پمپ کردن سیال واسطهٔ حرارتی درون آن می‌شود [4].



شکل (1): سیستم‌های پمپ گرمایی حلقه‌بسته یا پمپ‌های گرمایی متصل به زمین

با توجه به انواع سیستم‌های اتصال پمپ گرمایی به زمین، و مشخصات زمین‌شناسی در اغلب مناطق شهری در ایران، به دلیل در دسترس نبودن منابع آب زیرزمینی در نزدیکی سطح، یا منابع سطحی دائمی آب در طول سال، معمولاً نمی‌توان از سیستم‌های باز برای سیکل زمینی استفاده نمود. در میان سیستم‌های بسته نیز، انتخاب مبدل زمینی عمودی یا افقی به مساحت زمین موجود، نوع خاک محلی و هزینه‌های حفاری بستگی دارد. در صورت در دسترس بودن سطح مورد نیاز برای قرارگیری لوله‌های سیکل زمینی افقی، می‌توان از سیستم بستهٔ افقی استفاده کرد. در غیر این صورت، بهترین انتخاب، استفاده از یک سیستم بستهٔ عمودی است. در سیستم‌های افقی، شیارهایی با عرض و عمق مناسب در زمین کنده می‌شوند و لوله‌های پلی‌اتیلنی مبدل زمینی به صورت افقی در این شیارها قرار می‌گیرند و به عنوان مبدل گرمایی زمینی با زمین تبادل گرمایی می‌کنند. آب- یا مخلوط آب و ضدیخ در نواحی سردسیر- به عنوان حامل گرما برای تبادل گرما میان پمپ گرمایی و زمین به کار می‌رود [5].

طراحی و مدل‌سازی پمپ گرمایی زمینی

فرآیند طراحی سیستم‌های گرمایش و سرمایش با استفاده از پمپ‌های گرمایی زمینی، شامل انتخاب تعدادی از مشخصات سیستم توسط مهندس طراح می‌باشد. هر یک از این متغیرهای مستقل طراحی سیستم می‌توانند بر کارایی، هزینه‌های اولیه و هزینهٔ کارکرد سیستم مؤثر باشند. برای انتخاب مناسب مشخصات مذکور، لازم است که ابتدا مدل مناسبی از سیستم تهیه شود تا به کمک آن بتوان با معلوم بودن متغیرهای مستقل، اجزای مختلف سیستم را طراحی نمود. سپس با تعریف تابع هدفی بر اساس هزینهٔ کلی سالیانهٔ سیستم و با استفاده از مدل تهیه شده، می‌توان مقدار بهینهٔ متغیرهای مسقل را با استفاده از یکی از روش‌های بهینه‌سازی (مثل روش Nelder-Mead در به دست آوردن عددی حداقل یک تابع چندمتغیره) به دست آورد.

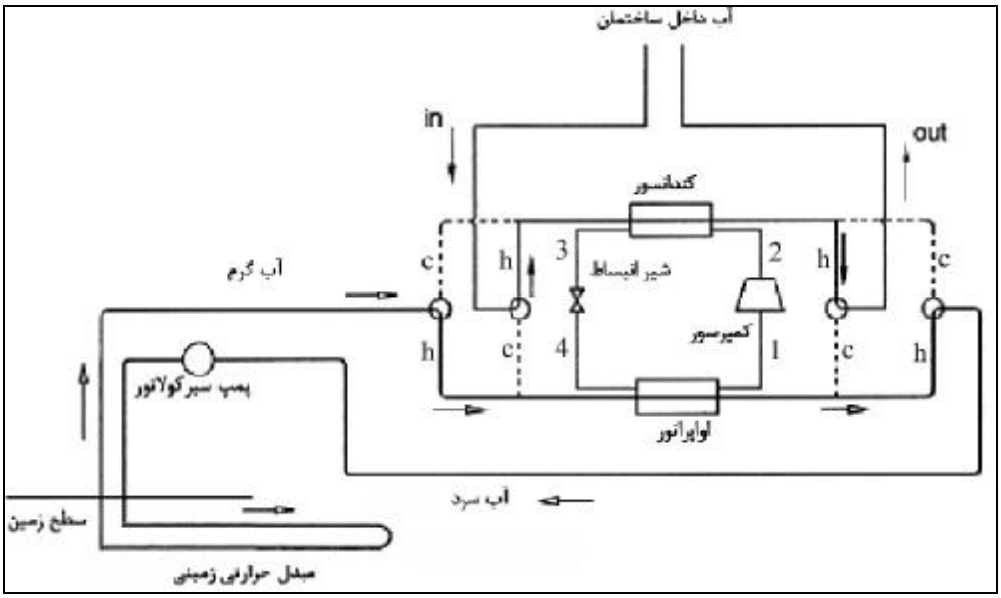
در مقالهٔ حاضر یک پمپ گرمایی زمینی با حلقهٔ بستهٔ افقی (HGHX) مدل‌سازی و بهینه‌سازی فنی ـ اقتصادی شده است. با تعریف یک تابع هدف به صورت پیش‌گفته، و با توجه به مشخصات فنی و اقتصادی سیستم، و با استفاده از روش ریاضی بهینه‌سازی Nelder-Mead، مقادیر متغیرهای مستقل محاسبه شده‌اند، که به ازای آنها، مقدار تابع هدف حداقل می‌شود.

نمایی از سیستم مورد بررسی، در شکل (2) نشان داده شده است. در این شکل، حرف‌های c و h مسیر جریان آب را در حالت‌های سرمایش و گرمایش نشان می‌دهند. هنگام کارکرد دستگاه به عنوان سیستم گرمایش، سیال واسط با اواپراتور سیکل تبرید، تبادل گرما

www.SID.ir

Archive of SID

می‌کند و آب جهت گرمایش خانه، در کندانسور سیکل تبرید، گرم می‌شود. با استفاده از شیرهای دوحالته می‌توان از همین سیستم برای سرمایش داخل خانه استفاده کرد. به این صورت که سیال واسطه با کندانسور سیستم تبرید، تبادل گرما می‌کند و آب داخلی ساختمان در اواپراتور سیکل تبرید، خنک می‌شود. لذا با استفاده از زمین به عنوان چاه حرارتی، از سیستم برای سرمایش استفاده می‌گردد.



شکل (2): نمایی از سیستم پمپ گرمایی زمینی حلقه‌بسته با مبدل گرمایی زمینی افقی

مدل پمپ گرمایی زمینی

برای طراحی پمپ گرمایی زمینی لازم است که ابتدا مدلی از آن در دست باشد که با استفاده از آن بتوان با معلوم بودن پارامترهای مستقل مسأله، مشخصات تجهیزات مورد استفاده در سیستم پمپ گرمایی زمینی (اجزای GCHP) را به دست آورد. فرضیات اولیهٔ این مدل به قرار زیرند:

فرضیات اولیهٔ مدل GCHP

سیکل تبرید مورد استفاده به عنوان سیکل داخلی سیستم، از نوع تبرید تراکمی تبخیری با مبرد R-22 است. مبدل‌های گرمایی در اواپراتور و کندانسور، از نوع دولوله‌ای‌اند که لولهٔ خارجی از جنس فولاد و لولهٔ داخلی از جنس مس است. آب در قسمت حلقوی بین دو لوله قرار می‌گیرد و مبرد ار داخل لولهٔ درونی جریان می‌یابد. مبدل گرمایی زمینی، از یک یا چند لولهٔ موازی پلی‌اتیلنی مدفون در شیارهایی تشکیل شده است که از جریان آب درون آن به عنوان حامل گرمایی واسطه استفاده می‌شود.

پارامترهای طراحی و ورودی در مدل‌سازی GCHP

پارامترهای مستقل نه‌گانهٔ زیر، پارامترهای طراحی سیستم هستند:

$T_{W1,c}$: دمای آب در ورودی پمپ گرمایی در حالت سرمایش، ^{0}C.

$T_{W1,h}$: دمای آب در ورودی پمپ گرمایی در حالت گرمایش، ^{0}C

$T_{W2,c}$: دمای آب در خروجی پمپ گرمایی هنگام سرمایش، ^{0}C.

$T_{W2,h}$: دمای آب در خروجی پمپ گرمایی هنگام گرمایش، ^{0}C.

$T_{E,c}$ و $T_{E,h}$: دمای اشباع مبرد در اواپراتور سیکل تبرید در حالت‌های سرمایش و گرمایش، ^{0}C.

$T_{C,c}$ و $T_{C,h}$: دمای اشباع مبرد در کندانسور سیکل تبرید در حالت‌های سرمایش و گرمایش، ^{0}C.

$D_{p,GHX}$: قطر لولهٔ مبدل زمینی، m، این متغیر به دلیل محدودیت‌های فنی، تنها چهار مقدار 0/75، 1، 1/25، و 1/5 اینچ می‌تواند داشته باشد.

پارامترهای ورودی مربوط به شرایط کارکرد سیستم

1- بارهای سرمایشی (Q_c) و گرمایشی (Q_h)، kW.

2- زمان کارکرد سالیانه (T) در حالات سرمایش و گرمایش، h/y.

3- زمان کارکرد با بار کامل (τ) در حالات سرمایش و گرمایش، h/y.

4- ساعات کارکرد روزانهٔ سیستم (DOH) در حالت‌های سرمایش و گرمایش، h.

5- تعداد روزهای اشغال ماهیانهٔ ساختمان (DOM)، day.

6- دمای آب گردشی ساختمان:

- دمای آب ورودی کندانسور در حالت گرمایش ($T_{Wi1,h}$)، ^{0}C.
- دمای آب خروجی کندانسور در حالت گرمایش ($T_{Wi2,h}$)، ^{0}C.
- دمای آب ورودی اواپراتور در حالت سرمایش ($T_{Wi1,c}$)، ^{0}C.
- دمای آب خروجی اواپراتور در حالت سرمایش ($T_{Wi2,c}$)، ^{0}C.

www.SID.ir

Archive of SID

7- کل زمان کارکرد سیستم (n)، y.
8- نرخ بهره (i)، %.
9- ویژگی‌های خاک

این ویژگی‌ها شامل دمای میانگین سالیانه (T_G)، تغییرات سالیانهٔ دما ($A_s = T_{G,max} - T_{G,min}$)، قابلیت هدایت گرمایی ($k_G$)، ضریب پخش گرمایی ($\alpha_G$)، و ضریب کلی انتقال گرمای خاک (U_S) هستند. k_G و α_G با توجه به چگالی، رطوبت و ترکیب خاک به دست می‌آیند [6].

به دست آوردن خواص حرارتی زمین جهت طراحی پمپ‌های حرارتی زمینی برای مهندسان امری ضروری ولی ناآشناست. انتقال گرما بین مبدل زمینی و خاک زمین عمدتاً از طریق هدایت حرارتی انجام می‌پذیرد. بنابراین به میزان زیادی به نوع خاک، میزان رطوبت، چگالی خاک خشک و دمای آن بستگی دارد. برای تعیین خواص حرارتی خاک به آزمایش‌های مفصل و پرهزینهٔ زمین‌شناسی نیاز است، اما می‌توان با استفاده از جداول موجود در منابع طراحی، نسبت به تعیین خواص، با دقت مطلوب اقدام نمود [7].

پارامترهای ورودی ویژگی‌های تجهیزات

- بازده آیزنتروپیک (η_s) و الکتریکی (η_{el}) کمپرسور، %.
- بازده پمپ (η_P) و موتور پمپ (η_M)، %.
- قطر داخلی ($D_{I,i,C}$) و خارجی ($D_{I,o,C}$) لولهٔ کندانسور، m.
- ضریب هدایت گرمایی (k_C) لولهٔ کندانسور، $kW/(m^0C)$.
- قطر داخلی ($D_{I,i,E}$) و خارجی ($D_{I,o,E}$) لولهٔ اواپراتور، m.
- ضریب هدایت گرمایی (k_E) لولهٔ اواپراتور، $kW/(m^0C)$.

ویژگی‌های مبدل گرمایی زمینی:

- ضریب k لولهٔ مبدل زمینی ($k_{p,GHX}$)، $kW/(m^0C)$
- هزینهٔ شیارکشی به ازای واحد طول، Rls/m.

فرآیند مدل‌سازی و طراحی پمپ گرمایی زمینی

مراحل محاسبه به صورت زیر است:

1- محاسبهٔ ویژگی‌های ترمودینامیکی مبرد در سیکل تبرید [8].
2- محاسبهٔ تبادل گرما در کندانسور و اواپراتور و نرخ جرمی مبرد در سرمایش و گرمایش [9].
3- محاسبهٔ ویژگی‌های آب جاری در مبدل زمینی هنگام سرمایش و گرمایش [10].
4- محاسبهٔ طول اواپراتور [9].
5- محاسبهٔ طول کندانسور [9].
6- محاسبهٔ توان بیشینهٔ کمپرسور [9].
7- تعیین مشخصات مبدل زمینی.

منظور از مشخصات، آرایش و طول HGHX است [11].

8- محاسبهٔ هد پمپ سیرکولاتور در حالات گرمایش و سرمایش [9].
9- محاسبهٔ توان مصرفی پمپ سیرکولاتور [9].

بهینه‌سازی سیستم پمپ گرمایی زمینی

- اهمیت بهینه‌سازی و روش انجام آن

با استفاده از مدل ارائه شده در بخش پیشین، می‌توان طراحی پمپ گرمایی زمینی را بهینه‌سازی کرد و بهترین مقادیر متغیرهای مستقل را برای اجرای طرح به دست آورد. به‌کارگیری متغیرهای مستقل بهینه شده در طراحی سیستم، هزینهٔ سالیانهٔ سیستم را کاهش می‌دهد. این کاهش هزینه در طول سال‌های کارکرد سیستم مبلغ قابل ملاحظه‌ای می‌شود.

یکی از روش‌های جست‌وجوی عددی مستقیم ساده برای یافتن نقاط اکسترمم موضعی توابع چندمتغیره، روش Nelder-Mead است که در کاربردهای مهندسی می‌توان از آن برای بهینه‌سازی (یافتن مقدار ماکزیمم یا مینیمم تابع هدف) استفاده کرد. این روش به طور نسبی، همگرایی خوبی دارد و زمان اجرای آن نیز مناسب است.

در مقالهٔ حاضر از روش Nelder-Mead برای بهینه‌سازی سیستم پمپ گرمایی زمینی استفاده شده است.

- اطلاعات لازم برای انجام بهینه‌سازی

1- تابع هدف: در این مورد، عبارت است از تابع نه‌متغیرهٔ هزینهٔ کلی سالیانهٔ پمپ گرمایی زمینی (TAC) که به صورت زیر تعریف می‌شود [12]:

$$TAC = C_{El} + C_{Inv} \quad (1)$$

که در آن:

C_{El}: هزینهٔ سالیانهٔ برق که برحسب مصرف سالیانهٔ آن ($E[kWh/y]$) محاسبه می‌شود، Rls/y

C_{Inv}: هزینهٔ سرمایه‌گذاری اولیهٔ کلی به ازای هر سال کار سیستم، Rls/y

- محاسبهٔ مصرف برق سالیانه (E)

مصرف برق سالیانهٔ سیستم شامل انرژی مصرفی در کمپرسور و پمپ سیرکولاتور در طول یک سال است. یعنی:

$$E = E_{Com} + E_{Pum} \quad (2)$$

انرژی مصرفی سالیانهٔ کمپرسور برابر است با:

$$E_{Com} = \tau \times \dot{m}_c \times (h_2 - h_1) \quad (3)$$

انرژی مصرفی سالیانهٔ پمپ سیرکولاتور برابر است با:

$$E_{Pum} = T \times \frac{\dot{m}_W \times H_{Pum}}{\rho_W \times \eta_{Pum}} \quad (4)$$

به این ترتیب، رابطهٔ کلی E به صورت زیر در می‌آید:

$$E = (\tau_c \times W_{Com,c}) + (\tau_h \times W_{Com,c}) + (T_c \times W_{P,c}) + (T_h \times W_{P,h}) \quad (5)$$

- محاسبهٔ هزینهٔ برق (C_{El})

www.SID.ir

Archive of SID

هزینهٔ برق با مراجعه به تعرفهٔ مصرف برق در منطقهٔ مورد نظر برحسب میزان مصرف ماهیانه به دست می‌آید.

- محاسبهٔ هزینهٔ سرمایه‌گذاری اولیه به ازای هر سال کار سیستم (C_{Inv}) [12]

$$C_{Inv} = CRF \times (C_{Eva} + C_{Con} + C_{Com} + C_{Pum} + C_{HGHX} + C_{AF}) \quad (8)$$

که در آن:

CRF: ضریب سالیانهٔ هزینهٔ اولیه است که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$CRF = \frac{i}{1-(i+1)^{-n}} \quad (9)$$

در مورد هزینهٔ اواپراتور، کندانسور، کمپرسور، پمپ، مبدل زمینی، و سیال ضد یخ از روابط مرجع [13] استفاده شده است.

2- $n+1$ نقطهٔ اولیه که هریک n مؤلفه دارند. این مؤلفه‌ها در واقع، متغیرهای مستقل سیستم هستند:

$$\left\{P_j(k) \middle| j = 1,\ldots,n+1, k = 1,\ldots,n\right\}$$

3- تعداد بیشینهٔ سعی‌ها: این مقدار برای جلوگیری از گرفتار شدن الگوریتم در حلقهٔ دائم در نظر گرفته می‌شود.

4- تلرانس (Tolerance): مقدار قابل قبول اختلاف میان بهترین و بدترین نقطه در روش Nelder-Mead که به عنوان معیار پایان سعی‌ها در نظر گرفته می‌شود.

برنامهٔ رایانه‌ای مدل‌سازی و بهینه‌سازی پمپ گرمایی زمینی

ویژگی‌های نرم‌افزار GCHP Designer

با توجه به حجم زیاد محاسبات طراحی و وقت‌گیر بودن فرآیند بهینه‌سازی پمپ‌های گرمایی زمینی، بر اساس مدل ارائه شده برای طراحی پمپ‌های گرمایی زمینی و بهینه‌سازی این مدل با استفاده از روش Nelder-Mead برنامه‌ای به زبان ویژوال بیسیک 6 برای طراحی GCHP تهیه شده است. حجم این برنامه 3500 خطی حدود 175 کیلوبایت است و در آن از 31 تابع استفاده شده است.

DLL ویژه‌ای برای محاسبهٔ ویژگی‌های مبرد R-22 در آزمایشگاه بهینه‌سازی انرژی تهیه شده و در این برنامه به کار گرفته شده است. نتایج این DLL با نرم‌افزارهای معتبر موجود در این زمینه اعتبارسنجی شده و صحت آن 100% تأیید گردیده است.

ورودی این نرم‌افزار کلیهٔ اطلاعات مورد نیاز برای طراحی GCHP را در بر می‌گیرد و این نرم‌افزار قابلیت مدل‌سازی شرایط فعلی یک سیستم بستهٔ پمپ گرمایی زمینی با مبدل زمینی افقی و بهینه‌سازی آن (یافتن مقادیر بهینهٔ متغیرهای مستقل با توجه به شرایط مسأله به منظور به حداقل رساندن هزینهٔ کلی سالیانهٔ سیستم) را دارد. در ادامه، نمونهٔ کارکرد این نرم‌افزار برای طراحی پمپ گرمایی زمینی برای آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی واقع در دانشکدهٔ مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران ارائه می‌شود.

نمونهٔ طراحی با استفاده از نرم‌افزار GCHP Designer

نمونهٔ پمپ گرمایی زمینی مناسب برای آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی واقع در دانشکدهٔ مهندسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران با استفاده از نرم‌افزار GCHP Designer طراحی می‌شود.

شرایط کارکرد سیستم و ویژگی‌های تجهیزات به قرار زیرند:

$k_G = 2.4\,W/(m\,^0C)$	$Q_c = 16\,kW$
$T_G = 16^0C$	$Q_h = 16\,kW$
$\alpha_G = 1.09\,ft^2/day$	$T_c = 1320\,h/y$
$U_G = 12\,W/(m^2\,^0C)$	$T_h = 1225\,h/y$
$\eta_s = 75\%$	$\tau_c = 500\,h/y$
$\eta_{el} = 80\%$	$\tau_h = 580\,h/y$
$\eta_P = 80\%$	$DOH_c = 12\,h$
$\eta_M = 80\%$	$DOH_h = 12\,h$
$D_{I,i,C} = 0.0318\,m$	$DOM = 22\,Days$
$D_{I,o,C} = 0.0348\,m$	$T_{Wi1,h} = 15^0C$
$k_{p,C} = 0.398\,kW/(m\,^0C)$	$T_{Wi2,h} = 20^0C$
$D_{I,i,E} = 0.0318\,m$	$T_{Wi1,c} = 30^0C$
$D_{I,o,E} = 0.0348\,m$	$T_{Wi2,c} = 20^0C$
$k_{p,E} = 0.398\,kW/(m\,^0C)$	$n = 10\,y$
$k_{p,GHX} = 0.3979\,W/(m\,^0C)$	$i = 10\%$

با بهینه‌سازی سیستم، مقدار پارامترهای طراحی برابر است با:

$T_{E,c} = 20^0C$	$T_{E,h} = -5.6^0C$
$T_{C,c} = 47.4^0C$	$T_{C,h} = 25^0C$
$T_{W1,c} = 34^0C$	$T_{W1,h} = 2.4^0C$
$T_{W2,c} = 44.1^0C$	$T_{W2,h} = 0.1^0C$
	$D_{p,GHX} = 1.25\,in$

مقدار اجزای تابع هدف در حالت بهینه به قرار زیرند:

$L_{HGHX} = 342.6\,m$	$E = 3853.3\,kW\,h/y$
$C_{HGHX} = 18,870,491\,Rls$	$C_{El} = 422,441\,Rls/y$
$CRF = 0.1627$	$C_{Pum} = 1,837,832\,Rls$
$C_{In} = 6,638,309\,Rls/y$	$C_{Com} = 6,317,820\,Rls$
$TAC = 7,060,750\,Rls/y$	$C_{Eva} = 5,279,589\,Rls$
$COP_{Overall,c} = 5.34$	$C_{Con} = 8,483,919\,Rls$
$COP_{Overall,h} = 4.84$	$NPT = 4$

www.SID.ir

Archive of SID

تأثیر پارامترهای طراحی بر هزینه و عملکرد پمپ گرمایی

عوامل گوناگونی بر هزینهٔ کلی سالیانهٔ پمپ گرمایی زمینی، و در نتیجه بر طراحی آن، تأثیر دارند که از جمله می‌توان به ظرفیت پمپ گرمایی (بار گرمایشی و سرمایشی سیستم (Q_c و Q_h))، مشخصات خاک (U_S)، کل زمان کارکرد سیستم (n)، و آرایش مبدل زمینی (N_P و L_{HGHX}) اشاره کرد. در ادامه، تأثیر این عوامل بررسی می‌شود.

ظرفیت پمپ گرمایی (بار گرمایشی و سرمایشی سیستم)

تأثیر ظرفیت پمپ گرمایی بر هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم در شکل (3) نشان داده شده است. با توجه به داده‌های این شکل مشاهده می‌شود که هزینهٔ سالیانهٔ سیستم با ظرفیت آن، تقریباً نسبت مستقیمی دارد و با 4 برابر شدن ظرفیت سیستم، هزینهٔ کلی سالیانهٔ آن تقریباً 3 برابر می‌شود. بنابراین، باید نهایت دقت در هنگام برآورد بارهای گرمایشی و سرمایشی سیستم صورت گیرد تا بیش‌برآورد کمتری وجود داشته باشد.

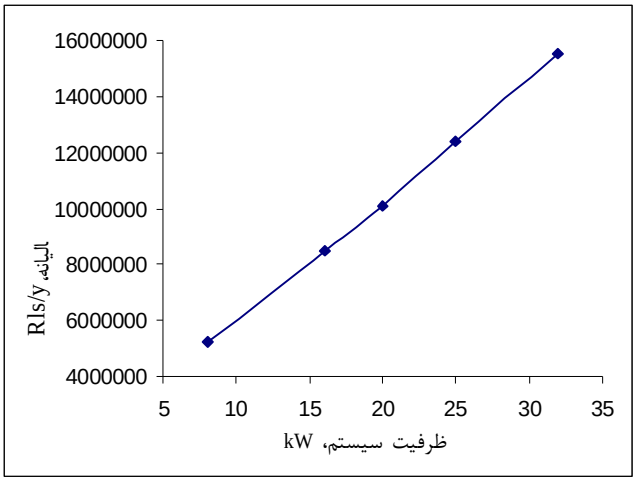
مشخصات خاک (U_S)

مشخصات خاک را می‌توان در ضریب انتقال گرمای کلی آن (U_S) خلاصه کرد. تغییر هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم با تغییر U_S در شکل (4) نشان داده شده است. با توجه به این شکل دیده می‌شود که با افزایش ضریب انتقال گرمای کلی خاک، هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم کاهش چشم‌گیری می‌یابد. به گونه‌ای که با 3 برابر شدن این ضریب، هزینهٔ کلی سالیانه تا 64% کاهش می‌یابد. به این ترتیب، با توجه به اینکه شن و ماسهٔ درشت‌دانه ضعیف‌ترین قابلیت انتقال گرما را در میان انواع خاک‌ها دارند، نصب پمپ گرمایی زمینی در مناطقی با نوع خاک شن و ماسهٔ درشت‌دانه، چندان مناسب نیست. از طرفی رس مرطوب و ماسهٔ ریزدانه، بهترین قابلیت هدایت گرمایی را دارند و مناسب‌ترین نوع خاک برای استفاده در GCHP هستند.

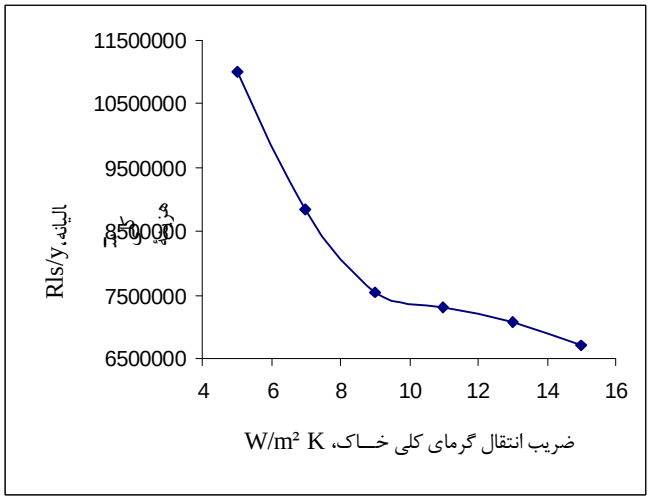
وجود رطوبت در خاک، قابلیت انتقال گرمای آن را به میزان چشم‌گیری افزایش می‌دهد. بنابراین، مرطوب نگه داشتن خاک مجاور مبدل گرمایی زمینی، کارایی آن را به میزان زیادی افزایش می‌دهد.

کل زمان کارکرد سیستم (n)

منحنی تغییر هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم با کل زمان کارکرد آن در شکل (5) نشان داده شده است. با توجه به این شکل، هرچه سیستم پمپ گرمایی زمینی برای کار در زمان طولانی‌تری طراحی شده باشد، هزینهٔ کلی سالیانهٔ آن کمتر خواهد بود. به طوری که با دو برابر شدن زمان کارکرد سیستم، هزینهٔ کلی سالیانه تا 33% کاهش می‌یابد.



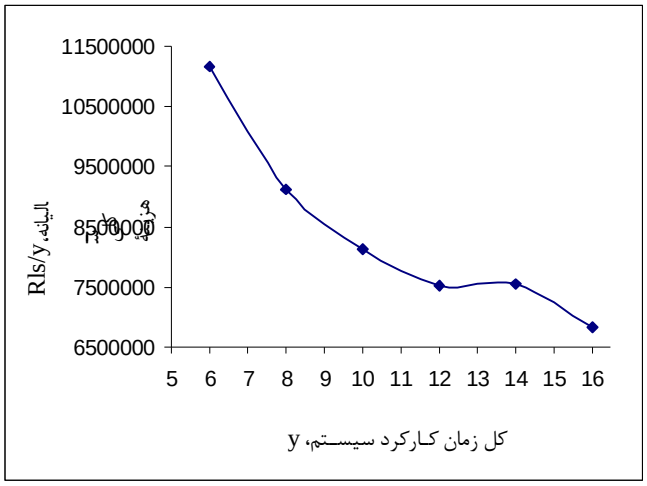
شکل (3): تغییرات هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینه با تغییر ظرفیت سیستم



شکل (4): تغییر هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم با ضریب انتقال گرمای کلی خاک (U_S)

www.SID.ir

Archive of SID



شکل (5): تغییر هزینهٔ کلی سالیانهٔ بهینهٔ سیستم با کل زمان کارکرد آن

جمع‌بندی

از پمپ‌های حرارتی زمینی، می‌توان به عنوان یکی از راه‌های کاهش مصرف سوخت و هزینهٔ مصرف انرژی، در مصارف خانگی و تجاری نام برد. این امر موجب کاهش قابل توجه در مصرف انرژی الکتریکی، و دورهٔ کوتاه بازگشت سرمایه می‌شود. روش بهینه‌سازی فنی و اقتصادی این سیستم‌ها با توجه به پارامترهای متعدد طراحی ارائه، و نتایج به دست امده، تحلیل شدند.

فهرست نشانه‌های اختصاری

C_{El}	هزینهٔ سالیانهٔ برق، Rls/y
C_{Inv}	هزینهٔ سرمایه‌گذاری اولیهٔ به ازای هر سال کار سیستم، Rls/y
c_{Pipe}	قیمت هر متر لولهٔ پلی‌اتیلنی، Rls/m
c_p	گرمای ویژه، $kJ/kg\,^0C$
COP	ضریب عملکرد
CRF	ضریب سالیانهٔ هزینهٔ اولیه
$D_{I,i,C}$	قطر داخلی لولهٔ درونی کندانسور، m
$D_{I,i,E}$	قطر داخلی لولهٔ درونی اواپراتور، m
$D_{I,o,C}$	قطر خارجی لولهٔ درونی کندانسور، m
$D_{I,o,E}$	قطر خارجی لولهٔ درونی اواپراتور، m
$D_{p,GHX}$	قطر لولهٔ مبدل زمینی، m
DOH	ساعات کارکرد روزانهٔ سیستم، h
DOM	تعداد روزهای اشغال ماهیانهٔ ساختمان، day
E	مصرف سالیانهٔ برق، kW h/y
F	ضریب بار جزئی
h	آنتالپی، kJ/kg
H_{pum}	هد پمپ، Pa
i	نرخ بهره، %
$k_{p,C}$	ضریب هدایت گرمایی لولهٔ کندانسور، kW/m K
$k_{p,E}$	ضریب هدایت گرمایی لولهٔ اواپراتور، kW/(m K)
k_G	قابلیت هدایت گرمایی خاک، $kW/(m\,^0C)$
$k_{p,GHX}$	ضریب هدایت گرمایی لولهٔ GHX، kW/(m K)
L	طول مبدل گرمایی، m
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
n	کل زمان کارکرد سیستم، y
NPT	تعداد لوله‌ها در هر شیار مبدل زمینی
Q	بار حرارتی، kW
R	مقاومت گرمایی مؤثر، $h\,ft\,^0F/Btu$
T	کل زمان کارکرد سالیانه، h/y
T_C	دمای اشباع مبرد در کندانسور سیکل تبرید، ^0C
T_G	دمای میانگین سالیانهٔ خاک، ^0C
T_E	دمای اشباع مبرد در اواپراتور سیکل تبرید، ^0C
T_{W1}	دمای آب در ورودی HP، ^0C
T_{Wi1}	دمای آب گردشی ساختمان در ورودی HP، ^0C
T_{W2}	دمای آب در خروجی HP ، ^0C
T_{Wi2}	دمای آب گردشی ساختمان در خروجی HP ، ^0C
TAC	هزینهٔ کلی کارکرد سالیانه، Rls/y
U	ضریب کلی انتقال گرما، $kW/m^2\,K$
W	توان مصرفی، kW

علائم یونانی

α_G	ضریب پخش گرمایی خاک، ft^2/day
τ	زمان کارکرد با بار کامل، h/y

www.SID.ir

Archive of SID

η_M	بازده موتور پمپ، %
η_P	بازده پمپ، %
η_s	بازده آیزنتروپیک کمپرسور، %
η_{el}	بازده الکتریکی کمپرسور، %

زیرنویس‌ها و نشانه‌های اختصاری

c	حالت سرمایش
C	کندانسور
Com	کمپرسور
E	اواپراتور
G	زمین
HGHX	مبدل گرمایی زمینی افقی
h	حالت گرمایش
HP	پمپ گرمایی
i	داخلی
min	کمینه
max	بیشینه
o	خارجی
p	لولهٔ مبدل زمینی
Pum	پمپ سیرکولاتور
R	مبرد
S	خاک
W	آب

مراجع

[1]. "Heating and cooling with a heat pump", The Office of Energy Efficiency (OEE), Canada, 1995.

[2]. Sanner B., "Description of Ground Source Types For the Heat Pump", http://www.geothermie.de, Subject: Geothermal networks.

[3]. Rafferty K., "Geothermal Heat Pump Systems: An Introduction", Water Well Journal, August 2003.

[4]. RETScreen International, "Ground Source Heat Pump Project Analysis", Minister of Natural Resources, Canada, 2005.

[5]. Kavanaugh S. P., Calvert T. H., "Performance of Ground Source Heat Pumps in North Alabama", Final Report. Alabama Universities and Tennessee Valley Authority Research Consortium, University of Alabama, Tuscaloosa, 1995.

[6]. "GeoSource Heat Pump Handbook", Econar Energy Systems Corporation, 2nd Ed., United States, February 1993.

[7]. Kavanaugh S. P., Rafferty K., "Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings", ASHRAE Inc., Atlanta, 1997.

[8]. Van Wylen G. J., Sonntag R. E. , "Fundamentals of Classical Thermodynamics", 4th Ed., John Wiley & Sons Inc., 1996.

[9]. Kakac S., Liu H., "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", 2nd Ed., CRC Press. 2002.

[10]. Shames I. H., "Mechanics of Fluids", 4th Ed., McGraw Hill Book Company, New York, 2003.

[11]. "Commercial Earth Energy Systems", CANMET Energy Technology Centre, Canada, 2002.

[12]. Yang Zhao, Zhang Shigana, Li Xun; "Cost-effective optimal design of groundwater source heat pumps", Applied Thermal engineering, Vol. 23, pp. 1595-1603, 2003.

[13]. Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Cho T. I., "Handbook of Heat Transfer", 3rd Ed., McGraw Hill, New York, 1998.

www.SID.ir