

طراحی، ساخت و تحلیل یک پمپ حرارتی زمین گرمایی

سید عبدالمهدی هاشمی^{۱*}، امیرحسین حسن زاده نجاری^۲، سید محمد طباطبایی^۳

^۱ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، hashemi@kashanu.ac.ir

^۲ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، a.hasanzadeh.n@gmail.com

^۳ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، شرکت آفتاب، قم، ایران، mohammad.tabatabae@gmail.com

چکیده: با توجه به لزوم دستیابی به فناوری تولید داخلی پمپ حرارتی به عنوان یک گام مهم در توسعه سیستم‌های زمین گرمایی، ضمن تدوین دانش فنی طراحی و ساخت یک نمونه پمپ حرارتی، عملکرد این پمپ در شرایط کاری مختلف بررسی شده است. نمونه مورد نظر از نوع آب به آب و تک فصلی است که بیشترین تقاضا را برای تأمین گرمایش زمستانی ساختمان‌ها دارد. بدین منظور، ابتدا انواع نمونه‌های تجاری پمپ‌های حرارتی متداول بررسی شده و با انتخاب یک نمونه پرفروش، ضمن جداسازی و بررسی اجزای آن برای نمونه‌سازی بومی، تحلیل‌های ترمودینامیکی، انتقال حرارتی و هیدرولیکی روی آن انجام شده است. سپس با در نظر گرفتن امکانات و قابلیت‌های بومی در تهیه اجزای نمونه پمپ حرارتی، طراحی و ساخت یک نمونه با قابلیت کارکرد مطلوب و مصرف انرژی پایین اقدام شده است. در ادامه، نمونه ساخته شده طبق استانداردهای معتبر، مورد آزمون قرار گرفته و رفتار حرارتی و ضریب عملکرد نمونه ساخته شده بررسی شده است. نتایج آزمون نشان‌دهنده عملکرد مطلوب پمپ حرارتی در محدوده دمایی $30-45^{\circ}\text{C}$ در خروجی کندانسور است. در نهایت با نصب آن در یک ساختمان نمونه، عملکرد دستگاه در شرایط کارکرد واقعی، ارزیابی شده است. در این ارزیابی، ضریب عملکرد پمپ حرارتی با توجه به تغییر دمای خروجی آب خروجی از کندانسور، بین ۴ تا ۷ تغییر می‌کند.

واژه‌های کلیدی: پمپ حرارتی، زمین گرمایی، طراحی و ساخت، تحلیل ترمودینامیکی.

۱. مقدمه

نوید را می دهد که در آینده بتواند جایگزین سیستم های متداول شود. استفاده از خورشید موجب بهبود دمای چاه و عملکرد سیستم می شود. ضریب عملکرد در این حالت ۴/۶۶ و نسبت حرارت خورشیدی به حرارت کندانسور، ۰/۵۳ به دست آمده است؛ این مقادیر نشان دهنده عملکرد مطلوب سیستم در شرایط سرد است.

شیوازاکیوا و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۴ به بررسی و بهینه سازی پارامترهای عملکرد سیستم های هیبریدی پرداختند. دمای ورودی و خروجی کندانسور، دمای خروجی تبخیرکننده و کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده به عنوان پارامترهای مؤثر بر پمپ حرارتی در نظر گرفته شد. برای بهینه سازی از روش تاگوچی^۲ و نرم افزار فترن^۳ استفاده شد. نتایج ضریب عملکرد سیستم در حالت گرمایش، ۴/۲۵ و در حالت سرمایش، ۳/۳۲ را نشان می دهد.

از طرفی، شرکت های خارجی متعددی در تولید پمپ های حرارتی فعالیت می کنند. شرکت های آمریکایی کریر^۴ و یورک^۵ در آمریکای شمالی و شرکت های اشنر^۶ و بوش^۷ و نیورا^۸ در اروپا از سازندگان بزرگ پمپ های حرارتی و همچنین پمپ های حرارتی زمین گرمایی هستند که نمونه های تولیدی آنها دارای ضریب عملکرد^۹ (COP) بالایی است؛ برای مثال، شرکت نیورای آلمان پمپ های حرارتی با ضریب عملکرد نزدیک ۵ برای سیستم زمین گرمایی با کویل زمینی افقی و ضریب عملکرد ۴ تا ۴/۲ برای سیستم های زمین گرمایی با چاه عمیق ساخته است [۵].

در کشور ما نیز با افزایش بهای حامل های انرژی، پمپ حرارتی در عرصه تجاری سیستم های گرمایشی، جایگاه مناسبی یافته است. اما به دلیل وارداتی بودن پمپ های حرارتی و نبود زیرساخت های فناوری طراحی و ساخت اجزای مرتبط با این وسیله در کشور، هزینه نصب آن به عنوان سیستم گرمایش و سرمایش با کاربری مسکونی یا تجاری، هنگفت است و این عمده ترین مانع در مسیر توسعه سیستم های مبتنی بر پمپ حرارتی در داخل کشور به شمار می آید.

مطالعه گسترده بر روی پمپ حرارتی زمین گرمایی از سال ۱۳۸۰ در معاونت امور انرژی سازمان انرژی های نو ایران آغاز شد؛ این مطالعات به تغییر یک کولر گازی به پمپ حرارتی زمین گرمایی منجر شد. این دستگاه در سایت زمین گرمایی شهر مشکین شهر نصب و راه اندازی شده و کویل زمینی آن که به صورت افقی است، باعث شده تا میزان مصرف برق

امروزه انتقال انرژی به مناطق دوردست، به دلیل هزینه های سنگین، از مباحث مهم انرژی در کشور ایران است. یکی از راهکارهای مناسب برای رفع این مشکل، استفاده از انرژی های نو مانند انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی است. سیستم های زمین گرمایی یکی از گزینه های مفید در تأمین انرژی مصرف خانگی است که می تواند جایگزین مناسبی برای سوخت های فسیلی نظیر گاز طبیعی باشد و به توسعه انرژی های تجدیدپذیر نیز کمک کند.

سیستم های گرمایش و سرمایش مبتنی بر انرژی های تجدیدپذیر، معمولاً به تنهایی در همه اوقات، قادر به تأمین شرایط آسایش نیستند و به صورت ترکیبی با سیستم های کمکی مورد استفاده قرار می گیرند. در طراحی این سیستم ها، برای اجتناب از به کارگیری تجهیزات احتراق سوخت فسیلی و تولید گازهای آلاینده، غالباً از یک پمپ حرارتی استفاده می شود. از آنجا که کارکرد پمپ حرارتی بدون تولید گازهای آلاینده و کاملاً سازگار با محیط زیست است، در سال های اخیر به طور گسترده در واحدهای مرکزی یا پکیجی^۱، به صورت مستقل یا تلفیقی با انرژی های تجدیدپذیر نظیر انرژی خورشیدی و منابع زمین گرمایی به کار گرفته شده است.

در این زمینه، تحقیقات بسیاری انجام شده است که از جمله می توان به کار هیاسلی [۱] در سال ۲۰۰۵ اشاره کرد که عملکرد یک پمپ حرارتی زمین گرمایی را برای فصل زمستان و با سیال R-۲۲ از منظر انرژی و انرژی، مورد بررسی قرار داده است. در این تحقیق، تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیکل محاسبه شده و ضریب عملکرد ۲/۸۵ و بازده انرژی ۰/۶۶ برای پمپ حرارتی به دست آمده است. بی و همکاران [۲] عملکرد یک پمپ حرارتی زمین گرمایی با سیال R-۲۲ را در هر دو حالت سرمایش و گرمایش، از منظر قانون دوم ترمودینامیک بررسی کرده و تخریب و بازده انرژی را در اجزای مختلف پمپ حرارتی و سیستم کلی محاسبه نمودند. در این تحقیق، بازده انرژی پمپ گرمایی برای فصل گرمایش و سرمایش به ترتیب ۰/۱ و ۰/۰۷ به دست آمد و نتیجه گیری شد که بیشترین مقدار تخریب انرژی در هر دو حالت در کمپرسور رخ می دهد. در سال ۲۰۱۱، شی و همکاران [۳] به بررسی سیستم های هیبریدی پمپ حرارتی زمین گرمایی-خورشیدی نصب شده در کشور چین پرداختند. در این سیستم که برای گرمایش فضا در نظر گرفته شده بود، کلکتورهای خورشیدی با چاه های زمین گرمایی سری شده بودند. این سیستم با افزایش بازده انرژی و جریان حرارت از دست رفته از زمین توسط کلکتور، موجب عملکرد بهتر سیستم گرمایش شده و این

2. Taguchi
3. Fortran
4. Carrier
5. York
6. Ochsner
7. Bosch
8. Neura
9. Coefficient of performance

مطلوب و کاربردی پمپ حرارتی، به صورت تفصیلی و براساس نیاز ملی، در مسیر توسعه فناوری‌های سازندگان جهانی پمپ حرارتی و تفکر رو به گسترش نحوه به کارگیری پمپ حرارتی در سیستم‌های انرژی‌های پاک و تجدیدپذیر است که در نهایت، برای کاربرد در سیستم گرمایش و سرمایش یک ساختمان مسکونی استفاده خواهد شد.

۲. طراحی و ساخت پمپ حرارتی نمونه

گام نخست برای طراحی پمپ حرارتی، انتخاب نوع پمپ حرارتی است که با توجه به شرایط اقلیمی و نحوه توزیع گرما در ساختمان تعیین می‌شود. پمپ‌های حرارتی در عرصه تجاری براساس نوع سیال گیرنده و دهنده انرژی، به ترتیب اهمیت به سه دسته عمده تقسیم می‌شوند: هوا به هوا، آب به هوا و آب به آب. بیشترین تولید پمپ حرارتی در عرصه تجاری از نوع آب به هواست. در این نوع از پمپ‌های حرارتی، جریان آب در حال گردش از منبع زمینی یا چاه و برکه و حتی آب برگشت از دیگ دما پایین به آن وارد می‌شود. با عبور هوای محیط از روی کندانسور توسط یک فن، هوای گرم خروجی دستگاه از طریق سیستم کانالی به فضای داخل توزیع می‌شود. نمونه‌های پمپ حرارتی آب به آب برای استفاده در سیستم‌های توزیع گرمای تمام آب نظیر گرمایش از کف و رادیاتورهای فن کویل، به منظور گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرند. این نوع از پمپ حرارتی از نظر کاربردی بسیار مطلوب بوده، ابعاد آن در مقایسه با سایر انواع متناظر، کوچک‌تر و قیمت تمام‌شده آن کمتر است. به دلیل اینکه در این تحقیق، استفاده از انرژی زمین گرمایی مورد نظر است و با توجه به نحوه توزیع حرارت در ساختمان که به وسیله سیستم گرمایش از کف انجام می‌شود، پمپ حرارتی از نوع آب به آب انتخاب شده است.

در گام بعد به دانش طراحی برای ساخت نیاز است. به این منظور یک نمونه مشابه جداسازی شده و اطلاعات فنی آن استخراج می‌شود. بعد از کسب دانش فنی، باید سیکل ترمودینامیکی پمپ حرارتی نمونه طراحی شود تا ظرفیت حرارتی مبدل‌های حرارتی و کمپرسور معین شود. برای طراحی سیکل ترمودینامیکی، از نرم‌افزار کول‌پک^۲ و ویرایش ۱/۴۹ که بر مبنای نرم‌افزار EES^۳ نگاشته شده است، استفاده می‌شود. این نرم‌افزار در تحلیل ترمودینامیکی سیکل پمپ حرارتی در سطح جهانی، از شهرت و اعتبار برخوردار بوده و مورد استفاده اغلب طراحان سیستم‌های تبرید است. همچنین تمامی فرضیات لازم برای نزدیک شدن سیکل طراحی شده به سیکل واقعی، توسط خود نرم‌افزار اعمال می‌شود. بعد از مقایسه نتایج

دستگاه مذکور تا ۳۰ درصد کاهش یابد. این سازمان برای تکمیل این مطالعات، با کمک شرکت آساده صنعت، ۴ دستگاه پمپ حرارتی زمین گرمایی تهیه کرد و در آزمایشگاه مورد آزمایش قرار داد. نتایج آزمایش نشان دهنده ضریب عملکرد ۴/۵ و مصرف برق ۷۵۰ W بود که در مقایسه با بهترین کولر گازی موجود در ایران، که ضریب عملکرد ۲/۵ و مصرف برق ۲۸۰۰ W دارد، میزان چشمگیری کاهش مصرف برق دارد [۶].

در سال‌های اخیر، برخی کوشش‌های مقطعی برای نمونه‌سازی پمپ حرارتی در کشور انجام شده است. از آن جمله می‌توان به نمونه پایلوت پمپ حرارتی آب به هوای شرکت خصوصی ارم زمین گرمایی اشاره کرد که اطلاعاتی از ملاحظات اقتصادی و نحوه تجاری‌سازی، کاربری مناسب با فرهنگ ایرانی و از همه مهم‌تر، تدوین دانش فنی طراحی و تحقیق ترمودینامیکی آن در دست نیست [۷]. همچنین می‌توان به پمپ حرارتی ساخته شده در شرکت برنولی با ظرفیت ۲ تا ۶ تن تبرید اشاره کرد که طبق نظر سازندگان، ضریب عملکرد آن بین ۴/۵ تا ۵ است [۸]. صنایع و نیرومند [۹] نیز پمپ حرارتی زمین گرمایی را برای هر دو حالت سرمایش و گرمایش و با استفاده از سیال R-۲۲ و برای مناطق مختلف آب و هوایی، به منظور کمینه کردن تابع هدف هزینه کلی بهینه‌سازی نمودند و به ضریب عملکرد ۵/۲۶ در حالت سرمایش و ۵/۱۵ در حالت گرمایش در حالت بهینه و برای اقلیم آب و هوایی مبنای دست پیدا کردند. در سال ۱۳۹۱، منصف‌راد و جواهرده [۱۰] یک پمپ حرارتی زمین گرمایی دما پایین را مورد بررسی و تحلیل انرژی قرار دادند. نتایج این تحلیل نشان می‌داد که بیشترین میزان اتلاف انرژی متعلق به کمپرسور است. بنابراین، مهم‌ترین جزء سیستم که باید برای بهبود آن تلاش کرد، کمپرسور است.

عتابی و همکاران [۱۱] در سال ۱۳۹۳ امکان‌سنجی فنی، اقتصادی و زیست محیطی پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی را برای یک ساختمان دوازده واحدی در شرق تهران مورد توجه قرار دادند. به این منظور، با استفاده از نرم‌افزار پرفرم^۱ و در یک بازه زمانی ده‌ساله، تحلیل اقتصادی سیستم پمپ حرارتی و مقایسه آن با سیستم بویلر که قبلاً وظیفه تأمین گرمایش ساختمان را دارد، انجام شده است. نتایج این بررسی نشان می‌دهد علاوه بر کاهش میزان تولید دی‌اکسیدکربن، در هر سال ۶۷۰۰ گیگاژول در مصرف گاز طبیعی صرفه‌جویی می‌شود. همچنین با محاسبه هزینه‌های اولیه و هزینه انرژی مصرفی برای هر دو سیستم، دوره بازگشت سرمایه سیستم پمپ حرارتی کوتاه‌تر می‌شود.

هدف از این تحقیق، تدوین دانش فنی و نمونه‌سازی یک مدل

با توجه به این نکته که پمپ حرارتی نمونه برای کاربرد زمین گرمایی استفاده می‌شود، شرایط تحلیل باید نزدیک به شرایط طراحی در نظر گرفته شود. برای تعیین مشخصات کارکرد حرارتی دستگاه، می‌بایست از یک استاندارد مشخص مثل AHRI/ISO یا مشابه آن استفاده کرد. به دلیل فرسوده بودن نمونه انتخابی، به اطلاعات فنی ارائه شده از سوی سازنده که با استاندارد مذکور صورت گرفته، اکتفا شده است. در این استاندارد، دمای هوای ورودی به کندانسور 27°C ثابت نگه داشته می‌شود. با انجام محاسبات موازنه انرژی و انتقال حرارت، می‌توان مشخصات واقعی کارکرد پمپ حرارتی جداسازی شده را برای شرایط آب ورودی 32°C که نزدیک به دمای خروجی از زمین است، مطابق جدول (۱) به دست آورد.

جدول (۱): مشخصات کارکرد پمپ حرارتی در دمای هوای 27°C و آب ورودی 32°C براساس نظر شرکت سازنده

کمیت	واحد	دبی آب (GPM)		
		۷/۸	۵/۸	۳/۹
دمای آب خروجی از تبخیرکننده	$^{\circ}\text{C}$	۲۷	۲۵/۳	۲۳
دمای مبرد خروجی از کندانسور	$^{\circ}\text{C}$	۴۴/۵	۴۲/۸	۴۰/۷
دمای هوای خروجی از کندانسور	$^{\circ}\text{C}$	۴۳	۴۲	۴۱
توان مصرفی کمپرسور	kW	۲/۵۸	۲/۵۱	۲/۴۳
گرمای تولیدی توسط کندانسور	kW	۱۰/۴۴	۹/۷۵	۹/۴۵

برای حصول اطمینان از مدل ترمودینامیکی مورد استفاده در نرم افزار، نتایج فوق با استفاده از نرم افزار مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. به منظور انجام تحلیل ترمودینامیکی با کمک نرم افزار، دمای تبخیرکننده^۱ و دمای تقطیر کندانسور مورد نیاز است که در مشخصات فنی ارائه شده توسط شرکت سازنده ذکر نشده است. به این ترتیب، نتایج تحلیل نرم افزار به گونه‌ای ارائه شده است تا ضمن ارضای فرضیات سیکل واقعی، ظرفیت گرمایی و توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی با مشخصات نمونه جداسازی شده مطابق باشد. با تکرار محاسبات و مقایسه با مندرجات ارائه شده در دفترچه مشخصات فنی نمونه، می‌توان دریافت که شرایط اسمی کارکرد نمونه در دمای تبخیرکننده و کندانسور به ترتیب برابر 5°C و 45°C ایجاد می‌شود. در شکل (۲)، سیکل ترمودینامیکی واقعی به دست آمده از روند تکرار نشان داده شده است.

طراحی با نمونه جداسازی شده، در صورت معتبر بودن نتایج طراحی، نوبت به انتخاب اجزای اصلی پمپ حرارتی شامل کمپرسور، کندانسور و تبخیرکننده، با توجه به نتایج طراحی سیکل ترمودینامیکی می‌رسد. در دسترس بودن یا قابلیت ساخت آسان، قیمت پایین و دستیابی به ضریب عملکرد بالا برای صرفه جویی در مصرف برق، از مهم ترین نکات برای انتخاب اجزای پمپ حرارتی نمونه است.

۱.۲. جداسازی نمونه خارجی و تحلیل ترمودینامیکی آن

هدف از جداسازی نمونه خارجی، به دست آوردن اطلاعاتی نظیر شکل قرار گرفتن اجزای تشکیل دهنده پمپ‌های حرارتی تجاری و همچنین ظرفیت کمپرسور و مبدل های حرارتی کندانسور و تبخیرکننده است. همه محاسبات طراحی یک پمپ حرارتی، بر روی نمونه جداسازی شده انجام می‌شود تا اطمینان حاصل شود که محاسبات انجام گرفته به ساخت یک نمونه مطلوب منجر می‌شود. بررسی سایر خصوصیات اجرایی پمپ حرارتی نمونه که در حوزه طراحی به آن پرداخته نمی‌شود، از دیگر اهداف جداسازی نمونه پمپ حرارتی است. نحوه کنترل اجزای سیکل و رژیم های راه اندازی و خاموش سازی، سایز لوله های رابط و سایر مشخصات ساختاری پمپ حرارتی، مواردی از این دست اند.

عملیات جداسازی بر روی یک نمونه تجاری مستعمل ساخت شرکت یورک آمریکا که یکی از سازندگان مطرح پمپ حرارتی در عرصه جهانی است، انجام شد. طبق مشخصات فنی ارائه شده توسط شرکت سازنده، ظرفیت اسمی دستگاه جداسازی شده که از نوع آب به هواس، $2/5$ تن تبرید است که از جهت ظرفیت، مشابه نمونه مطلوب برای ساخت است. شکل (۱) اجزای نمونه جداسازی شده را نشان می‌دهد.



شکل (۱): اجزای جداسازی شده نمونه انتخابی پمپ حرارتی تجاری

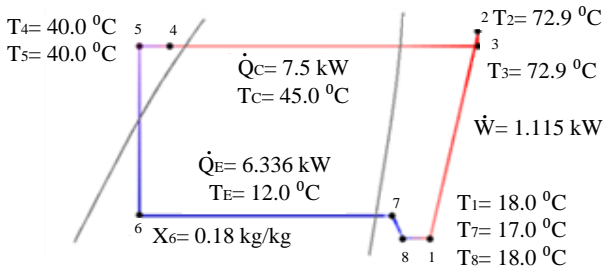
جدول (۳): فرضیات مورد استفاده در تحلیل سیکل ترمودینامیکی

پارامتر	مقدار فرض شده
مبرد	R-۲۲
ظرفیت گرمایش کمپرسور	۷/۵ kW
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور	۸۰٪
اختلاف دمای فوق اشباع	۵ °C
اختلاف دمای زیر اشباع	۵ °C
افزایش دمای معادل افت فشار در خط مکش	۰/۵ °C
افزایش دمای معادل افت فشار در خط دمش	۰/۵ °C
افزایش دمای معادل افت فشار در تبخیرکننده	۱ °C

با در نظر گرفتن فرضیات فوق، نمودار آنتالپی-فشار سیکل طراحی شده

به صورت شکل (۳) به دست می آید.

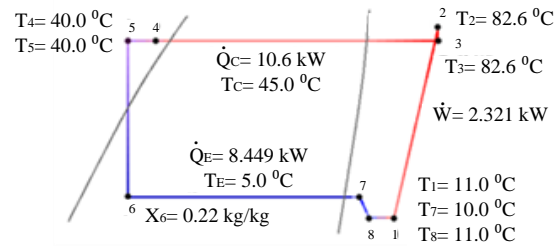
با در نظر گرفتن توان مصرفی کمپرسور و ظرفیت حرارتی کندانسور که در شکل (۳) نشان داده شده، ضریب عملکرد پمپ حرارتی ۶/۷ به دست می آید که مقدار مناسبی است. اما باید توجه داشت که سیکل طراحی شده یک سیکل ایدئال است و با توجه به تجهیزات موجود در بازار ممکن است عملی نباشد. بنابراین برای رسیدن به ضریب عملکرد سیکل طراحی شده، تجهیزات انتخابی برای پمپ حرارتی نمونه باید شرایطی نزدیک به شرایط طراحی داشته باشد.



شکل (۳): نمودار P-h سیکل ترمودینامیکی طراحی شده

۳.۲. انتخاب کمپرسور

مهم ترین قسمت پمپ حرارتی، کمپرسور آن است. بنابراین ابتدا باید بررسی شود که کمپرسوری با مشخصات طراحی شده در بازار موجود است یا خیر. باینکه تا دهه ۸۰ میلادی بیش از ۶۰ درصد بازار کمپرسورهای تبرید از نوع رفت و برگشت بودند، در دو دهه اخیر، کمپرسورهای اسکرال^۱ به عنوان جایگزین، بیش از ۷۰ درصد بازار جهانی را به خود اختصاص داده اند [۱۲]. این به دلیل عمر طولانی و صدای کمتر و راندمان بالاتر این نوع کمپرسور است. همچنین، افت فشار خط مکش و دهش در این کمپرسورها به مراتب کمتر از نوع ضربه ای آن است [۱۳] و



شکل (۲): سیکل ترمودینامیکی واقعی پمپ حرارتی نمونه جداسازی شده

با مقایسه مقادیر به دست آمده توسط این نرم افزار با نتایج موجود در دفترچه مشخصات فنی دستگاه، مشاهده می شود که نتایج با یکدیگر اختلاف کمی دارند. نتایج طراحی در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول (۲): ظرفیت مؤلفه های سیکل پمپ حرارتی نمونه جداسازی شده

مؤلفه سیکل	ظرفیت حرارتی (kW)	در شرایط کارکرد اسمی
تبخیرکننده	۸/۴۵	
کندانسور	۱۰/۶	
کمپرسور	۲/۳۲	

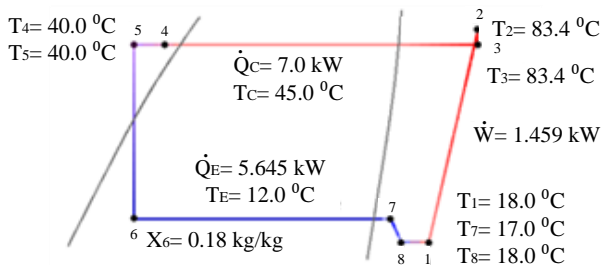
با توجه به نتایج به دست آمده از نرم افزار، مقدار ضریب عملکرد پمپ حرارتی ۴/۵۷ به دست می آید. در نگاه اول به نظر می رسد که مجموع انرژی ورودی و خروجی با هم برابر نیست و قانون اول ترمودینامیک نقض شده است. اما در واقع نرم افزار برای نزدیک کردن سیکل ترمودینامیکی طراحی شده به سیکل واقعی، مقداری افت انرژی برای قسمت های مختلف در نظر می گیرد. به همین سبب مشاهده می شود که مجموع انرژی ورودی و خروجی سیکل طراحی با هم برابر نیست.

۲.۲. طراحی سیکل ترمودینامیکی

بعد از کسب دانش فنی و آشنایی با نحوه طراحی پمپ حرارتی، اینک نوبت به طراحی پمپ حرارتی می رسد. اولین گام برای طراحی پمپ حرارتی، طراحی سیکل ترمودینامیکی آن است. برای طراحی سیکل ترمودینامیکی با کمک نرم افزار، به سه پارامتر مهم نیاز است. اولین پارامتر، ظرفیت حرارتی کندانسور است که با توجه به تحلیل انجام گرفته روی ساختمان مورد نظر، بیشترین حرارت مورد نیاز ساختمان در سردترین روز سال، ۷/۵ kW تعیین شده است. بنابراین، ظرفیت حرارتی مدنظر پمپ حرارتی ۲ تن تبرید یا ۷/۵ kW در نظر گرفته شده است. دو پارامتر مهم دیگر، دمای تبخیر کننده و کندانسور در شرایط طراحی هستند. با در نظر گرفتن دمای آب خروجی از زمین برابر ۱۵ °C و نیاز به آب گرم ۴۰ °C، دمای تبخیر تبخیر کننده و تقطیر کندانسور به ترتیب ۱۲ °C و ۴۵ °C فرض شد. سایر فرضیات مورد استفاده در تحلیل اولیه سیکل در جدول (۳) آمده است.

طراحی، ساخت و تحلیل یک پمپ حرارتی زمین گرمایی ۵۳

و تحلیل مذکور دوباره باید تصحیح شود. با انجام دوباره تحلیل ترمودینامیکی، و این بار براساس ظرفیت کمپرسور انتخابی، سیکل ترمودینامیکی بازطراحی می‌شود. سیکل ترمودینامیکی تصحیح شده براساس مشخصات کمپرسور، در شکل (۴) نشان داده شده است.



شکل (۴): سیکل ترمودینامیکی طراحی شده براساس مشخصات کمپرسور

با توجه به افزایش توان مصرفی کمپرسور و کاهش ظرفیت حرارتی کندانسور نسبت به سیکل ترمودینامیکی اولیه، انتظار می‌رود ضریب عملکرد سیستم کاهش یابد. با محاسبه ضریب عملکرد سیستم برای سیکل جدید، مقدار ۴/۶ به دست می‌آید که مقدار قابل قبولی است. ظرفیت انرژی مؤلفه‌های پمپ حرارتی به همراه ضریب عملکرد آن در جدول (۵) نشان داده شده است.

جدول (۵): ظرفیت انرژی مؤلفه‌های سیکل پمپ حرارتی نمونه برای ساخت

مؤلفه سیکل	واحد	ظرفیت حرارتی
تبخیرکننده	kW	۵/۵۴۵
کندانسور	kW	۷
کمپرسور	kW	۱/۴۵۹
ضریب عملکرد	-	۴/۶

در جدول (۶)، شرایط ترمودینامیکی نقاط مشخص شده در نمودار شکل (۴) ارائه شده است. با استفاده از مقادیر آنتالپی در نقاط مختلف سیکل، ظرفیت حرارتی مؤلفه‌های سیکل قابل محاسبه خواهد بود.

جدول (۶): شرایط ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیکل واقعی شکل (۴)

مقطع سیکل	دما (°C)	آنتالپی (kJ.kg ⁻¹)	جرم حجمی (kg.m ⁻³)
۱	۱۸	۲۵۸/۹	۲۹
۲	۸۳/۵	۲۹۶/۹	۶۰/۲
۳	۸۳/۵	۲۹۷/۲	۵۹/۴
۴	۴۰	۹۴/۴	۱۱۳۱/۴
۵	۴۰	۹۴/۴	۱۱۳۱/۴
۶	۱۲	۹۴/۴	—
۷	۱۷	۲۵۷/۹	۲۹/۷
۸	۱۸	۲۵۸/۹	۲۹

منحنی افزایش فشار آن به فرایند ایزونتروپیک نزدیک‌تر است [۱۴]. در این تحقیق، با در نظر گرفتن جایگاه و روند روبه‌رشد استفاده از کمپرسورهای اسکرو و همچنین با توجه به عمر طولانی این کمپرسورها، در پمپ حرارتی نمونه از آن‌ها استفاده شده است.

برای انتخاب ظرفیت مطلوب کمپرسور ابتدا باید نوع مبرد سیکل تعیین شود. مبرد مورد استفاده در پمپ حرارتی نمونه از نوع R-۲۲ انتخاب شده است. اگرچه با توجه به اثرات مخرب زیست‌محیطی مبرد R-۲۲، این مبرد در سطح جهانی به تدریج از چرخه مصرف حذف می‌شود [۱۵]، آنچه در انتخاب این مبرد اهمیت دارد، قیمت کم و در دسترس بودن آن است.

گام دوم برای تعیین ظرفیت کمپرسور، دمای تقطیر کندانسور و دمای تبخیر تبخیرکننده است. برای انتخاب محدوده دمای کمپرسور باید به این نکته توجه داشت که هرچه دمای تبخیرکننده و کندانسور به هم نزدیک‌تر باشد، کمپرسور عملکرد مطلوب‌تری دارد. برای تعیین دماهای تبخیر و چگالش می‌بایست دمای سیال گرم و سردشونده و همچنین راندمان مبدل‌های حرارتی مورد استفاده به عنوان کندانسور و تبخیرکننده مورد توجه قرار گیرد.

براساس محاسبات بار حرارتی ساختمان و فرضیات انجام شده درباره دمای تقطیر کندانسور و تبخیرکننده، کمپرسور موجود در بازار داخلی با برند کولپند^۱ که مشخصات آن در جدول (۴) ارائه شده و خدمات فنی آن در داخل موجود است، برای ساخت نمونه انتخاب شده است.

جدول (۴): مشخصات کمپرسور انتخابی برای نمونه‌سازی

عنوان	مشخصات
مدل تجاری	ZR28K3PFJ
مبرد	R-۲۲
توان الکتریکی	۲/۲ kW
برق ورودی	۲۲۰ ولت، تک‌فاز
دمای تبخیر	۱۲°C
دمای تقطیر	۴۵°C
ظرفیت گرمایش	۷ kW
راندمان ایزونتروپیک	۶۶/۳%

شایان ذکر است به دلیل محدودیت‌های موجود در بازار داخلی و شرایط خاص حاکم بر آن، امکان تهیه کمپرسورهایی که مخصوص پمپ‌های حرارتی طراحی شده‌اند، وجود نداشته و کمپرسور انتخابی، از رده کاربری در سیستم‌های تهویه یا کولر گازی است و برای استفاده در محدوده دمای پمپ حرارتی طراحی نشده است. به همین دلیل، راندمان ایزونتروپیک^۲ ۸۰ درصد فرض شده در تحلیل ترمودینامیکی محقق نشده

1. Copeland
2. Isentropic Efficiency

هرچند که مبدل‌های دولوله‌ای ساختار ساده‌ای دارند و از کارایی شگفتی برخوردارند و نسبت به رسوبات آب در حال گردش مقاوم‌اند، وزن و حجم آن‌ها از نوع صفحه‌ای بیشتر است. از طرفی، مبدل‌های صفحه‌ای به دلیل مدولار بودن ساختار آن‌ها، کاربرد نسبتاً وسیعی دارند. با توجه به در دسترس نبودن نمونه‌های مبدل دولوله‌ای با ظرفیت دلخواه در بازار داخلی و علی‌رغم مزایای این مبدل‌ها، از مبدل صفحه‌ای برای ساخت تبخیرکننده و کندانسور استفاده شده است.

برای انتخاب مبدل‌های حرارتی، از جداول کاتالوگ سازنده استفاده شده است. با کمک این جداول، ظرفیت‌های حرارتی و افت فشار کندانسور و تبخیرکننده، براساس میرد $R-22$ و دمای کندانسور و تبخیرکننده به ترتیب برابر $45^{\circ}C$ و $12^{\circ}C$ تعیین شده است. با توجه به نتایج جدول (۵) و مشخصات فنی درج‌شده در کاتالوگ مبدل‌های حرارتی که در جدول (۸) نشان داده شده است، تعداد صفحات کندانسور و تبخیرکننده به ترتیب ۴۴ و ۳۰ انتخاب می‌شوند.

جدول (۸): مشخصات فنی مبدل‌های صفحه‌ای

R-22				
تعداد صفحات	اوپراتور		کندانسور	
	شار حرارتی (kW)	افت فشار (kPa)	شار حرارتی (kW)	افت فشار (kPa)
۱۰	۲	۴۱	۱/۶	۱/۱
۱۴	۳	۴۷	۲/۳	۱/۱
۲۰	۴	۴۱	۳/۲	۰/۹
۲۶	۵	۴۵	۴/۲	۰/۹
۳۰	۶/۵	۴۸	۵	۰/۹
۳۴	۷/۵	۵۰	۵/۵	۰/۹
۴۰	۸/۵	۴۷	۶/۸	۰/۹
۴۴	۹/۵	۴۸	۷/۵	۰/۹
۵۰	۱۰/۸	۴۹	۸/۵	۰/۹
۶۰	۱۳	۵۰	۱۰	۰/۹
۷۰	۱۵	۴۹	۱۱/۵	۰/۹

۳. آزمون تجربی نمونه ساخته شده

بعد از اجرای روند مهندسی معکوس و طراحی اجزای پمپ حرارتی، نمونه موردنظر ساخته شد. به منظور مقایسه عملکرد پمپ حرارتی ساخته شده با پمپ‌های حرارتی تولیدکنندگان مختلف، دستگاه ساخته شده تحت آزمون استاندارد و مشخصی قرار می‌گیرد. در آزمون تجربی پمپ حرارتی ساخته شده، برای اندازه‌گیری ضریب عملکرد از استاندارد

برای رسیدن به ظرفیت حرارتی 7 kW کندانسور در شرایط طراحی، دبی جریان میرد $0.33452\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ خواهد بود. با داشتن سرعت مجاز جریان میرد در مجاری، مطابق جدول (۷) سایز لوله‌های رابط محاسبه می‌شود.

جدول (۷): مشخصات محاسبه شده لوله‌های رابط سیکل پمپ حرارتی

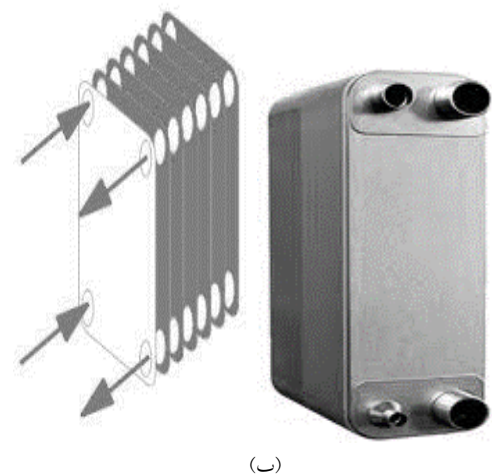
مقطع سیکل	سرعت میرد ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	مسیر	سایز لوله (mm)
۱	۱۰	خط مکش	۱۲/۳
۲	۱۲	خط دهش	۷/۸
۵	۰/۶	مایع	۸

۱.۳.۲. انتخاب مبدل حرارتی

برای تبخیرکننده و کندانسور، مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در پمپ حرارتی آب به آب باید برگزیده شوند. مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای و صفحه‌ای، دو نمونه رایج مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در این نوع از پمپ‌های حرارتی هستند. در شکل (۵) این دو مبدل نشان داده شده‌اند.



(الف)



(ب)

شکل (۵): نمای از مبدل حرارتی: الف. دولوله‌ای؛ ب. صفحه‌ای

طراحی، ساخت و تحلیل یک پمپ حرارتی زمین گرمایی ۵۵

نگه داشته شد تا از دمای تبخیر مبرد در تبخیرکننده در دمای 12°C اطمینان حاصل شود. این دمایی است که در آن، نمونه پمپ حرارتی ساخته شده می‌بایست برای شرایط کاربری خاص، در یک سیستم زمین گرمایی هیبرید جهت اجرا در منطقه واقع در شهرستان قم عمل نماید.

جدول (۹): مشخصات وسایل اندازه‌گیری در آزمون تجربی

کمیت	وسیله اندازه‌گیری	محدوده کاری	دقت
دبی آب	ظرف مدرج و کرومومتر	۰-۱۰gpm	۰/۱gpm
دما	ترموکوپل نوع k	50°C تا -10°C	± 1
انرژی الکتریکی	آمپر متر	۰-۱۰۰A	۰/۰۱A
فشار مبرد	مانومتر	۰-۵۰۰۰psi	۰/۱psi

اجرای آزمون براساس تغییر دمای آب خروجی از کندانسور در محدوده 30°C تا 50°C است. بنابراین مدار کنارگذر پیش‌بینی شده به‌گونه‌ای تنظیم شده است تا دمای خروجی از کندانسور در هر آزمایش 5°C افزایش یابد. در طول آزمایش، دمای آب ورودی به تبخیرکننده ثابت نگه داشته می‌شود. دبی‌های جریان اوپراتور و کندانسور در طول آزمایش ثابت و به‌ترتیب برابر $1/36 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ و $0/9 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ تنظیم شد. مدت زمان هر مرحله آزمون تا رسیدن به شرایط پایدار برای برداشت اطلاعات، ۱۵ دقیقه در نظر گرفته شده است تا دمای آب ورودی به تبخیرکننده افزایش نیابد. نتایج آزمون در جدول (۱۰) ارائه شده است.

جدول (۱۰): نتایج آزمون تجربی در دمای ورودی تبخیرکننده $13/5^{\circ}\text{C}$

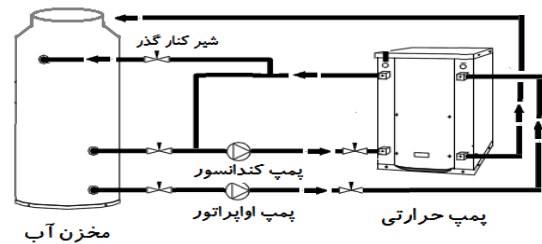
پارامتر	واحد	دمای خروجی کندانسور ($^{\circ}\text{C}$)			
		۳۰	۳۵	۴۰	۴۵
دمای ورودی تبخیرکننده	$^{\circ}\text{C}$	۱۳/۵	۱۳/۵	۱۳/۵	۱۳/۵
دمای خروجی تبخیرکننده	$^{\circ}\text{C}$	۹/۸	۱۰	۱۰/۴	۱۰/۹
دمای ورودی کندانسور	$^{\circ}\text{C}$	۲۳/۴	۲۹/۶	۳۴	۳۹/۶
دمای تبخیر مبرد	$^{\circ}\text{C}$	۱۲	۱۲	۱۲	۱۲
دمای تقطیر مبرد	$^{\circ}\text{C}$	۳۵	۴۰	۴۵	۵۰
شدت جریان برق کمپرسور	A	۵/۵	۶	۶/۸	۷/۴

توان الکتریکی توسط دستگاه واتمتر اندازه‌گیری می‌شود. برای محاسبه ظرفیت حرارتی کندانسور و تبخیرکننده از رابطه (۱) استفاده می‌شود.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C \cdot \Delta T \quad (1)$$

در این رابطه، \dot{Q} شار حرارتی، \dot{m} دبی جرمی آب، C ظرفیت گرمایی ویژه آب و ΔT اختلاف دمای آب ورودی و خروجی مبدل حرارتی است. نتایج تحلیل حرارتی آزمون و محاسبه ضرایب عملکرد پمپ حرارتی در جدول (۱۱) ارائه شده است.

ISO-۱۳۲۵۶ استفاده شده است. اجرای آزمون براساس تغییر دمای آب ورودی به کندانسور در محدوده $25-45^{\circ}\text{C}$ با استفاده از مدار کنارگذر پیش‌بینی شده است. اگرچه دمای آب مخزن با کارکرد مداوم کمپرسور به تدریج افزایش خواهد یافت، با توجه به قانون اول ترمودینامیک و توان کمپرسور پمپ حرارتی (۱/۵ kW) و ظرفیت بالای مخزن آب (۳۰۰ Lit) این افزایش دما بسیار کند و قابل اغماض خواهد بود و می‌توان در طول آزمایش، دمای آب ورودی به تبخیرکننده را ثابت نگه داشت. در شکل (۶)، طرح‌واره جریانی پمپ حرارتی در زمان انجام آزمون پمپ حرارتی نمونه، نمایش داده شده است.



شکل (۶): طرح‌واره سیستم لوله‌کشی برای آزمون پمپ حرارتی

در این طرح‌واره جریانی، برای سادگی از یک مخزن به‌طور مشترک برای مدارهای آب کندانسور و تبخیرکننده استفاده شده است. بنابراین با مخلوط شدن دو جریان سرد و گرم دمای آب مخزن به‌کندی افزایش یافته و تقریباً ثابت می‌ماند و نیازی به منابع گرم و سرد نیست. همچنین با استفاده از مدارهای کنارگذر، دمای جریان آب مسیر کندانسور برای تغییر شرایط ورودی کنترل می‌شود. شکل (۷) پمپ حرارتی ساخته‌شده را در زمان عملیات داده‌برداری نشان می‌دهد.



شکل (۷): دستگاه ساخته‌شده و نحوه انجام آزمون

برای اندازه‌گیری کمیت‌های دما، دبی جریان و مصرف برق از وسایل سنجش به شرح جدول (۹) استفاده شده است. در این آزمون، دبی‌های جریان تبخیرکننده و کندانسور در طول آزمایش ثابت و به‌ترتیب برابر $1/36 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ و $0/9 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ تنظیم شد.

در طی این آزمون‌ها، دمای آبگرم خروجی کندانسور به دمای 50°C می‌رسد که بالاترین نرخ مصرف برق را در این شرایط ایجاد می‌کند. محدوده دمای تبخیرکننده در آزمون‌های انجام شده، در دمای $13/5^{\circ}\text{C}$ ثابت

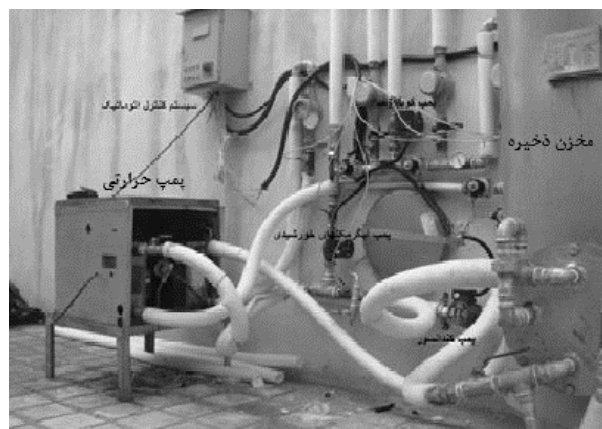
جدول (۱۱): نتایج محاسبات آزمون تجربی

پارامتر	واحد	دمای خروجی کندانسور (°C)				
		۵۰	۴۵	۴۰	۳۵	۳۰
توان مصرفی	W	۲۰۲۴	۱۶۴۰	۱۵۰۰	۱۳۳۰	۱۲۰۰
ظرفیت تبخیرکننده	W	۳۵۰۰	۴۱۰۰	۴۸۵۰	۵۴۴۶	۵۷۵۰
ظرفیت کندانسور	W	۵۵۰۰	۵۷۴۰	۶۳۵۰	۶۷۷۶	۶۹۵۰
ضریب عملکرد	-	۲/۷	۳/۵	۴/۲	۵/۱	۵/۸

همان‌طور که در جدول (۱۱) ملاحظه می‌شود، با افزایش دمای جریان آب خروجی از کندانسور از دمای ۳۰°C تا ۵۰°C، ضریب عملکرد از مقدار ۲/۷ تا ۵/۸ کاهش می‌یابد. این جدول به‌وضوح اثر تعیین‌کننده دمای کارکرد مبدل گرمایشی را بر ضریب عملکرد نشان می‌دهد. در شرایط کارکرد معمول که دمای آب حدود ۴۰°C باشد، ضریب عملکرد مقدار ۴/۲ را نشان می‌دهد؛ این مقدار نزدیک به ضریب عملکرد پمپ‌های حرارتی شرکت‌های معتبر خارجی است.

۴. نتایج عملکرد سیستم در حالت کاری

بعد از انجام آزمون تجربی بر روی پمپ حرارتی و کسب نتایج موردقبول، نوبت به نصب آن در ساختمان موردنظر می‌رسد. برای کاهش حجم دستگاه و سهولت در حمل و نقل آن، محفظه‌ای برای نصب پمپ حرارتی ساخته شد و سپس در ساختمان موردنظر نصب شد. سیستم گرمایش ساختمان از نوع گرمایش از کف است و آب گرم تولیدی توسط پمپ حرارتی داخل یک مخزن ۳۰۰ Lit ذخیره شده و در مواقع موردنیاز، توسط یک پمپ به داخل ساختمان تزریق می‌شود. همچنین دو کانال به طول ۱۰m و عمق ۴m حفاری شده و ۳۰۰m لوله به‌صورت مارپیچی داخل آن‌ها قرار گرفته است تا گرمای تبخیرکننده را به زمین منتقل کند. در شکل (۸)، پمپ حرارتی نصب‌شده در ساختمان مشاهده می‌شود.

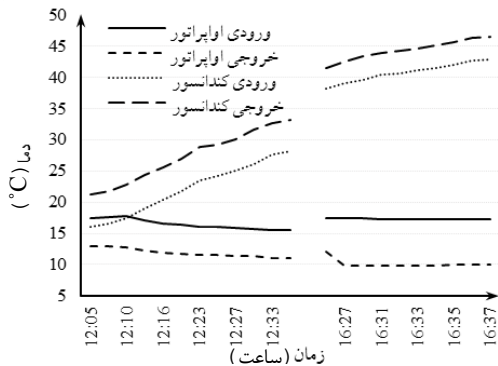


شکل (۸): پمپ حرارتی نصب‌شده در ساختمان موردنظر

بعد از نصب سیستم و سایر تجهیزات، سیستم راه‌اندازی شده و دمای

آب ورودی و خروجی به کندانسور و تبخیرکننده توسط یک دستگاه داده‌بردار اندازه‌گیری شد. برای محاسبه ظرفیت حرارتی کندانسور و تبخیرکننده طبق رابطه (۱)، لازم است تا دبی عبوری از آن‌ها را به‌دست آوریم. با نصب دو عدد کنتور آب در مسیر کندانسور و تبخیرکننده، دبی مسیر کندانسور و تبخیرکننده به‌ترتیب $1/98 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ و $1/44 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ اندازه‌گیری شد. همچنین برای افزایش دقت در محاسبه توان مصرفی، از یک دستگاه وات‌متر کلمپی با دقت 0.1 kW استفاده شد. مزیت این روش نسبت به روش قبل در این است که این دستگاه در هر لحظه، علاوه بر شدت جریان، مقدار ولتاژ و ضریب توان را هم اندازه‌گیری می‌کند. به این ترتیب مقدار توان اندازه‌گیری شده از دقت بیشتری نسبت به توان محاسبه‌شده در حالت قبل برخوردار خواهد بود.

به‌منظور ثبت نتایج جدید، سیستم در دو نوبت و در هر نوبت به مدت ۳۰ دقیقه روشن شد. با شروع به کار سیستم در نوبت اول، دمای خروجی کندانسور که همان دمای مخزن است، از ۲۱°C به ۳۱°C رسید. در نوبت دوم، برای بررسی کارکرد پمپ حرارتی در دمای بالاتر، دمای مخزن ذخیره آب گرم بالا برده شد. در این نوبت، پمپ حرارتی توانست مخزن را از دمای ۴۱°C به دمای ۴۷°C برساند. در شکل (۹) تغییرات دمایی ورودی و خروجی کندانسور و تبخیرکننده در هر دو نوبت آزمایش نشان داده شده است.



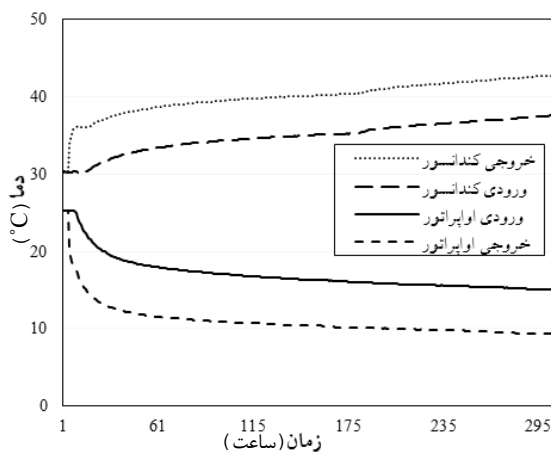
شکل (۹): نتایج ثبت‌شده توسط دستگاه داده‌بردار

به‌منظور بررسی رفتار حرارتی سیستم، در حین کارکرد سیستم، دبی عبوری از کندانسور و تبخیرکننده با استفاده از کنتورهای نصب‌شده در مسیر تبخیرکننده و کندانسور اندازه‌گیری شد. مقادیر محاسبه‌شده در جدول (۱۲) نشان داده شده است.

جدول (۱۲): دبی آب عبوری از کندانسور و تبخیرکننده در حالت گرمایش			
پارامتر	واحد	آزمایش اول	آزمایش دوم
دبی مسیر تبخیرکننده	$\text{Lit} \cdot \text{sec}^{-1}$	۰/۳۸۳	۰/۱۸۸
دبی مسیر کندانسور	$\text{Lit} \cdot \text{sec}^{-1}$	۰/۴۰۳	۰/۵۲۶

با جایگذاری مقادیر اندازه‌گیری شده در رابطه (۱)، مقدار شار حرارتی

حالت، دستگاه به مدت پنج ساعت روشن و عملیات داده برداری هر یک دقیقه یکبار انجام شد. شکل (۱۱) مقادیر دمای ثبت شده طی این آزمون را نشان می‌دهد.



شکل (۱۱): نتایج ثبت شده توسط دستگاه داده بردار

همانطور که در شکل (۱۱) مشاهده می‌شود، در اوایل آزمون تغییرات دما زیاد است؛ اما بعد از مدتی سیستم در یک حالت پایدار قرار گرفته و تغییرات دما بخصوص در سمت تبخیرکننده بسیار ناچیز می‌شود. در سمت تبخیرکننده، دمای آب خروجی نزدیک 10°C است که برای استفاده در سیستم‌های برودتی مناسب است. در سمت کندانسور، با گذشت زمان، دمای زمین افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه دمای آب خروجی از کندانسور بالا رفته و با نزدیک شدن به محدوده دمای 45°C برق سیستم قطع و آزمون متوقف می‌شود.

برای محاسبه میزان بار حرارتی و برودتی تولید شده توسط کندانسور و تبخیرکننده، مقادیر دبی آب عبوری از هر مسیر اندازه گرفته شد که در جدول (۱۳) نشان داده شده است.

جدول (۱۳): دبی آب عبوری از کندانسور و تبخیرکننده در حالت سرمایه‌ش

پارامتر	واحد	دبی آب
دبی مسیر تبخیرکننده	Lit.sec^{-1}	۰/۲۴۷
دبی مسیر کندانسور	Lit.sec^{-1}	۰/۳۶۸

با جایگذاری مقادیر دمای اندازه‌گیری شده و دبی آب در رابطه (۱)، مقدار شار حرارتی کندانسور و تبخیرکننده تعیین می‌شود. با محاسبه مقدار توان مصرفی کمپرسور توسط دستگاه وات‌متر، می‌توان ضریب عملکرد پمپ حرارتی را برای حالت سرمایه‌ش به دست آورد. شکل (۱۲) نتایج این محاسبات را نشان می‌دهد.

کندانسور و تبخیرکننده محاسبه می‌شود. مقدار توان مصرفی نیز با استفاده از دستگاه وات‌متر به صورت همزمان ثبت و در نتیجه، مقدار ضریب عملکرد دستگاه در هر زمان محاسبه می‌شود. شکل (۱۰) نتایج این محاسبات را نشان می‌دهد.



شکل (۱۰): ضریب عملکرد و توان تولیدی و مصرفی پمپ حرارتی

با توجه به شکل (۱۰) مشاهده می‌شود که افزایش دمای سمت کندانسور هیچ تغییر محسوسی در مقدار شار حرارتی کندانسور ایجاد نکرده است. اما میزان مصرف برق را افزایش داده است. در نتیجه ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای سمت کندانسور کاهش پیدا می‌کند. با افزایش دمای کندانسور از 45°C مقدار توان مصرفی سیستم به صورت تصاعدی افزایش می‌یابد. با توجه به توان اسمی دستگاه، کارکرد دستگاه در دمای بالاتر از 45°C موجب کارکرد کمپرسور در شرایط نامطلوب و دور از نقطه طرح می‌شود و نهایتاً مدار محافظ کمپرسور برق را قطع می‌کند. ضمن اینکه ضریب عملکرد سیستم در این شرایط پایین‌تر از ۴ خواهد بود.

بعد از آزمایش پمپ حرارتی در حالت گرمایش، به منظور بررسی عملکرد آن در حالت سرمایش در فصل تابستان، نیاز است تا لوله‌های آب ورودی و خروجی تبخیرکننده و کندانسور با یکدیگر جابه‌جا شوند. به این ترتیب، آب گرم خروجی از کندانسور وارد زمین شده و پس از انتقال حرارت با زمین و کاهش دمای آب، به کندانسور باز می‌گردد. به همین صورت، آب سرد خروجی از تبخیرکننده به داخل مخزن منتقل شده و با انجام تبادل حرارت از طریق کویل داخل مخزن، دمای آب درون مخزن را کاهش داده و به سمت تبخیرکننده باز می‌گردد. با انجام تغییرات در سیستم لوله‌کشی، سیستم برای داده برداری در حالت سرمایه‌ش تابستانی آماده شد. به منظور افزایش طول عمر دستگاه و جلوگیری از ایجاد فشار به کمپرسور، با عبور دمای آب خروجی از کندانسور از مقدار 45°C ، سیستم کنترل برق کمپرسور را قطع می‌کند. برای بررسی عملکرد سیستم در این

۵. نتیجه گیری

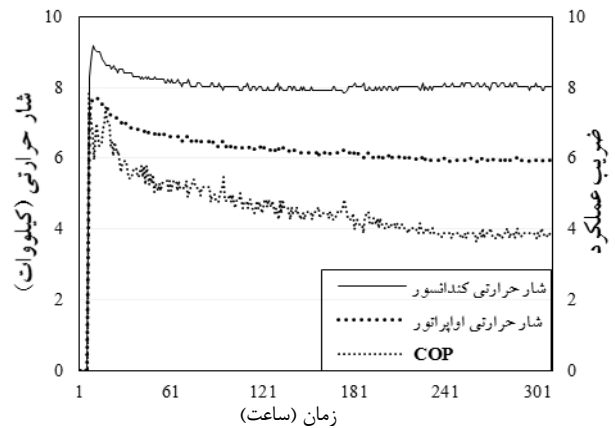
در این مقاله، بعد از جداسازی کردن یک پمپ حرارتی مشابه و تحلیل اجزای آن، یک نمونه پمپ حرارتی زمین گرمایی با توجه به شرایط داخلی طراحی و ساخته شد. سپس نمونه ساخته شده تحت شرایط معین و استاندارد مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج آزمون تجربی نشان داد که افزایش دمای خروجی از کندانسور موجب کاهش ضریب عملکرد می شود که دلیل عمده آن، افزایش اختلاف دمای کندانسور و تبخیرکننده است. همچنین بعد از نصب پمپ حرارتی در محل موردنظر، سیستم در دو حالت سرمایش و گرمایش مورد آزمایش قرار گرفت. در طی این آزمایش ها، پمپ حرارتی عملکرد مناسبی داشته و در حالت گرمایش، آب گرم 45°C و در حالت سرمایش، آب 10°C تولید می کند که برای استفاده در سیستم های گرمایش و سرمایش بسیار مناسب است. همچنین ضریب عملکرد آن در هر دو حالت و در بدترین شرایط عملکردی، بیشتر از ۴ است.

نتایج آزمایش نشان می دهد دمای خروجی از کندانسور، بیشترین تأثیر را بر روی عملکرد سیستم دارد. از طرفی، نتایج به دست آمده از این آزمایش ها، با نتایج به دست آمده از تحلیل نرم افزاری و آزمون تجربی تطابق خوبی دارد. در صورتی که دمای خروجی از کندانسور از 45°C بالاتر برود، عملکرد پمپ حرارتی مختل شده و مقدار توان مصرفی کمپرسور، به شدت افزایش می یابد. بنابراین با استفاده از یک سیستم کنترل ساده و قطع برق کمپرسور در دمای بالاتر از 45°C ، می توان از عملکرد مناسب پمپ حرارتی اطمینان حاصل کرد.

با توجه به نتایج به دست آمده از عملکرد پمپ حرارتی ساخته شده و مقایسه آن با نمونه های موجود در بازار، علاوه بر ضریب عملکرد بالاتر، استفاده از توان داخلی و بومی سازی آن، از دیگر مزیت های پمپ حرارتی ساخته شده است.

تشکر و قدردانی

این تحقیق با حمایت مالی شرکت گاز استان قم انجام شده است؛ به این ترتیب از همکاری این شرکت قدردانی می شود.



شکل (۱۲): ضریب عملکرد و توان تولیدی و مصرفی پمپ حرارتی

با توجه به شکل (۱۲)، مقدار شار ورودی تبخیرکننده در مدت انجام آزمون، نزدیک 6 kW است. در قسمت کندانسور نیز شار حرارتی تولیدی 8 kW است. بنابراین، عملکرد پمپ حرارتی در حالت سرمایش نیز با عملکرد آن در طراحی اولیه، تطابق خوبی دارد. از سوی دیگر، بررسی منحنی ضریب عملکرد نشان می دهد پمپ حرارتی در حالت سرمایش نیز دارای ضریب عملکردی بیشتر از ۴ خواهد بود.

میزان انرژی مصرفی پمپ حرارتی طراحی شده در هر دو حالت گرمایش و سرمایش، وابسته به دمای کارکرد کمپرسور است و در شرایط عملکرد معمولی، کمتر از 2 kW است. اما با افزایش اختلاف دمای کندانسور و تبخیرکننده، کمپرسور باید افزایش فشار بیشتری ایجاد کند و در نتیجه، انرژی مصرفی پمپ حرارتی افزایش می یابد. در مقایسه بین پمپ حرارتی طراحی شده و پمپ های حرارتی موجود در بازار از نظر میزان مصرف انرژی، این پمپ حرارتی در وضعیت مطلوبی قرار دارد. گفتنی است که کمپرسور مورد استفاده از نوع معمولی (غیر حاره ای) است و به همین دلیل، حداکثر دمای کارکرد مطلوب کندانسور 45°C است. چنانچه بنا باشد دمای کارکرد کندانسور از این مقدار بیشتر شود، باید از کمپرسور حاره ای در پمپ حرارتی استفاده شود. دمای بالای 45°C در سرمایش، به معنی گرم شدن بیش از حد زمین است که چنانچه عمق چاه های زمین گرمایی به درستی طراحی و پیش بینی شده باشند، چنین وضعیتی به وجود نمی آید. اما در گرمایش دمای 45°C بیشتر مناسب سیستم گرمایش از کف است که نیاز به دمای بالای کارکرد ندارد.

مراجع

- [1] Hepbasli, Arif, "Thermodynamic Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for District Heating", International Journal of Energy Research, Vol. 29, pp. 671-678, 2005.
- [2] Yuehong, Bi, et al., "Comprehensive Exergy Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for both Building Heating and Cooling Modes", Applied Energy, Vol. 86, pp. 2560-2565, 2009.
- [3] Chen, Xi, et al., "Experimental Studies on a Ground Coupled Heat Pump with Solar Thermal Collectors for Space Heating", Energy, Vol. 36, No. 8, pp. 5292-5300, 2011.

- [4] Sivasakthivel, T., Murugesan, K., Thomas, H. R., "Optimization of Operating Parameters of Ground Source Heat Pump System for Space Heating and Cooling by Taguchi Method and Utility Concept", *Applied Energy*, Vol. 116, pp. 76-85, 2014.
- [5] <http://www.neura.at/en/>
- [6] <http://www.suna.org.ir/fa/geothermal/>
- [7] <http://www.erangeothermal.com/>
- [8] <http://www.bernoulli.ir/>
- [۹] صنایع. سپهر، نیرومند. بهزاد، «مدلسازی و بهینه‌سازی فنی و اقتصادی پمپ گرمایی با مبدل زمینی افقی»، اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران، ۱۳۸۸.
- [۱۰] منصف‌راد، سید مهدی، جواهرده. کوروش، «تحلیل جامع اکسرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی دما پایین برای استفاده در شرایط اقلیمی رامسر»، مدیریت انرژی، شماره اول، سال دوم، ۴۸-۵۷، ۱۳۹۱.
- [۱۱] عتابی، فریده، همکاران، «امکان‌سنجی فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی»، فصلنامه علوم و تکنولوژی محیط زیست، دوره شانزدهم، شماره چهار، ۶۱-۷۵، ۱۳۹۳.
- [12] Takebayashi, M., Kohsokabe, H., Sekigami, K., Suefuji, K., Tsubono, I. and Inaba, K. "Performance Improvement of a Variable-Speed Controlled Scroll Compressor for Household Air Conditioners", *ASHRAE Transactions*, 1994.
- [13] Beseler, F. "New Technology and the Helical Rotary Compressor", *Heating, Piping and Air Conditioning*, Vol. 1, pp. 127-129, 1987.
- [14] Beseler, F. "Scroll Compressor Technology Comes of Age", *Heating, Piping and Air Conditioning*, Vol. 59, pp. 67-70, 1987.
- [15] Tuck, A. "The Chemistry of Stratospheric Ozone Depletion", *Heating, Piping and Air Conditioning*, Vol. 69, 1997.