

بررسی تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده PCM در عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی

سیدمسلم موسوی^۱، محمد رضا صفاریان^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران
^۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

دریافت: زمستان ۹۷ پذیرش: پائیز ۹۸

چکیده

در این مقاله با قرار دادن گردآورنده خورشیدی^۱ صفحه تخت که درون آن از مواد تغییر فاز^۲ (PCM) قرار دارد در مسیر پرفشار سیکل تبرید تراکمی بین کمپرسور و کندانسور و بدست آوردن پارامترهای فشار و دما در نقاط مختلف سیکل، و مقایسه آن با حالت معمولی سیکل تبرید (فاقد کلکتور) کار کمپرسور، ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد محاسبه و مورد بررسی قرار گرفت. از آنجایی که گرما با فشار رابطه مستقیم دارد، (افزایش گرمای میرد در حجم ثابت باعث افزایش فشار می گردد) تأمین بخشی از فشار سیکل توسط گردآورنده خورشیدی انجام می شود. آزمایش های سیکل معمولی و خورشیدی بطور همزمان در سه زمان متفاوت (در ساعات ۷ صبح، ۱۵ بعدظهر و ۲۳ شب) انجام گردید. نتایج تجربی بدست آمده نشان می دهد در دمای بیشینه (ساعت ۱۵ بعدازظهر) با افزایش (°C) ۳/۶ دمای میرد خروجی از کلکتور، مشخصات ترمودینامیکی سیستم بهبود یافته بطوریکه ضریب سرمایش از ۱۰/۸۲ به ۱۱/۲۵۱ و ضریب عملکرد سیکل از ۵ به ۵/۲ به ترتیب ۳/۸۳٪ و ۳/۸۴٪ افزایش و توان کمپرسور از ۲/۱۶۷ به ۲/۱۶۰ که در حدود ۰/۳۲٪ کاهش می یابد. ضمن اینکه بدلیل عدم وجود نور خورشید کافی و جذب گرمای مناسب توسط کلکتور در آزمایش های ساعت ۲۳ شب و ۷ صبح، تأثیر چندانی در مشخصات ترمودینامیکی سیکل معمولی و خورشیدی مشاهده نگردید.

* عهده دار مکاتبات: m_r_saffarian@yahoo.com

کلمات کلیدی: سیکل تبرید تراکمی، گردآورنده خورشیدی، مواد تغییر فاز دهنده (PCM).

² Collector

³ Phase Change Material

۱- مقدمه

ترمودینامیکی سیستم به طور محسوسی بهبود یافته و توان مصرفی کمپرسور تا میزان ۸/۱۸٪ کاهش یافته و ضریب عملکرد سیکل نیز در حدود ۵۹٪ افزایش می‌یابد. همچنین اثر تبرید سیکل با این روش به میزان ۲۷٪ افزوده می‌شود. تأثیر افزایش دما بر ضریب عملکرد و توان مصرفی و اثر تبرید مورد بررسی قرار گرفت و معلوم شد که در طرح کندانسور تبخیری با افزایش دمای هوای محیط مشخصه های عملکرد سیکل بهتر می‌شوند.

امیر بهسرشت [۴] به بررسی وجود کلکتود خورشیدی بر عملکرد سیکل گرمایش و سیکل سرمایش پرداخته که نتایج تجربی ایشان نشان می‌دهد که کاربرد کلکتور خورشیدی صفحه تخت بر بهبود عملکرد سیکل یاد شده در زمستان تأثیر دارد و ضریب گرمایش و ضریب عملکرد با افزایش تابش خورشید افزایش می‌یابد.

حاجی دولو [۷] و [۸] به بررسی تأثیر استفاده از کندانسور تبخیری به جای کندانسور هوایی در عملکرد کولرهای پنجره‌ای و کولرهای دو تکه پرداخت. برای تبدیل کندانسور هوایی به تبخیری دو طرح ارائه گردید. در طرح تزریق مستقیم آب بر روی لوله های کندانسور پاشیده می‌شود و در طرح دیواره پوشالی آب بر روی دیواره پوشالی که در مسیر کندانسور تعبیه شده پاشیده می‌شود. وضعیت ترمودینامیکی سیستم بعد از انجام هر دو طرح به طریق تجربی اندازه‌گیری شد و با وضعیت معمول آن در همان شرایط مورد مقایسه قرار گرفت. تجزیه و تحلیل نتایج تجربی نشان می‌دهد که با استفاده از این روش ها ضریب عملکرد سیستم تا ۲۵٪ قابل افزایش و توان الکتریکی تا حدود ۱۳٪ کاهش می‌یابد. بررسی های آزمایشگاهی نشان داد که افزایش عملکرد در طرح پاشش مستقیم بیشتر است، چون انتقال حرارت بیشتر است. این نکته نیز مورد توجه قرار گرفت که طرح پاشش مستقیم از نظر امکان ایجاد رسوب و خوردگی بر روی لوله های کندانسور پتانسیل بیشتری دارد و در دراز مدت می‌تواند مزایای این روش را کاهش دهد ولی با روش طرح دیواره پوشالی این مشکل تا حد زیادی کاهش می‌یابد.

ویسی و حاج دولو [۱۲] به مدلسازی و شبیه‌سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیطی مختلف پرداختند. نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد با افزایش یک درجه دمای محیط ضریب عملکرد سیکل ۳/۵ درصد کاهش می‌یابد و با افزایش ۱۰ درصد رطوبت نسبی محیط ضریب عملکرد به طور متوسط ۶/۵ درصد افزایش می‌یابد افزایش ۱۰ درصدی در دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور سبب افزایش ۳/۲ درصد در ضریب عملکرد سیکل می‌شود.

الکسیس و کارایانیس [۱۳] عملکرد یک سیستم سرمایش اجکتوری خورشیدی را که مبرد آن R134a بود، در ناحیه آتن مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که ضریب عملکرد این سیستم سرمایش اجکتوری خورشیدی از ۰/۳۵ تا ۰/۱۹۹ تغییر می‌کند و شرایط کاری که باعث تغییرات ضریب عملکرد می‌شود به صورت زیر بیان می‌شود. دمای ژنراتور 83°C تا 92°C ، دمای کندانسور 32°C تا 40°C و دمای اواپراتور 10°C تا 0°C است. ضریب عملکرد کلی سیستم از $0.14/0.101$ تا $0.1/0.101$ و تابش خورشیدی کل از $W. m^{-2}$ ۵۳۶ تا ۸۳۸ در ماه جولای در شرایط کاری مشابه تغییر می‌کند.

با افزایش جمعیت شهرها، تراکم ساختمان‌ها و گسترش زندگی آپارتمان نشینی استفاده از سیستم‌های حرارت مرکزی و تهویه مطبوع برای تنظیم شرایط هوای داخل ساختمان‌ها گسترش زیادی پیدا کرد. همچنین با پیشرفت فن آوری و نیاز صنایع و مراکزی تحقیقاتی به فضاهای پاک و با کنترل شدید شرایط محیطی توجه به طراحی سیستم های پیشرفته تهویه مطبوع با مصرف انرژی بهینه با تولید کمترین مقدار صدا و ارتعاش بسیار لازم و ضروری می‌باشد. از آن جا که فضاهای بسته و محدود بخش مهمی از محیط زندگی، محل کار و حتی وسیله نقلیه و جابه جایی انسان امروز را تشکیل می‌دهد، هر نارسایی در تأمین هوای مناسب داخل می‌تواند اثر سوء بر رفتارهای روانی، شرایط جسمانی و بازده فکری و کاری فرد داشته باشد. طراحی سامانه های تهویه مطبوع با کارایی بالا و رعایت ملزومات مصرف بهینه انرژی نیاز به درک و کاربرد بسیاری از اصول و مفاهیم علمی و عملی حاکم بر فرآیندهای تهویه مطبوع دارد. بنابراین هدف از انجام این پروژه تجزیه و تحلیل تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فازدهنده در عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی در شهر اهواز است. این کار به صورت آزمایشگاهی در فصل تابستان برای سرمایش انجام شده است تا عملکرد این نوع سیستم‌ها به طور جامع بررسی شود. کولرهای سیکل تراکمی جزء پرمصرفترین محصولات لوازم برقی می‌باشند که کاهش مصرف انرژی الکتریکی در سیستم های تبرید تراکمی یکی از ضرورت‌های اساسی در طراحی این سیستم‌ها می‌باشد. جایگزین کردن انرژی‌های تجدید پذیر می‌تواند نقش سازی در کاهش مصرف انرژی ایجاد کند.

یکی از این انرژی‌های قابل تجدید، انرژی حرارتی است که در اینجا روش ذخیره سازی انرژی حرارتی بیان می‌شود. یکی از مهم‌ترین روش‌های ذخیره سازی انرژی حرارتی، PCM^۱ یا مواد تغییر فاز دهنده است، موادی که در مواقع لزوم تغییر فاز می‌دهند، انرژی را در شکل‌های مختلف در خود ذخیره کرده و در مواقع لزوم آزاد می‌کنند. این مواد با اثراتی مانند افزایش ضریب انتقال حرارت، افزایش ظرفیت گرمایی، پایداری حرارتی و شیمیایی موجب ذخیره‌سازی انرژی حرارتی می‌شوند. در این مقاله سعی شده که با به کارگیری مواد تغییر فاز دهنده ضریب عملکرد و ضریب سرمایش و کار کمپرسور در سیکل‌های تبرید تراکمی خورشیدی و معمولی مورد بررسی قرار دهد. در زمینه سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید خورشیدی مطالعه‌ها و پژوهش‌های بسیاری انجام شده است.

اقتداری [۱] در طرحی به بررسی عملکرد کندانسور تبخیری برای کولرهای گازی دو تکه^۲ در شرایط بسیار گرم پرداخت. در این طرح پدهای پوشالی مجهز به سیستم پاشش آب در مسیر مکش هوای ورودی کندانسور قرار گرفته و سبب خنک شدن هوای عبوری می‌شوند. نتایج تجربی به دست آمده نشان می‌دهد که مشخصه های

¹ Phase Change Material

² Split air-conditioners

کرساد ارسوی و همکاران [۲۱] تغییرات عملکرد یک سیستم سرمایشی اجکتوری خورشیدی را با استفاده از کلکتور لوله خلاء در ناحیه جنوبی ترکیه در چند شهر مورد بررسی قرار دادند. مبرد این سیکل R123 انتخاب شد. طبق نتایجی که گرفتند راندمان کلکتور خورشیدی لوله خلاء با توجه به دمای محیط و تابش خورشید در طول روز به طور قابل توجهی تغییر می کند. برای تمام این شهرها ظرفیت سرمایش مشابه هم انتخاب شد. براساس نتایج آن ها در دمای ژنراتور، کندانسور و اواپراتور به ترتیب 85°C و 30°C و 12°C ، ماکزیمم ضریب عملکرد کلی سیستم و ظرفیت سرمایش به ترتیب 0.197 و $178/26 \text{ W.m}^{-2}$ در ساعت ۱۲ ظهر در ماه آگوست در شهر آیدین به دست آمد. همچنین مساحت این کلکتور به ازای هر تن سرمایش در ماه آگوست و در ساعت ۱۲ ظهر در حدود 21 m^2 برای تمام شهرها تخمین زده شد.

جو و شن [۲۲] یک سیستم سرمایش اجکتوری-خورشیدی با سیال عامل R134a را برای تهیه ساختمان های اداری مدل کردند و به بررسی عملکرد و کسر خورشیدی^۱ این سیستم پرداختند. آن ها برای تحلیل دقیق عملکرد این سیستم، از مدل تابش خورشید و دمای ساعتی طبقه بندی شده محیط استفاده کردند. نتایج کار آنها نشان داد که در طول زمان کار اداری از ساعت ۹ صبح تا ۱۷ بعد از ظهر ضریب عملکرد میانگین و میانگین کسر خورشیدی سیستم تحت شرایط کاری که در آن دمای ژنراتور 85°C ، دمای اواپراتور 8°C و دمای کندانسور که با دمای محیط تغییر میکند به ترتیب 0.48 و 0.82 به دست می آیند. در مقایسه با کمپرسور معمولی در سیستم تهیه مطبوع معمولی، این سیستم می تواند تا سقف 80% انرژی الکتریکی با ظرفیت سرمایش مشابه صرفه جویی ایجاد کند.

هرناندز و همکاران [۲۳] در سال ۲۰۰۵ به بررسی پارامتریک و سپس تحلیلی یک سیستم تبرید اجکتوری-تراکمی خورشیدی^۲ با مبرد R134a پرداختند. آنها در این زمینه به این نتیجه رسیدند که با توجه به رفتار اجکتور مشاهده می شود که بیشترین مقدار راندمان اجکتور برای یک مقدار مشخص فشار خروجی بوستر (کمپرسور)، در بالاترین دمای ژنراتور و پائین ترین دمای کندانسور به دست می آید. اگر دمای کندانسور افزایش یابد به طور متناظر ماکزیمم راندمان اجکتور در یک فشار خروجی بالاتری از بوستر به دست می آید.

هرناندز و همکاران [۲۴] رفتار یک سیستم تبرید هیبریدی که در آن اجکتور و کمپرسور تعبیه شده بود مورد بررسی قرار دادند. مبرد موجود در این سیستم ۱۳۴a و ۱۴۲b انتخاب شد. دلیل انتخاب مبرد ۱۴۲b، ویژگیهای خوب این مبرد در کاربردهای تهیه مطبوع مربوط به کاربرد وسیع آن در سیستم های تهیه مطبوع و قابلیت دسترسی بیشتر در اکثر کشورها بود. آنها در این تحقیق تغییرات دمای کندانسور و ژنراتور را علاوه بر فشار کولر میانی، برای دمای 10°C -

برگاندر و همکاران [۱۵] به بررسی مقاله ای تحت عنوان کاربرد اجکتور دو فازی به عنوان دومین مرحله تراکم کمپرسور در سیستمهای تبرید تراکمی پرداختند. دلیل ترمودینامیکی آن ها برای بهبود راندمان این بود که به علت کاربرد اجکتور در سیکل تراکمی، تأثیری متفاوت در کار تراکم برای فازهای بخار و مایع ایجاد می شود. آنها به طور جداگانه مشخصه های عملکرد اجکتور و مشخصه های عملکرد سیکل تبرید را مورد بررسی قرار دادند. براساس این رویکرد، محدودیت شرایط کاری این المانها را در این سیکل مانند اجکتور برای مبردهای انتخابی به دست آوردند. همچنین به این نتیجه رسیدند که ماکزیمم افزایش قابل قبول ضریب عملکرد سیستم قویاً به نسبت جرمی اجکتور دو فازی بستگی دارد.

بادسکو [۱۶] مدلی از یک پمپ حرارتی خورشیدی با به کارگیری یک منبع حرارتی را برای تجزیه و تحلیل سیستم گرمایش یک ساختمان ارائه داد. در این سیستم انرژی الکتریکی ساختمان عمدتاً توسط سلولهای فوتولتائیک تأمین می شود. گرم کن های خورشیدی انرژی حرارتی را برای راه اندازی یک پمپ حرارتی تراکمی بخار، جهت گرمایش فضا در طی فصل سرد و تأمین دیگر مصارف فراهم می کند. در این مدل همچنین از یک واحد ذخیره ساز انرژی حرارتی جهت کسب اطمینان از استفاده کارآمدتر از انرژی خورشیدی استفاده شده است. در واقع او مدلی ترکیبی از کلکتور خورشیدی، پمپ حرارتی و واحد ذخیره ساز انرژی حرارتی را مطرح کرد. او نتیجه گرفت که در صورت استفاده از این واحد ذخیره ساز، ۲۰ تا ۳۵ درصد در مصرف انرژی برق صرفه جویی می شود.

بادسکو [۱۷] مدلی را برای سیستم گرمایشی یک ساختمان که منبع انرژی اصلی آن تابش خورشید است مطرح کرد. مهمترین المان در این سیستم گرمایشی یک پمپ حرارتی تراکمی بخار است. قانون اول و دوم ترمودینامیک برای تجزیه و تحلیل عملکرد این پمپ حرارتی مورد استفاده قرار گرفت. او براساس این تحلیل به این نتیجه رسید که بیشترین اتلافهای اکسرژی در طی فرآیندهای تراکم و تقطیر رخ میدهد. نتایج اولیه نشان داد که اگر از یک سیستم ذخیره ساز انرژی الکتریکی مناسب استفاده شود، میتوان با استفاده از سلولهای فوتولتائیک برق کمپرسور پمپ حرارتی تأمین کرد.

سیگلر و یمالی [۱۸] عملکرد یک پمپ حرارتی خورشیدی را به صورت تئوری و تجربی مورد بررسی قرار دادند. آنها برای اینکار از یک کلکتور لوله خلاء استفاده کردند. در این تحقیق تأثیر دمای تبخیر بر ظرفیت گرمایش و ضریب عملکرد سیستم بررسی شد. طبق نتایج به دست آمده دمای تبخیر بین $5/2$ تا $20/7$ تغییر می کند و ماکزیمم ضریب عملکرد این پمپ حرارتی خورشیدی حاصل از آزمایش های صورت گرفته، $6/38$ به دست آمد. همچنین سیستم پیشنهادی در مقایسه با پمپ حرارتی غیرخورشیدی از نظر اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت.

دیکسی و آکیولوت [۱۹] به بررسی تجربی مشخصه های عملکرد و تحلیل اکسرژی یک پمپ حرارتی خورشیدی پرداختند. از این سیستم برای گرمایش فضای داخل استفاده شد. طبق نتایج ارائه شده ضریب عملکرد سیستم $3/08$ به دست آمد و اگر افت اکسرژی اواپراتور کاهش یابد، ضریب عملکرد سیستم افزایش می یابد.

¹ Solar Fraction

² Solar Booster Assisted Ejector Refrigeration System

۲- معادله های حاکم بر سیستم تهویه مطبوع مورد مطالعه

توجه به داده‌های به دست آمده از آزمایش‌های تجربی می‌توان مشخصه‌های ترمودینامیکی مربوط به سیکل از جمله ظرفیت سرمایش، ضریب عملکرد، و کار کمپرسور را محاسبه نمود و میزان تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را مشخص کرد. برای این کار با استفاده از آمپر مصرفی، ولتاژ و ضریب قدرت به دست آمده از دستگاه مولتی‌متر، ابتدا توان مصرفی سیستم از معادله (۲-۱) محاسبه می‌شود و سپس با استفاده از معادله (۲-۲) که مربوط به کار کمپرسور است

مقدار دبی جرمی مبرد به دست می‌آید. با استفاده از دبی جرمی می‌توان ظرفیت سرمایش را از معادله (۲-۳) محاسبه کرد. مقادیر Q_L از معادله (۲-۴) و ضریب عملکرد سیستم هم به ترتیب با استفاده از معادله‌های (۲-۵) محاسبه می‌شوند.

راه دیگر بیان کارایی سیکل‌های تبرید تراکمی بیان آن بر حسب میزان توان کمپرسور (بر حسب اسب بخار) بر واحد برودت ایجاد شده (بر حسب تن تبرید) است البته در سیستم واحدهای SI این نسبت به صورت کیلووات بر حسب تن تبرید نیز بیان می‌شود. رابطه بین این واحدها در معادله (۲-۶) آمده است. بنابر این با افزایش COP_R مقدار (HP/ ton) کاهش می‌یابد.

و در نهایت از معادله (۲-۷) برای بازدهی انرژی که به اختصار EER نامیده می‌شود که به صورت نسبت ظرفیت سرمایش بر حسب بی تی یو بر ساعت بر توان ورودی بر حسب وات در یک نقطه کاری مشخص تعریف می‌شود. [۵]

$$W_{Comp} = V \times I_{in} \times \cos \varphi \quad (1-2)$$

$$\dot{m}_{Cycle} = \frac{W_{Comp}}{h_2 - h_1} \quad (2-2)$$

$$Q_L = \dot{m}_{Cycle} \times (h_1 - h_4) \quad (3-2)$$

$$q_L = (h_1 - h_4) \quad (4-2)$$

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{Comp}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (5-2)$$

اثر تبرید
کار به ازای واحد جرم

$$\frac{KW}{ton} = \frac{3/51}{COP_R} \quad (6-2)$$

$$EER = 3 / 412 COP_R \quad (7-2)$$

اوپراتور و ظرفیت سرمایشی معادل kW به دست آوردند. طبق نتایج آن ها، در دمای $30^\circ C$ کندانسور و $85^\circ C$ ژنراتور در صورتی که مبرد ۱۳۴a انتخاب شود در بهترین شرایط کاری بالاترین ضریب عملکرد برابر $0/48$ و راندمان اکسرژی برابر $0/25$ به دست می‌آید و اگر مبرد ۱۴۲b انتخاب شود بهترین عملکرد در بالاترین دمای ژنراتور به دست می‌آید.

هانگ و همکاران [۲۵] سیستمی تحت عنوان سیستم سرمایشی/گرمایشی هیبریدی خورشیدی را توسعه دادند. این سیستم ترکیبی از یک سیستم سرمایش اجکتوری بدون پمپ و یک پمپ حرارتی از نوع اینورتر است که قابلیت تولید ظرفیت سرمایش پایدار را برای فضای داخل دارد. این سیستم سرمایش اجکتوری با حرارت خورشید راه اندازی می‌شود و برای خنک کاری کندانسور سیکل پمپ حرارتی استفاده می‌شود تا ضریب عملکرد این سیکل افزایش یابد و مصرف انرژی برق کمپرسور با تنظیم سرعت چرخشی کمپرسور از طریق یک سیستم کنترلی کاهش یابد. تست و آزمایش سیکل کلی در دمای $35^\circ C$ محیط بیرون و دمای $25^\circ C$ محیط داخل و در سرعت 20 Hz تا 60 Hz کمپرسور صورت گرفت. همچنین شرایط کاری سیستم سرمایش اجکتوری بدون پمپ در دمای $90^\circ C$ ژنراتور و دمای $37^\circ C$ کندانسور است که متناظر با آن دمای کندانسور پمپ حرارتی در سیکل کلی $24/5^\circ C$ است. در این حالت ظرفیت سرمایشی برابر $1/20$ kW- $2/44$ kW و برق ورودی برابر $0/2$ kW- $0/98$ kW و ضریب عملکرد سرمایشی برابر $2/5$ - $5/11$ به دست آمد. آن‌ها نشان دادند که سیستم سرمایش اجکتوری در سیکل کلی می‌تواند به طور مؤثری دمای کندانسور سیکل پمپ حرارتی را بین $7/3^\circ C$ تا $12/6^\circ C$ و مصرف برق را بین $3/4/5$ ٪ تا $8/1/2$ ٪ کاهش دهد و ضریب عملکرد سیکل گرمایش در این سیستم حدود ۲ تا $3/3$ به دست آید.

کیم و اینفانت فریرا [۲۷] به مروری بر انواع سیستم‌های سرمایش خورشیدی برای تهویه فضای داخل پرداختند. آن‌ها ابتدا سیستم های سرمایش را براساس عملکرد به دست آمده و هزینه های مورد نیاز به ازای هر کیلووات سرمایش طبقه بندی کردند. طبق نتایجی که به دست آوردند، سیستم جذبی تک اثره حرارتی خورشید^۱ تقریباً بهترین گزینه برای تهویه فضای داخل در مقایسه با سیستم جذبی سطحی تک اثره حرارتی خورشیدی^۲ و سیستم جذبی دو اثره حرارتی خورشیدی^۳ در یک سطح قیمت مشابه است. طبق بررسی که انجام دادند، سیستم‌های مکانیکی حرارتی خورشیدی و سیستم‌های فوتوولتائیک^۴ به طور قابل توجهی بسیار گران قیمت هستند و همچنین سیستم‌های دسیکانت و اجکتوری نسبت به ۳ سیستم اول پیچیدگی و هزینه ساخت بالاتری را دارند.

¹ Solar thermal with single-effect absorption system

² Solar thermal with single-effect absorption system

³ Solar thermal with double-effect absorption system

⁴ Photovoltaic Cells

بندی می‌کنند. دمای تغییر فاز یوتکتیک‌ها کمتر از 0°C و دمای تغییر فاز هیدرات نمک‌ها و مواد آلی بالای 0°C است. دمای کاری PCM‌ها بین 40°C - 117°C است، موادی که زیر 15°C ذوب می‌شوند برای خنک کردن هوای اتاق مورد استفاده قرار می‌گیرند، موادی که بالای 90°C ذوب می‌شوند برای کاهش دمای مناطقی که دما به صورت غیر منتظره در آنجا بالا رفته باشد و جلوگیری از آتش‌سوزی و انفجار به کار می‌روند و موادی که نقطه ذوبشان ما بین این دو دما قرار دارد برای ذخیره سازی انرژی های خورشیدی به کار می‌روند.

۳- مشخصه‌های دستگاه آزمایش

در جدول ۱: مشخصه‌های سیستم تهویه مطبوع مورد مطالعه نشان داده شده است.

جدول ۱: مشخصه‌های سیکل تبرید مورد مطالعه

سرمایش	تابع	ولتاژ ۲۲۰ ولت
۷/۵ (۰/۸-۲/۰) کیلو وات	ظرفیت	فرکانس: ۵۰ هرتز
۲/۲۸ (۰/۵-۲/۷۵) کیلو وات	ورودی	میرد: ۴۱۰a
۱۴۰۰۷۵۵۰۱۱۰۰۹۰۰۰۰۰۶	شماره سریال	دهش: ۴/۳ مگا پاسکال
OEM	نام برند	دمکش: ۱/۱ مگا پاسکال
ROHS	استاندارد	کلکتور خورشیدی صفحه تخت
EMC-CE-CB-UL-UR-SASO-SAA-GS	گواهی	ابعاد: ۱۰۰۰x۵۵۰x۸۰

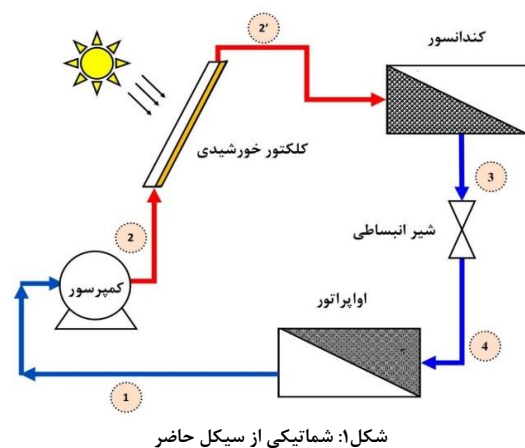
جدول ۲: نتایج آزمایش برای دمای 32°C ساعت (۷ صبح)

تغییرات نسبت به سیستم با PCM	سیستم خورشیدی با استفاده از PCM	سیستم معمولی	دیمنسیون	پارامتر
۲٪	۲/۰۶۶	۲/۱۰۸	KW	W_{Comp}
۳٪	۰/۰۷۰۵۱	۰/۰۷۲۶	Kg/sec	\dot{m}_{Cycle}
۱/۱۸۵٪	۱۲/۲۷	۱۲/۰۴	KW	\dot{Q}_L
۰/۱۲٪	۵/۸۲۷	۵/۸۲۰	-	COP
-۰/۱۲۱٪	۰/۶۰۲۳	۰/۶۰۳۱	-	$\frac{KW}{ton}$
۰/۱۵۹	۱۹/۸۸	۱۹/۸۵	-	EER

با بررسی روابط قبل می‌توان دریافت که کارایی یک سیستم تبرید تابعی از دماهای تبخیر و تقطیر یا اختلاف این دو دما است. با افزایش این اختلاف میزان COP_R و EER کاهش یافته و HP/ton افزایش می‌یابد؛ بنابراین، در یک سیکل تبرید باید سعی شود که به منظور کاهش مصرف انرژی:

- دمای تقطیر تا حد امکان پایین باشد.
- دمای تبخیر تا حد امکان بالا باشد.

در شکل ۱ فرآیند سیکل مورد مطالعه به طور شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۱: شماتیک از سیکل حاضر

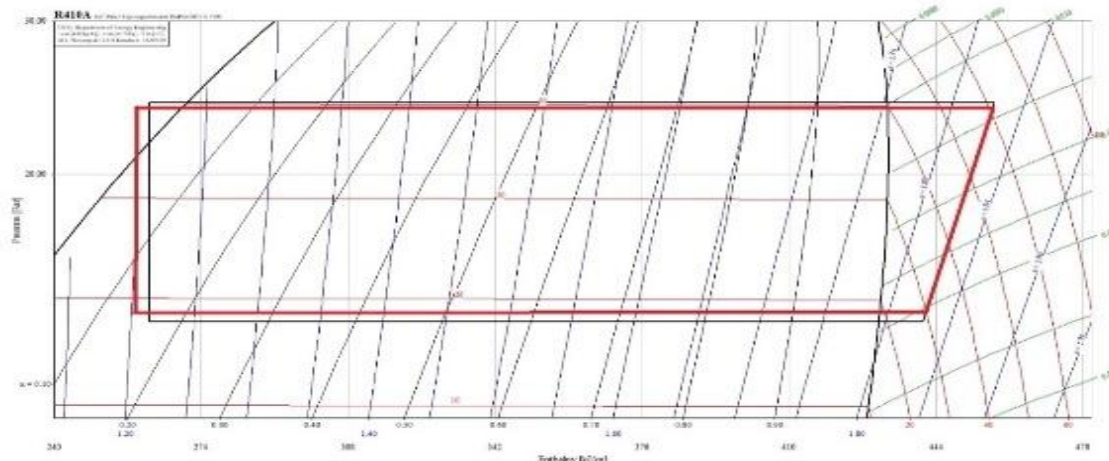
۲-۱- ذخیره سازی انرژی گرمایی با استفاده از PCM

یکی از بهترین و باصرفه ترین روش‌ها برای ذخیره سازی انرژی گرمایی استفاده از موادی است که با حجم کوچکشان نقش مناسبی در این زمینه بازی می‌کنند. موادی که به هنگام تغییر فاز جامد - مایع^۱، در دمای ثابت، مقدار زیادی انرژی گرمایی را به صورت گرمای نهان در خود ذخیره می‌کنند. PCM‌ها در ابتدا رفتاری شبیه به مواد ذخیره کننده گرمای محسوس دارند؛ هنگامی که گرما را جذب می‌کنند دمای آنها بالا رفته و بر خلاف مواد ذخیره کننده گرمای محسوس هنگامی که به دمای ذوب خود می‌رسند، شروع به تغییر فاز کرده و مقدار زیادی گرما را در یک دمای ثابت جذب می‌کنند PCM به جذب گرما بدون بالا رفتن دما ادامه می‌دهد تا جایی که تمام ماده به فاز مایع تبدیل شود. هنگامی که دمای محیط اطراف کاهش یابد، PCM از حالت مایع به حالت جامد تبدیل شده و انرژی ذخیره شده را رها می‌کند. [۱۰]

۲-۲- تقسیم بندی مواد تغییر فاز دهنده

مواد تغییر فاز دهنده را براساس دمای تغییر فازشان به سه دسته یوتکتیک‌ها، هیدرات نمک‌ها و مواد آلی تقسیم

^۱ ذخیره سازی گرمای نهان از طریق تغییر فاز گاز - جامد، گاز - مایع، مایع - جامد و جامد - جامد انجام پذیر است؛ با این حال تغییر فاز استفاده شده برای PCM تنها تغییر فاز جامد - مایع است؛ زیرا تغییر فاز گاز - مایع یا گاز - جامد، بعلاوه حجم بزرگ یا فشار بالای مورد نیاز برای ذخیره سازی گرما هنگامی که مواد در حالت فاز گاز هستند، عملی نیست. تغییر فاز جامد - جامد نیز بسیار کم رخ می‌دهد.



شکل ۳: دیاگرام p-h در دمای 32°C

۴-۱- نتایج آزمایش برای دمای ۳۲°C ساعت (۷ صبح)

نتایج مربوط به آزمایش‌های صورت گرفته برای دو حالت سیکل در کمترین دمای حباب خشک در دمای هوای (۳۲°C) در جدول ۲ نشان داده شده است، در این جدول پارامترهای مختلفی برای سیکل تبرید تراکمی ارائه شده است.

به نظر می‌رسد که کلکتور خورشیدی تأثیری مفیدی بر ضریب سرمایش و ضریب عملکرد ندارد. بلکه در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمز رنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییرات کمی ایجاد شده است. دلیل این امر می‌تواند به کارگیری مواد PCM با دمای ذوب ۵۰ درجه باشد، که به نظر می‌رسد کلکتور خورشیدی دمای مورد نیاز برای ذوب کردن PCM در دمای ۳۲ درجه را از طریق تابش خورشید بدست نیاورده است.

همانطور که از ارزیابی شکل ۳ مشخص می‌شود، در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمز رنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییراتی ایجاد شده است. آن چه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را در شکل ۳ نشان می‌دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش اندک ظرفیت سرمایش از ۱۲/۰۴ kW به ۱۲/۲۷ kW و در نتیجه منجر به افزایش اندک ضریب عملکرد از ۵/۸۲ به ۵/۸۲۷ می‌شود.

۴-۲- نتایج آزمایش برای دمای ۴۳°C ساعت ۱۵

نتایج مربوط به آزمایش‌های صورت گرفته برای دو حالت سیکل در بیشترین دمای حباب خشک در دمای هوای (۴۳°C) در جدول ۳ نشان داده شده است، در این جدول پارامترهای مختلفی برای سیکل تبرید تراکمی ارائه شده است.

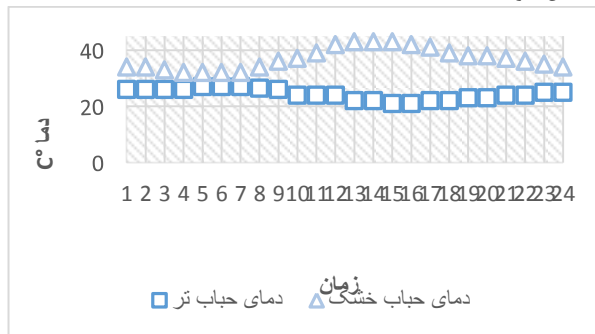
با مقایسه بین پارامترهای مربوط به سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی مشاهده می‌شود. دمای تقطیر کاهش پیدا می‌کند و خروجی کندانسور در منطقه مادون سرد می‌باشد. بدلیل اینکه بخار پس از عبور از پنل خورشیدی به گاز سوپرهیتم با فشار بالا تبدیل شده و در کندانسور مبرد بهتر و بیشتر تغییر فاز داده و از گاز به مایع تبدیل می‌شود اما در

۴-۲- مراحل انجام آزمایش: جدول ۳ نتایج آزمایش برای دمای ۴۳°C ساعت ۱۵ برای بررسی و مطالعه سیکل ترمودینامیکی حاضر و نشان دادن تأثیر وجود PCM در کلکتور خورشیدی که در فرآیند سیکل تبرید تراکمی قرار گرفته، فرآیند سرمایش در فصل تابستان مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. سیستم با استفاده معمولی ن تر

جهت بررسی سیکل خورشیدی و تعیین تأثیر مواد PCM قرار گرفته درون کلکتور با حالت معمولی سه آزمایش در یک $Q_{comp} = 20 \text{ kW}$ در سه ساعت متفاوت (صبح، بعد از ظهر، شب) انجام گرفت. مشخصات زمان و دمای هوای خشک آزمایش‌ها به شرح زیر می‌باشد $m_{cycle} \text{ Kg/second}$

- در ساعت ۷ صبح دمای هوای خشک (۳۲°C)
- در ساعت ۱۵ بعدظهر دمای هوای خشک (۴۳°C)
- در ساعت ۲۳ شب دمای هوای خشک (۳۶°C)

برای انجام آزمایش‌ها و همچنین برای سهولت در داده برداری بعد از فراهم شدن شرایط پایا در سیستم اقدام به داده برداری پارامترهای مختلف ترمودینامیکی شد. به این نکته مهم توجه شده است که برای انجام آزمایش‌ها با مقایسه شرایط آب-وهوایی مقدار رطوبت و دمای هوای فضای بیرون مشابه به هم باشند. تا تأثیر استفاده از مواد PCM درون کلکتور در عملکرد سیکل در سه مرحله آزمایش مشخص شود.



شکل ۲: نمودار دمای حباب خشک و دمای حباب تر در ۲۰ تیر ماه

شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات ضریب عملکرد، ضریب سرمایش و کار کمپرسور نسبت به دمای محیط را در سه آزمایش انجام شده است. در دماهای (°C) ۳۲ ساعت ۷ صبح، (°C) ۴۳، ساعت ۱۵ بعدازظهر، (°C) ۳۶، ساعت ۲۳ شب برای حالت سیکل معمولی و سیکل خورشیدی نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در دماهای صبح و شب تغییرات چندانی در عملکرد سیکل در حالت معمولی و خورشید ایجاد نشده است. بنظر می‌رسد کلکتور خورشیدی در زمان‌های فوق گرمای کافی برای رسیدن به دمای ذوب PCM را از نور خورشید جذب نمی‌کند. دلیل آن کمتر بودن تابش مستقیم آفتاب می‌باشد. از اینرو به بررسی آزمایش در ساعت ۱۵ (°C) ۴۳ که تغییرات بیشتری نسبت به دو آزمایش دیگر داشته است می‌پردازیم. با افزایش دمای هوا، ضریب عملکرد و ضریب سرمایش روند نزولی و کار کمپرسور تقریباً ثابت می‌باشد. ولی طبق نتایجی که در شکل ۸ نشان داده شده است شیب ضریب عملکرد و ضریب سرمایش در سیستم خورشیدی در مقایسه با سیستم معمولی در دمای (°C) ۴۳ کمتر نزول یافته و در سطح بالاتری نگه داشته می‌شود که دلیل آن افزایش ضریب عملکرد و ضریب سرمایش در سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی است.

جدول ۲: نتایج آزمایش برای دمای °C ۴۳ ساعت ۱۵

تغییرات نسبت به سیستم با pcm	سیستم خورشیدی با استفاده از pcm	سیستم معمولی	دیمانسیون	پارامتر
۰/۳۲٪	۲/۱۶۰	۲/۱۶۷	KW	\dot{W}_{Comp}
۰/۱۴۲٪	۰/۰۷۰	۰/۰۷۰	Kg/sec	\dot{m}_{Cycle}
۳/۸۳٪	۱۱/۲۵۱	۱۰/۸۲	KW	\dot{Q}_L
۳/۸۴۶	۵/۲	۵	-	COP
-۴	۰/۶۷۵	۰/۷۰۲	-	$\frac{KW}{ton}$
۳/۸۴۶	۱۷/۷۴۲۴	۱۷/۰۶	-	EER

جدول ۴: نتایج آزمایش برای دمای °C ۳۶ ساعت ۲۳

تغییرات نسبت به سیستم با pcm	سیستم خورشیدی با استفاده از pcm	سیستم معمولی	دیمانسیون	پارامتر
۱/۲۲٪	۲/۰۴۸	۲/۰۷۳	KW	\dot{W}_{Comp}
۱/۴۲٪	۰/۰۷۰	۰/۰۷۱	Kg/sec	\dot{m}_{Cycle}
۰/۹۴	۱۱/۶۲	۱۱/۷۳	KW	\dot{Q}_L
۰/۵۲٪	۵/۶۹	۵/۶۶	-	COP
۰/۵۱٪	۰/۶۱۶۸	۰/۶۲	-	$\frac{KW}{ton}$
۰/۵۱٪	۱۹/۴۱	۱۹/۳۱۱	-	EER

سیکل تبرید تراکمی معمولی چون دما و فشار گاز پایین تر است تغییر فاز به خوبی صورت نگرفته و خروجی کندانسور بخار اشباع شده می‌باشد. بنابراین در سیکل تبرید تراکمی خورشیدی مایع با فشار بیشتری به موئینگی رسیده و سرمایش بیشتری ایجاد می‌کند یا به ازای سرمایش یکسان راندمان سیستم خورشیدی بهتر می‌شود. در نتیجه ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد در حالت خورشیدی نسبت به حالت معمولی به ترتیب ۳/۸۳٪ و ۳/۸۴٪ افزایش می‌یابد. در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمز رنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییراتی ایجاد شده است. آن چه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را در شکل ۴ نشان می‌دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش ظرفیت سرمایش از ۱۰/۸۲ kW به ۱۱/۲۵۱ kW در نتیجه منجر به افزایش ضریب عملکرد از ۵ kW به ۵/۲ می‌شود.

۳-۴- نتایج آزمایش برای دمای °C ۳۶ ساعت ۲۳

در جدول ۴ نتایج مربوط به دمای °C ۳۶ در ساعت ۲۳ نشان داده شده است.

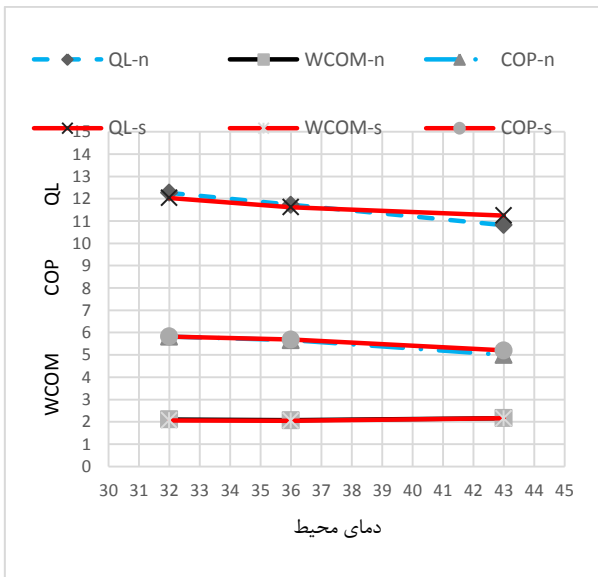
آنچه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را نشان می‌دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش ظرفیت سرمایش از ۱۱/۶۲ kW به ۱۱/۷۳ kW و در نتیجه منجر به افزایش ضریب عملکرد از ۵/۶۶ kW به ۵/۶۹ kW می‌شود.

۵- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده PCM در عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی پرداخته شد. آزمایشات بدست آمده در ساعت ۷ صبح و ۲۳ شب (کمینه دما) نشان می‌دهد که کلکتور خورشیدی تأثیر چندانی در کارکرد و عملکرد سیستم نخواهد داشت.

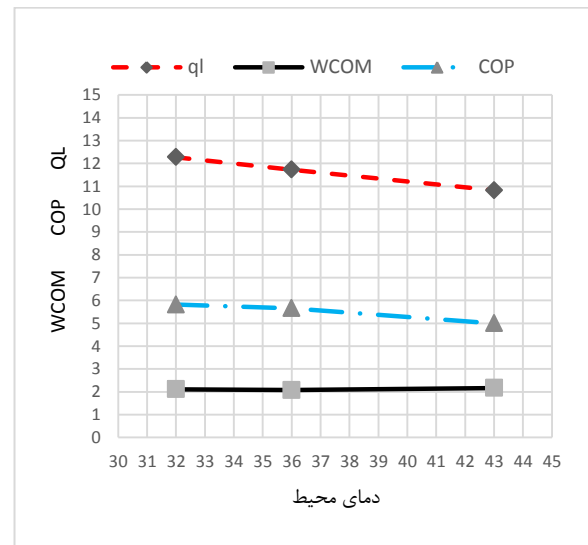
از طرفی بررسی نتایج داده‌های تجربی در ساعت ۱۵ (بیشینه دما) نشان می‌دهد که با استفاده از کلکتور خورشیدی همراه با PCM در سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی ظرفیت سرمایش نسبت به حالت سیکل معمولی افزایش یافته و در نهایت این موضوع باعث افزایش ضریب عملکرد سیکل می‌شود ولی تأثیر چندانی در توان مصرفی کمپرسور ایجاد نمی‌کند. که نتایج به دست آمده در این تحقیق در ساعت ۱۵ به طور خلاصه به صورت زیر بیان می‌شوند.

- ضریب عملکرد سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از ۵ به ۵/۲ (در حدود ۳/۸۴۶٪) افزایش می‌یابد.
- ضریب سرمایش سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از ۱۰/۸۲ به ۱۱/۲۵۱ (حدود ۳/۸۳٪) افزایش می‌یابد.
- کار کمپرسور سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از ۲/۱۶۷ به ۲/۱۶ (حدود ۰/۳۲٪) کاهش می‌یابد.

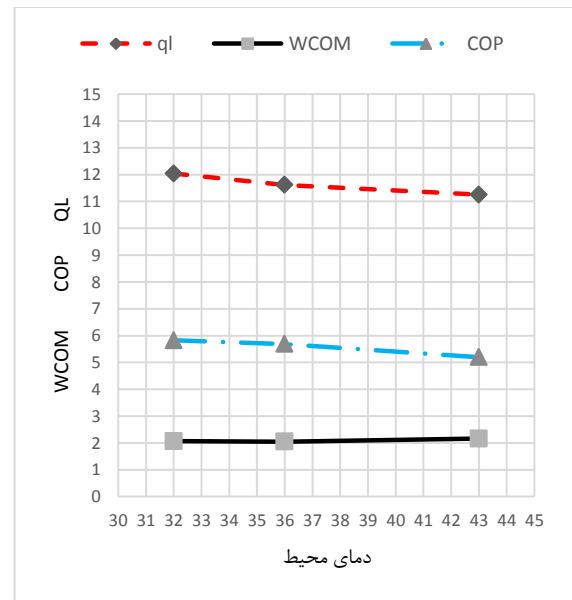


شکل ۸: مقایسه تغییرات سیکل خورشیدی و معمولی بر حسب دمای محیط

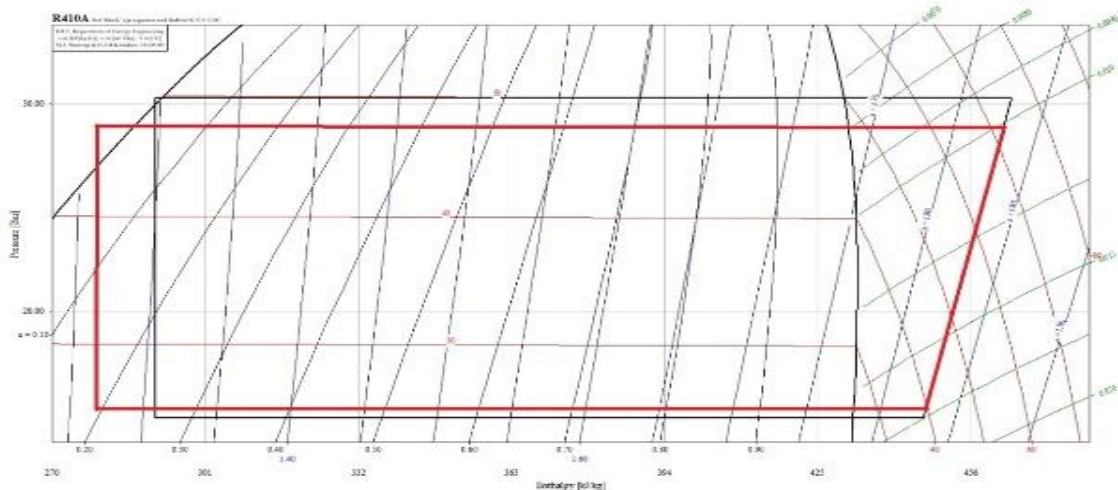
رای اینکه تأثیر دمای خروجی میرد از کلکتور همراه با و بدون PCM پارامترهای سیکل تبرید تراکمی خورشیدی و معمولی مورد مقایسه قرار دهیم. با کمک نرم افزار EES تغییرات کار کمپرسور (توان مصرفی)، تغییرات ضریب سرمایش و تغییرات ضریب عملکرد را در دمای بیشینه (۴۳ °C) مورد بررسی قرار می‌دهیم.



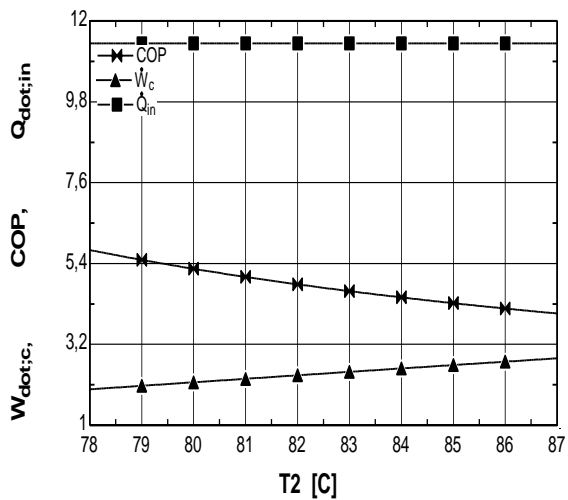
شکل ۶: تغییرات سیکل معمولی بر حسب دمای محیط



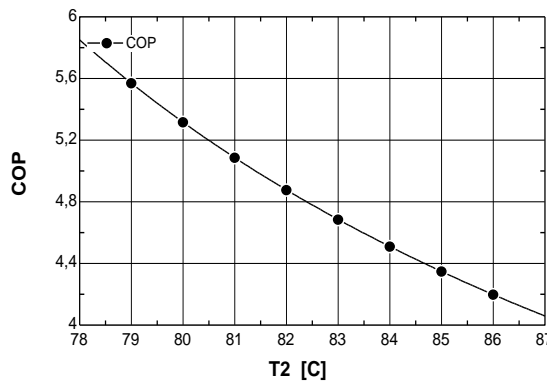
شکل ۷: تغییرات سیکل خورشیدی بر حسب دمای محیط



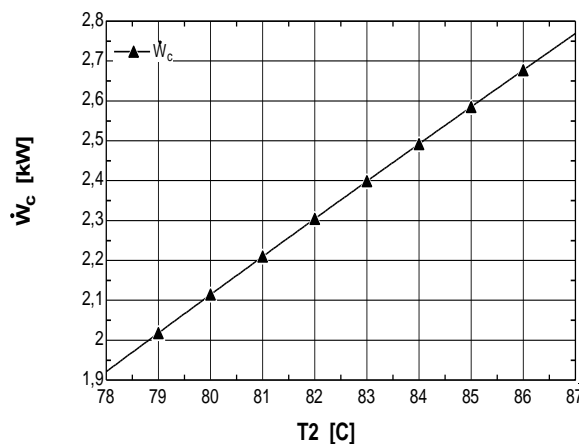
شکل ۴: دیاگرام p-h در دمای ۴۳°C



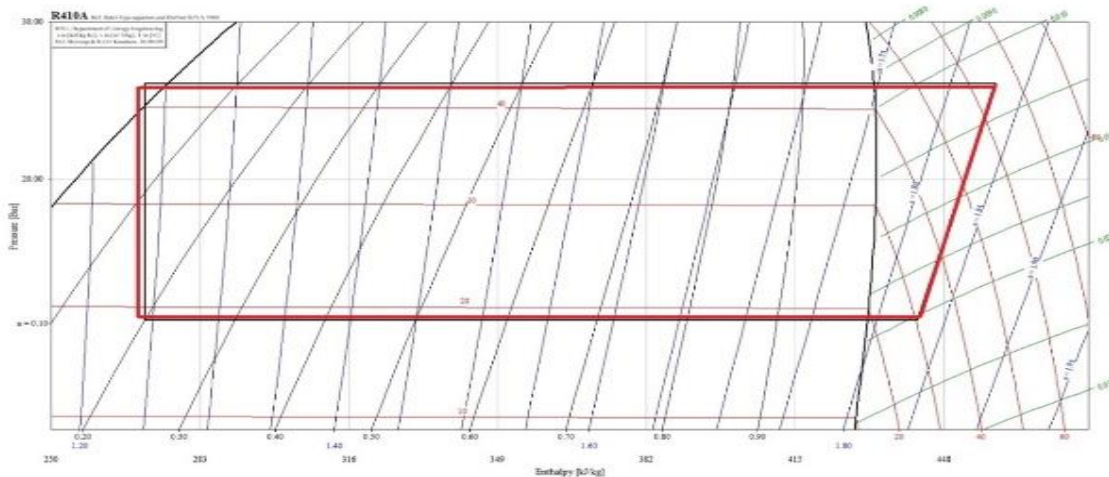
شکل ۱۱: مجموع تغییرات ضریب عملکرد، کار کمپرسور (توان مصرفی)، ضریب سرمایش با دمای خروجی کلکتور در سیستم خورشیدی



شکل ۹: تغییرات ضریب عملکرد با دمای خروجی کلکتور سیکل خورشیدی مربوط به آزمایش ساعت ۱۵ در دمای ۴۳°C



شکل ۱۰: تغییرات کار کمپرسور با دمای خروجی کلکتور سیکل خورشیدی مربوط به آزمایش ساعت ۱۵ در دمای ۴۳°C



شکل ۵: دیاگرام p-h در دمای 36°C

- 11-Dikici, A., Akbulut, A., "Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system", Building and environment, Vol. 43, 2008, pp.1961-1972
- 12- Ersoy, H.K., Yalcin, S., Yapici, R., Ozgoren, M., "Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey", Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp. 971-983
- 13- Guo, J., Shen, H.G., "Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings", Energy and Buildings, Vol. 41, 2009, pp. 175-181
- 14- Hernández, J.I., Best, R., Dorantes, R.J. and Estrada, C.A., "Study of a Solar Booster Assisted Ejector Refrigeration System With R134a", Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 127, 2005, pp. 53-59
- 15- Hernández, J.I., Dorantes, R.J., Best, R., Estrada, C.A., "The behavior of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, 2004, pp. 1765-1783
- 16- Huang, B.J., Wu, J.H., Hsu, H.Y., Wang, J.H., "Development of hybrid solar-assisted cooling/heating system", Energy Conversion and Management, Vol.51, 2010, pp. 1643-1650
- 17- Kim, D.S., Infante Ferreira, C.A., "Solar refrigeration options—a state-of-the-art review" International Journal of Refrigeration, Vol. 31, 2008, pp. 3-15

فهرست علامتها

$\cos\phi$	ضریب قدرت
EER	بازده انرژی
$\frac{kw}{ton}$	توان مصرفی کمپرسور در سیستم واحد های SI
\dot{W}_{Comp}	کار انجام شده کمپرسور
COP	ضریب عملکرد
\dot{m}	دبی جرمی
\dot{Q}_L	گرمای جذب شده از محیط بیرون
V	ولتاژ برق
h	انتالپی
ΔH	تغییرات انتالپی

مراجع:

- ۱- اقتداری، هاشم، طراحی، ساخت و ارزیابی عملکرد کندانسور تبخیری برای کولرهای گازی دو تکه، پایان نامه کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، شهریور ۸۷
- ۲- بهسرشت، ا.، تحلیل تجربی عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع هیبریدی خورشیدی، پایان نامه کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه چمران، مهر ۹۱
- ۳- حاجی دولو، ا.، ارزیابی سرمایه‌های تبخیری برای انتقال گرما در کندانسور کولرهای گازی، نشریه مهندسی دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، سال ۲۵، شماره ۱، اسفند ۸۵
- ۴- حاجی دولو، ا.، بررسی تأثیر استفاده از کندانسور تبخیری به جای کندانسور هوایی در عملکرد کولرهای گازی، نشریه مهندسی دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، سال ۲۲، شماره ۲، اسفند ۸۲
- ۵- ویسی، ف.، ا.، حاجی دولو، دل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیط مختلف، مجله علمی و پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت ۱۳۹۱
- 6- Alexis, G.K., Karayiannis, E.K., "A solar ejector cooling system using refrigerant 134a in the Athens", Technical Note, Renewable Energy, Vol. 30, 2005, pp. 1457-1469
- 7- Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Wojciechowski, J., "application of two phase ejector as second stage compressor in refrigeration cycles", World conference on experimental heat transfer, Fluid mechanics and thermodynamics, Krakow, Poland, No. 7, 2009, 2237-2244
- 8- Badescu, V., "Model of a solar-assisted heat-pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit", Energy and Buildings, Vol.34, 2002, pp. 715-726
- 9- Badescu, V., "First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system", Energy Conversion and Management, Vol. 43, 2002, pp.2539-2552
- 10- Caglar, A., Yamali, C., "Performance analysis of a solar-assisted heat pump with an evacuated tubular collector for domestic heating", Energy and Buildings, Vol. 54, 2012, pp. 22-28