

بررسی تجربی و شبیه‌سازی چرخه ترکیبی پمپ گرمایی تراکمی - خورشیدی برای تولید آب گرم خانگی

وحید رضائی* مری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، vrezace@tvu.ac.ir
مجتبی معصوم‌نژاد دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، mmasomnezhad@tvu.ac.ir
ابوذر تقی‌زاده استادیار، گروه مهندسی برق، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، a-taghizadeh@tvu.ac.ir

چکیده

در این پژوهش، یک چرخه ترکیبی پمپ گرمایی با سیستم خورشیدی انبساط مستقیم (DX-SAHP) که می‌تواند آب گرم خانگی را در طول سال تامین کند، در آب و هوای شهر رشت ساخته و آزمایش شده است. این سیستم شامل تبخیرکن - گردآور خورشیدی صفحه تخت با مساحت ۳٫۱ متر مربع، کمپرسور چرخشی هرمتیک با فرکانس متغیر، مخزن ذخیره آب گرم با حجم ۰٫۱ متر مکعب، چگالنده لوله‌ای پره‌دار و یک لوله مویین (شیر انبساط) است. مجموعه‌ای از آزمایش‌ها برای عملکرد سیستم تحت شرایط مختلف به صورت تجربی بررسی و شبیه‌سازی شده است. تأثیر پارامترهای مختلف، از جمله شدت تابش خورشیدی، دمای محیط، سرعت دور کمپرسور، دمای نهایی آب گرم مصرفی و آب سرد، بر عملکرد سیستم مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج تجربی و شبیه‌سازی نشان می‌دهند که ضریب عملکرد سیستم (COP) با افزایش شدت تابش خورشیدی و دمای محیط به ترتیب تا مقدار ۵/۸ و ۶/۱ افزایش داشته است. همچنین COP با افزایش سرعت کمپرسور تا ۵۰ درصد و با افزایش دمای نهایی آب گرم مصرفی ۲۲/۲۲ درصد کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: پمپ گرمایی، انرژی خورشیدی، ضریب عملکرد، آب گرم مصرفی، انرژی، شبیه‌سازی.

Experimental Investigation And Simulation of a Solar – Assisted Compression Heat Pump Cycle for Domestic Hot Water Production

V. Rezae Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran
M. Masoumnezhad Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran
A. Taghizadeh Department of Electrical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

Abstract

In this research, a combined cycle heat pump with a direct expansion solar -assisted system (DX-SAHP), capable of supplying domestic hot water throughout the year, was constructed and tested in the climate of Rasht city. The system includes a flat-plate solar collector-evaporator with an area of 3.1 m², a variable-speed rotary hermetic compressor, a 0.1 m³ hot water storage tank, a finned-tube condenser, and a capillary tube (expansion valve). A series of tests were conducted to experimentally investigate and simulate the system's performance under various conditions. The influence of different parameters, including solar radiation intensity, ambient temperature, compressor speed, final domestic hot water temperature, and cold water temperature, on the system's performance was analyzed. The experimental and simulation results indicate that the system's coefficient of performance (COP) increased by up to 5.8% and 6.1% with the increase in solar radiation intensity and ambient temperature, respectively. Conversely, the system's COP decreased by up to 50% with an increase in compressor speed and by 22.22% with an increase in the final domestic hot water temperature.

Keywords: Heat pump, solar energy, coefficient of performance, hot water consumption, energy, Simulation .

جهان بین سال‌های ۲۰۰۶ تا ۲۰۳۰ به میزان ۴۵ درصد افزایش خواهد یافت [۱].

بخش ساختمان یک مصرف‌کننده مهم است که در آن پتانسیل اصلی صرفه‌جویی در انرژی وجود دارد. در واقع، سیستم‌های گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع (HVAC) ۴۰ تا ۶۰ درصد از مصرف انرژی در ساختمان‌ها را تشکیل می‌دهند [۲]. در اروپا، تولید آب گرم حدود ۱۵ درصد از کل مصرف انرژی در بخش خانگی را تشکیل می‌دهد [۲]. امروزه پمپ‌های گرمایی با راندمان بالا را می‌توان راه حلی برای جایگزینی بویلرهای سوخت فسیلی به ویژه در بخش تولید آب گرم خانگی (DHW) دانست. این می‌تواند یک استراتژی کلیدی برای

۱- مقدمه

تضمین تامین انرژی قابل اعتماد، اقتصادی، پایدار و همچنین حفاظت از آب و هوا، چالش‌های مهم جهان در قرن بیست و یکم هستند. توافق‌های بین‌المللی، پیشنهاد کرده‌اند تا سال ۲۰۵۰ بین ۸۰ تا ۹۰ درصد انتشار گازهای گلخانه‌ای در کشورهای معتدل آب‌وهوایی کاهش یابد [۱]. استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و بهبود بهره‌وری انرژی از مهمترین گام‌ها برای دستیابی به این اهداف از سیاست انرژی است. طبق پیش‌بینی آژانس بین‌المللی انرژی (IEA)، مصرف انرژی در

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: vrezace@tvu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۹/۰۴/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۷/۰۹/۰۴

کربن زدایی ساختمان‌های موجود و همچنین طراحی ساختمان‌های کربن خنثی و یا ساختمان‌هایی با انتشار صفر باشد [۳]. اخیراً مصرف انرژی در سراسر جهان به ویژه در مورد انرژی‌های مبتنی بر سوخت‌های فسیلی افزایش یافته است. بنابراین استفاده سریع و فشرده از سوخت‌های فسیلی اختلالات قابل توجهی ایجاد می‌کند، زنجیره تامین انرژی را به خطر می‌اندازد و هزینه‌های انرژی و آلودگی‌های زیست‌محیطی را افزایش می‌دهد. این نگرانی‌های اقتصادی و زیست‌محیطی مستلزم پیدا کردن راه‌های جایگزین برای تامین انرژی است که به معنای گذار به منابع انرژی تجدیدپذیر است که پاک و پایدار هستند و هرگز تحلیل نمی‌روند. در حال حاضر، فناوری‌های انرژی تجدیدپذیر نزدیک به ۱۳/۳ درصد از نیازهای جهانی انرژی را برآورده می‌کنند [۳]. انرژی خورشیدی مناسب‌ترین انرژی در میان تمام انرژی‌های تجدیدپذیر دیگر است که انرژی فراوان خورشید را جمع‌آوری و به انرژی قابل استفاده تبدیل می‌کند. پمپ گرمایی فناوری است که انرژی را از یک منبع با دمای پایین و فراوان می‌گیرد و آن را به محدوده دمایی مناسب برای کاربردهای مختلف (چاه گرمایی) ارتقا می‌دهد.

یکپارچه‌سازی سیستم‌های گرمایش خورشیدی با پمپ‌های گرمایی، فناوری امیدوارکننده‌ای است که مصرف انرژی اولیه و انتشار CO₂ را با استفاده از منابع انرژی مبتنی بر تجدیدپذیر کاهش می‌دهد. این سیستم‌ها می‌توانند گرمای مورد نیاز برای آب گرم خانگی و گرمایش فضا را تامین کنند [۴]. استفاده از این سیستم‌های ترکیبی می‌تواند برای دستیابی به صرفه‌جویی قابل توجه در انرژی از طریق استفاده از منابع رایگان گرمای ذخیره شده در زمین و خورشید مفید باشد. انرژی خورشیدی دمای مایع ورودی به تبخیرکن را افزایش می‌دهد و در نتیجه افزایش دمای مورد نیاز توسط پمپ گرمایی کاهش می‌یابد. به این ترتیب، شرایط عملیاتی پایدار و ضریب عملکرد بالا پمپ‌های گرمایی را به همراه خواهد داشت. پمپ گرمایی برای گرم کردن آب، مصرف انرژی الکتریکی را به میزان قابل توجهی کاهش می‌دهد زیرا این دستگاه از انرژی موجود در محیط استفاده می‌کند. به طور خاص، یک پمپ گرمایی با کمک پرتوهای خورشید، انرژی را از طریق جابجایی و تراکم بخار آب موجود در هوای اتمسفر و همچنین انرژی را مستقیماً از خورشید دریافت می‌کند. این مقدار بیشتر انرژی به تبخیرکن پمپ گرمایی باعث افزایش دمای تبخیر، کاهش کار کمپرسور و در نتیجه افزایش COP پمپ گرمایی سیستم می‌شود [۴].

عمدتاً دو نوع سیستم پمپ گرمایی برای کاربردهای خانگی وجود دارد [۵]: پمپ گرمایی منبع زمینی (GSHP) و پمپ گرمایی منبع هوایی (ASHP). با این حال، GSHPها به سرمایه‌گذاری اولیه بالایی برای نصب نیاز دارند و همچنین حفاری برای مبادله کن‌های گرمایی زمینی مورد نیاز است. از سوی دیگر، ASHPها ساده‌تر، از نظر اقتصادی امکان پذیرتر، بسیار کارآمدتر، از نظر زیست محیطی پایدارتر و قادر به ارائه گرمای کافی برای مصارف مسکونی در نظر گرفته می‌شوند. پمپ‌های گرمایی (ASHP) گرما را از هوای محیط بیرون استخراج می‌کنند و آن گرما را به آب (در پمپ‌های گرمایی هوا به آب) یا هوا (در پمپ‌های گرمایی هوا به هوا) منتقل می‌کنند. پمپ (ASHP) به دلیل سادگی به طور گسترده برای گرمایش فضا و گرمایش آب خانگی استفاده می‌شوند. عملکرد (ASHP) به شدت به شرایط محیط

بیرون و تامین آب یا دمای هوا بستگی دارد. مناطق با دمای متوسط زمستان مانند عربستان سعودی، ایتالیا و ایالت‌های جنوبی آمریکا مکان‌های ایده‌آلی برای دریافت بهترین عملکرد از (ASHP)ها هستند. پمپ (ASHP) هنگام کار در دماهای پایین محیط هنوز با چالش‌های متعددی مانند کم شدن COP، کاهش دمای چگالنده و کاهش ظرفیت گرمایش مواجه هستند. در زمینه تولید آبگرم مصرفی با پمپ گرمایی و انرژی خورشیدی پژوهش‌های زیادی انجام شده است.

کنگ و همکاران [۶] یک سیستم پمپ گرمایی با انرژی خورشیدی انبساط مستقیم (DX-SAHP) را برای تامین آب گرم خانگی در چینگدائو چین ساخته و آزمایش کردند. تأثیر پارامترهای مختلف، از جمله شدت تابش خورشیدی بین ۲۵۸-۶۳۴ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۸-۳۴ درجه سلسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰-۶۰۰۰ دور در دقیقه و دمای نهایی آب ۵۰-۶۰/۳ درجه سلسیوس، بر عملکرد سیستم مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج تجربی نشان می‌دهد که COP می‌تواند با افزایش شدت تابش خورشیدی یا دمای محیط و با کاهش سرعت کمپرسور یا دمای نهایی آب افزایش یابد. دواترته و همکاران [۷]، مطالعه‌ای را برای بررسی امکان‌سنجی سیستم‌های پمپ گرمایی منبع ترکیبی خورشیدی زمین گرمایی برای تولید آب گرم خانگی در آب و هوای برزیل ارائه دادند. میرد انتخاب شده برای پمپ گرمایی، R290 (پروپان) بود. این تحلیل نظری تأثیر دمای محیط، تابش خورشیدی، عمق چاه آب و دمای آب زیرزمینی در COP، بازگشت سرمایه و راندمان گردآور مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج نشان داد که COP یک پمپ گرمایی منبع ترکیبی برای اکثر شرایط محیطی بهتر از سایر انواع پیکربندی‌های پمپ گرمایی است، اما بهترین بازگشت سرمایه با استفاده از یک پمپ گرمایی با انرژی خورشیدی به دست آمد.

کنگ و همکاران [۸] بررسی عملکرد گرمایی یک سیستم DX-SAHP با استفاده از میرد R290 طراحی و آزمایش کردند. این سیستم شامل کمپرسور هرمتیک چرخشی با فرکانس ثابت با توان نامی ۴۷۱ وات، یک گردآور-تبخیرکننده خورشیدی میکروکانال با مساحت ۲/۰۹ متر مربع، یک چگالنده میکروکانال با مساحت انتقال گرمای موثر ۰/۷۵ متر مربع و یک شیر انبساط الکترونیکی بود. تحت پارامترهای محیطی میانگین شدت تابش خورشیدی بین ۲۰-۵۹۲ وات بر متر مربع، میانگین دمای محیط ۳- تا ۱۲/۲ درجه سلسیوس و میانگین سرعت باد ۰/۱ تا ۱/۱۵ متر بر ثانیه، در حالی که ۲۰۰ لیتر آب در دمای ۷/۲ تا ۱۵/۳ درجه سلسیوس تا ۳۷/۷ تا ۵۴/۹ درجه سلسیوس گرم شد، میانگین COP از ۲/۱۲ تا ۴/۴۳ متغیر بود.

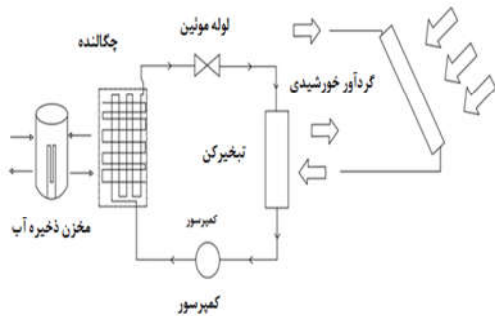
دواترته و همکاران [۹] یک مطالعه مقایسه‌ای بین میردها در پمپ گرمایی خورشیدی انبساط مستقیم کوچک ارائه دادند. میرد R134a میرد مرجع است و میردهای با GWP پایین R290، R600a، R744 و R1234yf مورد تست هستند. نتایج نشان می‌دهد که R290 برای تابش خورشیدی بین ۳۰۰ تا ۷۰۰ وات بر متر مربع و همچنین برای دمای محیط بین ۱۰ تا ۳۵ درجه سلسیوس، COP بهتری نسبت به سایر میردها دارد. از سوی دیگر، برای تابش خورشیدی کمتر از ۵۰ وات بر متر مربع، میرد R134a ضریب عملکرد بهتری نسبت به R290 دارد.

ماسیوکیویچ و همکاران [۱۰] مطالعه یک روش جدید برای تعیین اندازه پمپ‌های گرمایی (ASHP) برای گرمایش فضا و تامین آب گرم

تابش خورشیدی، دمای محیط، سرعت دور کمپرسور، دمای آبگرم مصرفی و آب سرد ورودی بر روی عملکرد چرخه بررسی شده است.

۲- شرح سیستم

سیستم DX-SAHP با استفاده از مبرد R134a، طراحی شده برای تولید آب گرم خانگی، به صورت طرحواره در شکل ۱ نشان داده شده است. اجزای اصلی سیستم از یک تبخیرکن - گردآور خورشیدی صفحه تخت با مساحت ۳/۱ مترمربع (عرض ۳/۱ متر در ارتفاع ۱ متر) با زاویه ۴۰ درجه نسبت به افق، یک کمپرسور چرخشی و هرمتیک، یک مخزن آب گرم با چگالنده لوله‌ای پردهار غوطه‌ور و یک لوله موئین تشکیل شده است. مبرد R134a وارد لوله‌های یک تبخیرکن - گردآور خورشیدی می‌شود، که می‌تواند گرما را از انرژی خورشیدی و یا هوای محیط جذب کرده و سپس تبخیر شود. بخار از تبخیرکن - گردآور خورشیدی به داخل کمپرسور می‌رود و از آنجا به چگالنده رفته که در آنجا توسط آب موجود در مخزن آب گرم خنک می‌شود. مبرد مایع متراکم شده که از چگالنده خارج می‌شود از لوله موئین عبور کرده و مخلوط مایع/بخار را تشکیل می‌دهد و سپس وارد تبخیرکن - گردآور خورشیدی می‌شود. مشخصات اجزای اصلی مورد استفاده پژوهش در جدول ۱ آورده شده است. شکل ۱ طرح اولیه سیستم و دستگاه پمپ گرمایی ساخته شده را نشان می‌دهد.



(الف)



(ب)

شکل ۱- (الف) طرح اولیه سیستم (ب) دستگاه ساخته شده

در ساختمان‌ها را ارائه دادند. با استفاده از داده‌های اقلیمی محلی بلندمدت، COP و امکان‌سنجی ASHP را تعیین کردند. جانه یونگ لی و تانسو ییم [۱۱] مطالعه‌ای را با هدف آشکار کردن دیدگاه‌های جدید در مورد مصرف آب گرم خانگی در رابطه با رفتار فصلی، اوج انحراف تقاضا با وضوح اندازه‌گیری زمانی و میانگین‌گیری زمانی، ویژگی‌های اولیه کنار گذاشته شده و امکان پیش‌بینی تقاضا بر اساس دمای قبلی فضای باز انجام شده است. از طریق درک روشن و با استفاده صحیح از رفتار تقاضا در رابطه با آب گرم خانگی، می‌توان دستورالعمل‌هایی را برای امکان استفاده کارآمد از آب گرم خانگی توسط خانوارها و همچنین عملکرد کارآمد توسط تأمین‌کنندگان گرما استخراج کرد. ولاسکو و همکاران [۱۲] مطالعه‌ای تجربی از عملکرد دینامیکی یک پمپ گرمایی آب به آب CO2 در یک سیستم تولید آب گرم خانگی ارائه دادند. افزایش دمای آب ورودی به تبخیرکن از ۵ درجه سلسیوس به ۲۰ درجه سلسیوس، ضریب عملکرد کلی سیستم را ۵۹٪ افزایش و زمان گرمایش را ۴۰٪ کاهش می‌دهد.

زو و همکاران [۱۳] امکان‌سنجی و عملکرد سیستم انرژی ترکیبی پمپ‌های گرمایی منبع هوا در هایلار که در منطقه بسیار سرد چین واقع شده است، مورد مطالعه قرار گرفته دادند. نتایج نشان می‌دهد که در هایلار، جایی که دمای محاسبه گرمایش در فضای باز کمتر از ۳۰ درجه سلسیوس است و منابع انرژی خورشیدی به طور خاص فراوان نیستند، حداکثر دمای هوای ورودی پمپ گرمایی منبع هوا حداقل ۱۰ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد و انتظار می‌رود ضریب عملکرد سیستم در شرایط دمای بسیار پایین بالاتر از ۳ باشد. شیل بهادرا و آگری موسیگیه [۱۴] مطالعه عملکرد یک پمپ گرمایی منبع هوا با کمک انرژی خورشیدی را برای آب گرم خانگی در آب و هوای بسیار سرد بررسی کردند. ظرفیت نامی (ASHP) برابر با ۲ تن است، در حالی که حداقل دمای نامی هوای بیرون ۲۵- درجه سلسیوس می‌باشد. استراتژی کنترل طراحی شده همچنین شامل آستانه پایین‌تری از شدت تابش خورشید، یعنی $300 \leq$ وات بر متر مربع یا $200 \leq$ وات بر متر مربع یا $100 \leq$ وات بر متر مربع است.

در این پژوهش، طرح جدید چرخه ترکیبی DX-SAHP، در آب و هوای شهر رشت ساخته و آزمایش شده است. اجزای اصلی چرخه شامل کمپرسور هرمتیک با اینورتر، چگالنده لوله‌ای پردهار و غوطه‌ور در آب، لوله موئین، تبخیرکن - گردآور خورشیدی تخت می‌باشد. از قابلیت‌های اصلی دستگاه تأمین آبگرم مصرفی در طول سال و همچنین سرمایه‌اش است. قابلیت این طرح علاوه بر استفاده از لوله موئین به جای شیر انبساط، در قسمت گرمای هدررفته چگالنده است که از گرمای خروجی چگالنده چرخه تبرید تراکمی برای گرم کردن آب شهر ورودی به مبادله کن چگالنده برای استفاده در مصارف بهداشتی و شستشو استفاده می‌شود. در این مقاله، یک سیستم DX-SAHP با ظرفیت متغیر برای استفاده از آب گرم خانگی طراحی و راه‌اندازی شده است. از طریق بررسی داده‌های تجربی متعدد تحت شرایط آب و هوایی بهار و اوایل تابستان در شهر رشت، عملکرد گرمایی سیستم DX-SAHP مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است، که عمدتاً شامل تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم است که می‌تواند برای طراحی و بهینه‌سازی عملکرد سیستم DX-SAHP مفید باشد. تأثیر عوامل مختلف مانند

جدول ۱- مشخصات اجزای چرخه

اجزا	مدل	ظرفیت
کمپرسور	هرمتیک چرخشی	۱۲۰۰ وات
چگالنده / منبع آب	لوله‌ای پرده‌دار غوطه‌ور	۱۰۰ لیتر
فیلتر درایر	-	۱۵ گرم
شیر انبساط	لوله موئین	۱۲۰۰ وات
تبخیرکن - گردآور خورشیدی	کویلی - تخت	۲۰۰۰ وات

۱-۲- مدل سازی

برای پیش‌بینی عملکرد سیستم DX-SAHP، یک مدل ریاضی ساده، بر اساس فرضیات زیر ارائه گردیده است:

(۱) شبیه‌سازی کلیه اجزای سیستم در حالت پایا می‌باشد.

(۲) افت فشار در تبخیرکن/گردآور خورشیدی، چگالنده و لوله‌ها ناچیز است.

(۳) فشرده‌سازی بخار مبرد در کمپرسور یک فرآیند پلی‌تروپیک فرض شده است.

(۴) انبساط مایع مبرد آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.

(۵) طبقه‌بندی دما در مخزن آب گرم نادیده گرفته می‌شود.

تحلیل انرژی یک روش اساسی برای ارزیابی عملکرد کلی یک سیستم ترمودینامیکی است. مدل انرژی بر اساس روش رایج تحلیل‌های ترمودینامیکی انجام شده است. کار ورودی کمپرسور W_{com} عبارت است از [۷ و ۹ و ۱۵ و ۱۶]:

$$W_{com} = m(h_2 - h_1) \quad (1)$$

در رابطه بالا m دبی جرمی مبرد در کمپرسور؛ h_1 آنتالپی ویژه مبرد در ورودی کمپرسور؛ h_2 آنتالپی ویژه مبرد در خروجی کمپرسور است که می‌توان آن را از رابطه زیر بدست آورد:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (2)$$

آنتالپی ویژه ایده‌آل مبرد h_{2s} در خروجی کمپرسور تحت شرایط تراکم آیزنتروپیک است؛ η_{is} راندمان آیزنتروپیک کمپرسور که می‌توان آن را به صورت زیر محاسبه کرد [۷]:

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.0135 \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

در رابطه بالا P_1 و P_2 فشار مبرد در ورودی (فشار تبخیر) و خروجی (فشار تراکم) کمپرسور است. دبی جرمی مبرد m در کمپرسور را می‌توان با فرمول زیر محاسبه کرد [۹]:

$$m = \frac{\eta_v n V_{dis}}{60 v_1} \quad (4)$$

که در رابطه بالا n و V_{dis} به ترتیب سرعت چرخش و حجم جابجایی کمپرسور هستند؛ v_1 حجم مخصوص مبرد در ورودی کمپرسور؛ η_v راندمان حجمی کمپرسور است و به صورت زیر محاسبه می‌شود [۷ و ۹]:

$$\eta_v = 0.959 - 0.00642 \frac{P_2}{P_1} \quad (5)$$

آهنگ انتقال گرما در چگالنده با اعمال موازنه انرژی و جرم، با در نظر گرفتن حالت پایدار و ناچیز بودن تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل به دست آمد. در حین کار با چگالنده، مخزن آب گرم با آب پر می‌شود، بنابراین تعادل انرژی در مخزن آب گرم به صورت زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$Q_{con} = m(h_2 - h_3) = m_w C_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (6)$$

در رابطه بالا m_w دبی جریان جرمی آب، $T_{w,in}$ دمای ورودی آب و $T_{w,out}$ دمای خروج آب از مخزن است.

فرآیند خفکان گاز در لوله موئین تقریباً آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شود که یکی از معیارهای تکراری مهم برای همگرایی مدل سیستم DX-SAHP است که از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$h_3 = h_4 \quad (7)$$

در معادله بالا h_3 و h_4 به ترتیب آنتالپی ویژه مبرد در ورودی و خروجی لوله موئین هستند. انرژی خورشیدی تابیده شده بر گردآور خورشیدی برابر است با [۲۰]:

$$Q_{rad} = A_{p1} G \quad (8)$$

که در رابطه بالا A_{p1} مساحت صفحه گردآور خورشیدی؛ G شدت تابش خورشیدی می‌باشند. برای گردآور خورشیدی، معادلات تعادل انرژی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$m(h_3 - h_4) = A_{p1} F_R [\eta_{opt} G - U_L (T_f - T_a)] \quad (9)$$

در رابطه بالا h_3 و h_4 آنتالپی ویژه مبرد در ورودی و خروجی تبخیرکن - گردآور خورشیدی؛ F_R ضریب حذف گرما گردآور؛ η_{opt} راندمان گردآور خورشیدی؛ U_L ضریب اتلاف گرما؛ T_f دمای تبخیر مبرد در تبخیرکن - گردآور خورشیدی و T_a دمای محیط است.

COP سیستم DX-SAHP به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۲]:

$$COP = \frac{Q_{con}}{W_{com}} \quad (10)$$

۳- نتایج

نتایج آزمایش‌های انجام شده در جدول ۲ فهرست شده‌اند. در جدول ۲، مقادیر T_a دمای محیط، m دبی جرمی مبرد، G شدت تابش خورشیدی مقادیر میانگین داده‌های خام در طول کل فرآیند گرمایش هستند. سرعت کمپرسور قبل از شروع آزمایش تنظیم می‌شود، بنابراین مقدار n در هر آزمایش ثابت است. مقادیر $T_{w,in}$ دمای ورودی آب و $T_{w,out}$ دمای خروج آب گرم از مخزن توسط حسگرهای دما اندازه‌گیری می‌شوند. مقادیر Q_{con} و COP به ترتیب با استفاده از معادلات (۶) و (۱۰) محاسبه می‌شوند.

جدول ۲- نتایج آزمایش

تاریخ / متغیر	۱۰/۲/۲۹	۱۰/۳/۱۳	۱۰/۳/۱۹	۱۰/۳/۲۸	۱۰/۴/۰۳
۱۴۰۴	۱۴۰۴	۱۴۰۴	۱۴۰۴	۱۴۰۴	۱۴۰۴
T_a (°C)	۲۵	۲۸	۳۱	۳۷	۲۵
$T_{w,in}$ (°C)	۱۹	۱۳	۲۰	۲۴	۲۱
$T_{w,out}$ (°C)	۴۲٫۸	۵۱	۶۱	۶۵	۶۹
T_f (°C)	۱۴	۱۳	۱۲	۱۴	۱۵
P_1 (Psi)	۴۵	۵۰	۶۵	۵۰	۵۰
زمان گرم شدن آب دقیقه	۷۰	۶۰	۱۲۰	۷۵	۹۰
G w/m^2	۳۴۳	۳۶۶	۴۰۷	۳۶۳	۳۴۴
COP	۳/۳۲	۵/۲۹	۵/۷۱	۵/۷۱	۶/۶۸

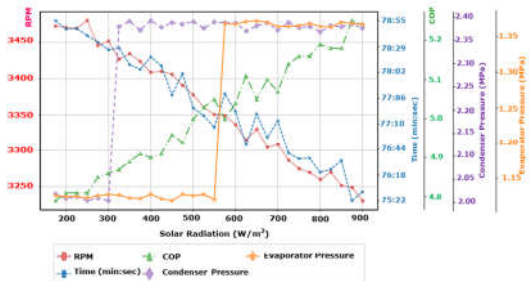
جدول ۳- اعتبارسنجی نتایج

پارامتر / داده ورودی	نتایج پژوهش	مرجع [۶]	درصد خطا
T_a (°C)	۲۷	۲۵	۷/۴
$T_{w,out}$ (°C)	۶۴	۶۹	۷/۲۴
G w/m^2	۳۶۳	۳۴۴	۵/۲۳
COP	۵/۷۱	۶/۶۸	۱۶/۹۸

۲-۳- مطالعه پارامتری

اثر شدت تابش خورشیدی G بر عملکرد سیستم در شکل ۳ نشان داده شده است. به وضوح مشاهده می‌شود که با افزایش G ، زمان گرمایش آبگرم کاهش می‌یابد، اما COP افزایش می‌یابد. در فرآیند G از ۱۸۵ وات متر مربع تا ۹۰۰ وات متر مربع، COP از ۴/۱ به ۶ افزایش می‌یابد، و زمان گرمایش آبگرم از ۸۵ دقیقه به ۶۴ دقیقه کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش شدت تابش خورشیدی تاثیر زیادی در بهبود عملکرد سیستم دارد. شدت تابش خورشیدی G در بخش آنالیز عددی از ۱۸۵ تا ۹۰۰ وات بر متر مربع متغیر بود. سرعت کمپرسور n روی ۳۶۰۰ دور در دقیقه تنظیم شد، میانگین دمای محیط T_a برابر با ۳۰ درجه سلیسیوس بود. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است، هنگامی که G از ۱۸۵ به ۹۰۰ وات بر مترمربع افزایش می‌یابد، COP به میزان ۱۲/۷۶٪ افزایش می‌یابد در حالی که زمان گرمایش به میزان ۳/۸٪ کاهش می‌یابد. این امر عمدتاً به این دلیل است که با افزایش G ، دمای تبخیر مبرد بالاتر می‌رود که منجر به COP بالاتر می‌شود.

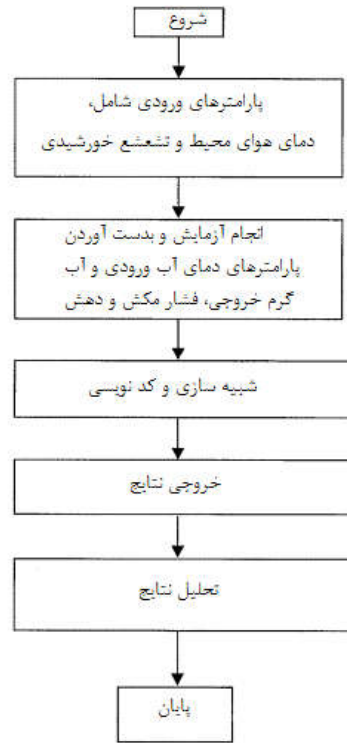
همچنین در شکل ۳ تغییرات اندازه‌گیری شده P_1 و P_2 فشار مبرد در ورودی (فشار تبخیر) و خروجی (فشار تراکم) کمپرسور را در کل فرآیند گرمایش آب گرم تحت G های مختلف را نشان می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رفت، G بالاتر به P_1 بالاتر هدایت می‌کند و دبی جرمی مبرد و دمای تبخیر را افزایش می‌دهد که عملکرد چرخه را بهبود می‌بخشد، همانطور که قبلاً در شکل ۳ ذکر شد. با این حال، این موضوع در مورد P_2 چندان آشکار نیست. یعنی P_2 به طور قابل توجهی تحت تأثیر G قرار نمی‌گیرد.



شکل ۳- اثر شدت تابش خورشیدی بر عملکرد سیستم

اثر دمای محیط T_a بر عملکرد سیستم در شکل ۴ نشان داده شده است. با افزایش T_a از ۱۰ درجه سلیسیوس تا ۴۵ درجه سلیسیوس، زمان گرمایش آبگرم از ۸۳ دقیقه به ۶۸ دقیقه کاهش می‌یابد، و COP از ۳/۹

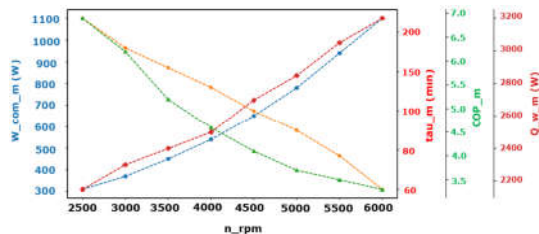
به‌طور کلی، همانطور که از جدول ۲ مشاهده می‌شود، هنگامی که ۰/۱ متر مکعب آب تقریباً از ۲۰ تا ۶۰ درجه سلیسیوس گرم می‌شود، COP نمونه اولیه DX-SAHP ساخته‌شده در محدوده ۳/۳۲ تا ۶/۱۸ حفظ می‌شود. با شدت تابش خورشیدی ۳۴۴ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۵ درجه سلیسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰ دور در دقیقه، زمانی که آب با دمای ۲۱ درجه سلیسیوس تا ۶۹ درجه سلیسیوس گرم شد، تنها ۹۰ دقیقه طول کشید و COP به مقدار ۶/۶۸ درصد رسید. روش انجام پژوهش در فلوجارت شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- فلوجارت روش انجام پژوهش

۳-۱- اعتبارسنجی

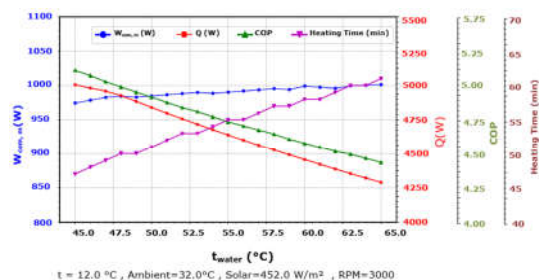
به منظور بررسی اعتبارسنجی مدل، ضریب عملکرد سیستم با نتایج شبیه‌سازی کنگ و همکاران [۶] در شرایط کاری یکسان مقایسه شده‌اند. شرایط کاری شبیه‌سازی مرجع [۶] در تابش خورشیدی ۲۵۸-۶۳۴ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۸-۳۴ درجه سلیسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰-۶۰۰۰ دور در دقیقه و دمای نهایی آب ۵۰-۶۰/۳ درجه سلیسیوس، می‌باشد. COP تجربی بین ۳/۶۳ تا ۵/۶۸ و زمان گرمایش آبگرم بین ۱۲۲ تا ۲۰۶ دقیقه بدست آمده است. در جدول ۲ نتایج بدست آمده در پژوهش با مرجع [۶] نشان می‌دهد که مقدار خطای کمی وجود دارد که به دلیل تغییر در تابش خورشیدی و دمای محیط و خطای آزمایش است. جدول ۳ نتایج بدست آمده در پژوهش حاضر به همراه نتایج مرجع [۶] در حالت میانگین داده‌های تجربی را نشان داده است.



شکل ۵- اثرات سرعت کمپرسور بر عملکرد سیستم

دلیل این امر این است که n بالاتر باعث افزایش دبی جرمی مبرد می‌شود و در نتیجه مستقیماً منجر به افزایش W_{com} می‌شود. همچنین باید توجه داشت که تغییرات n مستقیماً با پارامترهای مختلف عملکرد سیستم مرتبط است. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که n پایین‌تر، با فرض برآورده شدن نیاز زمان گرمایش، تأثیر مثبتی بر عملکرد سیستم دارد.

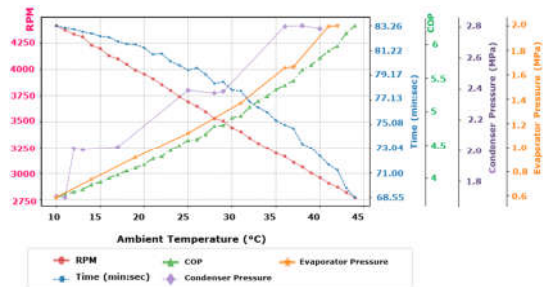
تأثیر دمای آبگرم در روی عملکرد سیستم در شکل ۶ نشان داده شده است. سرعت کمپرسور n در ۳۰۰۰ دور در دقیقه ثابت نگه داشته می‌شود. در G برابر با ۴۵۲ وات بر مترمربع، T_a برابر با ۳۲ درجه سلسیوس تغییرات عملکرد سیستم با دمای نهایی آب $T_{w,out}$ بین ۴۵ تا ۶۵ درجه سلسیوس، که دمای اولیه آب $T_{w,in}$ برابر با ۱۲ درجه سلسیوس است، در شکل ۶ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که وقتی شرایط محیطی و $T_{w,in}$ یکسان باشند، هرچه $T_{w,out}$ بالاتر باشد، COP کمتر و زمان گرمایش آبگرم طولانی‌تر است. وقتی $T_{w,out}$ از ۴۵ درجه سلسیوس به ۶۵ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد، COP $\frac{22}{22}$ ٪ کاهش می‌یابد در حالی که زمان گرمایش آبگرم ۳۲٪ افزایش می‌یابد. علاوه بر این، افزایش $T_{w,out}$ از ۴۵ به ۶۵ درجه سلسیوس، افزایش بیشتری در W_{com} به میزان $\frac{5}{2}$ ٪ و افزایش کمتری در Q_{con} به میزان $\frac{23}{2}$ ٪ ایجاد می‌کند. بدیهی است که محدوده افزایش یافته Q_{con} کمتر از W_{com} است که منجر به COP پایین‌تر می‌شود. در نتیجه، با فرض برآورده کردن تقاضا، مقدار پایین‌تر تنظیمات در $T_{w,out}$ منطقی و مفید است.



شکل ۶- تأثیر دمای آب گرم بر عملکرد سیستم

در شکل ۷ اثر دمای آب شهر ورودی بر روی پارامترهای چرخه نشان داده شده است. با افزایش دمای آب شهر مقدار COP برابر با $\frac{21}{27}$ درصد، زمان گرمایش آب گرم $\frac{2}{46}$ درصد، دور موتور هم $\frac{9}{09}$ درصد کاهش داشته است.

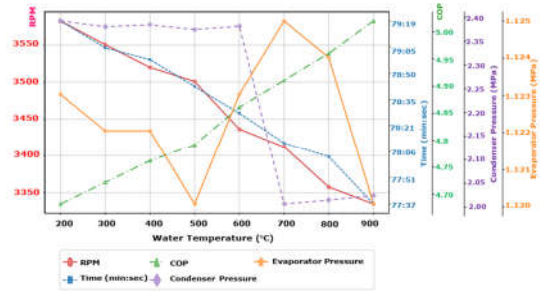
به $\frac{6}{1}$ درصد افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که وقتی دمای سطح صفحه گردآور کمتر از دمای محیط باشد، گردآور- تبخیرکن می‌تواند انرژی مفیدی را از محیط اطراف به دست آورد که منجر به افزایش راندمان گردآور، حتی بزرگتر از ۱۰۰٪ شود. بنابراین نتیجه‌گیری می‌شود که دمای محیط بالاتر باعث عملکرد بهتر سیستم خواهد شد. بر اساس G برابر با ۳۰۰ وات بر مترمربع، n برابر با ۳۶۰۰ دور در دقیقه و اثرات T_a در محدوده ۱۰ تا ۴۴ درجه سلسیوس بر عملکرد سیستم در شکل ۴ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، هنگامی که T_a از ۱۰ به ۴۴ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد، COP به میزان $\frac{687}{7}$ ٪ افزایش می‌یابد، زمان گرمایش آبگرم به میزان $\frac{21}{45}$ ٪ کاهش می‌یابد. به وضوح دیده می‌شود که افزایش T_a فشار تبخیر P_1 را افزایش داده و اتلاف گرما را از گردآور- تبخیرکننده خورشیدی کاهش می‌دهد که منجر به COP بالاتر می‌شود. از این نتایج می‌توان نتیجه گرفت که T_a بالاتر تأثیر مثبتی بر عملکرد سیستم دارد. همچنین باید توجه داشت که تغییرات T_a در مقایسه با COP تأثیر زیادی بر W_{com} و زمان گرمایش آبگرم ندارد. در شکل ۴، مقادیر اندازه‌گیری شده P_2 و P_1 را در کل فرآیند گرمایش آب گرم تحت دماهای مختلف نشان می‌دهد. در مقایسه با دماهای بالاتر، تأثیر مشابهی بر P_2 و P_1 مشاهده می‌شود. دماهای بالاتر منجر به P_1 بالاتر می‌شوند و P_2 به طور قابل توجهی تحت تأثیر دماهای بالاتر قرار نمی‌گیرد. در نتیجه، دماهای بالاتر نیز تأثیر مهمی بر عملکرد سیستم ندارند.



شکل ۴- اثر دمای محیط بر عملکرد سیستم

شکل ۵ اثرات سرعت کمپرسور n را در محدوده ۲۵۰۰ تا ۶۰۰۰ دور در دقیقه بر عملکرد سیستم را نشان می‌دهند. پارامترهای محیطی مربوطه، یعنی G و T_a به ترتیب در مقادیر ۳۰۰ وات بر مترمربع و ۳۲ درجه سلسیوس ثابت هستند. همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، هنگامی که n از ۲۵۰۰ دور در دقیقه تا ۶۰۰۰ دور در دقیقه تغییر می‌کند، COP و زمان گرمایش به ترتیب $\frac{50}{57}$ ٪ و $\frac{26}{67}$ ٪ می‌یابند، در حالی که W_{com} و Q_{con} به ترتیب $\frac{45}{45}$ ٪ و $\frac{26}{67}$ ٪ افزایش می‌یابند. با افزایش n ، COP ابتدا به سرعت و سپس به آرامی کاهش می‌یابد، همانطور که زمان گرمایش آبگرم نیز همینطور است. W_{com} و Q_{con} افزایش متناظری دارند. واضح است که افزایش W_{com} بسیار بیشتر از Q_{con} است، در نتیجه منجر به COP پایین‌تر در n بالاتر می‌شود.

- [2] Nouri G, Noorollahi Y, Yousefi H. Solar assisted ground source heat pump systems—A review. *Applied Thermal Engineering*. 2019 Dec 25;163:114351.
- [3] Nouri G, Noorollahi Y, Yousefi H. Designing and optimization of solar assisted ground source heat pump system to supply heating, cooling and hot water demands. *Geothermics*. 2019 Nov 1;82:212-31.
- [4] Masiukiewicz M, Tańczuk M, Anweiler S, Streckienė G, Boldyryev S. Long-term climate-based sizing and economic assessment of air-water heat pumps for residential heating. *Applied thermal engineering*. 2025 Jan 1;258:124627.
- [5] Bhadra S, Mwesigye A. Influence of control strategy on the energetic performance of an air source heat pump coupled with a solar air collector for domestic hot water in a cold climate. *Renewable Energy*. 2025 May 1;244:122682.
- [6] Kong X, Sun P, Dong S, Jiang K, Li Y. Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer. *International Journal of Refrigeration*. 2018 Jul 1;91:12-9.
- [7] Duarte WM, Paulino TF, Tavares SG, Maia AA, Machado L. Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates. *International Journal of Refrigeration*. 2021 Apr 1;124:184-96.
- [8] Kong X, Yang Y, Zhang M, Li Y, Li J. Experimental investigation on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R290 with micro-channel heat transfer technology during the winter period. *International journal of refrigeration*. 2020 May 1;113:38-48.
- [9] Duarte WM, Paulino TF, Pabon JJ, Sawalha S, Machado L. Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*. 2019 May 15;184:527-38.
- [10] Masiukiewicz M, Tańczuk M, Anweiler S, Streckienė G, Boldyryev S. Long-term climate-based sizing and economic assessment of air-water heat pumps for residential heating. *Applied thermal engineering*. 2025 Jan 1;258:124627.
- [11] Lee JY, Yim T. Energy and flow demand analysis of domestic hot water in an apartment complex using a smart meter. *Energy*. 2021 Aug 15;229:120678.
- [12] Velasco FJ, Haddouche MR, Illán-Gómez F, García-Cascales JR. Experimental characterization of the coupling and heating performance of a CO₂ water-to-water heat pump and a water storage tank for domestic hot water production system. *Energy and Buildings*. 2022 Jun 15;265:112085.
- [13] Xu W, Liu C, Li A, Li J, Qiao B. Feasibility and performance study on hybrid air source heat pump system for ultra-low energy building in severe cold region of China. *Renewable Energy*. 2020 Feb 1;146:2124-33.
- [14] Bhadra S, Mwesigye A. Influence of control strategy on the energetic performance of an air source heat pump coupled with a solar air collector for domestic hot water in a cold climate. *Renewable Energy*. 2025 May 1;244:122682.
- [15] Chen J, Yu J. Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater. *Solar Energy*. 2017 Jan 15;142:299-307.
- [16] Deng W, Yu J. Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater. *Energy Conversion and Management*. 2016 Jul 15;120:378-87.
- [17] Yang B, Ma BQ, Wu YY, Chen B, Xiao SN, Yang GW, Zhu T. An Improved Projection Method for Determination of Fatigue Parameters of Metal Structures Based on Spherical Direction Cosine Group Construction. *Strength of Materials*. 2016 Jan;48:127-34.
- [18] Khorasaninejad E, Hajabdollahi H. Thermo-economic and environmental optimization of solar assisted heat pump by using multi-objective particle swarm algorithm. *Energy*. 2014 Aug 1;72:680-90.
- [19] Safarzarzadeh H, Fathollahi S. Simulation Study on the Thermal Performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in Kermanshah climate.



شکل ۷- اثر دمای آب شهر ورودی بر عملکرد سیستم

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش، بررسی تجربی و شبیه‌سازی چرخه ترکیبی پمپ گرمایی و گردآور خورشیدی انبساط مستقیم (DX-SAHP) مورد بررسی قرار گرفته است. یک نمونه اولیه آزمایشگاهی از چرخه DX-SAHP ساخته شد. تاثیر عوامل مختلف مانند تابش خورشیدی، دمای محیط، سرعت دور کمپرسور، دمای آبگرم مصرفی بر روی عملکرد چرخه بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش دمای محیط و افزایش تابش خورشیدی میزان ضریب عملکرد سیستم افزایش و با بیشتر شدن سرعت کمپرسور و دمای چگالش میزان ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. نتایج زیر از مطالعه حاضر استخراج شده است.

(۱) شدت تابش خورشیدی بالاتر یا دمای محیط تاثیر مثبتی بر عملکرد سیستم دارد. شدت تابش خورشیدی بالاتر یا دمای محیط منجر به فشار تبخیر بالاتر می‌شود، در حالی که فشار چگالش به طور قابل توجهی تحت تاثیر آنها قرار نمی‌گیرد و در نتیجه COP افزایش می‌یابد. با افزایش شدت تابش خورشیدی از ۱۸۵ به ۹۰۰ وات بر متر مربع یا دمای محیط از ۱۰ به ۴۰ درجه سلسیوس، میانگین COP به ترتیب ۱۲/۷۶٪ و ۶۸/۶٪ افزایش می‌یابد، در حالی که زمان گرمایش کاهش می‌یابد.

(۲) سرعت کمپرسور تاثیر قابل توجهی بر عملکرد سیستم دارد. سرعت پایین‌تر کمپرسور باعث افزایش COP و افزایش زمان گرمایش می‌شود. کاهش سرعت کمپرسور تا حد امکان با فرض برآورده کردن نیاز زمان گرمایش مفید است. با افزایش سرعت کمپرسور، COP ابتدا به سرعت و سپس به آرامی کاهش می‌یابد. با افزایش سرعت کمپرسور از ۲۵۰۰ به ۶۰۰۰ دور در دقیقه، میانگین COP و زمان گرمایش به ترتیب ۵۰٪ و ۵۷٪ کاهش می‌یابد.

(۳) دمای نهایی بالاتر آب منجر به COP کمتر و زمان گرمایش طولانی‌تر می‌شود. با فرض برآورده کردن تقاضا، مقدار پایین‌تر تنظیم دمای نهایی آب منطقی و مفید است. با افزایش دمای نهایی آب از ۴۵ به ۶۵ درجه سلسیوس، میانگین COP را ۲۲/۲٪ کاهش می‌یابد در حالی که زمان گرمایش ۳۲٪ افزایش می‌یابد.

۵- مراجع

- [1] Velasco FJ, Haddouche MR, Illán-Gómez F, García-Cascales JR. Experimental characterization of the coupling and heating performance of a CO₂ water-to-water heat pump and a water storage tank for domestic hot water production system. *Energy and Buildings*. 2022 Jun 15;265:112085.

Modares Mechanical Engineering. 2016 Feb 10;15(12):232-42.

- [20] Verma V, Murugesan K. Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat pump system for Indian climatic conditions. *Energy and Buildings*. 2017 Mar 15;139:569-77.
- [21] Bakirci K, Ozyurt O, Comakli K, Comakli O. Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications. *Energy*. 2011 May 1;36(5):3224-32
- [22] Moreno-Rodríguez A, González-Gil A, Izquierdo M, Garcia-Hernando N. Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications. *Energy*. 2012 Sep 1;45(1):704-15.

[۲۳] خزاعی نام آ، مینایی ع، غائبی ه، عباداللهی م، بررسی مقایسه‌ای دو سامانه تولید محصولات چندگانه تبرید تراکمی - جذبی آبشاری بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی از دیدگاه‌های ترمودینامیکی و انرژی - اقتصادی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۳، د. ۵۴، ش. ۱، ص ۱۳۱-۱۴۰.

[۲۴] مولانی ف، میرزایی ضیاپور ب، شبیه‌سازی ریاضی یک گردآور خورشیدی غیرفعال جدید و ارزیابی عملکرد آن در سیستم‌های سرمایش گرمایی خورشیدی برای شرایط آب و هوایی مختلف ایران. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۰، د. ۵۱، ش. ۱، ص ۲۸۳-۲۸۷.

[۲۵] عبدالعلی پور عدل م، رستمی م، خلیل آریا ش، یاری م، تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم بر مبنای انرژی زمین گرمایی برای تولید همزمان توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۰، د. ۵۱، ش. ۳، ص ۱۳۵-۱۴۴.