



## مدلسازی حرارتی کلکتور سهموی مرکب

حسین عبادی<sup>۱\*</sup>، داریوش زارع<sup>۲</sup>

۱ و ۲- به ترتیب دانشجوی کارشناسی ارشد و دانشیار بخش مهندسی بیوسیستم دانشگاه شیراز

ایمیل مکاتبه کننده: Hossein\_ebadi69@yahoo.com

### چکیده

یک مدل ریاضی به منظور محاسبه عملکرد حرارتی یک سیستم آب گرم کن خورشیدی سهموی مرکب بدون خلاء با لوله دریافت کننده و تحت شرایط آب و هوایی شیراز ارائه گردیده است. این مدل دارای روند کد گذاری کامپیوتری تحت روش تکرار گوس می باشد که برای حل معادلات انرژی حاکم و تخمین پارامترهای عملکرد کلکتور فراهم گردیده است. تاثیرات دبی جریان آب و طول لوله دریافت کننده بر روی عملکرد حرارتی سیستم مورد مطالعه بررسی گردید. از سوی دیگر، تخمین نحوه رفتار کلکتور در طول روز و تغییرات راندمان آن نیز به دست آمد، که در نهایت تطابق و رفتار مشابهی در مقایسه با پژوهش‌های پیشین دیده شد.

واژه های کلیدی: مدل‌سازی، کلکتور، سهموی، CPC

### مقدمه

توسعه پایدار بر مبنای یک پایه ی اساسی همچون انرژی و مسائل زیست محیطی مرتبط با آن است. در طول تاریخ، اهمیت دسترسی به انرژی و رابطه ی آن با فعالیت های اقتصادی اثبات شده است. اما توجه و نگرانی های اصلی در اواخر قرن بیستم بیشتر به سمت هزینه ی آن بوده است. در حالی که بعد از دو دهه مسائلی همچون باران های اسیدی، تخریب لایه ازن، تغییرات اقلیمی و ... بیشتر مورد توجه قرار گرفت و زمینه جدیدی به منظور ظهور منابع جایگزین با اهمیت به مسائل اقتصادی، محیط زیستی و ایمنی شکل گرفت.

امروزه انرژی خورشیدی به عنوان یکی از جدی ترین منابع تجدید پذیر به همراه گستره پهناورد کاربردی آن و عدم تولید آلاینده‌گی توجه همگان را به خود جلب کرده است. تا جایی که طی برآوردهای حاصله و تخمین های شکل گرفته، پیش بینی می شود در سال ۲۰۲۰، انرژی گرمایی خورشیدی سهمی ۲۵ درصدی در منابع انرژی تجدید پذیر مورد استفاده و صفحات فتوولتائیک نیز حدود ۲/۳ درصد را به خود اختصاص دهند. سیستم های آب گرم کن خورشیدی، یکی از کاربردهای اصلی انرژی خورشیدی می باشد که سالیان زیادی مورد توجه قرار گرفته است. طرح ها و مدل های گوناگونی در منابع و مطالعات قبلی ارائه گشته است. به منظور ارزیابی این سیستم ها جنبه های گوناگونی تعریف شده که به عنوان مثال؛ عملکرد حرارتی، طول عمر کاری و هزینه، پایداری و مقاومت، ابزار نگهداری و نصب می باشند.

در خصوص ارزیابی حرارتی پژوهش های فراوانی شکل گرفته است. الاجلان و همکاران در سال ۲۰۰۳، مدلی ارائه دادند که در آن یک جریان همرفتی اجباری برای یک کلکتور تخت خورشیدی شبیه سازی شده بود. آگوئد و همکاران (۲۰۱۳)،



تخمینی برای عملکرد کلکتور سهموی خطی تحت شرایط جوی الجزایر ارائه نمودند. رفتار حرارتی کلکتورهای سهموی مرکب<sup>۱</sup> نیز مورد توجه بوده و نتایج آن در منابع دست یافتنی است. فریدنرایچ (۱۹۹۹) تحقیقی با هدف ارائه روش جدیدی برای ترسیم نمودار راندمان یک کلکتور سهموی مرکب ارائه کرده است. مطالعه دیگری برای مقایسه به کارگیری لنزهای نوری با آینه های معمولی توسط یوهنگ و همکاران صورت پذیرفت و مشاهده گردید استفاده از لنز موجب افزایش جذب ۲۰ تا ۳۰ درصدی نور خورشید سالیانه، در مقایسه با آینه های معمولی به عنوان صفحات منعکس کننده ی یک کلکتور سهموی مرکب خواهد شد (سو و همکاران، ۲۰۱۲). مقالاتی که به مدلسازی حرارتی و بررسی عملکرد و تخمین رفتار دمایی سیال آب در کلکتور های سهموی مرکب تحت شرایط جوی ایران پردازد کم و ناکافی می باشند و آنهایی که صورت گرفته تنها به بررسی تجربی و تخمین اقتصادی این نوع کلکتور پرداخته اند. لذا به منظور ارتقا و ورود تکنولوژی کلکتور های سهموی مرکب به سیستم های توسعه پایدار مطالعات و ارزیابی های بیشتری مورد نیاز است.

هدف اصلی این پژوهش، یاری طراحان و تصمیم گیرندگان حوزه ی انرژی به منظور پیش بینی رفتار حرارتی یک کلکتور سهموی مرکب می باشد. چرا که با در نظر گرفتن تاثیرات گوناگون طراحی و بررسی اثرات آنها بر راندمان، دمای آب خروجی و اتلافات حرارتی، مدلی دقیق و مناسب طراحان آماده گشته است. به منظور دست یابی به این هدف، نخست تعدادی ضرایب انتقال حرارتیوابسته به دما معین گشت و یک مدل ریاضی برای رفتار حرارتی آب درون کلکتور حاصل گردید. سپس به منظور ارزیابی دقت مدل، نتایج با مدل های مشابه و تجربی مقایسه گردید. گفتنی است تمام محاسبات بر مبنای داده های آب و هوایی واقعی و اندازه گیری شده برای شهر شیراز صورت پذیرفت تا کاربردی بودن این روش تحقیق نمایان گردد.

## مواد و روش ها

### طراحی کلکتور

کلکتور های سهموی مرکب در عملکرد، دارای خواص و خصوصیات ویژه ای می باشند که این خود موجب پیچیدگی طراحی آنها می شود. مدل های گوناگون و متنوع زیادی شکل گرفته، لذا در این طرح چندین نکته و اصل اولیه را به منظور طراحی مورد توجه قرار گرفته که در زیر ملاحظه می گردد.

جزئیات طراحی سیستم های سهموی مرکب توسط مک اینتیر (۱۹۷۹) مورد مطالعه قرار گرفت و ارائه گردید. در زیر رابطه ای است که شکل قالب صفحات منعکس کننده را به نمایش می گذارد، این رابطه در نقطه P به در معادله ی مجزا تقسیم گشته است (شکل ۱).

$$\rho(\theta) = R\theta, \quad |\theta| \leq \theta_A + \pi/2 \quad (1)$$

$$\rho(\theta) = R \left\{ \frac{\theta + \theta_A + \pi/2 - \cos(\theta - \theta_A)}{1 + \sin(\theta - \theta_A)} \right\}, \quad \theta_A + \pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/2 - \theta_A \quad (2)$$

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

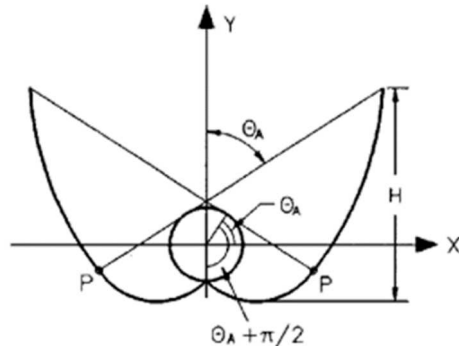
$$X = R \sin \theta - \rho \cos \theta \quad (3)$$

$$Y = -R \cos \theta - \rho \sin \theta \quad (4)$$

<sup>1</sup>Compound Parabolic Concentrator



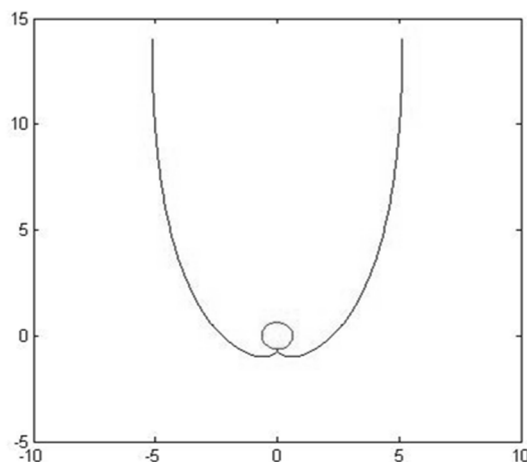
که در آن  $R$  و  $\theta_A$  به ترتیب شعاع لوله ی جاذب و زاویه پذیرش می باشند.



شکل ۱- نمای دوبعدی یک سهموی مرکب کامل

از سوی دیگر محققان (دافی و همکاران، ۱۹۹۱) نشان داده اند که می تواند قسمت بالایی CPC که با محور تقارن مرکزی شکل موازی است حذف گردد، چرا که علاوه بر کاهش چشم گیر صفحات گران قیمت منعکس کننده، عملکرد سیستم تغییر آن چنانی نخواهد داشت. حال با استفاده از روابط بالا در نرم افزار Matlab R2014a به همراه پارامترهای تعریف شده می توان نحوه ی آرایش صفحات منعکس کننده را برای یک نمای CPC کامل را به دست آورد که در شکل ۲ نمونه طراحی شده در این تحقیق ملاحظه می شود.

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  $\frac{2}{5}$  خواهد بود. جهت گیری کلکتور نیز به نحوی می باشد که همیشه رو به جنوب واقع می گیرد و با زاویه تمایل  $\beta$  تنظیم گشته است. 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 لوله ی دریافت کننده نیز از مس صنعتی و با ابعاد استاندارد انتخاب گردید که با رنگ مشکی ساده مات پوشیده شده



شکل ۲- تصویر خروجی از نرم افزار Matlab بعد از کد گذاری



است. در طراحی دو قطع ی آب بندی برای دو دهانه ی 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. خصوصیات آب نیز بر اساس تابعی از دما فرموله گشت و روابط مربوطه با ماکزیمم میزان استاندارد  $R^2$  انتخاب گردید. در جدول زیر خصوصیات مفروض در این مدل آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات طراحی و مواد مورد نظر

پارامتر	نصف زاویه پذیرش	قطر خارجی لوله دریافت کننده	قطر داخلی لوله دریافت کننده	دمای آب ورودی به کلکتور	دمای محیط	ضریب بازتاب صفحات منعکس	KL شیشه	گرماپی لوله دریافت ضریب هدایت	ضریب انتشار لوله دریافت کننده	روز مورد مطالعه	شماره روز سال	زاویه انحراف زمین	زاویه شیب کلکتور
میزان	22.5°	2.54 cm	2.30 cm	20°C	19.6°C	0.75	0.0125	385 W/mC	0.95	11 <sup>th</sup> June	162	23.1°	30°

### مدلسازی تابش و جذب انرژی خورشید

به منظور تخمین انرژی رسیده به دهانه کلکتور CPC در محدوده ی زاویه پذیرش، کل تابش رسیده به سه قسمت؛ تابش مستقیم  $G_{b,cpc}$ ، تابش پخش  $G_{d,cpc}$  و تابش پخش بازتابی از زمین  $G_{g,cpc}$  تقسیم بندی می شود که داریم:

$$G_{b,cpc} = F G_{bn} \cos \theta \quad (5)$$

که در آن  $G_{bn}$  تابش مستقیم عمود بر صفحه،  $\theta$  زاویه تابش<sup>۲</sup> و  $F$  تابع مترنل نام دارد و در صورتی که رابطه ی زیر برقرار باشد مقدار آن برابر ۱ و در غیر این صورت صفر خواهد بود.

$$(\beta - \theta_c) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos \gamma_s) \leq (\beta + \theta_c) \quad (6)$$

در رابطه ی فوق  $\theta_c$ ،  $\theta_z$  و  $\gamma_s$  به ترتیب معادل نصف زاویه پذیرش<sup>۳</sup>، زاویه زینت و زاویه ی آزیموت خورشید می باشند.

$$G_{d,cpc} = \begin{cases} G_a / Cr & \text{if } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ G_a / 2 (1 / Cr + \cos \beta) & \text{if } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases} \quad (7)$$

در رابطه فوق نیز  $Cr$  بیانگر ضریب تمرکز کلکتور خواهد بود.

$$G_{g,cpc} = \begin{cases} 0 & \text{if } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ G_g / 2 (1 / Cr - \cos \beta) & \text{if } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases} \quad (8)$$

در این مقاله به منظور دستابی به کارایی مناسب تر یک سیستم ردیاب حول محور شمای - جنوب در نظر گرفته شده که کلکتور را تحت زاویه ثابت  $\beta$  می چرخاند و این گونه زاویه تابش خورشید ( $\theta$ ) را کم می کند. لذا در ادامه محاسبات

<sup>۲</sup>Incident angle

<sup>۳</sup>Acceptance half angle



مقدار  $F$  برابر ۱ خواهد بود. لازم به ذکر است که شیب دستگاه به نحوی است که میزان تابش بازتابی از سطح زمین نیز مقدار نا چیزی است و می توان از آن صرف نظر کرد، بنابراین قسمت سوم معادلات فوق ( $G_{g,cpc}$ ) حذف می گردد.

حال به منظور مدل‌سازی تابش خورشیدی بر روی کلکتور تمام قسمت های فوق بر اساس داده های تجربی و تئوری محاسبه گردیده و روند محاسبات در پیوست قابل ملاحظه می باشد. از آنجا که تمام کلکتورها باید توسط صفحه ی شفافی در بیرونی ترین قسمت محافظت شوند. در این سیستم نیز صفحه ی شیشه ای شفافی به روی دستگاه در نظر گرفته شده است که این خود میزان تابش رسیده به درون کلکتور را کاهش می دهد، برای برآورد این میزان داریم:

$$S = A_a(G_{b,cpc}\tau_{c,b}\tau_{cpc,b}\alpha_b + G_{d,cpc}\tau_{c,d}\tau_{cpc,d}\alpha_d + G_{g,cpc}\tau_{c,g}\tau_{cpc,g}\alpha_g) \quad (9)$$

که در آن  $S$  میزان انرژی رسیده به صفحه دریافت کننده ( $W/m^2$ ) و عبارات  $\tau_{cpc,b}$ ،  $\tau_{cpc,d}$  و  $\tau_{cpc,g}$  در واقع ضرایب عبور تابش<sup>۴</sup> است که سپس منعکس می شود. این عبارات معمولاً با هم برابر می باشند و این گونه محاسبه می شوند.

$$\tau_{cpc} = \rho^{nr} \quad (10)$$

در معادله ی فوق  $\rho$  ضریب انعکاس فحات منعکس کننده و  $nr$  تعداد دفعات انعکاس پرتوهای عبوری است و مقدار آن برابر با  $1 - 1/c_r$  خواهد بود.

نحوه محاسبه ی عبارات  $\tau_{c,b}$  و  $\tau_{c,d}$  در رابطه ۹ که هر کدام به ترتیب وابسته به مقدار و زاویه تابش مستقیم و زاویه تابش پخش می باشد به طور کامل در منابع بیان گشته است.

### مدلسازی حرارتی

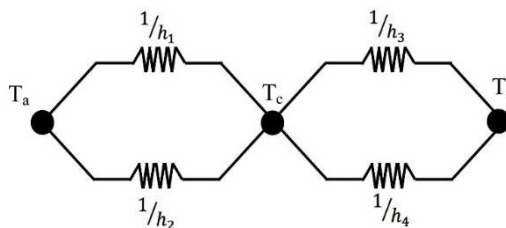
در این مطالعه، چندین فرض به منظور ساده سازی آنها در نظر گرفته شده که به شرح زیر می باشد:

- ۱- در این مدل، ضریب تمرکز CPC از نسبت هندسی تمرکز محاسبه شده و برابر است با  $1/\sin(\theta_{max})$  که در آن  $\theta_{max}$  بیشترین زاویه ورود پرتو نوری به درون کلکتور و یا همان نصف زاویه پذیرش می باشد.
  - 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<sup>۵</sup> در کل سیستم حکم فرما می باشد.
  - ۶- اطلاعات هواشناسی برای روز ۱۱ ماه ژوئن و منطقه ی شیراز ( $29/6167^{\circ}N$  و  $52/5333^{\circ}E$ ) در نظر گرفته شده است.
- بنابراین و با توجه به شکل ۳ یک مدل یک بعدی انتقال حرارتی برای کلکتور CPC بدون خلاء<sup>۶</sup> برای تبادلات حرارتی هوا در فضای بین لوله هال 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 محاسبه ی هرکدام از ضرایب انتقال حرارتی فوق در زیر هر کدا به طور جداگانه و بر اساس واحد طول لوله ی دریافت کننده آورده شده است.

<sup>4</sup>Transmittance

<sup>5</sup>Steady state

<sup>6</sup>Non evacuated



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

۱- نرخ اتلاف حرارتی تابشی از شیشه به آسمان ( $h_1$ )

این ضریب با توجه به رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود (تچیندا و همکاران، ۱۹۹۸):

$$h_1 = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2)(T_c + T_s) A_a / A_r \quad (11)$$

که در آن  $\varepsilon_c$  ضریب انتشار شیشه،  $\sigma$  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  $6^\circ\text{C}$  کمتر از دمای محیط فرض نمود (وایلیر، ۱۹۶۷)

۲- نرخ اتلاف حرارتی همرفتی از شیشه به محیط ( $h_2$ )

دافی و بکمن (۱۹۹۱) گزارش دادند که ضریب همرفتی از شیشه به محیط با سرعت باد  $v$  رابطه داشته و از فرمول زیر محاسبه می گردد.

$$h_2 = (5.7 + 3.8v) A_a / A_r \quad (12)$$

۳- نرخ اتلاف حرارتی تابشی از سطح دریافت کننده به شیشه ( $h_3$ )

معادله زیر نحوه ی محاسبه این ضریب انتقال حرارتی را بیان می کند (هسیه، ۱۹۸۱):

$$h_3 = \frac{\sigma (T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{1/\varepsilon_c + A_r/A_c(1/\varepsilon_c - 1)} \quad (13)$$

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

۴- نرخ اتلاف حرارتی همرفتی از صفحه دریافت کننده به شیشه ( $h_4$ )

بر اساس تئوری مورد اشاره در منابع (تچیندا، ۲۰۰۸)، ضریب همرفتی فوق از رابطه ی زیر محاسبه می گردد.

$$h_4 = 3.25 + 0.0085 \left( \frac{T_r - T_c}{4R} \right) \quad (14)$$

که در آن  $R$  شعاع لوله دریافت کننده می باشد و فرض می شود که جریان درون لوله کامل<sup>۷</sup> باشد.

حال به منظور به دست آوردن ضریب اتلاف حرارتی کل ( $U_1$ ) داریم:

$$U_1 = 1/A_r \left[ \frac{1}{(h_4 + h_3)A_r} + \frac{1}{(h_2 + h_4)A_a} \right]^{-1} \quad (15)$$

برای دستیابی به راندمان کلکتور، لازم است که فاکتور راندمان کلکتور ( $F^?$ ) محاسبه گردد، بنابراین از رابطه ی زیر استفاده می شود (هسیه، ۱۹۸۱).

<sup>7</sup>Fully developed



$$F' = \frac{U_o}{U_l} = \frac{(1/U_l)}{(1/U_l) + [R_o \ln(R_o/R_i)/k_r] + (A_r/h_{ci}A_i)} \quad (16)$$

$R_i$  نیز شعاع خارجی و داخلی لوله،  $h_{ci}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی درونی لوله است که در پیوست نحوه ی محاسبه آن آورده شده است و  $k_r$  نیز ضریب هدایت گرمایی لوله دریافت کننده می باشد. حال قدم آخر برای رسیدن به عملکرد کلکتور، به دست آوردن میزان انرژی گرمایی مفید ( $Q_u$ ) می باشد که از فرمول زیر قابل تخمین است (دافی و همکاران، ۱۹۹۱).

$$Q_u = F_R A_a \left[ S - \frac{A_r}{A_a} U_l (T_{fi} - T_a) \right] \quad (17)$$

که  $T_{fi}$  دمای آب ورودی و  $F_R$  فاکتور برداشتگرما<sup>۸</sup> می باشد و از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$F_R = \frac{\dot{m} C_f}{A_r U_l} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_r U_l F'}{\dot{m} C_f}\right) \right] \quad (18)$$

در حالی که  $\dot{m}$  دبی جریان آب موجود در کلکتور و  $C_f$  ظرفیت گرمایی ویژه آب می باشد. چنان چه هدف محاسبه راندمان ساعتی<sup>۹</sup> که بیان گر نسبت گرمای دریافتی مفید به کل میزان انرژی تابشی کلکتور می باشد، فرمول زیر مورد استفاده قرار می گیرد.

$$\eta_h = \frac{Q_u}{A_a \int_{t_1}^{t_2} I(t) dt} \quad (19)$$

لازم به ذکر است که با توجه به موارد یافت شد توسط محققین (تچیندا و همکاران، ۱۹۹۸)، فرض می شود که  $F'$  و  $U_l$  مستقل از دما بوده، لذا برای تشخیص توزیع دما  $T_f$  در هر نقطه ی  $X$  بر روی طول لوله داریم:

$$\frac{T_f - T_a - (S/U_l)}{T_{fi} - T_a - (S/U_l)} = \exp\left[\frac{2\pi R F' U_l}{C_f \dot{m}} x\right] \quad (20)$$

## ۲-۵- فرآیند محاسبات

مدل ریاضی حاصله در این پژوهش توسط نرم افزار MatlabR2014a کد گذاری شده و از روش تکرار گوس<sup>۱۰</sup> حل گردید. در این روش دو دمای شیشه و لوله دریافت کننده که دو فاکتور تاثیر گذار هستند در قدم اول با دماهای فرضی جایگزین شده و سپس ضرایب مختلف انتقال حرارتی محاسبه می گردد و توسط معادلات موجود در پیوست، دماهای جدید محاسبه می گردند. این روند یک بار دیگر با دو دمای جدید تکرار شده و در انتها مقادیر جدیدی دوباره محاسبه می گردد. حال این عمل تا جایی ادامه می یابد که دیگر مقادیر به دست آمده به موارد قبلی بسیار نزدیک می باشد. لذا به منظور اطمینان از روش ارائه شده، یک معیار همگرایی تعریف و محاسبه می گردد که در رابطه زیر خلاصه شده است.

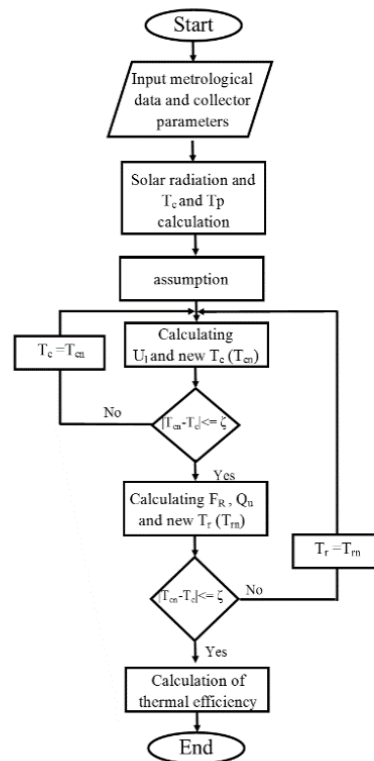
$$\sup[\max_i |T_{xi}^{k+1} - T_{xi}^k|, |T_c^{k+1} - T_c^k|, |T_r^{k+1} - T_r^k|] \leq \xi \quad (21)$$

که به منظور رسیدن به بهترین میزان  $\xi$ ، تکرار های زیادی صورت گرفت و نتایج مقایسه گردید و در نهایت مشاهده شد برای  $\xi = 10^{-5}$  نتایج به اندازه کافی دقیق خواهند بود. شکل ۴ فلوجارت مورد استفاده در روند کد گذاری را به نمایش می گذارد.

<sup>8</sup> Heat removal factor

<sup>9</sup> Hourly efficiency

<sup>10</sup> Iteration method



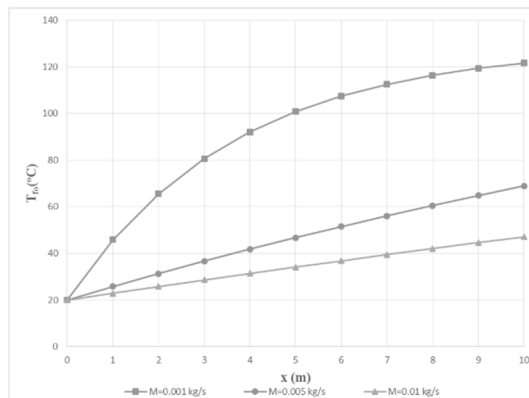
شکل ۴- فلو چارت مورد استفاده در این مدل‌سازی





## نتیجه گیری

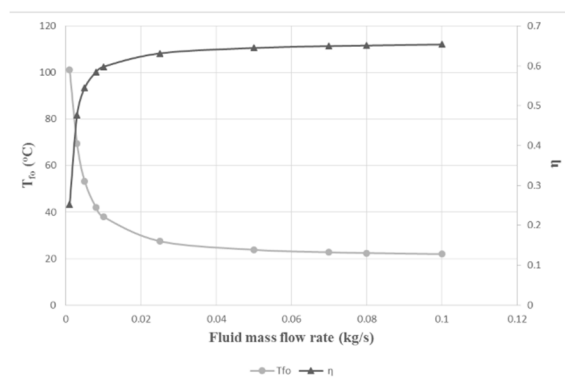
برای ارزیابی حرارتی و مشاهد اثر فاکتورهای گوناگون و متغیرهای طراحی بر عملکرد کلکتور، چندین آزمون صورت گرفت و مودار نتایج در شکل های ۵ تا ۱۰ ملاحظه می گردد. در آنالیزها مشاهده گردید که دمای سیال در هر قطه از لوله با افزایش دبی سیال کاهش می یابد، علاوه بر این و با توجه به آن چه در شکل ۵ به نمایش در آمده، چگونگی افزایش دمای سیال در طول لوله ی دریافت کننده و تغییرات آن از  $T_{fi}$  برای  $L=0$  تا  $T_{fo}$  برای  $L=10m$  در دبی های گوناگون



شکل ۵- نحوه توزیع دما در طول لوله برای سه دبی متفاوت

مشخص است.

نتایج موجود در شکل ۶ نیز نشان می دهد که مقدار دمای آب خروجی با کاهش در دبی سیال، افزایش می یابد. اما از سوی دیگر راندمان رفتار متضادی دارد. دلیل این رفتار متوجه ی افزایش اتلاف حرارتی در دبی های پایین تر به دلیل دمای کاری بالاتر اجزا کلکتور در این حالت است.

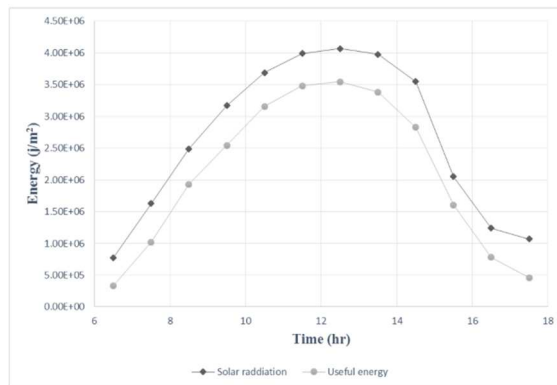


شکل ۶- نمودار تاثیر دبی بر راندمان و دمای آب خروجی

شکل ۷ چگونگی تغییرات میزان انرژی گرمایی مفید ( $Q_u$ ) و کل انرژی به سطح کلکتور در طول یک روز را به نمایش می گذارد، گفتنی است تمامی راه های مربوط به تابش خورشیدی بر اساس مقادیر اندازه گیری شدخ در ایسگاه هواشناسی

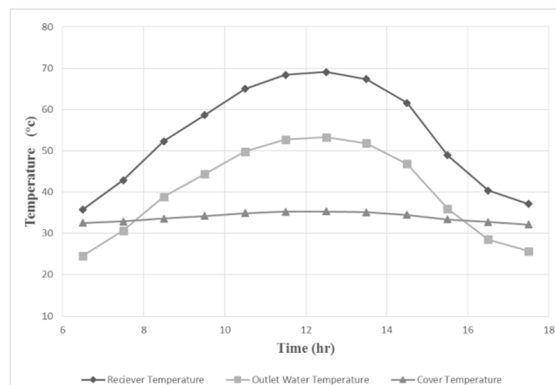


دانشکده کشاورزی دانشگاه شیراز و برای روز ۱۱ ماه ژوئن سال ۲۰۱۲ می باشد. این نمودار همچنین نشان می دهد که افزایش انرژی رسیده موجب افزایش انرژی مفید جذب شده خواهد شد.



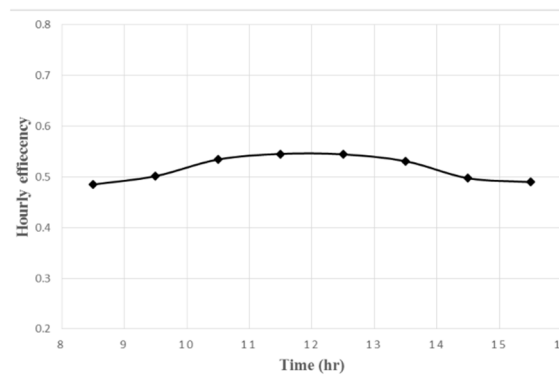
شکل ۷- نمودار تغییرات انرژی مفید و انرژی رسیده در طول روز

با توجه به شکل ۸ دمای سه عضو اصلی کلکتور یعنی شیشه، لوله ی دریافت کننده و سیال عبوری در طول یک روز تخمین زده شده است و مشاهده می شود که لوله ی دریافت کننده دارای حداکثر و شیشه حداقل دما می باشند. طبق آن چه پیش بینی می شد هنگامه ظهر و زمانی که میزان انرژی مفید جذب شده به حداکثر مقدار خود می رسد، دمای کاری کل سیستم به بالاترین سطح خواهد رسید که در این حالت دمای آب خروجی برای  $m = 0.005 \text{ Kg/s}$  ،  $L=8\text{m}$  و  $D=2.54\text{cm}$  برابر  $53^{\circ}\text{C}$  اندازه گیری شد. از سوی دیگر می توان نتیجه گرفت که در طول عملکرد سیستم، شیشه و لوله دریافت کننده هر کدام به ترتیب کمترین و بیشترین اختلاف دما را تجربه می کنند.



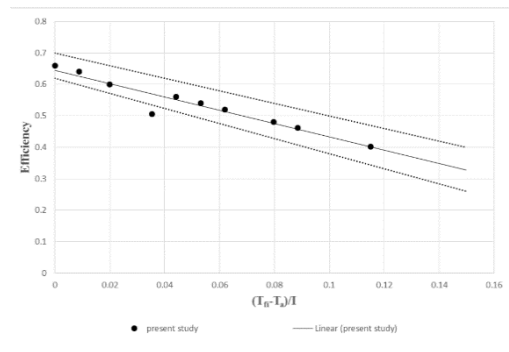
شکل ۸- تغییرات دما در اجزا مختلف کلکتور در طول روز

آن چه در شکل ۹ دیده می شود، راندمان ساعتی کلکتور (در حالت بدون ردیابی خورشید) بر اساس ساعات روز می باشد. با توجه به نمودار هر چه سیستم انرژی بیشتری دریافت می کند، راندمان افزایش می یابد؛ به عنوان مثال تحت شرایطی که  $D=2.54\text{cm}$  و  $L=8\text{m}$  ،  $\dot{m} = 0.005 \text{ Kg/s}$  باشد، راندمان از ۴۸٪ در اوایل روز به مقدار ۵۵٪ در اواسط روز خواهد رسید و سپس این میزان در ادامه ی روز کاهش می یابد. گفتنی است نتایج حاصله مشابه موارد گزارش شده توسط یونگ کیم و همکاران (۲۰۰۸) می باشد.



شکل ۹- تغییرات راندمان ساعتی در طول روز

در ادامه به منظور ارزیابی کلی مدل ارائه شده، نمودار مخصوص عملکرد کلکتورهای خورشیدی برای مدل طراحی شده رسم گردید و نتایج با پژوهش های مشابه مورد مقایسه قرار گرفت. طبق موارد موجود در شکل ۱۰ نتایج دو پژوهش تجربی (رابل و همکاران، ۱۹۸۰) برای دو نوع طراحی بت ضرایب تمرکز متفاوت با نتایج این مدل به نمایش در آمده است که همخوانی و رفتار مشابه قابل ملاحظه ای گزارش گردید.



شکل ۱۰- نمودار راندمان کلکتور به منظور مقایسه مدل ارائه شده با مدل های تجربی، خطوط خط چین نمودارهای دو طرح مشابه با ضرایب تمرکز متفاوت است.

### پیوست

#### ۱- روند محاسبات انرژی خورشیدی

بدین منظور ابتدا  $I_0$  را بر اساس روز، ساعت سال و توسط معادلات تئوری محاسبه می شود. سپس  $I$  که یک مقدار تجربی است و با توجه به آمار هواشناسی مورد استفاده قرار گرفته در رابطه ی زیر وارد می شود و شاخص پاکی آسمان ( $k_T$ ) محاسبه می گردد.

$$k_T = \frac{I}{I_0} \quad (1)$$

حال برای رسیدن به دو میزان تابش مستقیم  $I_b$  و تابش پخش  $I_d$  ز معادلات زیر استفاده می شود.

$$\frac{I_d}{I} \begin{cases} 1 - 0.09k_T & \text{for } k_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_T + 4.388k_T^2 & \text{for } 0.22 \leq k_T \leq 0.8 \\ 0.165 & \text{for } k_T > 0.8 \end{cases} \quad (2)$$

۲- برای تخمین دمای جدید شیشه، معادله موازنه ی انرژی کلکتور به نحوه ی زیر نوشته می شود.

$$A_a(h_1 + h_2)(T_c - T_a) = A_r(h_3 + h_4)(T_r - T_c) \quad (3)$$

۳- به منظور محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله ( $h_{ci}$ ) از روابط زیر استفاده گردید.

برای جریان های آرام ( $Re < 2100$ ) داریم:

$$Nu = 4.9 + \frac{0.0606(RePrD_H/L)^{1.2}}{1 + 0.0909(RePrD_H/L)^{0.7}Pr^{0.17}} \quad (4)$$

و برای جریان های اختشاشی ( $Re > 2100$ ) داریم:

$$Nu = 0.0158Re^{0.8} \quad (5)$$

که در آن

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (6)$$



## منابع و مآخذ

- ۱- بانگی پور فرد، ح. کیانپور راد، م. حدادیان، آ. ۱۳۹۱. ح. حقگو، ج. بررسی تجربی عملکرد دریافت کننده سهموی خطی مرکب CPC. مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین المللی سالانه انرژی پاک، انرژی و محیط زیست.
- ۲- حقگو، ح. بانگی، ح. کیانپور، م. ۱۳۹۲. بررسی عملکرد حرارتی و ارزیابی اقتصادی کلکتور سهموی چند دهانه. مجموعه مقالات سومین همایش ملی سوخت، انرژی و محیط زیست.
- 3- Duffie, J.A. Beckman, W.A. 1991. Solar engineering of thermal processes. New York: John Wiley and Sons. 920 pp.
- 4- Galloway, T. 2004. Solar House: A Guide for the Solar Designer. 1<sup>st</sup> ed. Oxford: Architectural Press.
- 5- Kalogirou, S. 2009. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. 1<sup>st</sup> ed. California: Academic Press.
- 6- Whillier, A. 1967. Design factors influencing solar collector performance in Low Temperature Engineering Application of Solar Energy. Chap. 3. New York, ASHARE.
- 7- Al-Ajlan, S. A. Al Faris, H. Khonkar, H. 2003. A simulation modeling for optimization of flat plate collector design in Riyadh, Saudi Arabia. Renewable Energy. Vol 28, 1325-1339.
- 8- Choudhury, C. Chauhan, P. M. Garg, H. P. 1995. Design curves for conventional solar air heaters. Renewable Energy. Vol.6, 739-749.
- 9- Fraidenraich, N. De Lima, R. Tiba, C. Barbosa, E. 1999. Simulation model of a CPC collector with temperature-dependent heat loss coefficient. Solar Energy. Vol 65, 99-110.
- 10- Gee, R. Gaul, H.W. Kearney, D. Rabl, 1980. A. Long-term average performance benefits of parabolic trough improvements. Technical report. Solar Energy Research Institute, Colorado.
- 11- Hsieh, C.k. 1981. Thermal analysis of CPC collectors. Solar Energy. Vol 27, 19-29.
- 12- Kalogirous, A. 2004. Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science. Vol 30, 231-295.
- 13- Kim, Y. GuiYoung, H. Seo, T. 2008. An evaluation on thermal performance of CPC solar collector. International Communication in Heat and Mass Transfer. Vol 35, 446-457.
- 14- McIntire, W.R. 1979. Truncation of nonimaging cusp concentrators. Solar Energy. Vol 23, 351-355.
- 15- Rabl, A. 1976. Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators. Solar Energy. Vol 18, 497-511.
- 16- Rabl, A. O'Gallagher, J. Winston, R. 1980. Design and test of non-evacuated solar collectors with compound parabolic concentrators. Solar Energy. Vol 25, 335-351.
- 17- Ratzel, A. 1979. Evaluation of the evacuated solar annular receivers used at the mid temperature solar systems test facility (MSSTF). Technical Report. Sandia Laboratories, SAND78-0983.
- 18- Tchinda, R. 2008. Thermal behavior of solar air heater with compound parabolic concentrator. Energy Conversion and Management. Vol 49, 529-540.
- 19- Tchinda, R. Kaptoum, E. Njomo, D. 1998. Study of the C.P.C collector thermal behavior. Energy Conversion and Management. Vol. 39, 1395-1406.
- 20- Su, Y. Riffat, S. B. 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. Vol 4, 35-40.



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



## Thermal modeling of a Compound Parabolic Collector

### Abstract

A mathematical model for the investigation of thermal behavior of a non-evacuated solar water heater with compound parabolic concentrator under Shiraz climate condition was set. A computer code that follows iterative solution procedure is developed to solve energy equations and to predict thermal performance. The effects of water mass flow rate and absorber length on water outlet temperature was studied and some estimations for collector behavior during the day and efficiency changes have been made. Finally, results showed a reasonable agreement with similar and experimental works.

**Keywords:** Compound Parabolic, Concentrating, Modeling.