

عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی ترکیبی به همراه برج خنک کن در اقلیم‌های آب‌وهوایی ایران

سیروس آقاجانی
استاد دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی
aghanajafi@kntu.ac.ir

علی‌رضا اکبری باصری*
دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک
دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی
a.akbari.b@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۲/۲۷

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۹/۲۹

چکیده

انرژی زمین گرمایی نوعی از انرژی تجدیدپذیر است که به دلیل در دسترس بودن مورد توجه قرار گرفته است. از جمله روش‌های استفاده از این نوع انرژی، پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی است که با دفن لوله‌هایی از جنس پلی اتیلن درون زمین می‌توان از آنها به‌عنوان چاه یا منبع حرارتی استفاده کرد. با توجه به مقعیت جغرافیایی ایران بر روی کمربند خشکی، بیشتر شهرهای این کشور در طول سال به سرمایش بیش از گرمایش نیاز دارند، که این موضوع گرایش را به سمت سیستم‌های ترکیبی با برج خنک‌کن پدید می‌آورد. در این سیستم‌ها تأمین بخشی از بار سرمایش برعهده برج است. در این مقاله سعی شده است تا با بیان روش مدل‌سازی اجزای سیستم ترکیبی و بهینه‌سازی آن، سیستم بهینه پمپ حرارتی زمین گرمایی و پمپ حرارتی زمین گرمایی ترکیبی برای یک نمونه ساختمان شبیه‌سازی شده با کاربری تجاری به کمک نرم‌افزار دیزاین بیلدر^۱، در اقلیم‌های متفاوت تحلیل شود و ابعاد گوناگون آن مورد بررسی قرار گیرد. در ادامه، تغییرات دمای خروجی سیال از زمین در سیستم ترکیبی و پایه، ضریب عملکرد پمپ حرارتی در سرمایش و گرمایش در طی عمر سیستم و همچنین میزان اثرگذاری سیستم ترکیبی در کاهش هزینه عمر سیستم تحلیل شود.

واژگان کلیدی: پمپ حرارتی، سیستم ترکیبی، برج خنک‌کن، هزینه عمر، مبدل حرارتی

۱. مقدمه

بیشتر کاربردهای صنعتی، تجاری و مسکونی به سوخت‌های فسیلی است [۱]. اثبات شده است که دمای زمین تقریباً

گرم‌شدن روزافزون کره زمین به‌عنوان تهدیدی بزرگ برای آیندگان در نظر گرفته می‌شود و علت اصلی آن وابستگی



پایین‌تر از یک عمق مشخص ثابت است [۲]. اینرسی حرارتی بالای خاک، نوسانات دمایی در عمق‌های بیشتر را کاهش می‌دهد. این در حالی است که یک تأخیر زمانی بین نوسانات دمایی سطح زمین و عمق آن وجود دارد. با توجه به این تأخیر زمانی، دمای زمین همواره بالاتر (پایین‌تر) از دمای محیط در زمستان (تابستان) است. صرفه اقتصادی قابل ملاحظه این سیستم‌ها از یکسو و دوستدار محیط زیست بودن آنها از سوی دیگر سبب شده است تا پمپ‌های حرارتی زمینی جایگزینی مناسب برای سیستم‌های رایج سرمایش و گرمایش به حساب آیند [۳]. عموماً پمپ‌های حرارتی زمینی را می‌توان به دو نوع سیستم‌های باز و بسته تقسیم‌بندی کرد [۴]. جهت انتخاب سیستم صحیح پمپ حرارتی زمینی لازم است تا شاخصه‌های متعددی لحاظ شود. در این میان، مشخصات زمین‌شناسی منطقه نظیر نفوذپذیری کافی برای سیستم‌های باز، ابعاد و امکان بهره‌برداری از سطح و مشخصات گرمایشی و سرمایشی ساختمان از جمله مهم‌ترین مواردی هستند که باید مد نظر قرار گیرند. در فاز طراحی، سیستم زمینی باید به گونه‌ای انتخاب شود که کاربردی بهینه، با حداقل هزینه حاصل گردد [۵]. با توجه به انواع سیستم‌های اتصال پمپ حرارتی به زمین و مشخصات زمین‌شناسی در اغلب مناطق شهری در ایران، به دلیل عدم دسترسی به منابع آب زیرزمینی در نزدیکی سطح، یا منابع سطحی دائمی آب در طول سال، معمولاً نمی‌توان از سیستم‌های باز برای سیکل زمینی استفاده کرد. در میان سیستم‌های بسته نیز گاهی به دلیل محدودیت در سطح قابل دسترسی برای قرارگیری لوله‌های سیکل زمینی، بهترین انتخاب، استفاده از یک سیستم بسته عمودی است. معمولاً در این نوع از سیستم‌ها از یک لوله U شکل از جنس پلی‌اتیلن - که به صورت عمودی در یک چاه با قطر و طول مناسب قرار می‌گیرد و به عنوان مبدل حرارتی زمینی با زمین تبادل حرارتی می‌کند - استفاده می‌شود [۵].

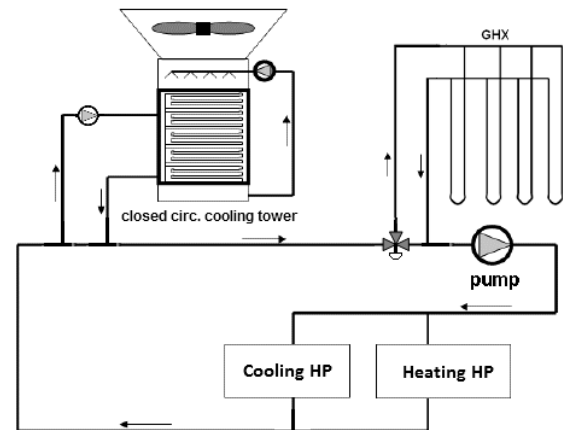
وقتی حرارت به مبدل حرارتی زمینی داده یا از آن گرفته می‌شود، دمای زمین تغییر می‌کند. اگر سرمایش و گرمایش در طی سال برابر نباشند، پس از هر سال فعالیت تغییرات خالص دمایی در زمین رخ می‌دهد. اگر ساختمان سرمایش غالب باشد، دمای زمین افزایش و اگر گرمایش غالب باشد، کاهش می‌یابد. پس از چند سال فعالیت سیستم در شرایط نامتوازن، زمین منبع حرارتی ضعیفی خواهد شد؛ بنابراین بازده سیستم کاهش خواهد یافت. در برخی از موارد، سیستم در نهایت توانایی تأمین بار را ندارد. یکی از روش‌های ممکن برای جلوگیری از بروز چنین شرایطی، افزایش طول مبدل داخل زمین است که موجب افزایش هزینه اولیه و صرف‌نظر از این سیستم به عنوان یکی از گزینه‌ها در طراحی ساختمان می‌شود. کاهش هزینه اولیه یکی از اهداف استفاده از سیستم‌های ترکیبی در مقایسه با پمپ‌های حرارتی با منبع زمین است. افزودن یک سیستم مکمل سبب کاهش بار وارده به زمین و جلوگیری از افزایش طول مورد نیاز برای مبدل زمینی می‌شود. اگر ساختمان گرمایش غالب باشد، افزودن یک بویلر و اگر سرمایش غالب باشد، افزودن یک برج خنک‌کن به عنوان سیستم مکمل مطلوب به نظر می‌رسد [۶].

مطالعه‌ای روی یک سیستم ترکیبی موجود توسط پتپلیس و سلیوان (۱۹۹۸ م) انجام شد [۷]. این پژوهشگران عملکرد یک سیستم ترکیبی برج خنک‌کن را طی ۲۲ ماه در فورت پولک^۲ لوویزیانا^۲ مطالعه کردند. در این مورد، عدم متوازن بار به طور چشم‌گیری وجود داشت و محدودیت فضا سبب شد طراحان از سیستم ترکیبی استفاده کنند. در این میان، دو نمونه عملی توسط سینگ و فاستر مطرح شد [۸]. در نمونه نخست، یک سیستم پمپ حرارتی زمینی گرمایی در وهله اول برای ساختمان ایجاد شد؛ اما شرایط جغرافیایی زمین عمق گمانه‌ها را محدود می‌کرد، بنابراین برای جبران کمبود طول مورد نیاز برای مبدل زمینی، یک برج خنک‌کن به سیستم اضافه شد. در نمونه دوم اما، فضای کافی برای احداث میدانی از مبدل‌ها وجود نداشت؛ بنابراین یک برج

خنک‌کن از ابتدا برای سیستم در نظر گرفته شد. در هر دو نمونه سیستم ترکیبی از سیستم اولیه اقتصادی‌تر بود.

۲. معرفی سیستم

در سیستم پایه (سیستم بدون برج)، چشمه یا چاه برای گرمایش یا سرمایش زمین است، اما فعالیت سیستم ترکیبی برج خنک‌کن به این شکل است که مبدل زمینی تأمین بار گرمایشی و بخشی از بار سرمایشی را برعهده دارد و برج خنک‌کن تأمین‌کننده مابقی بار سرمایش است. معمولاً سیال عامل مورد استفاده در این سیستم‌ها محلول آب و ضدیخ است [۵]. در سیستم مورد بررسی بار سرمایش و گرمایش ساختمان به کمک دو پمپ حرارتی سرمایش و گرمایش تأمین می‌شود. برج خنک‌کن به صورت سری و در بالادست مبدل قرار دارد. در شکل ۱ نمایی شماتیک از سیستم مورد بررسی نمایش داده شده است.



شکل ۱. نمایی شماتیک از سیستم مورد بررسی

۳. مدل‌سازی اجزای سیستم

سیستم مورد بررسی شامل پمپ حرارتی، برج خنک‌کن، پمپ گرداننده جریان و مبدل داخل زمین است. در مدل پمپ حرارتی، یک پمپ حرارتی خاص که پارامترهای آن توسط کاتالوگ شرکت سازنده ارائه شده است مدل می‌شود [۹]. ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی پمپ حرارتی تابعی از دمای سیال ورودی به آن است. به کمک اطلاعات

شرکت سازنده، ضریب عملکرد در دماهای مختلف نسبت به ضریب عملکرد در حالت نامی در پمپ حرارتی مورد نظر بی‌بعد شده و یک خط به آن برازش می‌شود. همین کار برای ظرفیت حرارتی نیز صورت می‌گیرد که در معادلات ۱ تا ۴ آمده است [۹].

$$COP_c = COP_{c,nom} (-0.0252T_{fl,in} + 1.6298) \quad (۱)$$

$$COP_h = COP_{h,nom} (0.0143T_{fl,in} + 1) \quad (۲)$$

$$q_c = (-0.00856T_{fl,in} + 1.2130)q_{c,nom} \quad (۳)$$

$$q_h = (0.0225T_{fl,in} + 1)q_{h,nom} \quad (۴)$$

به طوری که در این روابط T_f دمای سیال ورودی و COP_c ، COP_h ، q_c و q_h به ترتیب معرف مقادیر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در حالت سرمایش و گرمایش و $COP_{c,nom}$ ، $COP_{h,nom}$ ، $q_{c,nom}$ و $q_{h,nom}$ مقادیر نامی آنها هستند که به ترتیب برابر با ۴/۵۷، ۳/۴۲، ۱ و ۱ می‌باشند [۶]. حال به کمک معادله ۵ توان مصرفی پمپ حرارتی برای سرمایش و گرمایش محاسبه می‌شود.

$$P_c = \frac{q_c}{COP_c} \quad (۵)$$

$$P_h = \frac{COP_h}{q_h}$$

از مدل مرجع [۱۰] (برج خنک‌کن مدار بسته)، برای مدل کردن برج خنک‌کن و مدل‌سازی رفتار ترمودینامیکی و انتقال حرارتی آن استفاده شده است. در برج خنک‌کن مدار بسته، سیال عامل از درون لوله‌های داخل برج عبور می‌کند و پاشش آب روی لوله‌ها صورت می‌گیرد و تبخیر آب از سطح لوله‌ها سبب خنک‌شدن آن می‌گردد. در اینجا، دمای مورد استفاده دمای حباب تر هواست. از جمله فرضیات مهمی که لحاظ می‌شود، این است که دمای سیال عامل وقتی از برج خارج می‌شود برابر است با دمای حباب تر اشباع هوا [۱۱]. در عمل آنتالپی اشباع هوا در دمای خروجی سیال در یک فرایند با تکرار به دست می‌آید. ابتدا دمای خروجی برای سیال حدس زده می‌شود؛ سپس با توجه به معادله ۶ انتقال حرارت به دست می‌آید و آنتالپی

اشباع در دمای حدس زده شده به کمک معادله ۷ محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{fluid,guess} = \dot{m}_{fluid} c_p (T_{fluid,in} - T_{fluid,out,guess}) \quad (6)$$

$$h_{sat,guess} = h_{air,in}(T_{air,in}) + \frac{\dot{Q}_{fluid,guess}}{\dot{m}_{air} \left\{ 1 - \exp \left[-\lambda_{design} \left(\frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,design}} \right)^{-0.4} \right] \right\}} \quad (7)$$

به طوری که مقدار λ_{design} از رابطه ۸ به دست می‌آید:

$$\lambda_{design} = \ln \left[\frac{h_{sat}(T_{fluid,out,design}) - h_{air,in}(T_{air,in,design})}{h_{sat}(T_{fluid,out,design}) - h_{air,out}(T_{air,out,design})} \right] \quad (8)$$

مقادیر دبی هوا، دمای خروجی سیال و دمای خروجی و ورودی هوا در شرایط طراحی از جمله مشخصات شرکت سازنده است [۶]. اختلاف بین آنتالپی اشباع به دست آمده از تحلیل‌های سایکرومتریک هوا برای دمای حدس زده شده $h_{sat}(T_{fluid,out,guess})$ و محاسبه شده از روابط انتقال حرارت در برج خنک‌کن $h_{sat,guess}$ در معادله ۷ اگر از حد همگرایی کمتر باشد، دمای خروجی سیال به دست آمده و اگر نباشد حدس جدیدی برای آن زده می‌شود و این فرایند ادامه می‌یابد [۶].

مصرف برق برج خنک‌کن شامل مصرف برق فن و توان مصرفی برای پاشش آب است. چون در زمان بهینه‌سازی اندازه برج خنک‌کن تغییر می‌کند، لذا باید اندازه برج با توجه به اندازه اسمی برج مقیاس شود [۱۲] و از آن در محاسبات استفاده گردد. در مدل مرجع برای برج خنک‌کن، توان فن $(\dot{W}_{fan,nom})$ ۲ اسب بخار، توان پمپ افشانه (\dot{W}_{spray}) ۰/۳۳ اسب بخار و ظرفیت سرمایش اسمی (\dot{W}_{nom}) ۱۰ تن است [۱۲].

ضریب توان فن (CT_{ratio}) تابعی است از ظرفیت برج خنک‌کن به دست آمده از کاتالوگ شرکت سازنده (نرمال شده به کمک (\dot{W}_{nom}))، که منحنی برازش شده به آن در رابطه ۹ آمده است و s اندازه برج خنک‌کن در فرایند بهینه‌سازی به \dot{W}_{nom} است که در هر شبیه‌سازی تغییر می‌کند.

$$CT_{ratio} = \begin{cases} 0.0183s^2 + 1.4886s & s \leq 18.64 \\ -1.014s^2 + 2.0907s & s > 18.64 \end{cases} \quad (9)$$

سپس توان نامی فن از رابطه ۱۰ تعیین می‌شود و M ضریبی برای تنظیم توان مصرفی به نحوی که متناسب با دیگر ویژگی‌های کاتالوگ شرکت سازنده شود [۶].

$$P_{fan,rated} = \dot{W}_{spray} CT_{ratio} \dot{W}_{fan,nom} \quad (10)$$

توان پمپ افشانه نیز با استفاده از منحنی برازش شده توان فن به ظرفیت بی‌بعد تخمین زده می‌شود. توان اسمی پمپ افشانه نیز همان‌طور که در معادلات ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده مقیاس شده است [۶].

$$CT_{ratio,sp} = 0.9884s \quad (11)$$

$$P_{spray} = \dot{W}_{spray} CT_{ratio,sp} \quad (12)$$

کل توان مصرفی برج خنک‌کن (صرف نظر از پمپ گرداننده جریان) از جمع معادلات ۱۰ و ۱۲ به دست می‌آید [۶]. همانند توان مصرفی، دبی هوا همان‌طور که در معادله ۱۴ نشان داده شده است، برای مقیاس شدن با شرایط نامی برج خنک‌کن در ضریبی ضرب می‌شود، که این ضریب برای مقیاس کردن دبی به نحوی که با دیگر ویژگی‌های شرکت سازنده همخوانی داشته باشد استفاده می‌شود و معادله ۱۳ مقدار دبی نامی برج را نشان می‌دهد. به طور مشابه، معادله ۱۵ بیان‌کننده دبی اسمی سیال در برج خنک‌کن است و معادله ۱۶ نشان می‌دهد چگونه این دبی اسمی با اندازه واقعی برج و دیگر مشخصات شرکت سازنده مقیاس شده است [۷].

$$\dot{m}_{air,nom} = (4970 [cfm]) \rho_{air} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{air} = M_{air} (1.0808s) \dot{m}_{air,nom} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{fluid,nom} = (25 [gpm]) \rho_{fluid} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{fluid} = M_{fluid} \dot{m}_{fluid,nom} s \quad (16)$$

در برج خنک‌کن، آب مورد نیاز برای جایگزینی آب تبخیرشده، آب انتقال داده شده توسط جریان هوا و آبی که از برج خارج می‌شود (برای جلوگیری از تمرکز آلودگی) باید به سیستم اضافه شود [۱۳]. آبی که در هر گام زمانی تبخیر

می‌شود، در معادله ۱۷ بیان شده و بر این فرض است که ۸۷ درصد انتقال حرارت براساس تبخیر صورت می‌گیرد. مقدار Q_{fluid} انتقال حرارت از برج خنک‌کن، Δh_{water} تغییر آنتالپی آب و ρ_{water} چگالی آب است. مقدار آب خروجی برابر با آب تبخیر شده است و آب منتقل شده، که در معادله ۱۹ آورده شده و برابر با ۰/۰۱ درصد دبی آب پاشش شده است که در معادله ۱۸ آمده است [۱۳]. باید توجه داشت که دبی پاشش متناسب با سایز برج خنک‌کن مقیاس شده است.

$$Evap = 0.87 \frac{Q_{fluid}}{\Delta h_{water} \rho_{water}} \quad (17)$$

$$V_{spray} = 35 [gpm] \quad (18)$$

$$Drift = 0.0001 V_{spray}^5 \quad (19)$$

کل آب مصرفی نیز در معادله ۲۰ آمده است:

$$m_{water, total} = Evap + Blow + Drift \quad (20)$$

برای مدل‌سازی مبدل داخل زمین از روش هلستروم [۱۴]، که روشی عمدتاً عددی است، استفاده شده است. دمای زمین با استفاده از سه فضای انتقال حرارتی محاسبه می‌شود:

۱. حل شار ثابت برای توزیع مجدد و آهسته‌تر حرارت در نزدیکی گمانه
۲. حل عمومی برای جریان حرارت در بازه‌های بلند زمانی (ماه یا سال)
۳. حل محلی برای جریان حرارت در بازه‌های کوتاه زمانی نزدیک گمانه

حل محلی و عمومی به‌کمک روش اختلاف محدود محاسبه می‌شود، حال آنکه حل شار ثابت یک روش تحلیلی است. در حل محلی یک گمانه مدل می‌شود؛ زیرا برای دیگر گمانه‌ها هم به‌همین شکل خواهد بود. یک حل یک‌بعدی اختلاف محدود در جهت شعاعی نزدیک گمانه در نظر گرفته می‌شود، ارتفاع عمودی گمانه به چند قسمت تقسیم می‌شود که برای هر کدام از این قسمت‌ها این حل در نظر گرفته می‌شود. شرط مرزی خارجی شار صفر است و

شرط مرزی داخلی دما ثابت. دمای مرز براساس دما و دبی سیال عبورکننده و مقاومت حرارتی هدایت و جابه‌جایی در لوله و گمانه تعیین می‌شود. حل شار ثابت شامل پالس‌هایی حرارتی است که به آهستگی در طول زمان تغییر می‌کند و با این حل توزیع دوباره انرژی در فضای ذخیره‌سازی به‌دست می‌آید و با حل عمومی و محلی مرتبط می‌گردد [۶]. با ترکیب این سه حل، انتقال حرارت بین سیال و لوله، زمین اطراف و لوله به‌علاوه آثار گمانه‌ها روی یکدیگر در نظر گرفته می‌شود. یکی از محدودیت‌های این روش در نظر نگرفتن جریان آب زیرزمینی است و از فرض تقارن در محدوده گمانه‌ها استفاده می‌شود و دقت محدودی در مقیاس زمانی ساعت دارد، اما نگاه این پژوهش عملکرد طولانی‌مدت است و برای همین مدل کانال ذخیره‌ساز یک مدل دقیق است [۱۵-۱۷]. در شکل ۲ مبدل نمایش داده شده است. در جدول ۱ نیز مقادیر پارامترهای آن آمده است.

کل سیستم دارای یک پمپ گرداننده جریان است. توان پمپ از معادله ۲۱ محاسبه می‌شود که در آن P_{rated} توان ارزیابی‌شده پمپ و f دبی واقعی بخش بر دبی ارزیابی‌شده است. همچنین Y_{power} یک منحنی چندجمله‌ای برازش شده است که بیان‌کننده توان بی‌بعد پمپ است و در معادله ۲۲ آمده است. برای شبیه‌سازی در این سیستم فرض شده است که ۵۵ درصد افت فشار سیستم در مبدل زمینی اتفاق می‌افتد. با فرض یک مقدار افت فشار برای مبدل از محاسبات طولانی افت فشار در تمام لوله‌ها و اجزاء صرف‌نظر می‌شود و مابقی افت فشار در لوله‌کشی ساختمان، برج خنک‌کن، مبدل حرارتی، پمپ و جز این‌ها اتفاق می‌افتد [۶].

$$P_{pump} = \begin{cases} 0.45 P_{rated} Y_{power} & GHX \text{ used} \\ P_{rated} Y_{power} & GHX \text{ bypassed} \end{cases} \quad (21)$$

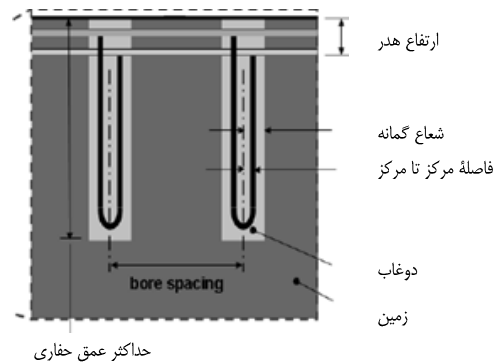
$$Y_{power} = (0.1 + 0.05f + 0.88f^2) \quad (22)$$

$$P_{rated} = P_{W, ton} q \quad (23)$$



توان مصرفی پمپ می‌تواند به‌عنوان تابعی از حداکثر بار سرمایه‌ی تخمین زده شود (معادله ۲۳)، مقدار $P_{w,ion}$ از کاوانا و رافرتی گرفته شده است [۱۸]. تعیین توان مصرفی نهایی پمپ نیاز به دانستن کارایی پمپ نیز دارد که در جدول ۲ آمده و به‌کمک معادله ۲۴ محاسبه می‌شود. همچنین η_p کارایی شفت و η_m کارایی موتور است. کارایی شفت برابر است با نسبت کارایی کل پمپ به کارایی موتور [۶].

$$P_{pump, total} = \frac{P_{pump}}{\eta_p \eta_m} \quad (24)$$



شکل ۲. پارامترهای مبدل حرارتی زمینی [۶]

سیال عامل هم می‌تواند آب و هم ترکیبی ضدیخ از آب و پروپیلن گلیکول باشد. در بیشتر سیستم‌ها، اگر دمای سیال به نقطه انجماد نزدیک شود از پروپیلن گلیکول استفاده می‌شود [۶]. در این مقاله هزینه عمر تابع هدف است. هزینه عمر $LCC = p_1 C_{fuel} + p_2 C_{first}$ شامل هزینه اولیه و هزینه جاری است که در مدت عمر سیستم که به‌طور معمول بیست سال در نظر گرفته می‌شود محاسبه می‌شود و به‌کمک الگوریتم بهینه‌سازی کمینه آن به ازای متغیرهای طراحی محاسبه می‌گردد. در این مقاله، متغیرها شامل طول مبدل، اندازه برج و دماهای کنترلی (دماهای عملکرد برج خنک‌کن و مبدل در سرمایش) می‌شوند. دمای ورودی به پمپ حرارتی بین ۱/۷ تا ۳۵ درجه سانتی‌گراد می‌تواند تغییر کند [۶]. همچنین طول مبدل نمی‌تواند مقداری منفی باشد و مقدار عمق گمانه‌ها بین ۵۰ تا ۱۰۰

متر انتخاب می‌شود. در زمان گرمایش مبدل حرارتی همواره داخل مدار است، اما در زمان سرمایش، هم در سیستم پایه و هم ترکیبی مبدل زمانی که دمای سیال از TC_2 بالاتر رود و برج خنک‌کن زمانی که دمای سیال از TC_0 بالاتر رود وارد مدار می‌شوند که هر دو جزء متغیرهای طراحی‌اند. الگوریتم مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم در شکل ۳ نمایش داده شده است.

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مبدل [۶]

مقدار	پارامتر
۱۰۰	حداکثر عمق حفاری (متر)
۶/۱	فاصله بین گمانه‌ها (متر)
۲/۴۲۳	هدایت حرارتی زمین (وات بر متر درجه کلوین)
۲۰۹۳	ظرفیت حرارتی زمین (کیلوژول بر متر مکعب کلوین)
۰/۰۵۷	شعاع گمانه (متر)
۰/۰۱۶۷	شعاع خارجی لوله (متر)
۰/۰۱۳۵۶	شعاع داخلی لوله (متر)
۰/۰۳۸	فاصله مرکز تا مرکز (متر)
۱/۳۸۵	هدایت حرارتی دوغاب (وات بر متر درجه کلوین)
۰/۴۲	هدایت حرارتی لوله (وات بر متر درجه کلوین)

جدول ۲. مقادیر پارامترهای پمپ حرارتی [۶]

مقدار	پارامتر
۵۰	توان ارزیابی‌شده
۵۵	افت فشار در مبدل زمینی (درصد)
۰/۶۵	کارایی کل پمپ
۰/۸	کارایی موتور

۴. شرایط اقلیمی ایران

به‌طور کلی می‌توان نواحی گوناگون کشور را طبق شرایط جوی و با توجه به حداکثر و حداقل درجه حرارت و میزان رطوبت نسبی و پارامترهای دیگر، که از آمارهای هواشناسی استخراج می‌گردند، تقسیم‌بندی کرد [۱۹]. در شکل ۳ اقلیم

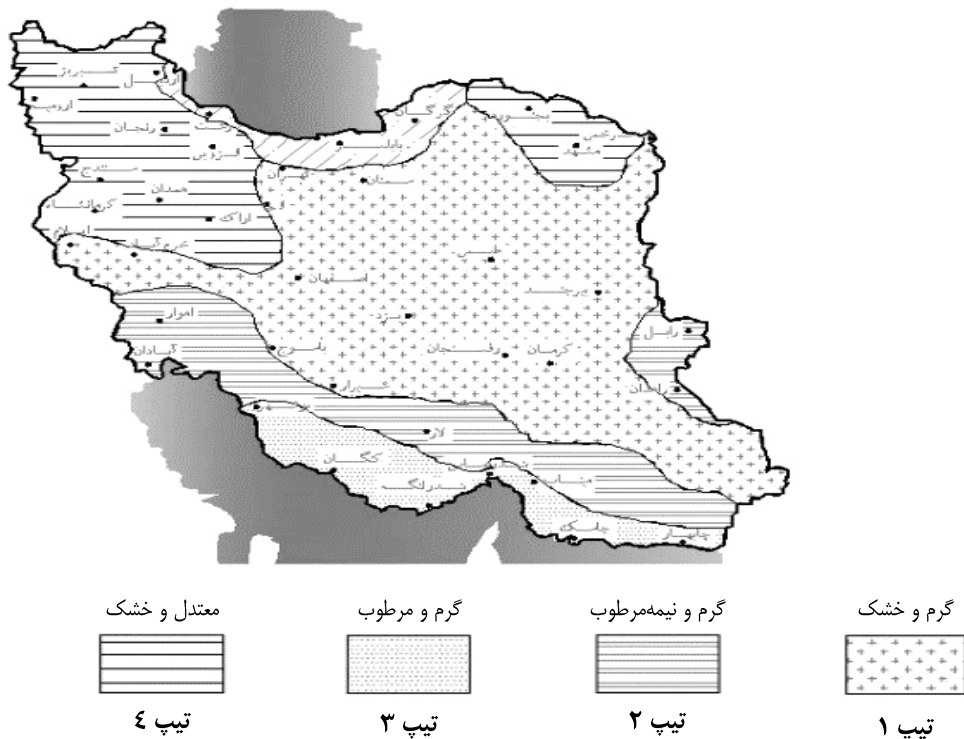
متفاوت کشور نمایش داده شده است. از بین شهرهای تیپ ۱، ۲، ۳، ۴ و ۵ به ترتیب شیراز، اهواز، بندرعباس، مشهد و رشت برای مطالعه و بررسی انتخاب شده‌اند.

۵. ساختمان مدل‌سازی شده با کاربری تجاری

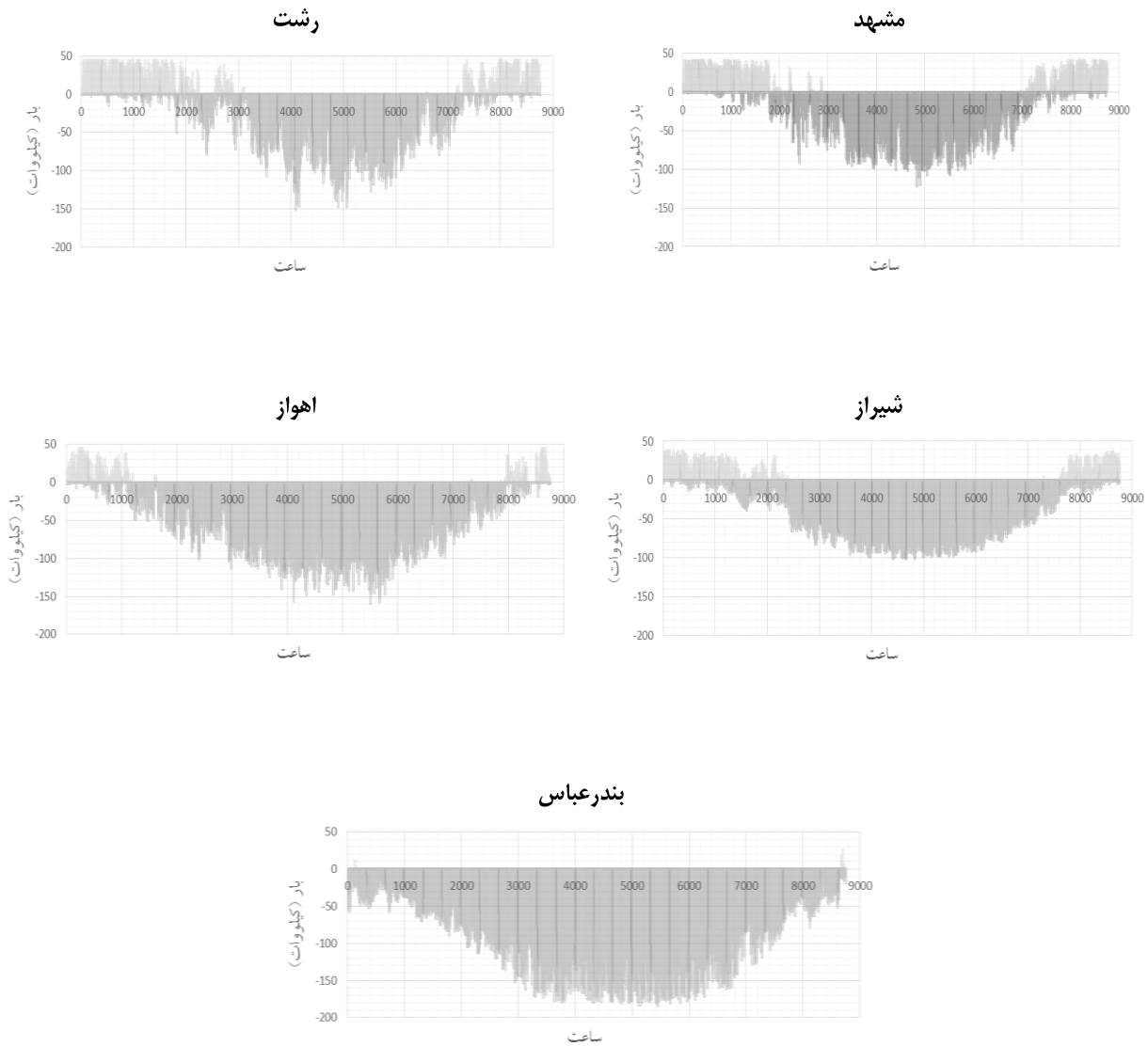
بسته نرم‌افزاری دیزاین بیلدر از جمله نرم‌افزارهای بسیار قدرتمند برای مدل‌سازی ساختمان از جنبه‌های مختلفی چون فیزیک ساختمان (مصالح ساختمانی)، معماری ساختمان، سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی، سیستم روشنایی و جز این‌هاست و قابلیت مدل‌سازی تمامی جنبه‌های ساختمان را دارد [۲۰]. بدین منظور برای بررسی سیستم ترکیبی در اقلیم ایران یک ساختمان با کاربری تجاری، در دو طبقه، به مساحت ۶۰۰ متر مربع، با ارتفاع دیوار ۳/۵ متر، دمای سرمایش و گرمایش ۲۴ و ۲۱ درجه شبیه‌سازی شد و بار سرمایش، گرمایش به تفکیک ساعت طی یک سال برای شهرهای مورد پژوهش به‌دست آمد. در شکل ۴ این مقادیر برحسب کیلووات رسم شده‌اند. مقادیر منفی بار سرمایش و مقادیر مثبت بار گرمایش‌اند.

۶. نتایج

جدول ۳ مقادیر نسبت بار سالیانه سرمایش به گرمایش به‌دست آمده از نرم‌افزار دیزاین بیلدر را نشان می‌دهد. همان‌طور که از مقادیر جدول برای شهرهای مورد پژوهش پیداست، تمام شهرهای مورد پژوهش سرمایش غالب‌اند، که کمترین نسبت برای مشهد و بیشترین نسبت برای بندرعباس است. وقتی ساختمان سرمایش غالب است، چون بار گرمایشی کمتر است در سیستم پایه طول مبدل به شکلی انتخاب می‌شود که بتواند هم بار سرمایشی و هم گرمایشی را مهار کند، اما در سیستم ترکیبی، طول مبدل براساس ماکزیمم بار گرمایشی انتخاب می‌شود، به‌نحوی که طول مبدل انتخاب‌شده بتواند بار گرمایشی مورد نیاز را تأمین کند و به همان مقدار بار سرمایشی را و تأمین مازاد بار سرمایشی برعهده برج خنک‌کن خواهد بود که در شهر بندرعباس به‌دلیل اینکه عملاً بار گرمایشی وجود ندارد، نمی‌توان هیچ طولی را برای مبدل نه در سیستم پایه و نه در ترکیبی متصور بود.



شکل ۳. اقلیم متفاوت ایران [۱۹]



شکل ۴. بار سرمایشی و گرمایشی شهرهای مورد پژوهش

جدول ۳. مقادیر بار سرمایش سالانه به گرمایش سالانه

سرمایش و گرمایش	شهر	اقلیم
۳/۴۱	مشهد	معتدل و خشک
۴/۱۸	رشت	معتدل و مرطوب
۱۰/۴۴	شیراز	گرم و خشک
۳۷/۷۶	اهواز	گرم و نیمه مرطوب
۳۷۰۰	بندرعباس	گرم و مرطوب



جدول ۴. نتایج حاصل برای تابع هدف و متغیرهای طراحی

شهر	سیستم	طول مبدل (متر)	ظرفیت برج (کیلووات)	هزینه عمر (دلار)
مشهد	پایه	۲۷۳۸	-۲	۱۳۵/۴۳
	ترکیبی	۵۵۰	۲۴/۵	۹۲/۳۳
رشت	پایه	۲۸۲۵	-۲	۱۳۸/۹۲
	ترکیبی	۴۶۳	۲۷/۵	۱۰۵/۲۸
شیراز	پایه	۲۹۱۳	-۲	۱۴۲/۴۴
	ترکیبی	۳۷۵	۲۶/۸	۹۶/۰۷
اهواز	پایه	۱۱۷۵۰	-۲	۸۶/۴۷۰
	ترکیبی	۲۸۸	۳۰/۵	۱۲۴/۹۵

جدول ۵. مقایسه مقادیر در سیستم پایه و ترکیبی

شهر	مقدار در سیستم ترکیبی / مقدار در سیستم پایه		
	طول مبدل	هزینه Z اولیه	هزینه Z جاری
مشهد	۰/۲	۰/۴	۱/۵
رشت	۰/۱۶	۰/۴۳	۱/۷۵
شیراز	۰/۱۳	۰/۳۵	۱/۶۷
اهواز	۰/۰۲	۰/۱	۵/۴۸

ترکیبی کمتر از ۲ درجه است. چون ضریب عملکرد پمپ حرارتی رابطه مستقیمی با دمای سیال ورودی به آن دارد به نحوی که در حالت گرمایش با افزایش دمای ورودی ضریب عملکرد پمپ حرارتی افزایش و در حالت سرمایش، ضریب عملکرد پمپ حرارتی کاهش می‌یابد که در هر دو حالت موجب افزایش توان مصرفی می‌شود. تغییرات ضریب عملکرد برای دو حالت سرمایش و گرمایش پمپ حرارتی برای سیستم پایه در شکل ۶ آورده شده است.

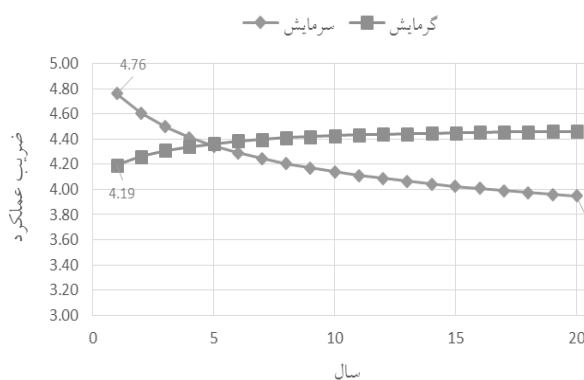
۷. نتیجه‌گیری

با توجه به نتایج به دست آمده، در تمام شهرها در پنج اقلیم مورد بررسی، بار سرمایش سالیانه از گرمایش بیشتر بوده و استفاده از سیستم ترکیبی برج خنک‌کن را توجیه‌پذیر می‌سازد. برج خنک‌کن اضافه شده تأمین بخشی از بار

با توجه به اینکه تمام شهرهای مورد بررسی در اقلیم‌های متفاوت، سرمایش غالب‌اند، همان‌طور که انتظار می‌رود دمای زمین در سیستم پایه سالیانه افزایش می‌یابد. افزایش دمای زمین، افزایش دمای سیال خروجی را در پی دارد. اما در مورد سیستم ترکیبی با وجود برج خنک‌کن، چون برج در بالادست مبدل قرار دارد، با توجه به شرایط کنترلی وارد مدار شده و سبب کاهش دمای سیال ورودی به مبدل می‌گردد و موجب می‌شود زمین به‌عنوان منبع / چاه حرارتی نقش متعادلی را در دفع / جذب حرارت داشته باشد و در طی بیست سال تقریباً رفتار مشابهی از خود نشان دهد. شکل ۵ میانگین دمای سیال خروجی از مبدل را در هر سال هم برای سیستم پایه و هم سیستم ترکیبی نشان می‌دهد، که با توجه به آن دمای سیال در سیستم پایه رشد ۸ درجه‌ای دارد، در صورتی‌که این تغییرات برای سیستم

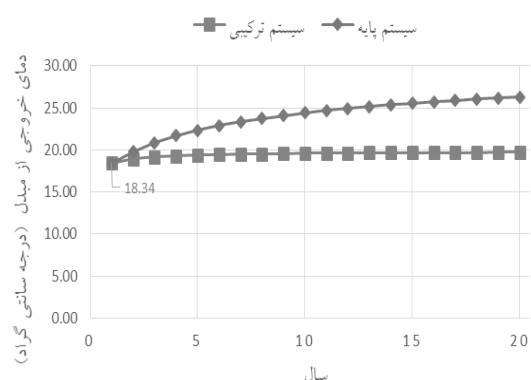


بیشتر باشد یا به تعبیری هر قدر سرمایه‌های غالب‌تر باشد، اثر برج محسوس‌تر است که این موضوع در نتایج به‌دست آمده به‌خصوص برای شهر اهواز که جزء یکی از گرم‌ترین شهرهای کشور است نشان داد که افزودن یک برج خنک‌کن به پمپ حرارتی زمین‌گرمایی می‌تواند هزینه عمر سیستم را تا یک‌چهارم کاهش دهد که در این بین مقوله کاهش هزینه به تناسب بزرگی ابعاد ساختمان مورد تحلیل، اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. شایان ذکر است استفاده از سیستم ترکیبی هزینه جاری را افزایش می‌دهد.



شکل ۶. تغییرات ضریب عملکرد پمپ حرارتی در سیستم پایه طی ۲۰ سال

سرمایش که توسط مبدل تأمین نمی‌شود را برعهده می‌گیرد و این امر موجب کاهش چشمگیر افزایش دمای زمین با گذشت زمان شده و در نتیجه زمین ظرفیت خود را برای دفع و جذب حرارت در طول سالیان متمادی حفظ می‌کند. چون ضریب عملکرد پمپ حرارتی در حالت سرمایش و گرمایش با دمای ورودی به پمپ رابطه عکس و مستقیم دارد، با بالا رفتن دمای زمین ضریب عملکرد پمپ حرارتی گرمایش، افزایش و پمپ حرارتی سرمایش، کاهش می‌یابد. هر قدر اختلاف بار سرمایش و گرمایش



شکل ۵. تغییرات دمای سیال خروجی از مبدل طی ۲۰ سال

۸. مآخذ

- [1] Harvey, L.D., "The Potential of Wind Energy to Largely Displace Existing Canadian Fossil Fuel and Nuclear Electricity Generation." *Energy* 50 (2013), PP. 93-102.
- [2] Michopoulos, F., N. Kyriakis, "Predicting the fluid temperature at the exit of the vertical ground heat exchangers." *Applied Energy* 86 (2009), PP. 2065–2070.
- [3] Omer, A.M.. "Ground-source heat pumps systems and applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008), PP. 344–371.
- [4] Sanner, B., "Description of Ground Source Types For the Heat Pump".
- [۵] صنایع، سپهر، عباسعلی فرداد، مهدی ضیغمی. "مدلسازی و بررسی فنی و اقتصادی پمپ حرارتی زمینی"، چهارمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، ۱۳۸۳.
- [6] Pertzborn, A. "The Design of Hybrid Cooling Tower Heat Pump System", M.Sc. Thesis, university of Wisconsin-Madison, 2013.
- [7] Phetteplace, G., Sullivan W. "Performance of a Hybrid Ground-Coupled Heat Pump system." *ASHRAE Transactions*, 104(1B), 1998, pp. 763–770.



- [8] Singh, J.B., G. Foster. "Advantages of using the hybrid geothermal option." *The Second Stockton International Geothermal Conference*, the Richard Stockton College of New Jersey, 1998.
- [9] Trane, "High Efficiency Horizontal & Vertical Water Source Comfort System Axiom TM 1 / 2 - 5 Tons-60 Hz Model GEH / GEV," (June), 2007.
- [10] TESS, 2004, "Type 510: Closed Circuit Cooling Tower."
- [11] Zweifel, G., V. Dorer, M. Koschenz, A. Weber. "Building Energy and System Simulation Programs: Model Development, Coupling and Integration." 1995.
- [12] Baltimore Air coil Company, "Closed Circuit Cooling Towers".
- [13] TESS, Hybrid Geothermal Heat Pumps at Fort Polk, Louisiana: Final Report to Oak Ridge National Laboratory for Subcontract, 2005.
- [14] Hellström, G. Duct Ground Heat Storage Model: Manual for Computer Code, Department of Mathematical Physics University of Lund, Sweden, 1989.
- [15] Thornton J.W., T.P. McDowell, P.J. Hughes. "Comparison of Practical Vertical Ground Heat Exchanger Sizing Methods to a Fort Polk Data/Model Benchmark." *ASHRAE Transactions*, 104(1), 1997.
- [16] Thornton, J.W., T.P. McDowell, J.A. Shonder, P.J. Hughes, D. Pahud, G. A. J. Hellström. "Residential Vertical Geothermal Heat Pump System Models: Calibration to Data," *ASHRAE Transactions*, 104(1), 1997.
- [17] Shonder, J.J.A., P.J. Hughes, J.W. Thornton. "Using Calibrated Engineering Models to Predict Energy Savings in Large-Scale Geothermal Heat Pump Projects." *ASHRAE Transactions: Symposia*, 1998, pp. 944-954.
- [18] Kavanaugh. S.P., K. Rafferty. *Ground Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, 1997.

[۱۹] سعید احمدی دافچاهی، برگرفته از روش نوین محاسبات و مبنای طراحی تاسیسات (فرزاد منصوری).

- [20] DesignBuilder, <http://www.enef.co/index.php/2> (accessed May 16, 2015).

پی نوشت

-
1. DesignBuilder[®]
 2. Fort Polk
 3. Louisiana

