

مطالعه تجربی رفتار حرارتی یک کلکتور سهموی مرکب (CPC) بدون خلاء با سیال روغن

حسین عبادی^۱، داریوش زارع^۲

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، بخش مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز

۲. دانشیار، بخش مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۰/۲۸ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۵/۳/۲۹)

چکیده

امروزه توسعه پایدار تنها راه جلوگیری از پدیده تغییرات آب و هوایی است. انرژی‌های تجدیدپذیر نقش اصلی این سیاست را به عهده دارند. کلکتورهای سهموی مرکب به عنوان یکی از کاربردی ترین شاخه‌های انرژی خورشیدی توجهات بسیاری به خود جلب کرده است. در این پژوهش به دنبال بررسی تجربی رفتار حرارتی یک کلکتور سهموی مرکب با ضریب تمرکز ۲/۵ و تاثیر استفاده از یک سیال روغن انتقال حرارت بر مقادیر اتلاف حرارتی کلکتور و راندمان آن، آزمون‌ها در شرایط طبیعی و در سه سطح دبی روغن مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد، دمای خروجی کلکتور برای تمام شرایط در دامنه 100°C - 80°C خواهد بود. از سوی دیگر در این تحقیق مقادیر تلف شده‌ی گرما توسط اجزاء کلکتور محاسبه شد که گرمای از دست رفته از سطح شیشه به وسیله باد، بیشترین سهم اتلاف حرارتی را خواهد داشت. همچنین در ادامه رابطه تابش خورشید و اختلاف دمای ایجاد شده درون کلکتور محاسبه گردید. در نهایت نتایج بیانگر توانایی بالای سیستم برای بکارگیری در بخش‌های حرارتی صنعت است، به خصوص در بخش‌هایی که دمای مورد نیاز کمتر از 100°C می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: توسعه پایدار، اتلاف حرارتی، راندمان کلکتور، مبدل حرارتی

مقدمه

سلامت انسانها مسئله ای است که امروزه تحت تاثیر عوامل ناشی از توسعه ناپایدار به خطر افتاده است. با به خطر افتادن زندگی و سلامت ۳۱۰ میلیون نفر از مردم دنیا تنها براساس گرم شدن زمین، فقیر شدن ۲۰ میلیون جمعیت جهان و مهاجرت ۷۵ میلیونی آنها، پیامدهای تغییرات آب و هوایی برای همه قابل فهم شده است (Mawle, 2010). به منظور بهبود شرایط حاضر و ایجاد راه حلی جامع، صاحب نظران گرد هم آمده و تنها راه نجات را توسعه پایدار زندگی بشر بر سطح کره ی زمین معرفی کرده اند. توسعه ای که بر سه محور اصلی اقتصاد، محیط زیست و جامعه بنا شده است. این سیاست که اهداف ۱۷ گانه‌ای در خود دارد، به تمام جنبه های تاثیر پذیری جمعیت، زمین، صلح، سلامت و ... می پردازد و پیشرفت تکنولوژی و ارتقای سطح زندگی مردم را در بکارگیری انرژی‌های پاک و عاری از آلاینده‌ی می‌داند.

متأسفانه با استناد به این نکته که ایران از نظر کیفیت هوا یکی از کشورهای آلوده دنیا است، می توان اوضاع وخیم و هشدار دهنده آن را بیشتر درک کرد. ایران با قرار گیری بر روی

کمر بند خورشیدی زمین، دارای پتانسیل بالایی جهت استحصال انرژی خورشیدی است، جایی که تنها میزان انرژی رسیده در دو ماه به کل کشور برابر با میزان کل منابع انرژی فسیلی آن است (Bahrami & Abbaszadeh, 2013). انرژی خورشیدی از نظر محیط زیست بی خطر است، اگر چه استفاده متمرکز در ابعاد وسیع می‌تواند منجر به اثرات زیست محیطی محلی شود. شماری محدودیتهای اقتصادی اساسی وجود دارند که برای استفاده وسیع از این انرژی می‌بایستی رفع شوند، یکی از موارد مورد توجه می تواند طراحی موثر و اقتصادی سیستم‌های خورشیدی باشد تا بتوان علاوه بر ارزش آفرینی موثر و مطلوب، هزینه‌ها را نسبت به آنچه اکنون است تقلیل دهد. بدین منظور اهداف این پژوهش بر مبنای طراحی دقیق و بررسی آن حول کارایی موثر سیستم می‌باشد.

یکی از مشکلات سیستم‌های گرمایی خورشیدی توانایی پایین آنها در فراهم سازی دماهای مطلوب به صورت پیوسته می‌باشد. دلیل اصلی این معضل، شدت کم تابش خورشید به سطح کلکتور است (Duffien & Beckman, 1991). راه حل کار در متمرکز سازی تابش رسیده و افزایش ضریب تراکم می‌باشد، تا بتوان هم دماهای بالاتری را فراهم نمود و هم در فصول سرد سال همچنان اطمینان دریافت گرما را حاصل نمود. بنابراین

* نویسنده مسئول: dzare@shirazu.ac.ir

مجهر به دیواره ی لنزی با نوع رفلکتور شیشه‌ای معمولی صورت گرفت و نتایج بیانگر برتری ۲۰ تا ۳۰ درصدی نوع لنزی بود. مطالعه دیگری با هدف تخمین روابط انتقال حرارت همرفتی طبیعی در یک کلکتور CPC با انواع سطوح دریافت کننده صورت گرفت (Singh & Erames, 2012). Pati *et al.* (2014) نیز اندازه بهینه قطر لوله‌های دریافت کننده در یک کلکتور سهموی مرکب را مورد مطالعه قرار دادند و گزارش دادند که مقدار بحرانی شعاع، مستقل از دمای لوله و سرعت باد خواهد بود.

به طور کلی نیازهای حرارتی صنعت تحت تاثیر عوامل گوناگون تقسیم‌بندی می‌شوند، که سطح دما یکی از این معیارها می‌باشد. بنابراین براساس تقسیم‌بندی ECHOHEATCOOL (2006) برای تعریف نیازهای حرارتی صنعت، سه دسته مهم وجود دارد:

- سطح دمایی پایین؛ که با نیازهای کمتر از 100°C مشخص می‌گردد. حرارت موجود در این بخش عمدتاً در واحدهای شستشو، صنایع تبدیلی، کشاورزی و غذایی مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- سطح دمایی متوسط؛ که در بازه ی بین 100 تا 400°C تعریف می‌شود. گرمای موجود در این بخش بیشتر صرف موارد تولید بخار و یا خشک کردن می‌شود.
- سطح دمایی بالا؛ که بیشتر از 400°C بیان می‌شود. این سطح حرارتی بیشتر در صنایع تولیدی آهن، سرامیک، شیشه و غیره مورد نیاز است.

بنابراین به منظور امکان‌سنجی بکارگیری کلکتورهای سهموی مرکب در صنعت به خصوص بخش‌های کاربردی کشاورزی (سطح دمایی کم) نیاز است تا مطالعات بیشتری جهت بررسی رفتار حرارتی کلکتورهای CPC با سیالی غیر از آب صورت پذیرد. دلیل اصلی بکارگیری سیال‌هایی همچون روغن انتقال حرارت، رفع مشکل تغییرات فازی آب در دماهای نزدیک 100°C می‌باشد که در کلکتورهای سهموی مرکب بسیار معمول است. در نتیجه این تحقیق با هدف محاسبه تجربی مقادیر اتلاف شده حرارت توسط اجزاء گوناگون کلکتور و مقایسه عملکرد سیستم تحت دبی‌های متفاوت سیال روغن و شرایط آب و هوایی آفتابی و نیمه ابری صورت پذیرفت.

مشخصات کلکتور

کلکتور های سهموی مرکب در عملکرد، دارای خواص و خصوصیات ویژه ای می‌باشند که این خود موجب پیچیدگی

کلکتورهای متمرکز کننده می‌تواند یک طرح مبنا در توسعه پایدار شهری باشد. یکی از نقاط ضعف این سیستم‌ها نیازمندی آنها به یک تکنولوژی بالا، دقیق، هزینه بر و پر مصرف برای ردیابی نور خورشید است. در حالی که شاید بتوان بعد از اختراع اولین کلکتور سهموی مرکب (CPC) به دست محققان در سال ۱۹۶۶، این مشکل را کمتر احساس کرد. چیزی که در این کلکتور ظهور کرد، عدم نیازمندی آن به ردیابی پیوسته و دقیق است (Duffien & Beckman, 1991).

نخستین تحقیق تجربی توسط Rabl *et al.* (1980) شکل گرفت. آنها در این پژوهش دو کلکتور بدون خلاء و با دو ضریب تمرکز متفاوت یعنی $6/5$ و 3 را طراحی و ساختند. در نتیجه با بررسی عملکرد حرارتی و نوری کلکتورها، توانایی این سیستم برای فراهم سازی دمای خروجی و قابل انتظار گزارش شد. بعد از آن Hesieh (1981) معادلات ریاضی مربوط به رفتار حرارتی یک کلکتور CPC را ارائه نمود. وی در این مطالعه ۴ رابطه غیر خطی برای تخمین ضرائب انتقال حرارت در اجزای کلکتور محاسبه نمود و بعد از کد نویسی معادلات حاصله، راندمان و عملکرد سیستم تحت شرایط گوناگون مورد بحث قرار گرفت. Ronnelid *et al.* (1996) موفق به ساخت یک سایت بزرگ از کلکتور های CPC شدند و آنها را با کلکتورهای تخت مورد مقایسه قرار دادند. محققین در این تحقیق با ساخت کلکتوری به مساحت $13/6$ مترمربع و مقایسه آن با یک کلکتور ساده ی تخت که تحت شرایط و مواد یکسان ساخته شده بود، دریافتند؛ ضریب اتلاف حرارتی موجود در کلکتور CPC به مراتب کمتر از ضرائب انتقال حرارت کلکتور تخت می‌باشد، که این پدیده با توجه به وجود صفحات منعکس کننده در کلکتورهای CPC و افزایش دمای آنها در طول کارکرد سیستم اتفاق می‌افتد. زیرا در این حالت اختلاف دمای کمتری بین این صفحات و شیشه وجود خواهد داشت و در نهایت اتلاف حرارتی حاصل کاهش می‌یابد. در پژوهش دیگری که توسط Kim *et al.* (2007) صورت گرفت، رفتار حرارتی یک کلکتور CPC مورد ارزیابی قرار گرفت و تمام فاکتورها در طول یک روز کامل و تحت شرایط با ردیابی خورشید و عدم ردیابی خورشید مطالعه شد. آن چه محققان به دست آوردن افزایش ۱۵ درصدی راندمان حرارتی برای حالت با ردیابی خورشید نسبت به نوع ثابت و هم‌خوانی داده های تجربی و تئوری ارائه شده در پژوهش بود. Haghgoo (2013) نیز با بررسی عملکرد حرارتی یک کلکتور سهموی مرکب چند دهانه برای آب، راندمانی معادل $42/34\%$ به دست آوردند. در زمینه های بهینه سازی نیز تحقیقاتی توسط Su *et al.* (2012) جهت مقایسه عملکرد نوری یک کلکتور CPC

پهنای ورودی نور به کلکتور (دهانه کلکتور) یک پارامتر متغیر طراحی است که به همراه ارتفاع آن به مقدار قطر دریافت کننده و زاویه پذیرش وابسته می باشد. از سوی دیگر طول کلکتور تاثیر مستقیمی بر روی پهنای ورودی نور به دستگاه دارد که این در ادامه مورد بررسی قرار خواهد گرفت. اندازه و جنس لوله‌ی دریافت کننده نیز از مس صنعتی و با ابعاد استاندارد انتخاب گردید که با رنگ مشکی ساده مات پوشیده شده است. در طراحی دو قطعه‌ی آب بندی برای دو دهانه‌ی ورودی لوله به کلکتور در نظر گرفته شده است تا وجود هر گونه اتلاف حرارت مستقیمی بین لوله دریافت کننده و هوای بیرون را حذف کند. برای صفحات منعکس کننده نیز از ورق استیل شفاف با ضخامت ۰/۴ میلی متر استفاده شد. در جدول ۱ خصوصیات فیزیکی و در شکل ۲ تصویر کلکتور ساخته شده در این پژوهش مشاهده می‌شود.

شاخص های حرارتی

در این مطالعه، چندین فرض به منظور ساده سازی آنالیزها در نظر گرفته شده که به شرح زیر می باشد:

۱- در این مدل، ضریب تمرکز CPC از نسبت هندسی تمرکز محاسبه شده و برابر است با $1/\sin(\theta_{max})$ که در آن θ_{max} بیشترین زاویه ورود پرتو نوری به درون کلکتور و یا همان نصف زاویه پذیرش می‌باشد.

۲- کلکتور CPC طراحی شده یک مدل ایده آل بوده و از خطاهای ساخت در آن صرف نظر شده است.

۳- در محاسبات تابش پخش خورشیدی، آسمان آیزوتروپیک فرض شده است.

۴- خصوصیات فیزیکی و نوری مواد، مستقل از تغییرات دما می باشد.

۵- شرایط پایدار در کل سیستم حکم فرما می باشد.

۶- اطلاعات هواشناسی منطقه‌ی شیراز (۲۹/۶۱۶۷°N و ۵۲/۵۳۳۳°E) در نظر گرفته شده است.

بنابراین و با توجه به شکل ۳ یک مدل یک بعدی انتقال حرارتی برای کلکتور CPC بدون خلاء^۱ برای تبادلات حرارتی هوا در فضای بین لوله های دریافت کننده و شیشه و همچنین شیشه و محیط اطراف ارائه شده است.

آن چه در این مدل آمده است روندی است که در اکثر منابع مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور محاسبه‌ی هرکدام از ضرایب انتقال حرارتی فوق در زیر، هر کدام به طور جداگانه و بر اساس واحد طول لوله‌ی دریافت کننده شرح داده شده است.

طراحی آنها می شود. مدل های گوناگون و متنوع زیادی شکل گرفته، لذا در این طرح چندین نکته و اصل اولیه به منظور طراحی مورد توجه قرار گرفته که در زیر ملاحظه می گردد.

شاخص های طراحی و ساخت کلکتور

جزئیات طراحی سیستم های سهموی مرکب توسط McIntire (1979) مورد مطالعه قرار گرفت و ارائه گردید. در زیر رابطه‌ای است که شکل قالب صفحات منعکس کننده را به نمایش می‌گذارد، این رابطه در نقطه P به دو معادله‌ی مجزا تقسیم گشته است (شکل ۱).

$$\rho(\theta) = R\theta, \quad |\theta| \leq \theta_A + \frac{\pi}{2} \quad (\text{رابطه ۱})$$

$$\rho(\theta) = R \left\{ \frac{\theta + \theta_A + \pi/2 - \cos(\theta - \theta_A)}{1 + \sin(\theta - \theta_A)} \right\} \quad \theta_A +$$

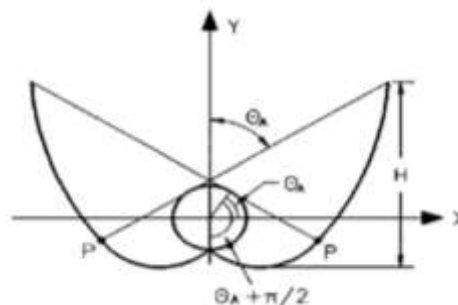
$$\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_A \quad (\text{رابطه ۲})$$

منحنی بر اساس مختصات قطبی بوده و با تبدیل آن به X و Y داریم:

$$X = R \sin \theta - \rho \cos \theta \quad (\text{رابطه ۳})$$

$$Y = -R \cos \theta - \rho \sin \theta \quad (\text{رابطه ۴})$$

که در آن R و θ_A به ترتیب شعاع لوله‌ی جاذب و زاویه پذیرش می باشند.



شکل ۱. نمای دوبعدی یک سهموی مرکب کامل

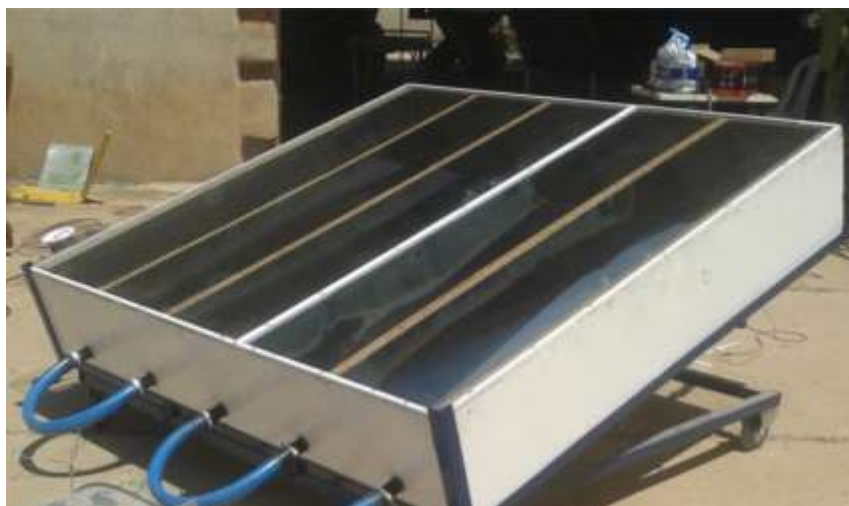
از سوی دیگر محققان نشان داده‌اند که می‌توان قسمت بالایی CPC که با محور تقارن مرکزی شکل موازی است حذف کرد، چرا که علاوه بر کاهش چشم‌گیر صفحات گران قیمت منعکس کننده، عملکرد سیستم تغییر آن چنانی نخواهد داشت (Duffien & Beckman, 1991).

در این پژوهش، فرض شده که کلکتور به شکل خطی بوده و دارای زاویه پذیرشی برابر ۴۵ درجه بوده که به میزان $\frac{2}{3}$ کاهش یافته است و در نتیجه ضریب تمرکز آن ۲/۵ خواهد بود. جهت گیری کلکتور نیز به نحوی می باشد که همیشه رو به جنوب واقع می گیرد و با زاویه تمایل β تنظیم گشته است.

1. Non evacuated

جدول ۱. مشخصات طراحی و مواد مورد نظر

پارامتر	نصف زاویه پذیرش	قطر خارجی لوله دریافت کننده	قطر داخلی لوله دریافت کننده	ضریب بازتاب صفحات منعکس کننده	KL شیشه	ضریب هدایت گرمایی لوله دریافت کننده	ضریب انتشار شیشه	زاویه شیب کلکتور
میزان	۲۲/۵°	۳۵ cm	۳۳ cm	۰/۷۵	۰/۰۱۲۵	۳۸۵ W/mC	۰/۸۸	۳۰°



شکل ۲. تصویر کلکتور CPC ساخته شده و مورد آزمایش

$$h_{\gamma} = \left(\frac{5}{\gamma} + \frac{3}{\lambda \nu} \right) \frac{A_a}{A_r} \quad (\text{رابطه ۶})$$

نرخ اتلاف حرارتی تابشی از لوله دریافت کننده به شیشه (h_3) معادله زیر نحوه ی محاسبه این ضریب انتقال حرارتی را بیان می کند (Hesieh, 1981):

$$h_{\gamma} = \frac{\sigma (T_r^{\gamma} + T_c^{\gamma})(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad (\text{رابطه ۷})$$

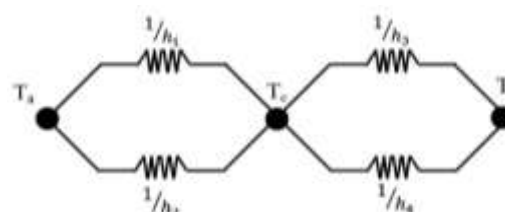
گفتنی است در رابطه فوق T_r و A_c به ترتیب دمای سطح دریافت کننده و مساحت شیشه ی کلکتور می باشند.

نرخ اتلاف حرارتی همرفتی از لوله دریافت کننده به شیشه (h_4)

بر اساس تئوری مورد اشاره در منابع (Tchinda, 2008)، ضریب همرفتی فوق از رابطه ی زیر محاسبه می گردد.

$$h_{\gamma} = \frac{3}{25} + 0.0085 \left(\frac{T_r - T_c}{\gamma R} \right) \quad (\text{رابطه ۸})$$

که در آن R شعاع لوله دریافت کننده می باشد و فرض می شود که جریان درون لوله کامل^۱ باشد.



شکل ۳. مدل دو بعدی انتقال حرارت بین لوله دریافت کننده و محیط

نرخ اتلاف حرارتی تابشی از شیشه به آسمان (h_1) این ضریب با توجه به رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود (Tchinda et al. 1998):

$$h_1 = \varepsilon_c \sigma (T_c^{\gamma} + T_s^{\gamma})(T_c + T_s) \frac{A_a}{A_r} \quad (\text{رابطه ۵})$$

که در آن ε_c ضریب انتشار شیشه، σ ضریب استفان بولتزمن، T_c و T_s به ترتیب دمای شیشه و آسمان و A_a و A_c نیز به ترتیب مساحت دهانه کلکتور و لوله دریافت کننده می باشند.

در این رابطه می توان دمای آسمان را 6°C کمتر از دمای محیط فرض نمود (Whillier, 1967)

نرخ اتلاف حرارتی همرفتی از شیشه به محیط (h_2) نرخ همرفتی از شیشه به محیط با سرعت باد ν رابطه داشته و از فرمول زیر محاسبه می گردد.

¹Fully developed

حرارتی 2.5 kW (برابر با میزان حرارت تولید شده ی قابل انتظار در یک کلکتور سهموی مرکب بدون خلاء با سطح کلکتور $2/4\text{m}^2$) طراحی و ساخته شد. بر اساس شکل ۴ روغن خروجی از کلکتور وارد لوله های مسی موجود در مبدل شده و با عبور از داخل لوله های مبدل، گرمای دریافتی خود را به آب خنکی که از بالای مبدل جریان دارد، انتقال می دهد. در شکل ۴ رسوب باقی مانده از تبخیر آب خنک کننده مشاهده می شود.

شرایط آزمایش تجربی و سایت آزمایشی

به منظور اندازه گیری اتلاف حرارتی و راندمان کلکتور، یک مدار بسته ی آزمایشی مطابق آن چه در شکل ۵ نشان داده شده است ساخته شد. در این سیستم ۲۰ لیتر روغن از مخزن اولیه شروع به حرکت می کرد. در این مدار یک شیر کنترل دبی وجود داشت که با قرار گیری بعد از پمپ، امکان اعمال دبی های مختلف روغن را در داخل کلکتور فراهم می ساخت. از سوی دیگر یک شیر فشار شکن نیز جهت تنظیم فشار در لوله بازگشتی به مخزن از پمپ قرار داشت. علاوه بر این یک مبدل حرارتی که با دبی ثابت آب خنک می شد نیز بکار گرفته شده بود تا با اعمال بار حرارتی ثابت موجب خنک شدن روغن بازگشتی به مخزن شود. دو محفظه ی هم زن روغن (Mixing device) مطابق با استاندارد ASHRAE93-1986 در مسیر روغن تعبیه شده بود. هدف از این کار افزایش دقت قرائت دما توسط سنسورهای دمای روغن قبل و بعد از عبور از کلکتور بوده است.



شکل ۴. تصویر سمت چپ: مبدل حرارتی قبل از آزمایش، تصویر سمت راست: مبدل حرارتی بعد از آزمایش

کلکتور CPC با توجه به ویژگی های ذکر شده در بخش طراحی ساخته و در مرکز این سیستم بکار گرفته شد. آزمایش های هدف برای شرایط طبیعی و در منطقه شیراز طراحی شده بود. نحوه ی استقرار کلکتور به سمت جنوب و تحت زاویه ی تمایل β صورت پذیرفت. بدین ترتیب و با توجه به زاویه پذیرش

حال به منظور به دست آوردن ضریب اتلاف حرارتی کل (U_l) داریم (Duffien & Beckman, 1991):

$$U_l = \frac{1}{A_r} \left[\frac{1}{(h_r + h_c)A_r} + \frac{1}{(h_r + h_c)A_a} \right]^{-1} \quad (\text{رابطه ۹})$$

چنان چه هدف محاسبه راندمان ساعتی^۱ که بیان گر نسبت گرمای دریافتی مفید به کل میزان انرژی تابشی کلکتور باشد، فرمول زیر مورد استفاده قرار می گیرد (Zhu et al., 2015).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{U_l(T_{mean} - T_a)}{\int_t^t I(t) dt} \quad (\text{رابطه ۱۰})$$

که در آن T_{mean} دمای میانگین روغن ورودی و خروجی است.

مشخصات روغن

باتوجه به دمای کارکرد کلکتورهای سهموی مرکب (CPC) که در شرایط تابش خوب بیشتر از 100°C خواهد بود، سیال عبوری از آن باید دارای خواص ترمودینامیکی خاصی باشد که بدون تغییر فاز نقش انتقال حرارت را به خوبی انجام دهد. به همین دلیل یک سیال روغن انتقال حرارت با مشخصات حرارتی نزدیک به آب اما با نقطه جوش بالا (340°C) برای این پژوهش بکار گرفته شد. در روابط زیر برخی از مشخصات حرارتی روغن انتقال حرارت S2 ساخت شرکت Shell که بر اساس فاکتور دما فرموله گشته است مشاهده می گردد.

$$\rho = -0.0651(T) + 875.94 \quad R^2 = 1 \quad (\text{رابطه ۱۴})$$

$$C_p = 0.0036(T) + 1.8087 \quad R^2 = 1 \quad (\text{رابطه ۱۵})$$

$$k = -7 \times 10^{-5}(T) + 0.1357 \quad R^2 = 0.999 \quad (\text{رابطه ۱۶})$$

$$\text{Pr} = 894.78 e^{-0.016(T)} \quad R^2 = 0.8648 \quad (\text{رابطه ۱۷})$$

جهت راه اندازی سیستم و به حرکت درآوردن آن یک پمپ روغن از نوع چرخ دنده ای با دبی ماکزیمم ۱/۵ لیتر در دقیقه که با یک موتور ۰/۵ اسب بخار کوپل شده بود مورد استفاده قرار گرفت.

مبدل حرارتی

در این پژوهش به منظور خنک کردن روغن گرم شده در کلکتور، یک مبدل حرارتی از نوع جریان مخالف^۲ و تحت شرایط تبخیر آب خنک کننده بر روی لوله های افقی^۳ و با برداشت بار

1. Hourly efficiency
2. Counter flow
3. Horizontal tube film evaporation

بر متر مربع و همچنین حساسیت یک میلی ولت بر وات بر متر مربع، نیز جهت اندازه گیری میزان تابش خورشیدی رسیده مورد استفاده قرار گرفت. برای اندازه گیری سرعت باد نیز یک سرعت سنج هوایی از نوع Hotwire ساخت کشور آلمان و شرکت Testo در نظر گرفته شد.

در نهایت جهت ذخیره داده های سنسورهای دما و تابش سنج، یک دیتا لاگر از نوع CMC-99 و ساخت شرکت لهستانی SIMEX مورد استفاده قرار گرفت. از آن جایی که این دیتا لاگر قابل برنامه ریزی بوده، بازه ی زمانی نمونه برداری داده ها هر ۵ دقیقه انتخاب گردید.

بنابراین آزمایش ها ی تجربی برای سه سطح دبی در سه روز آفتابی کاملاً مشابه و یک روز نیمه ابری جهت بررسی رفتار حرارتی سیال در شرایط گوناگون و هر روز به مدت سه ساعت مورد انجام قرار گرفت. در جدول ۲ مشخصات مربوط به روز و شرایط آزمون ها مشاهده می گردد.

۴۵° برای کلکتور به مدت ۳ ساعت نیازی به ردیابی خورشید نبود. لذا تمام اندازه گیری های دما در بازه ۱/۵ ساعت قبل و بعد از، ظهر خورشیدی در منطقه صورت پذیرفت.

برای بررسی رفتار حرارتی کلکتور، پارامترهایی همچون، دمای روغن قبل و بعد از عبور از کلکتور، دمای اجزای کلکتور (لوله دریافت کننده و شیشه)، دبی روغن، دمای هوای محیط، سرعت باد و میزان تابش رسیده به سطح کلکتور اندازه گیری شد. بدین جهت تمام سنسور های دمای مورد استفاده از نوع یکسان K انتخاب شد و قبل از نصب کالیبره گشتند. یک فلومتر توربینی نیز با حساسیت ۲۲۰۰۰ Pulse/Lit جهت اندازه گیری دبی سیال مورد استفاده قرار گرفت. لازم به ذکر است برای افزایش دقت و صحت اندازه گیری ها، در هر آزمایش و هر بار در سه تکرار سیال ورودی به مخزن با لوله ی مدرج نمونه گیری شد و توسط یک زمان سنج (کرونومتر) و یک ترازوی دیجیتال، میزان دبی جرمی آن گزارش شد. یک دستگاه شید سنج Cassela ساخت کشور انگلستان با دامنه کاری ۰ تا ۲۰۰۰ وات

جدول ۲. مشخصات و شرایط روزهای آزمون

شماره آزمون	تاریخ	دبی (kg/s)	میانگین تابش (W/m ²)	سرعت باد (m/s)
۱	۹۴/۴/۲۲	۰/۰۳۷	۸۹۰/۰۲۱	۰/۵۰
۲	۹۴/۴/۲۸	۰/۰۱۵	۸۹۰/۹۸۷	۰/۲۸
۳	۹۴/۴/۳۱	۰/۰۰۵	۸۲۶/۶۷۵	۱/۱۵
نیمه ابری	۹۴/۴/۲۷	۰/۰۱۲	۵۶۶/۵۰۰	۰/۵۰

را فراهم خواهد ساخت.

نتایج و بحث

طبق آنچه بیان شد آزمایشها در سه سطح دبی و تحت شرایط تقریباً یکسان صورت پذیرفت و سنسورهای دما معادل شکل ۵ در سیستم قرار داده شد. بنابراین برای درک بهتر میزان تفاوت تابش خورشیدی، مقادیر آن برای هر چهار روز آزمایش بر اساس زمان روز مورد مطالعه قرار گرفت.

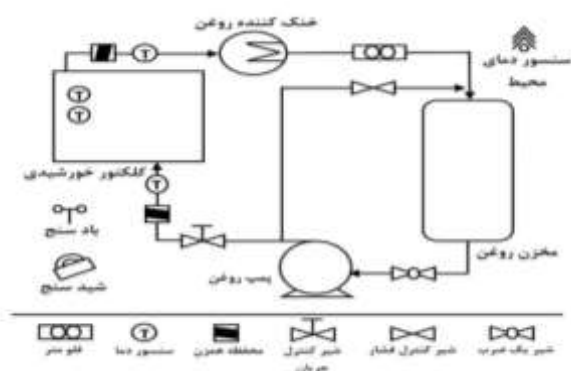
با توجه به شکل ۶ میزان تابش برای چهار روز آزمایش مورد مقایسه قرار گرفته است. همان گونه که مشاهده می شود میزان تابش رسیده به سطح کلکتور برای سه سطح دبی در طول روز تقریباً از یک روند و میزان برخوردار بوده است. تنها در روز آزمایش شماره ۳ (دبی سوم) بعد از ساعت ۱۳:۳۰ نزدیک به ۲۰۰ وات بر متر مربع کاهش می یابد، که با توجه به طبیعی بودن شرایط آزمایش غیر قابل اجتناب خواهد بود. اما بر اساس نمودار روز نیمه ابری تغییر معنی داری در روند تابش و صافی آسمان دیده می شود که شرایط مطالعه در یک روز تابش متغیر

بررسی روند تغییرات دمای اجزاء کلکتور
با توجه به شکل ۵ و قرار گیری سنسورهای دما بر روی لوله دریافت کننده و شیشه رویی کلکتور، علاوه بر دمای ورودی و خروجی روغن تغییرات دمایی در این نواحی و طی طول سه ساعت کاری کلکتور اندازه گیری شد. در شکل زیر مقادیر دمایی این قسمت ها برای هر دبی نشان داده شده است.

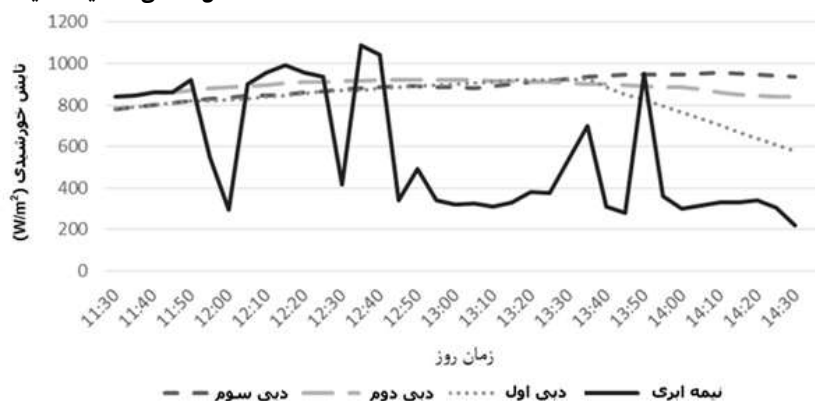
با توجه به شکل های ۷ تا ۹ می توان نتیجه گرفت دبی ها بالاتر روغن فرصت کمتری برای تبادل حرارتی در مبدل خنک کننده دارد بنابراین روغن با دمای بیشتری وارد مخزن شده و این امر موجب افزایش دمای ورودی روغن می گردد. از سوی دیگر می توان نتیجه گرفت با کاهش سطح دبی اختلاف دمای روغن بین ورودی و خروجی کلکتور افزایش می یابد، که دلیل آن فرصت بیشتر روغن برای جذب گرما از سطح لوله های دریافت کننده می باشد. بنابراین بر اساس مشاهدات، دمای سطح لوله ی

بررسی اتلاف حرارتی کلکتور

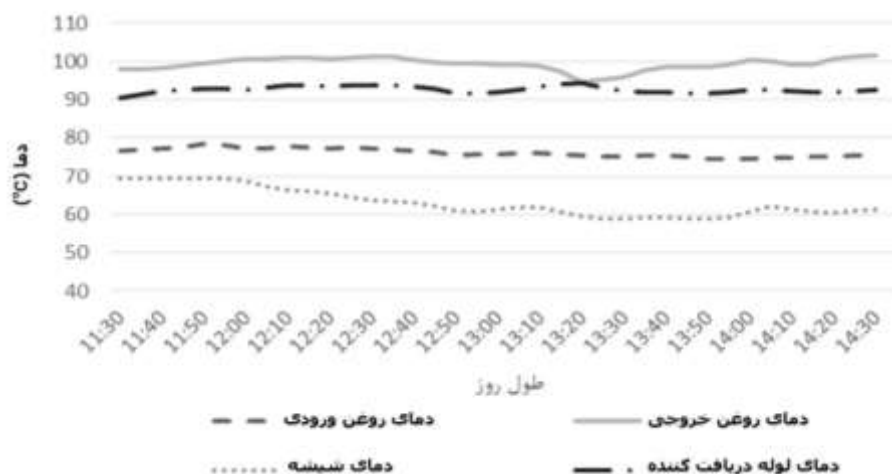
براساس شکل ۲ و معادلات مربوط به مقادیر اتلاف حرارتی از سطح کلکتور (روابط ۵ تا ۹)، بعد از اندازه‌گیری تجربی دمای تمام اجزاء کلکتور هر یک از روابط انتقال حرارتی به تفکیک محاسبه گردید که در بازه‌های ساعتی زیر و جدول ۳ خلاصه گشته است.



شکل ۵. نمای شماتیک سایت آزمایشی

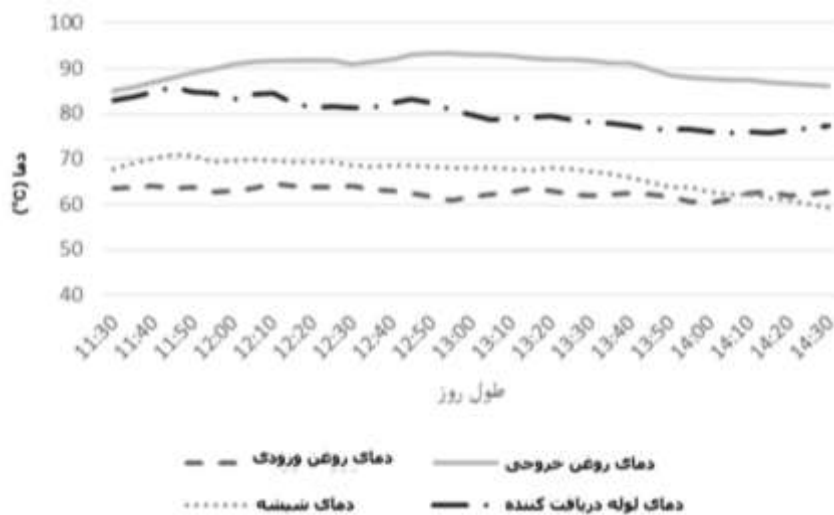


شکل ۶. نمودار مقایسه تابش روزهای آزمایش

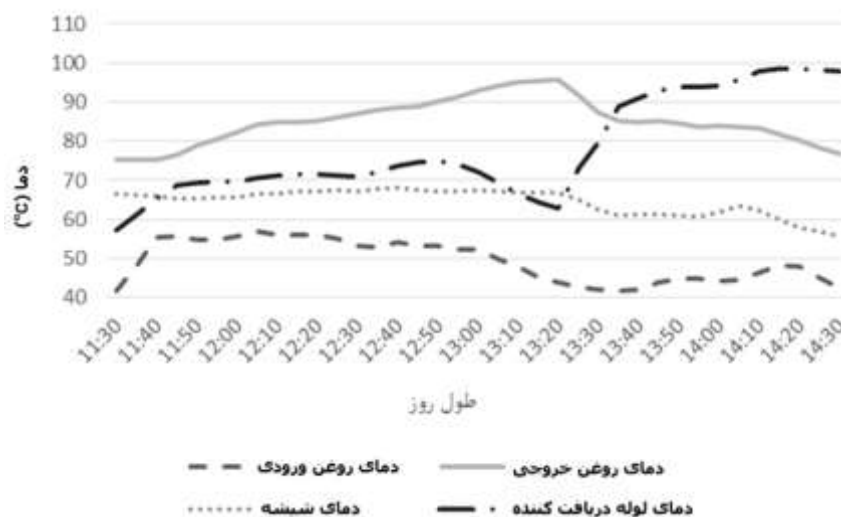


شکل ۷. دمای اجزای کلکتور در دبی اول (۰/۰۳۷ Kg/s)

جاذب نیز با کاهش دبی، کاهش می‌یابد. بر اساس شکل ۹ روند تغییرات دمایی در حدود ساعت ۱۳:۳۰ شکل جدیدی می‌گیرد. دلیل این تغییرات کاهش میزان تابش رسیده به سطح کلکتور طبق آنچه در شکل ۶ به نمایش درآمده است، می‌باشد. با کمی دقت مشخص می‌شود که دمای سطح لوله جاذب بعد از افت تابش رسیده به شدت افزایش می‌یابد. علت این تغییر در تغییر رفتار سیال روغن نهفته است. چرا که نخست با کاهش تابش رسیده به سطح کلکتور، دمای خروجی آن کمتر شده در نتیجه دمای روغن ورودی نیز کاهش می‌یابد. بنابراین روغن در این مرحله دچار تغییر در خواص ترمودینامیک خود می‌شود و از سوی دیگر با توجه به روابط ۱۱ تا ۱۳ می‌توان نتیجه گرفت با تغییر عدد رینولدز و عدد پرنتل ضریب انتقال حرارت تغییر کرده و این امر موجب کاهش انتقال گرما به روغن و افزایش دمای سطح لوله گشته است.



شکل ۸. دمای اجزای کلکتور در دبی دوم (۰/۰۱۵ Kg/s)



شکل ۹. دمای اجزای کلکتور در دبی سوم (۰/۰۰۵ Kg/s)

جدول ۳. ضرایب اتلاف شده حرارت در اجزاء مختلف کلکتور

ضرائب حرارت	دبی اول (۰/۰۳۷ kg/s)			دبی دوم (۰/۰۱۵ kg/s)			دبی سوم (۰/۰۰۵ kg/s)		
	۱۲:۰۰	۱۳:۰۰	۱۴:۰۰	۱۲:۰۰	۱۳:۰۰	۱۴:۰۰	۱۲:۰۰	۱۳:۰۰	۱۴:۰۰
$(W/m^2) h_1$	۱۷/۱۱	۱۶/۵۵	۱۶/۵۳	۱۷/۰۹	۱۶/۹۰	۱۶/۵۱	۱۶/۶۶	۱۶/۷۴	۱۶/۱۶
$(W/m^2) h_2$	۲۷/۰۷	۲۷/۰۷	۲۷/۰۷	۱۵/۱۶	۱۵/۱۶	۱۵/۱۶	۶۲/۲۷	۶۲/۲۷	۶۲/۲۷
$(W/m^2) h_3$	۸/۷۸	۸/۵۷	۸/۴۸	۸/۵۰	۸/۳۴	۸/۰۳	۷/۸۴	۷/۹۵	۷/۵۶
$(W/m^2) h_4$	۶/۲۷	۷/۰۷	۷/۱۷	۴/۹۶	۴/۷۵	۴/۸۵	۳/۴۷	۳/۷۰	۷/۲۳
$(W/m^2C) U_1$	۱۳/۲۵	۱۳/۶۸	۱۳/۶۶	۱۱/۵۴	۱۱/۲۵	۱۱/۰۸	۱۰/۷۰	۱۰/۹۹	۱۴/۶۱

پارامترهای تاثیر گذار، بیشتر عوامل محیطی همچون دمای محیط، سرعت باد و تابش خورشید می باشد. اما براساس مقادیر جدول نرخ اتلاف حرارتی صورت گرفته از سطح لوله دریافت کننده نسبت به تغییرات دبی حساس بوده و می توان گفت با کاهش دبی، هم اتلاف حرارتی تابشی بین لوله و شیشه (h_3)

با توجه به جدول ۳ میزان میانگین اتلاف حرارتی شکل گرفته از سطح کلکتور در سه روز آزمایش به خوبی مشخص شده است. براساس مقادیر جدول می توان نتیجه گرفت که با تغییر دبی، تغییرات پدید آمده در ضرائب اتلاف حرارتی صورت گرفته از سطح شیشه (h_1 و h_2) محسوس نبوده است. چرا که

ناگهانی دمای سطح لوله دریافت کننده که منجر به افزایش ناگهانی گرمای تلف شده از سطح آن می شود بیان شد.

بررسی راندمان حرارتی کلکتور

به منظور محاسبه میزان اتلاف گرمایی در نقاط مختلف کلکتور و اندازه گیری راندمان حرارتی آن در سه سطح دبی تعریف شده، با استفاده از رابطه ۱۰ خواهیم داشت:

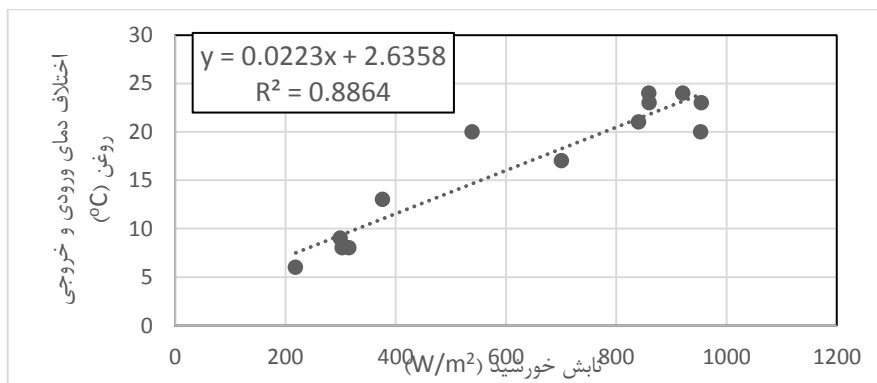
کاهش یافته و هم اتلاف حرارتی همرفتی بین لوله و شیشه کمتر شده است. دلیل این موضوع را می توان در انتقال حرارت بهتر بین لوله و سیال درونی در سطوح دبی پایین تر یافت. زیرا بر این اساس اختلاف حرارتی مابین سطوح لوله و شیشه کمتر شده و پتانسیل نرخ انتقال کاهش می یابد. لازم به ذکر است تنها در ساعت ۱۴ و سطح دبی 0.005 kg/s مقدار h_4 افزایش یافته است که علت آن در تحلیل شکل ۹ و افزایش

جدول ۴. مقادیر اتلاف شده حرارت و راندمان کلکتور

دبی سوم (0.005 kg/s)		دبی دوم (0.015 kg/s)			دبی اول (0.037 kg/s)			مقادیر اندازه گیری شده	
۱۴:۰۰	۱۳:۰۰	۱۲:۰۰	۱۴:۰۰	۱۳:۰۰	۱۲:۰۰	۱۴:۰۰	۱۳:۰۰	۱۲:۰۰	
۳۶	۳۷	۳۶	۳۸	۳۹	۳۹	۴۳	۴۰	۴۲	$(^{\circ}\text{C})T_a$
۶۴	۷۲/۵	۶۸/۵	۷۴	۷۷	۷۷	۸۷/۵	۸۷/۵	۸۸/۵	$(^{\circ}\text{C})T_{\text{mean}}$
۷۶۵/۰	۹۰۱/۰	۸۲۷/۳۵	۸۸۵/۶۲	۹۲۰/۰	۸۸۷/۱۶	۹۴۹/۰	۸۸۵/۰۲	۸۳۸/۱۴	$(\text{W/m}^2)I$
۴۰۹/۰۸	۳۹۰/۱۴۵	۳۴۷/۷۵	۳۹۸/۹	۴۲۷/۵	۴۳۸/۵۲	۶۰۷/۸۷	۶۴۹/۸	۶۱۶/۱۲۵	گرمای اتلاف شده (W/m^2)
۴۶	۵۷	۵۸	۵۵	۵۳	۵۰	۳۵	۲۶	۳۶	راندمان حرارتی (%)

کاملاً همخوانی دارد. بررسی شرایط تابش متغیر به منظور سنجش دستگاه تحت شرایط تابش متغیر، طبق آنچه در شرایط آزمون بیان شد در یک روز نیمه ابری که تابش خورشید متغیر است مقادیر دمای ورودی به کلکتور و خروجی از کلکتور اندازه گیری شد. براساس شکل ۱۰ میزان اختلاف دمایی که در کلکتور به وجود می آید با تابش خورشید رسیده به سطح کلکتور رابطه ی خطی دارد که معادله آن قابل مشاهده است. این رابطه بیان می کند که حتی در مقادیر تابش پایین و جایی که تقریباً فقط تابش پخشی وجود دارد کلکتور توانای ایجاد اختلاف دمایی به میزان 10°C خواهد داشت. که نشان دهنده یکی از مزایای کلکتورهای سهموی مرکب نسبت به کلکتورهای سهموی معمولی، یعنی کارکرد خوب تحت تابش پخشی است.

با توجه به جدول ۴ با افزایش سطح دبی نرخ اتلاف حرارت صورت گرفته افزایش می یابد و در نتیجه راندمان کلکتور افت می کند. علت این امر افزایش دمای اجزای کلکتور در سطوح دبی بالاتر است. زیرا در حالتی که سیستم مدار بسته است و با توجه به ثابت بودن نرخ خنک کاری میدل، در سطوح دبی بالاتر مقادیر بیشتری از گرما به مخزن روغن بر می گردد و در نتیجه سیال ورودی به کلکتور به دلیل کمتر شدن اختلاف انرژی درونی خود و مقادیر گرمایی ذخیره شده در CPC توانایی پایین تری در جذب گرمای کلکتور دارد. بر اساس آنچه در جدول مشاهده می شود ماکزیمم راندمان حرارتی در دبی kg/s 0.005 و به میزان 58% محاسبه شده است. این میزان راندمان با مقادیر گزارش شده توسط سایر محققین (Tchinda et al., 1998. Hsieh, 1980. Kim et al., 2007. Gang et al., 2012)



شکل ۱۰. رابطه بین تابش خورشیدی و اختلاف دمای ایجاد شده درون کلکتور سهموی مرکب

نتیجه گیری

در این پژوهش رفتار حرارتی یک کلکتور سهموی مرکب با سیال روغن طی چندین آزمایش تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. در ابتدا یک سایت آزمایشی با بکارگیری تمام تجهیزات اندازه گیری ساخته و آماده شد. سپس دمای اجزای کلکتور و روغن در طول روز و طی سه ساعت (مدت زمان کارکرد دستگاه بدون نیاز به ردیاب) اندازه گیری شد. آزمایشات در سه سطح دبی روغن صورت پذیرفت و برای بررسی عملکرد دستگاه تحت شرایط تابش متغیر خورشید، یک روز نیمه ابری نیز سنجیده شد. بعد از تحلیل داده ها، مشخص شد که در هر سه سطح دبی بیشترین دمای اندازه گیری شده مربوط به روغن خروجی و کمترین آن دمای شیشه کلکتور می باشد. علاوه بر این مشاهده شد با افزایش دبی تلفات حرارتی صورت گرفته در بین اجزای کلکتور افزایش می یابد، که بیشترین آن مربوط به خنک شدن شیشه بر اساس وزش باد از سطح آن است. از سوی دیگر بعد از بررسی راندمان کلکتور دیده شد ماکزیمم راندمان حرارتی می تواند تا مقدار ۵۸٪ برسد. در این تحقیق همچنین یک رابطه خطی بین مقادیر تابش رسیده به سطح کلکتور و اختلاف دمای ورودی و خروجی ایجاد شده برای روغن براساس مقادیر تجربی و اندازه گیری شده محاسبه شد که نشان می دهد در صورت پایین بودن سطح انرژی رسیده از خورشید و تنها مقدار ناچیزی تابش بخشی، کلکتور همچنان می تواند اختلاف دمایی برای روغن ایجاد نماید.

معرفی نمادها

نماد	شرح	واحد
A_a	مساحت دهانه ورود نور خورشید	m^2
A_c	مساحت شیشه	m^2
A_r	مساحت سطح جاذب	m^2
I	تابش خورشیدی	W/m^2
\dot{m}		kg/s
R	شعاع لوله جاذب	m
T_a	دمای محیط بیرون	$^{\circ}C$
T_c	دمای سطح شیشه	$^{\circ}C$
T_{mean}	دمای متوسط سیال	$^{\circ}C$
T_r	دمای لوله جاذب	$^{\circ}C$
T_s	دمای آسمان	$^{\circ}C$
v	سرعت هوای محیط	m/s
Q_u	انرژی مفید	W
β	زاویه تمایل کلکتور	
θ_A	زاویه پذیرش	
ϵ_c	ضریب انتشار شیشه	
η_{th}	راندمان حرارتی	درصد
σ	ضریب استقن بولتزمن	$W/m^2 K^4$

REFERENCES

- Mawle, A. (2010). Climate change, human health, and unsustainable development. *Journal of public health policy*, 31, 272-277
- Bahrami, M. and Abbaszadeh, P. (2013). An overview of renewable energies in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 198-208.
- Duffie JA, Beckman WA. (1991) *Solar engineering of thermal processes* (2nd ed.). New York: Wiley.
- Rabl, A., O'Gallagher, J., Winston, R. (1980). Design and test of non-evacuated solar collectors with compound parabolic concentrators. *Journal of Solar Energy*, 25, 335-351.
- Hsieh, C, K. (1981). Thermal analysis of CPC collectors. *Journal of Solar Energy*, 27, 19-29.
- Ronneld, M., Peres, B., Karlsson, B. (1996). Construction and testing of a large area CPC-collector and comparison with a flat plate collector. *Journal of Solar Energy*, 57(3), 177-184.
- Kim Y, GuiYoung H, Seo T. (2007). An evaluation on thermal performance of CPC solar collector. *Journal of International Communication in Heat and Mass Transfer*, 35,446-457.
- Haghgoo, H. R., Bangi, H., Kiyandpour, M. (2013). Thermal performance investigation and cost analysis of a compound parabolic collector. *Proceeding of the 3rd national conference of Fuel, Energy and Environment*. In Farsi.
- McIntire W.R. (1979). Truncation of nonimaging cusp concentrators. *Solar Energy*, 23, 351-355.
- Tchinda R, Kaptouom E, Njomo D. (1998) Study of the C.P.C collector thermal behavior. *Energy Conversion and Management*, 39, 1395-1406.
- Whillier A. (1967) Design factors influencing solar collector performance in Low Temperature Engineering Application of Solar Energy. Chap. 3. New York.
- Tchinda R. (2008). Thermal behavior of solar air heater with compound parabolic concentrator. *Energy Conversion and Management*, 49, 529-540.
- Su, Y., B.Riffat, S., and Pei, G. (2012). Comparative study on annual solar energy collection of a novel lens-walled compound parabolic concentrator (lens-walled CPC). *Sustainable Cities and Society*, 4, 35-40.
- Singh, H., Eames, P.C. (2012). Correlations for natural convective heat exchange in CPC solar collector

- cavities determined from experimental measurements. *Solar Energy*, 86, 2443-2457.
- Horta, P., Henriques, J.C.C., and Collares-Periera, M. (2012). Impact of different internal convection control strategies in a non-evacuated CPC collector performance. *Solar Energy*, 86, 1232-1244.
- Patil, R.G., Panse, S.V., Joshi, J.B. (2014). Optimization of non-evacuated receiver of solar collector having non-uniform temperature distribution for minimum heat loss. *Energy Conversion and Management*, 85, 70-84.
- Werner, S. (2006). Echoheatcool Work package 1. Technical Report, Euroheat & Power, www.euroheat.org.
- Zhu, J., Wang, k., Wu, H., Wang, D., Du, J., Olabi, A.G. (2015) Experimental investigation on the energy and exergy performance of a coiled tube solar receiver. *Applied Energy*, 156, 519- 527.
- Gang, P., Guiqiang, L., Xi, Z., Jie, J., Yuehong, S. (2012). Experimental study and exergetic analysis of a CPC-type solar water heater system using higher-temperature circulation in winter. *Solar Energy*, 86, 1280-1286.