

## مدل سازی و بهینه سازی ترمودینامیکی اقتصادی، کالکتور خورشیدی صفحه تخت در حالت گذرا

چکیده: هدف از انجام این پژوهش، بهینه سازی ترمودینامیکی اقتصادی، کالکتور خورشیدی صفحه تخت و بررسی انتقال حرارت گذرا است. بطوریکه برای بدترین شرایط از نظر تشعشع، مدل سازی و بهینه سازی انجام می شود. روش پژوهش در این مقاله، بهینه سازی به کمک الگوریتم ژنتیک چند هدفه (NSGA-II) می باشد که با نرم افزار متلب انجام شده است. اجزا اصلی توابع هدف، قیود و متغیرهای طراحی می باشد که توابع هدف بازده کالکتور و قیمت کل سالانه می باشد. نتایج نشان می دهد، تاثیر افزایش طول کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه با افزایش طول، بازده کاهش و قیمت کل سالانه افزایش می یابد. علاوه بر این با افزایش عرض کالکتور، بازده ترمودینامیکی اول افزایش و سپس کاهش می یابد و قیمت کل سالانه زیاد می شود. همچنین با افزایش تعداد لوله ها، قیمت کل سالانه کاهش می یابد و بازده ترمودینامیکی اول افزایش، سپس کاهش می یابد. مقایسه ای میان نمودارهای بازده انرژی، آگزرژی و قیمت کل سالانه برای چهار روز متفاوت انجام شده است.

واژه های راهنما: جبهه بهینه پارتو، تشعشع دریافتی، متغیر طراحی، بازده ترمودینامیکی، قیمت کل سالانه

محمد جواد سلطانی

تاج آبادی

کارشناسی ارشد

حسن حاج عبدالهی\*

استاد

محمد شفیعی

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک،  
دانشکده فنی و مهندسی،  
دانشگاه ولی عصر رفسنجان،  
رفسنجان

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۳/۲۳

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۴/۲۴

Mohammad Javad  
Soltani Tajabadi  
M.Sc.

Hassan  
Hajabdollahi\*  
Professor

Mohammad Shafiei  
Associate Professor,  
Department of  
Mechanical Engineering,  
Technical and  
Engineering Faculty,  
Vali-e-Asr University of  
Rafsanjan, Rafsanjan

## Modeling and economical thermodynamic optimization of flat plate solar collector in transient mode

**Abstract:** The purpose of this research is economic thermodynamic optimization of flat plate solar collector and investigation of transient heat transfer. In this way, modeling and optimization are done for the worst conditions in terms of radiation. The research method in this article is optimization with the help of multi-objective genetic algorithm (NSGA-2) which is done with MATLAB software. The main components are the objective functions, constraints and design variables, which are the objective functions of collector efficiency and annual total price. As the results, the effect of increasing the length of the collector on the thermodynamic efficiency and the total annual price, which shows that with the increase in length, the efficiency decreases and the total annual price increases. In addition, with the increase in the width of the collector, the thermodynamic efficiency first increases and then decreases. and the total annual price increases. Also, with the increase in the number of pipes, the total annual price decreases and the thermodynamic efficiency first increases and then decreases. It is done on four different days.

**Keywords:** Pareto optimal front, Received radiation, Design variable, Thermodynamic efficiency, Annual total price

## ۱- مقدمه

ضریب صدور پایین باشد و در برابر دماهای بالا پایدار باشد. از دیگر ویژگی‌هایی که باید کالکتور خورشیدی داشته باشد این است که در مقابل خوردگی داخلی و خارجی مقاوم باشد و همچنین بازده کالکتور به شرایط و جنس مواد استفاده شده بستگی دارد [۵].

بطور کلی دو نوع کالکتور خورشیدی وجود دارد ثابت یا غیرمتمرکزکننده و متمرکزکننده، یک کالکتور خورشیدی غیرمتمرکزکننده یک سطح یکنواختی برای جذب تشعشع خورشیدی دارد درحالی که یک کالکتور متمرکزکننده یک سطح انعکاس‌دهنده مقعر دارد، که تشعشع خورشید را به یک سطح کوچکتر هدایت می‌کند و نتیجه آن این است که شار تشعشعی افزایش می‌یابد [۶]. کونتینن و همکاران [۷]، یک روش ساخت کم هزینه برای سطوح بهینه جاذب خورشیدی پیشنهاد داده است. امروزه صفحات جاذب خورشیدی توسط روش‌های اندیزاسیون<sup>۴</sup>، کندوپاش<sup>۵</sup>، تبخیر<sup>۶</sup> و بوسیله رنگ‌های بهینه‌کننده ساخته می‌شوند [۸].

یک منعکس‌کننده بشقاب سهموی، یک کالکتور متمرکزکننده نقطه‌ای است که خورشید را در دو محور دنبال می‌کند و انرژی خورشیدی را در نقطه‌ی کانونی بشقاب دریافت می‌کند. ساختار بشقاب باید به طور کامل خورشید را دنبال کند تا اشعه را به گیرنده حرارتی منعکس کند. برای این منظور مکانیسم ردیاب به دو صورت دو گانه است و در دو محور خورشید را دنبال می‌کند [۹]. با استفاده از آینه‌های که بطور مختصر مقعرند، می‌توان مقادیر بسیار بالاتری از انرژی گرمایی را به گیرنده منتقل کرد. انرژی که توسط گیرنده جذب می‌شود به سیال در حال گردش منتقل می‌شود که می‌توان آن را برای استفاده‌های بعدی ذخیره کرد یا از آن برای تولید انرژی استفاده کرد [۱۰].

از کل انرژی رسیده از طرف خورشید به پوشش شیشه‌ای، مقداری از این انرژی از پوشش شیشه‌ای عبور می‌کند و مقداری از آن به محیط بر می‌گردد. هم چنین مقداری از طریق تشعشع و جابجایی به محیط پیرامون انتقال می‌یابد، از طرف دیگر مقداری انرژی از طریق گسیل انرژی از صفحه جاذب و جابجایی بین پوشش شیشه‌ای و صفحه جذب‌کننده به صفحه شیشه‌ای می‌رسد. از انرژی که از پوشش شیشه‌ای عبور می‌کند و به صفحه جذب‌کننده می‌رسد، مقداری از آن جذب می‌شود مقداری از آن، از طریق تشعشع به لوله‌ها منتقل می‌شود، مقداری از طریق

با توجه به این که استفاده از انرژی هرساله حدود ۵٪ افزایش می‌یابد، انرژی خورشیدی می‌تواند منبع بسیار خوبی برای جواب دادن این مقدار از انرژی که استفاده می‌شود، باشد [۱]. سال ۱۹۷۳ شروع استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر است. با توجه به اینکه سوخت‌های فسیلی به عنوان منبع گرما استفاده می‌شوند و در حال تمام شدن هستند، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر به ویژه استفاده از انرژی خورشیدی برای کاربردهای حرارتی، پیشنهاد مناسب می‌باشد. انرژی خورشیدی به چندین دلیل از جمله هزینه اقتصادی کم، ساده بودن طراحی سیستم‌های آن و سازگاری با محیط‌زیست مورد استفاده می‌باشد [۲]. ایده استفاده از کالکتورهای خورشیدی و استفاده از توان خورشید به دوران قبل از تاریخ باز می‌گردد. یعنی زمانی که در سال ۲۱۲ قبل از میلاد دانشمند یونانی ارشمیدس، روشی برای به آتش کشیدن کشتی‌های رومی ابداع کرد [۳].

در طی ۵۰ سال اخیر طراحی‌ها و ساختارهای مختلفی با استفاده از کالکتورهای متمرکزکننده، برای انتقال حرارت به سیال کاری که توان مورد نیاز برای به حرکت در آوردن وسایل مکانیکی را فراهم می‌کنند، صورت گرفته است. دو تکنولوژی خورشیدی ابتدایی که استفاده شدند شامل، دریافت‌کننده‌های مرکزی<sup>۱</sup> و دریافت‌کننده‌های پخشی<sup>۲</sup> می‌باشند. سیستم‌های دریافت‌کننده‌های مرکزی از چرخ آینه‌ای<sup>۳</sup> استفاده می‌نمایند تا انرژی تابشی خورشید را بر روی یک دریافت‌کننده single tower-mounted متمرکز کند [۴].

مبدل‌های انرژی خورشیدی، انواع ویژه‌ای از مبدل‌های حرارتی هستند که انرژی خورشید را به انرژی داخلی ماده انتقال‌دهنده، تبدیل می‌کنند. کالکتور خورشیدی جز اصلی هرسیستم خورشیدی می‌باشند. مبدل خورشیدی وسیله است که تشعشع ورودی خورشید را جذب نموده و آن انرژی را به گرما تبدیل نموده و به سیالی که در جمع‌کننده خورشیدی در جریان است، انتقال می‌دهد. معمولاً سیالی که استفاده می‌شود آب یا روغن می‌باشد. بنابراین از انرژی خورشیدی استفاده‌های زیادی از جمله، تجهیزات تهویه فضا، آب گرم مصرفی یا در تانک‌هایی ذخیره می‌شود و در روزهایی که هوا ابری است یا در شب‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. کالکتور خورشیدی باید دارای خواص انتقال حرارت خوب، ضریب هدایت و جذب بالا و همچنین

<sup>4</sup> Anodization<sup>5</sup> Sputtering<sup>6</sup> Evaporation<sup>1</sup> Central receivers<sup>2</sup> Distributed receivers<sup>3</sup> Heliostat

باون و همکارانش در سال ۱۹۸۴، به پژوهش در مورد اثر نسبت دبی به سطح کالکتور، بر بازده کالکتور پرداختند [۲۰]. الیوا و همکارانش در سال ۱۹۹۱، توزیع دما و مدل دینامیکی در یک کالکتور تخت را ارائه کردند. این مدل نتایج تلاش‌ها برای بهبود مدل انتقال حرارتی یک بعدی، پایدار بود [۲۱]. هیلمر و همکارانش در سال ۱۹۹۹، روش‌های عددی برای حل معادلات مدل دیفرانسیل مرتبه اول حاکم، ارائه داد، که این روش‌ها برای ارزیابی کالکتورها در تابش‌های مختلف، دبی‌های مختلف و ضرایب انتقال حرارت متفاوت کاربرد دارند [۲۲]. مین و همکارانش در سال ۲۰۰۲، با فرض یک حجم کنترل پایای دو بعدی، رابطه غیر خطی برای وابستگی دما به خواص مواد سیال ارائه دادند، که منجر به محاسبه‌ی توزیع دما سیال و جذب و بازده کالکتور در دماهای ورودی سیال و پارامترهای هواشناسی متفاوت شد [۲۳].

در پژوهش حاضر، کالکتور خورشیدی صفحه تخت از جنبه ترمودینامیکی و اقتصادی در مرتبه اول در نرم افزار متلب مدل سازی می‌شود و سپس با الگوریتم ژنتیک چند هدفه با مرتب سازی ناغالب (NSGA-II) بهینه‌سازی انجام می‌شود.

## ۲- روش تحقیق

### ۲-۱- آنالیز انرژی

باتوجه به تعریف بازده حرارتی که برابر است با نسبت کار خالص بدست آمده از سیستم به حرارت مصرف شده در سیستم، برای بازده کالکتور خورشیدی صفحه تخت، رابطه (۱) استفاده می‌شود.

$$\eta_{col} = \frac{Q_c}{I_t A_c} \quad (1)$$

که در رابطه (۱)  $Q_c$  نرخ حرارت به سیال انتقال یافته به وسیله کالکتور می‌باشد و  $A_c$  مساحت یا سطحی که تشعشع خورشید را دریافت می‌کند، می‌باشد.  $I_t$  تشعشع کل دریافتی روی سطح یا صفحه مایل می‌باشد. نرخ انتقال حرارت منتقل شده از تشعشع خورشیدی به سیال توسط رابطه زیر ارزیابی می‌شود.

$$Q_c = A_c F_r ((S - U_l(T_i - T_a))) \quad (2)$$

که  $F_r$ ،  $S$ ،  $U_l$ ،  $T_i$  و  $T_a$  به ترتیب عبارت‌اند از فاکتور حذف حرارت، تشعشع خالص دریافتی به وسیله صفحه جذب‌کننده کالکتور،

تشعشع و انتقال حرارت جابجایی از بالای صفحه‌ی جذب‌کننده به محیط اطراف انتقال پیدا می‌کند. مقداری از بدنه دستگاه به محیط اطراف وارد می‌شود و مقداری هم از طریق رسانایی از پوشش عایق در زیر و کنار دستگاه به محیط بیرون منتقل می‌شود. لوله مقداری از انرژی عبوری از شیشه را دریافت می‌کند. مقداری انرژی از طریق انتقال حرارت به صورت جابجایی با هوای بین صفحات نیز به آن می‌رسد و مقداری انرژی تابشی هم صفحه‌ی جذب دریافت می‌کند [۱۱].

سولتان و همکاران [۱۲]، به مدل‌سازی عددی یک کالکتور خورشیدی تخت پرداختند. این مطالعات به منظور، بهینه‌سازی خورشیدی به منظور حداکثر نمودن بازده حرارتی صورت گرفت. رودریگز و همکاران [۱۳]، بازده حرارتی کالکتور خورشیدی صفحه پایین تخت را به صورت گذرا مورد مطالعه قرار دادند. مدل حرارتی گذرا، با استفاده از مقاومت‌ها و خازن‌های حرارتی انجام گرفت. لینگ هه و همکارانش [۱۴]، روش شبیه‌سازی کوپل مونته کارلو و حجم محدود را برای فرایند تبدیل انرژی کوپل تابش، انتقال حرارت هدایت و انتقال حرارت جابجایی در کالکتور خورشیدی سهموی به کار بستند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت تراکم هندسی، توزیع شار حرارتی ملایم تر می‌شود.

دامیردویک و همکاران [۱۵]، تحلیل عددی از بازده حرارتی کالکتورهای خورشیدی دارای صفحات صاف و موج دار انجام دادند. هدف کار، بررسی احتمال بهبود بازده حرارتی کالکتورهای خورشیدی صفحه‌ای بود. کومار و همکاران [۱۶]، بازده حرارتی سیستم مرکب کالکتور و گرمکن آب خورشیدی با سطح جذب موجی شکل را بررسی کردند. عملکرد حرارتی سیستم ترکیبی کالکتور و گرمکن آب خورشیدی، به میزان زیادی بر نرخ انتقال حرارت بین سطح جذب و آب، و مقدار تابش خورشید بر روی سطح جذب وابسته است. تاج داران و همکاران، کالکتورهای خورشیدی صفحات سوراخ دار را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. اثرات پارامترهای، میزان تابش خورشیدی، جهت باد، جریان غیر یکنواخت و حالت‌های مختلف انتقال حرارت مورد مطالعه قرار گرفت [۱۷]. هم چنین رحمان و همکاران، یک کالکتور خورشیدی مثلثی با شرایط مرزی حرارتی مربعی سینوسی با نانو سیال را مورد بررسی قرار دادند [۱۸]. بهره مند و همکاران، سیستم‌های کالکتور خورشیدی با هندسه‌های مختلف را، بصورت تحلیل انرژی و اکسرژی انجام دادند مدل هابر، اساس تحلیل ریاضی معادلات بالانس انرژی برای المان‌های مختلف کالکتور انجام گرفت [۱۹].

$$C_{tube,total} = (\rho_{tube} t_{tube} \pi D_o L_{total} c_{tube}) / A_c \quad (8)$$

ظرفیت گرمایی آب با رابطه (۹) بیان می‌شود.

$$C_{w,total} = (\rho_w c_{p,w} \frac{\pi D_i^2}{4} L_{total}) / A_c \quad (9)$$

ظرفیت گرمایی عایق پایین با رابطه (۱۰) بیان می‌شود.

$$C_{insu,b,total} = \frac{\rho_{insu} t_{insu,b} c_{insu} A_c}{A_c} \quad (10)$$

ظرفیت گرمایی عایق لبه‌ها با رابطه (۱۱) بیان می‌شود.

$$C_{insu,e,total} = (\rho_{insu} t_{insu,e} c_{insu} H(2(L + W))) / A_c \quad (11)$$

در روابط بالا  $\rho$ ،  $C$  و  $t$  به ترتیب چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه و ضخامت مربوط به جز مورد نظر هستند. و  $L_{total}$  به وسیله روابط (۱۲) تا (۱۴) تشریح می‌شود.

$$L_{total} = (N L_{riser}) + (2 L_{header}) \quad (12)$$

$$L_{header} = W - t_{insu,e} \quad (13)$$

$$L_{riser} = L - ((2 t_{insu,e}) + (2 D_o)) \quad (14)$$

در روابط بالا به ترتیب  $L$ ،  $W$  و  $H$  به ترتیب طول، عرض و ارتفاع کالکتور خورشیدی صفحه تخت هستند. ضرایب  $a_1$  و  $a_2$  به ترتیب با رابطه (۱۵) و (۱۶) به دست می‌آید. به این صورت که با توجه به این که پوشش اول است یا دوم، برابر با نسبت ضریب اتلاف کلی به ضریب اتلاف از پوشش مورد نظر (اولی یا دومی) تا محیط تعریف می‌شود.

ضریب اتلاف کلی کالکتور، دمای ورودی سیال و دمای محیط می‌باشد. نرخ حرارت دریافتی توسط سیال با رابطه (۳) نیز بیان می‌شود.

$$Q_c = \dot{m} C_{p,w} (T_o - T_i) \quad (3)$$

که در رابطه (۳)، به ترتیب  $T_i$  و  $T_o$ ،  $C_p$ ،  $\dot{m}$  عبارت‌اند از نرخ جریان جرم در لوله‌های کالکتور، گرمای ویژه آب در فشار ثابت، دمای سیال خروجی از کالکتور و دمای سیال ورودی به کالکتور می‌باشد. مقدار  $C_p$ ، با توجه به خواص آب در دمای متوسط (میانگین دمای سیال ورودی به کالکتور و سیال خروجی از کالکتور) به دست می‌آید.

دمای ورودی سیال یک مقدار مشخص می‌باشد، ولی دمای خروجی سیال از رابطه (۴) به دست می‌آید.

$$T_o = T_a + \left( \frac{S}{U_l} \right) - \left( \left( \frac{S}{U_l} \right) - (T_i - T_a) \right) \exp\left( \frac{-U_l T}{C} \right) \quad (4)$$

که در رابطه بالا  $C$ ،  $T$  عبارت‌اند زمانی که کالکتور خورشیدی مورد بررسی قرار می‌گیرد و ظرفیت گرمایی کل می‌باشد که زمان مورد بررسی کالکتور خورشیدی ۱ ساعت یا همان ۳۶۰۰ ثانیه می‌باشد. ظرفیت گرمایی کل با رابطه (۵) تعریف می‌شود.

$$C = c_c (a_1 + a_2) + c_{ap} + c_{tu} + c_w + \frac{C_{insub}}{2} + \frac{C_{insue}}{2} \quad (5)$$

ظرفیت گرمایی پوشش شیشه‌ای با رابطه (۶) بیان می‌شود.

$$C_{c,total} = (\rho_c t_c c_c A_c) / A_c \quad (6)$$

ظرفیت گرمایی صفحه جذب‌کننده با رابطه (۷) بیان می‌شود.

$$C_{p,total} = (\rho_p t_p c_p A_c) / A_c \quad (7)$$

ظرفیت گرمایی لوله‌ها با رابطه (۸) بیان می‌شود.

ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت داخلی لوله با توجه به عدد رینولدز محاسبه می‌شود که با توجه به اینکه عدد رینولدز در کدام محدوده عددی قرار دارد، ضریب اصطکاک هم با رابطه مخصوص به خود محاسبه می‌شود. به عبارتی دیگر برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت داخلی لوله، باید اول ضریب اصطکاک محاسبه شود. عدد رینولدز در کالکتور خورشیدی صفحه تخت با رابطه (۲۲) بیان می‌شود.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu N} \quad (22)$$

که در رابطه بالا  $\mu$  و  $N$  به ترتیب ویسکوزیته دینامیکی سیال کاری کالکتور در دمای میانگین (متوسط دمای ورودی و دمای خروجی سیال کاری) و تعداد لوله‌هایی که به طور موازی در کالکتور خورشیدی صفحه تخت کنار هم قرار گرفته اند، می‌باشد. اگر عدد رینولدز  $Re \leq 2300$  باشد، از رابطه‌های (۲۳) و (۲۴) برای محاسبه ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت داخلی لوله استفاده می‌شود.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (23)$$

$$h_{fi} = 4.36 \frac{k_f}{D_i} \quad (24)$$

در رابطه بالا،  $k_f$  مربوط به ضریب هدایت سیال کاری در دمای متوسط (میانگین دمای ورودی و خروجی سیال) به دست می‌آید. اگر عدد رینولدز  $2300 < Re \leq 10000$  باشد، از رابطه‌های (۲۵) و (۲۶) برای بدست آوردن ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت داخلی استفاده می‌شود.

$$f = (1.58 \log(Re) - 3.28)^{-2} \quad (25)$$

$$h_{fi} = \frac{k_f}{D_i} \left[ \frac{\frac{f}{2}(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{0.67} - 1)} \right] \quad (26)$$

در رابطه بالا  $Pr$ ، عدد پرانتل سیال کاری کالکتور در دمای متوسط (میانگین دمای ورودی و خروجی سیال کاری) می‌باشد.

$$C_{insu,e,total} = (\rho_{insu} t_{insu,e} C_{insu} H(2(L + W)))/A_c \quad (15)$$

$$a_2 = \frac{U_l}{\left(\frac{1}{H_w + H_{rc2-a}}\right)^{-1}} \quad (16)$$

در ادامه به تشریح رابطه فاکتور حذف حرارت می‌پردازد. فاکتور حذف حرارت که در بالا، در رابطه نرخ حرارت مفید سیال وجود دارد، به وسیله رابطه (۱۷) بیان می‌شود.

$$F_r = \frac{m \cdot c_{p,w}}{A_c U_l} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_c U_l F'}{m \cdot c_{p,w}}\right) \right] \quad (17)$$

$$F' = \frac{1/U_l}{w \left[ \frac{1}{U_l [D_o + (w - D_o)\eta_f]} + \frac{1}{c_b} + \frac{1}{\pi D} \right]} \quad (18)$$

در رابطه‌های بالا  $D_o$ ،  $w$ ،  $\eta_f$  و  $c_b$  به ترتیب قطر خارجی لوله‌ها، فاصله مرکز لوله‌های کالکتور از یک دیگر، بازده پره (صفحه جذب‌کننده)، مقاومت باند و ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت داخلی لوله می‌باشد. که هر کدام را با توجه به ضرورت، تشریح می‌شود. بازده پره مستقیم با پروفایل مستطیل شکل با رابطه (۱۹) تشریح می‌شود.

$$\eta_f = \frac{\tanh\left[\frac{m(w - D_o)}{2}\right]}{\frac{m(w - D_o)}{2}} \quad (19)$$

$m$  در رابطه (۲۰) می‌شود.

$$m = \sqrt{U_l / k \delta} \quad (20)$$

که در رابطه بالا به ترتیب  $k$  و  $\delta$  ضریب هدایت صفحه جذب‌کننده و ضخامت صفحه جذب‌کننده می‌باشد. مقاومت باند در این مقاله ناچیز در نظر گرفته می‌شود.

$$\frac{1}{c_b} \approx 0 \quad (21)$$

که در جدول (۱) زیر به معرفی رابطه (۳۲) پرداخته می‌شود.

جدول ۱ معرفی انواع ضریب انتقال حرارت جابجایی و ضریب انتقال حرارت تابش در کالکتور خورشیدی تخت

معرفی ضرایب انتقال حرارت در کالکتور خورشیدی	نماد در فرمول
ضریب انتقال حرارت تابش بین جذب‌کننده و پوشش اول	$H_{rp-c1}$
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین جذب‌کننده و پوشش اول	$H_{cp-c1}$
ضریب انتقال حرارت تابش بین پوشش اول و پوشش دوم	$H_{rc1-c2}$
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش اول و پوشش دوم	$H_{cc1-c2}$
ضریب انتقال حرارت تابش بین پوشش دوم و هوای محیط	$H_{rc2-a}$
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش دوم و هوای محیط	$H_w$

که رابطه‌های (۳۳) تا (۳۵) ضرایب انتقال حرارت تابش ( $H_r$ ) بین صفحات و هم‌چنین بین صفحات و محیط بیان می‌کند.

$$H_{rp-c1} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_{c1}^2)(T_p + T_{c1})}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{c1}} - 1} \quad (33)$$

$$H_{rc1-c2} = \frac{\sigma(T_{c1}^2 + T_{c2}^2)(T_{c1} + T_{c2})}{\frac{1}{\varepsilon_{c1}} + \frac{1}{\varepsilon_{c2}} - 1} \quad (34)$$

که در روابط بالا  $\sigma, T_p, T_{c1}, T_{c2}, \varepsilon_p, \varepsilon_{c1}$  به ترتیب ضریب گسیل پوشش شیشه‌ای اول، ضریب گسیل صفحه جذب‌کننده، دمای پوشش شیشه‌ای دوم، دمای پوشش شیشه‌ای اول، دمای صفحه جذب‌کننده، ثابت بولتزمن و ضریب گسیل پوشش شیشه‌ای دوم می‌باشد. همچنین  $T_a$  در رابطه (۳۵) دمای هوای محیط می‌باشد. در رابطه (۳۵) ضریب انتقال حرارت تابشی بین پوشش شیشه‌ای دوم و محیط نیز بیان می‌شود.

$$H_{rc2-a} = \varepsilon_{c2} \sigma (T_{c2}^2 + T_a^2) (T_{c2} + T_a) \quad (35)$$

در ادامه به بیان کردن روابطی برای تشریح کردن ضرایب جابجایی بین صفحات و هم‌چنین بین صفحات و محیط پرداخته

اگر عدد رینولدز  $Re > 10000$  باشد، از رابطه‌های (۲۷) و (۲۸) برای ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت داخلی لوله استفاده می‌شود.

$$f = 0.00128 + 0.1143(Re)^{-0.311} \quad (27)$$

$$h_{fi} = \frac{k_f}{D_i} \left[ \frac{\frac{f}{2} Re Pr}{1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1+} + 12.7 \sqrt{\frac{f}{2} (Pr^{0.67} - 1)}} \right] \quad (28)$$

مقدار تشعشع خالص دریافتی توسط کالکتور خورشیدی صفحه تخت به وسیله تشریح می‌شود.

$$S = (\tau\alpha) I_t \quad (29)$$

که  $\tau\alpha$ ، محصول ضریب موثر جذب انتقال می‌باشد که آن با رابطه (۳۰) بیان می‌شود.

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho} \quad (30)$$

که به ترتیب  $\rho, \alpha, \tau$  عبارت‌اند از ضریب انتقال پوشش، ضریب جذب صفحه جذب‌کننده و ضریب بازتاب دهنده پوشش می‌باشد. که خود مقدار  $\tau\alpha$  را بصورت داده با مقدار  $0.84$  به عنوان داده در نظر گرفته می‌شود.

ضریب اتلاف کل کالکتور ( $U_l$ ) به ترتیب به صورت مجموع ضریب اتلاف بالا، لبه و پایین در نظر گرفته می‌شود که هرکدام تعریف جداگانه خود را دارد. رابطه ضریب اتلاف کل با رابطه (۳۱) بیان می‌شود.

$$U_l = U_t + U_e + U_b \quad (31)$$

ضریب اتلاف بالای کالکتور، برای کالکتوری که صفحه جذب‌کننده و ۲ پوشش شیشه‌ای بالای صفحه جذب‌کننده دارد، با رابطه (۳۲) تعریف می‌شود.

$$U_t = \left( \frac{1}{H_w + H_{rc2-a}} + \frac{1}{H_{cc1-c2} + H_{rc1-c2}} + \frac{1}{H_{cp-c1} + H_{rp-c1}} \right)^{-1} \quad (32)$$

$$H_w = \max(V_{wind}, \frac{8.6V_{col}^{0.6}}{L^{0.4}}) \quad (40)$$

که در رابطه بالا  $V_{col}$  و  $V_{wind}$  به ترتیب سرعت باد روی صفحه کالکتور و حجم کالکتور می‌باشند و  $L$  نیز جذر سوم از حجم کالکتور می‌باشد که در رابطه‌های (۴۱) و (۴۲) بیان می‌شود.

$$V_{col} = L * W * H \quad (41)$$

$$l = \sqrt[3]{V_{col}} \quad (42)$$

ضریب اتلاف لبه و پایین کالکتور به عنوان تابعی از ضخامت و ضریب انتقال حرارت هدایت می‌باشد که با رابطه‌های (۴۳) و (۴۴) بیان می‌شود.

$$U_e = \frac{K_{insu}}{t_{insu-e}} \frac{(2(L+W))H}{L*W} \quad (43)$$

که در رابطه بالا  $K_{insu}, t_{insu-e}, L, W$  و  $H$  به ترتیب عرض کالکتور، طول کالکتور، ضخامت عایقی که لبه کالکتور قرار دارد یا به عبارتی دیگر ضخامت عایق دور تا دور کالکتور خورشیدی، ضریب انتقال حرارت هدایت عایق و ارتفاع کالکتور می‌باشد. و هم چنین در رابطه زیر  $t_{insu-b}$  ضخامت عایقی که در پایین کالکتور قرار دارد است.

$$U_b = \frac{K_{insu}}{t_{insu-b}} \quad (44)$$

## ۲-۲- مدل سازی اقتصادی

در این قسمت به مدل سازی اقتصادی کالکتور خورشیدی صفحه تخت پرداخته می‌شود. که نتیجه آن، قیمت کل سالانه می‌باشد و قیمت کل سالانه را به عنوان تابع هدف در نظر گرفته می‌شود. قیمت کل سالانه کالکتور خورشیدی صفحه تخت به دو قسمت تقسیم می‌شود، قسمت اول به عنوان قیمت سرمایه گذاری برای خرید اجزا کالکتور، نظیر صفحه جذب کننده، لوله‌ها، پوشش‌های شیشه‌ای، پمپ و ... می‌باشد و قسمت دوم مربوط به قیمت کار کردن یا همان قیمت برق مصرفی پمپ در طول سال می‌باشد که به عنوان قیمت عملکرد کالکتور خورشیدی در نظر گرفته می‌شود. بنابراین قیمت کل کالکتور از رابطه (۴۵) بدست می‌آید.

می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی بین صفحه جذب کننده و پوشش اول از رابطه (۳۶) به دست می‌آید.

$$H_{cp-c1} = \frac{Nua1Ka1}{t_{p-c1}} \quad (36)$$

که در رابطه بالا  $Nua1, Ka1$  و  $t_{p-c1}$  به ترتیب ضریب هدایت هوا، عدد ناسلت بین صفحه جذب کننده و پوشش شیشه‌ای اول و همچنین فاصله بین صفحه جذب کننده و پوشش شیشه‌ای اول می‌باشد. بدست آوردن عدد ناسلت بین صفحه جذب کننده و صفحه پوشش اول در رابطه (۳۷) تشریح می‌شود.

$$Nua1 = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra1\cos\beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra1\cos\beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra1\cos\beta}{5830} \right) - 1 \right]^+ \quad (37)$$

در رابطه بالا  $\beta$  و  $Ra1$  به ترتیب زاویه مایل بودن با سطح زمین و عدد رایلی بین صفحه جذب کننده و صفحه پوشش اول می‌باشد. علامت + بالای دو براکت به این معنی است که فقط اگر حاصل داخل براکت مثبت باشد، در محاسبات عدد ناسلت حساب شود در غیر این صورت حاصل دو براکت صفر در نظر گرفته شود. عدد رایلی بین صفحه جذب کننده و صفحه پوشش اول با رابطه (۳۸) بیان می‌شود.

$$Ra1 = \frac{g(T_p - T_{c1})t_{p-c1}^3 Pr1_a}{Tm1\theta1} \quad (38)$$

که  $g, Tm1, Pr1_a$  و  $\theta1$  به ترتیب شتاب گرانش زمین، عدد پرانتل مخصوص به هوا در دمای متوسط (میانگین دمای صفحه جذب کننده و دمای پوشش اول)، میانگین دمای صفحه جذب کننده و صفحه پوشش اول و ویسکوزیته سینماتیکی در دمای میانگین صفحه جذب کننده و صفحه پوشش اول می‌باشد که توسط رابطه (۳۹) در ذیل بیان می‌شود.

$$Tm1 = \frac{T_p + T_{c1}}{2} \quad (39)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش اول و پوشش دوم  $H_{c1-c2}$  نیز مانند  $H_{cp-c1}$  به دست می‌آید. ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش شیشه‌ای دوم و محیط نیز از رابطه (۴۰) به دست می‌آید:

$$W \cdot p = \frac{\dot{m} \Delta P}{\eta_p \rho_f} \quad (52)$$

در رابطه بالا  $\rho_f \eta_p \Delta P \dot{m}$  به ترتیب نرخ جریان جرمی در لوله‌ها، افت فشار در لوله‌ها، بازده پمپ، چگالی سیال درون لوله‌ها در دمای متوسط سیال ورودی و سیال خروجی می‌باشد. افت فشار درون لوله‌ها از رابطه (۵۳) به دست می‌آید.

$$\Delta P = \frac{2f \left( \frac{L_{total}}{D_i} \right) \rho_f V^2}{1000} \quad (53)$$

در رابطه بالا  $V$  سرعت سیال درون لوله‌ها می‌باشد که از رابطه (۵۴) به دست می‌آید.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_{cross}} \quad (54)$$

در رابطه بالا  $A_{cross}$  مساحت سطح مقطع عبوری لوله‌های حامل سیال می‌باشد که با رابطه (۵۵) به دست می‌آید.

$$A_{cross} = \frac{\pi D^2 i}{4} \quad (55)$$

قیمت کارکرد کالکتور طبق رابطه (۵۶) به دست می‌آید.

$$C_{op} = k_{el} N_h W \cdot p \quad (56)$$

در رابطه بالا  $N_h k_{el}$  به ترتیب قیمت واحد برق و تعداد ساعات کاری کالکتور خورشیدی در طول سال می‌باشد که معادل معادل ۸۷۶۰ ساعت می‌باشد.

## ۲-۳- روش انجام بهینه‌سازی

در اول بهینه‌سازی ذکر این نکته، مهم می‌باشد که با توجه به این که مقاومت‌های تابشی، تابع دماهای صفحه جذب‌کننده و پوشش شیشه‌ای هستند. فرایند حل یک فرایند صحیح خطا، می‌باشد.

۱- دمای صفحه جذب‌کننده حدس زده می‌شود.

۲- دمای پوشش‌های شیشه‌ای حدس زده می‌شود.

کالکتور خورشیدی ممکن است دارای یک پوشش شیشه‌ای و داری دو پوشش شیشه‌ای باشند و در این مقاله نیز کالکتور خورشیدی دارای دو پوشش می‌باشد.

۳- با توجه به این دماهای صفحه جذب‌کننده و پوشش شیشه‌ای حدس زده می‌شود و دارای مقدار می‌باشد. در این مرحله نرخ

$$TAC: C_{tot} = a C_{inv} + C_{op} \quad (45)$$

در رابطه بالا  $C_{inv}$ ،  $C_{op}$  و  $a$  به ترتیب به عنوان ضریب قیمت سالانه، قیمت سرمایه گذاری سالانه و قیمت عملکرد سالانه شناخته می‌شود. ضریب  $a$  از رابطه (۴۶) به دست می‌آید.

$$a = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-y}} \quad (46)$$

در رابطه بالا  $i$  و  $y$  به ترتیب نرخ سود و عمر سیستم می‌باشند. قیمت سرمایه گذاری سالانه خود به دو بخش قیمت خرید سرمایه گذاری اجزا کالکتور نظیر صفحه جذب‌کننده، پوشش شیشه‌ای، لوله و ... و قیمت خرید سرمایه گذاری پمپ می‌باشد. که با رابطه (۴۷) بیان می‌شود.

$$C_{inv} = C_{col} + C_{pump} \quad (47)$$

$$C_{col} = \phi \{ a_1 A_p^{b1} + a_2 A_{tube}^{b2} + a_3 V_{insu}^{b3} + a_4 A_c^{b4} \} \quad (48)$$

$$C_{pump} = a_5 W \cdot p^{b5} \quad (49)$$

در رابطه بالا  $\phi$  ضریب مونتاژ کالکتور، پارامترهای  $a_i$  و  $b_i$  ثوابت قیمت تجهیزات موجود در بازار و  $A_p$ ،  $A_{tube}$ ،  $V_{insu}$  و  $A_c$  و  $W \cdot p$  به ترتیب حجم عایق حرارتی، مساحت خارجی سطح جانبی لوله‌های کالکتور، مساحت صفحه جذب، مساحت پوشش شیشه‌ای و کار یا برق مصرفی پمپ می‌باشد. مساحت خارجی جانبی کالکتور از رابطه (۵۰) به دست می‌آید.

$$A_{tube} = (N \pi D_o L_{riser}) \quad (50)$$

در این مقاله مساحت صفحه جذب‌کننده و مساحت پوشش شیشه‌ای یکسان فرض می‌شود که در رابطه (۵۱) بیان می‌شود.

$$A_p = A_c = Length_{col} Width_{col} \quad (51)$$

کار مصرفی پمپ از رابطه (۵۲) به دست می‌آید.



عیب‌هایی از جمله این که گران می‌شود و در بیشتر موارد حاصل آن یک بهینه‌سازی موضعی می‌باشد. در این مسایل باید از روش‌های تصادفی استفاده کرد که الگوریتم یکی از این روش‌های تصادفی است. اساس الگوریتم‌های ژنتیک قوانین طبیعی ژن‌ها و قوانین انتخاب در طبیعت است و عناصر پایه‌ای آن پارامترهای ژنتیک مانند ژنتیک طبیعی همان تولید مثل جهش هستند. یک الگوریتم ژنتیک بصورت کلی در ذیل شرح می‌شود:

$$T=0$$

تولید جمعیت اولیه  $G(t)$

ارزیابی  $G(t)$

تا زمانی که قواعد یا قیود تمام‌کننده، به نتیجه نرسیده یا رای نشده باشند ادامه بدهد یا انجام دهد.

$$T=t+1$$

$G(t)$  را انتخاب کن

$G(t)$  را مجدداً ترکیب کن

$G(t)$  را ارزیابی کن تا زمانی که جواب حاصل شود.

جمعیت نسل  $G(t+1)$  از نسل  $G(t)$  با یک روال تصادفی انتخاب می‌شود. که این روال تصادفی به وسیله چهار عملگر تولید مثل، ادغام، جهش و مهاجرت نسل جدید را تولید می‌کند. تولید مثل فرایندی است که در آن هر رشته با توجه به تابع هدف تکرار می‌شود. در فرایند تولید مثل فقط رشته جواب‌هایی که از برازندگی بالا برخوردار هستند دوباره در نسل بعدی تکرار می‌شوند و این نشان‌دهنده آن است که رشته جواب‌هایی که برازنده ترند و کارایی بیشتری از خود نشان می‌دهند شانس بالاتری برای راه پیدا کردن به نسل بعدی را دارند. عملکرد جدایش به طور تصادفی دو قسمت از رشته جواب والد از نسل  $G(t)$  را به یک دیگر تعویض می‌کند تا دو رشته جواب فرزند را از نسل  $G(t+1)$  تولید کند. جدایش شامل دو تابع جستجو مکمل است. در تابع اولی، جدایش می‌تواند اطلاعات جدیدی درباره رویه چند بعدی شامل کروموزوم‌های نسل قبلی که از پیش در جمعیت موجود هستند آماده کند و از راه ارزیابی رشته جواب‌های جدید الگوریتم ژنتیک می‌تواند اطلاعاتی جمع آوری کند. در تابع دوم، جدایش می‌تواند صفحه چند بعدی جدیدی به جمعیت معرفی کند اگر این جدید در محدوده کارایی بالا از فضای جستجو باشد ارزیابی از جمعیت جدید به طرف جستجوی بیشتر در همین زیر مجموعه می‌رود. جهش، یک عملگر جستجو ثانویه است که تنوع جمعیت را افزایش می‌دهد. جهش‌های ساده برای جلوگیری از اینکه مقدار یک بیت در طول جمعیت ثابت بماند به کار گرفته می‌شود. جهش‌های سطح بالاتر یک جستجوی کاملاً اتفاقی را موجب می‌شوند.

انتقال حرارت مفید دریافتی از کالکتور به دست می‌آید. با توجه به این که ضریب اتلاف کل کالکتور، تابش جذب شده توسط صفحه جذب‌کننده و مشخصات فیزیکی نظیر تعداد لوله، قطر داخلی لوله، طول کالکتور، عرض کالتور و ... مشخص می‌شود.

۴- دمای پوشش‌های شیشه‌ای با رابطه زیر اصلاح می‌شود که در این مورد باید نکاتی بیان می‌شود که با توجه به این که کالکتور خورشیدی دارای یک پوشش شیشه‌ای است یا دارای دو پوشش شیشه‌ای رابطه دمای اصلاح شده پوشش شیشه‌ای تفاوت دارد. دمای اصلاح شده پوشش اول یا پوشش پایینی از رابطه (۵۷) به دست می‌آید.

$$T_{c1} = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{H_{c_{p-c1}} + H_{r_{p-c1}}} \quad (57)$$

همچنین دمای اصلاح شده پوشش دوم از رابطه (۵۸) به دست می‌آید.

$$T_{c2} = T_{c1} - \frac{U_t(T_p - T_a)}{H_{c_{c1-c2}} + H_{r_{c1-c2}}} \quad (58)$$

۵- دماهای پوشش‌های جدیدی جایگزین دماهای پوشش‌های قدیمی می‌شود و این فرایند از گام ۳ تکرار می‌شود تا به همگرایی برسد.

۶- در این مرحله دمای صفحه جذب‌کننده تصحیح می‌شود به وسیله رابطه (۵۹) بیان می‌شود.

$$T_p = T_a + (s - \frac{Q}{A_c}) / U_1 \quad (59)$$

۷- مشابه دماهای پوشش‌های اول و دوم، دمای صفحه جذب‌کننده جدید جایگزین دمای صفحه جذب‌کننده قدیمی می‌شود و این فرایند از گام ۲ تکرار می‌شود تا دمای صفحه جذب‌کننده همگرا شود.

۸- در این مرحله دماهای پوشش‌های اول و دوم و هم چنین دمای صفحه جذب‌کننده بدست آمده‌اند و به این ترتیب نرخ انتقال حرارت مفید از کالکتور و همین‌بازده کالکتور و بازده اکسرژی به عنوان هدف نهایی بدست می‌آید.

## ۲-۴- بهینه‌سازی دو هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک با مرتب‌سازی ناغالب

اغلب مسایل بهینه‌سازی دارای متغیرهای گسسته و پیوسته به طور هم زمان هستند. پس اگر روش‌های استاندارد برنامه ریزی غیر خطی در مورد این مسایل بکار گرفته شود، اثری ندارد و

در جدول (۲) تمام داده‌هایی که در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته شد، ذکر شده است. ذکر این نکته در این جا ضروری است که بهینه‌سازی دو هدفه با شرایط گذرا انجام شده است، بدین صورت که از یک تشعشع ثابت و دمای محیط ثابت برای مدل‌سازی و بهینه‌سازی استفاده نشده است بلکه دمای هوا و مقدار تشعشع متغیر می‌باشد.

به منظور توجیه مبنا یا منطق بهینه‌سازی، این پژوهش در بدترین روز از نظر مقدار تشعشع و دمای محیط انجام شد که اگر بهینه‌سازی در چنین شرایطی نتیجه بخش بود بتوان اطمینان حاصل نمود که در سایر شرایط نیز مثرتر خواهد بود. مقدار تشعشع و مقدار دمای هوا محیط در روز چهارم از ماه دسامبر در زیر آورده شده است به این صورت که اولین داده مربوط به ساعت اول روز چهارم از ماه دسامبر و آخرین داده مربوط به ساعت آخر از روز چهارم از ماه دسامبر است. بنابراین ۲۴ داده برای ماتریس تشعشع و دمای هوا محیط وجود دارد.

ماتریس دما در روز چهارم از ماه دسامبر به قرار زیر می‌باشد.

$$T_a = [7 \ 6.5 \ 5.6 \ 5 \ 4.5 \ 4.5 \ 6 \ 9 \ 11.7 \\ 13.1 \ 14.5 \ 15.2 \ 16 \ 16.3 \ 16.3 \ 15.2 \\ 13.5 \ 11.9 \ 11.4 \ 9.2 \ 8.5 \ 8 \ 7.8 \ 7.5]^\circ\text{C}$$

مهاجرت یک مسئله نسبتاً جدید در الگوریتم‌های ژنتیک است که بر اساس همان مهاجرت که بین جوامع نزدیک یا دور در طبیعت صورت می‌گیرد پایه‌گذاری شده است. دو ویژگی برای انتخاب مهاجران وجود دارد. اولاً آن‌ها باید برازنده باشند دوماً باید کاملاً با اعضای بومی جمعیت متفاوت باشند. معمولاً مهاجرت بین دو جمعیت متفاوت صورت می‌گیرد ولی می‌تواند بین اعضا یک جمعیت هم انجام پذیرد. در این بحث وقتی پیشرفتی برای نسل‌های مختلف گزارش نمی‌شود یک جواب اتفاقی اضافی می‌شود که تنوع جمعیت حال حاضر را بیشتر می‌کند. مهاجرت به عنوان یک جایگزین برای جهش پیشنهاد می‌شود و معمولاً در مواقعی که خطر همگرایی محلی یا زودرس وجود دارد، مورد استفاده قرار می‌گیرد. قواعد همگرایی ژنتیک ممکن است بر اساس پیدا کردن جواب قابل قبول از طریق ارزیابی تمام نسل‌ها و یا گذاشتن یک سری محدوده‌ای خاص پایه ریزی شود که بستگی به هدف و بینش بهینه‌سازی دارد.

## ۲-۵- مقادیر ورودی

ماتریس تشعشع در روز چهارم از ماه دسامبر به قرار زیر می‌باشد.

$$G_t = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 23.9 \ 179.9 \ 357.9 \\ 521.6 \ 636.3 \ 677.4 \ 636.3 \ 521.6$$

$$357.9 \ 179.9 \ 23.9 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]; W/m^2$$

علاوه بر داده‌هایی که در بالا ذکر شد، بقیه داده‌ها در ادامه ذکر خواهند شد.

$$T_a = [24 \ 23.8 \ 22.5 \ 22 \ 21 \ 22 \ 23.75 \ 26.25 \\ 28.75 \ 26.25 \ 28.75 \ 30 \ 31.25 \ 32.25 \\ 33.75 \ 34 \ 34.5 \ 33.75 \ 32.5 \\ 30.4 \ 28.75 \ 27.5 \ 26.25 \ 25]^\circ\text{C}$$

هم چنین ماتریس تشعشع در روز یک از ماه ژوئیه به صورت زیر می‌باشد.

$$G_t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 59 & 209 & 384 & 561.8 & 715.4 & 819.5 & 856 \\ & & & & & & & & .4 & 819.5 & & \\ & & & & & & & & 715.4 & 561.8 & & \\ & & & & & & & & 384 & 209 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; W/m^2$$

ماتریس دما برای روز ۲۱ سپتامبر به قرار زیر می‌باشد.

$$T_a = [19.5 \ 19 \ 18.3 \ 17.5 \ 16.9 \ 17.5 \ 19.5 \ 22.5 \ 25.6 \ 27.4 \ 28.75 \ 29.4 \ 31.6 \ 31.25 \ 32 \ 31.25 \ 30.6$$

$$29 \ 26.25 \ 24.7 \ 22.7 \ 21.8 \ 21.25 \ 20.6]^\circ\text{C}$$

همچنین ماتریس تشعشع در روز ۲۱ سپتامبر به صورت زیر می‌باشد.

$$G_t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 158.5 & 359 & 571.2 & 758.9 & 887.5 & 933.2 \\ & & & & & & 887.5 & 758.9 & & & & \\ & & & & & & 571.3 & 359 & 158.5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; W/m^2$$

ماتریس دما برای روز ۷ ژانویه به صورت زیر می‌باشد.

$$T_a = [4.9 \ 4 \ 3.75 \ 3.65 \ 3.1 \ 2.6 \ 3.75 \ 6.25 \ 8.75 \ 11.25 \ 12 \ 13.1 \ 13.75 \\ 14.4 \ 14.45 \ 13.75 \ 12 \ 10.6 \\ 8.75 \ 7.5 \ 6.8 \ 6.25 \ 5.6 \ 5.1]^\circ\text{C}$$

همچنین ماتریس تشعشع برای روز ۷ ژانویه به صورت زیر می‌باشد.

$$G_t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 27.5 & 188.3 & 371.2 & 539.3 & 656.8 & 687 \\ & & & & & & 656.8 & 539.3 & 371.2 & & & \\ & & & & & & 188.3 & 27.5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; W/m^2$$

$I$	0.12
$\beta$	$30.35^\circ$
$N_c$	2
$\tau\alpha$	0.84
$V_{wind}$	$5 \text{ m/s}$
$\varepsilon_{c2}$	0.88
$\varepsilon_{c1}$	0.88
$\varepsilon_p$	0.92
$\delta$	0.005 m
$k_{ap}$	$384 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$
$\dot{m}$	$0.002 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
$t_{insub}$	0.08 m
$t_{insue}$	0.04 m
$t_{c1}$	0.04 m
$t_{p-c1}$	0.025 m
$w$	0.15 m
$k_{insu}$	$0.045 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$
$\varepsilon_{c2}$	0.88
$t_{tube}$	0.005 m
$g$	$9.81 \text{ m/s}^2$
$\sigma$	$5.67 * 10^{-8} \text{ J/s}\cdot\text{m}^2\text{K}^4$
$t_{c1-c2}$	0.025 m
$t_{c2}$	0.04 m

همچنین ضخامت کل کالکتور یا ارتفاع کل کالکتور از رابطه (۶۰) به دست می‌آید.

$$\text{Thickness} = t_{insub} + \delta + t_{p-c1} + t_{c1} + t_{c1-c2} + t_{c2} \quad (60)$$

جدول ۲ داده‌های مورد استفاده در بهینه‌سازی دو هدفه

مقدار داده	نماد داده در فرمول
$800 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$c_{insu}$
$480 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$c_{tube}$
$480 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$c_{ap}$
$800 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$c_c$
$50 \text{ kg/m}^3$	$\rho_{insu}$
$8800 \text{ kg/m}^3$	$\rho_{tube}$
$8800 \text{ kg/m}^3$	$\rho_{ap}$
$2500 \text{ kg/m}^3$	$\rho_c$
4.5	$a_4$
220	$a_3$
60	$a_2$
120	$a_1$
1	$b_3$
0.8	$b_2$
0.9	$b_1$
3500	$a_5$
15 years	$Y$
1.5	$\varphi$
0.47	$b_5$
1	$b_4$
0.85	$\eta_p$
4380 hours	$N_h$
$0.1 \text{ \$/kw}\cdot\text{h}$	$k_{el}$

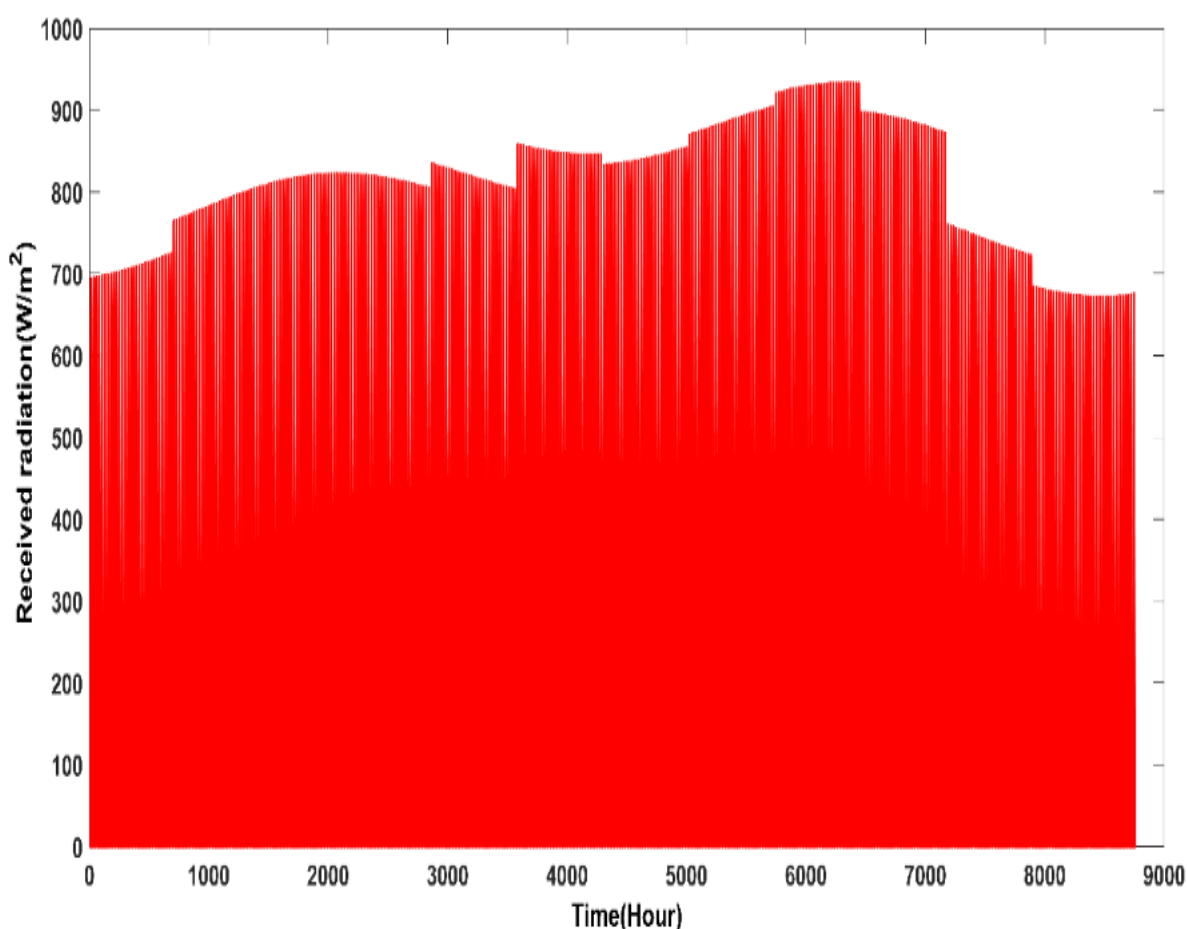
## ۳- یافته ها

## ۳-۱- نمودار تشعشع دریافتی ساعتی سالانه برای شهر رفسنجان و نمودار جبهه بهینه پارتو و مشخص کردن نقاط بهینه A, B, C و D

در این پژوهش به مدل سازی و بهینه سازی اقتصادی کالکتورهای خورشیدی آب گرم کن صفحه تخت و بررسی انتقال حرارت گذرا در آن ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک دو هدفه با مرتب سازی ناغالب در متلب پرداخته می شود. نکته ای باید در این جا یاد آوری شود این است که مدل سازی و بهینه سازی با تشعشع و دمای

هوای ثابت انجام نمی شود. یعنی مدل سازی و بهینه سازی با استفاده از تشعشع و مقدای دمای هوای متغیر در طول روز انجام می شود.

در نمودار (۱) تشعشع ساعتی سالانه، که توسط کالکتور خورشیدی با صفحه زاویه دار با زمین که در شهر رفسنجان استان کرمان، در عرض جغرافیایی  $30^\circ$  شمالی قرار دارد، آورده می شود. میانگین تشعشع دریافتی سالانه برای شهر رفسنجان، حدود  $253 \text{ W/m}^2$  می باشد.

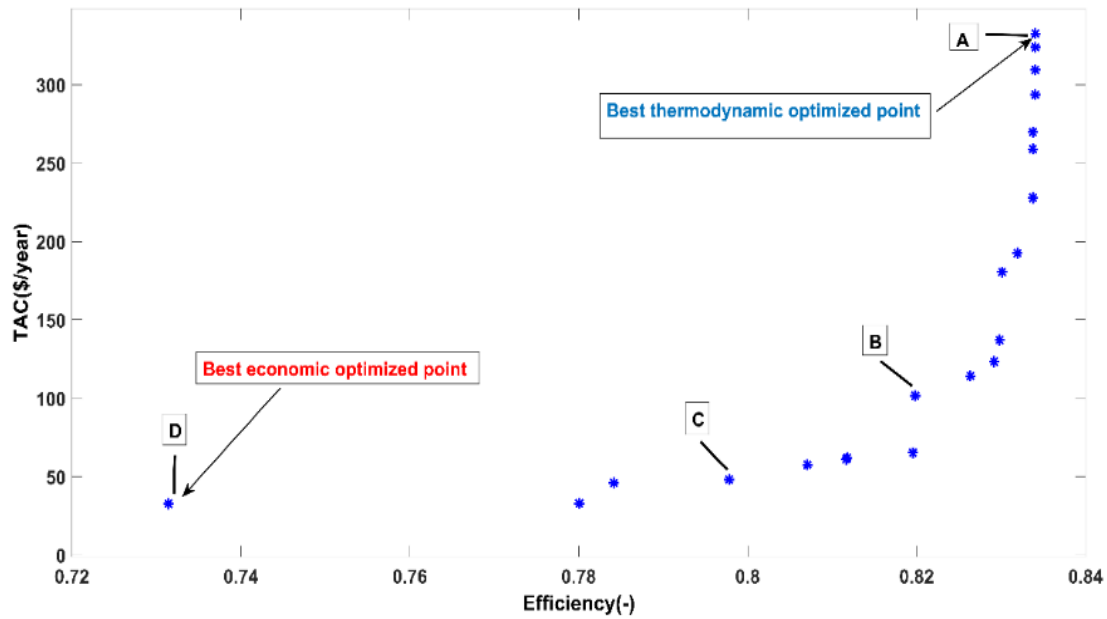


نمودار ۱ میزان تشعشع دریافتی ساعتی سالانه برای شهر رفسنجان

نسل برابر ۱۰ بیشتر ۲۰ ساعت زمان می برد که به همین علت تعداد تعداد نسل را کم انتخاب می شود.

در نمودار (۲) جبهه بهینه پارتو، برای توابع هدف بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه آورده می شود. بهینه سازی دو هدفه به این صورت می باشد که باید بازده ترمودینامیکی را بیشینه سازی و قیمت کل سالانه را کمینه سازی شود.

مورد مطالعه مدل سازی و بهینه سازی برای تعداد نسل برابر ۵ و تعداد کروموزوم ۱۲۰ می باشد. علت اینکه تعداد نسل کم می باشد، این است که با توجه به سنگینی برنامه و طولانی شدن آن به مقدار بسیار زیاد (بیش از ۲۴ ساعت) در رسیدن به همگرایی، تعداد نسل کم گرفته می شود. با توجه به اینکه این نوع الگوریتم از نوع الگوریتم ژنتیک دو هدفه می باشد. با توجه به ساختار الگوریتم های ژنتیک برای همین تعداد کروموزوم و تعداد



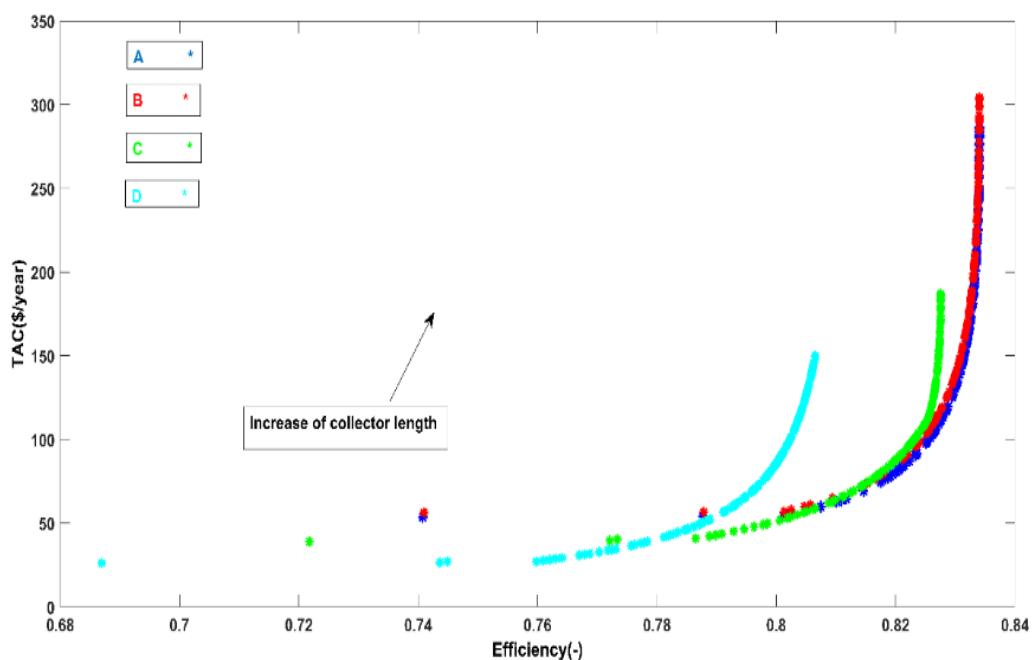
نمودار ۲ پارتو بهینه‌سازی دو هدفه بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه

بدست آمده است که در این بخش به تاثیر این چهار متغیر طراحی بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه پرداخته می‌شود. چنانچه تاثیر متغیر طراحی طول کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه برآورد شود، طول کالکتور از محدوده پایین تا محدوده بالا را می‌توان مجاز در نظر گرفت و سایر پارامترهای طراحی مانند عرض، تعداد لوله و قطر داخلی لوله را به عنوان پارامترهای ثابت در نظر گرفت.

تمام نقاط D و C, B, A هیچ برتری یا بدتری از نظر جبهه بهینه پارتو بر یکدیگر ندارند.

### ۲-۳- تاثیر متغیرهای طراحی بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه

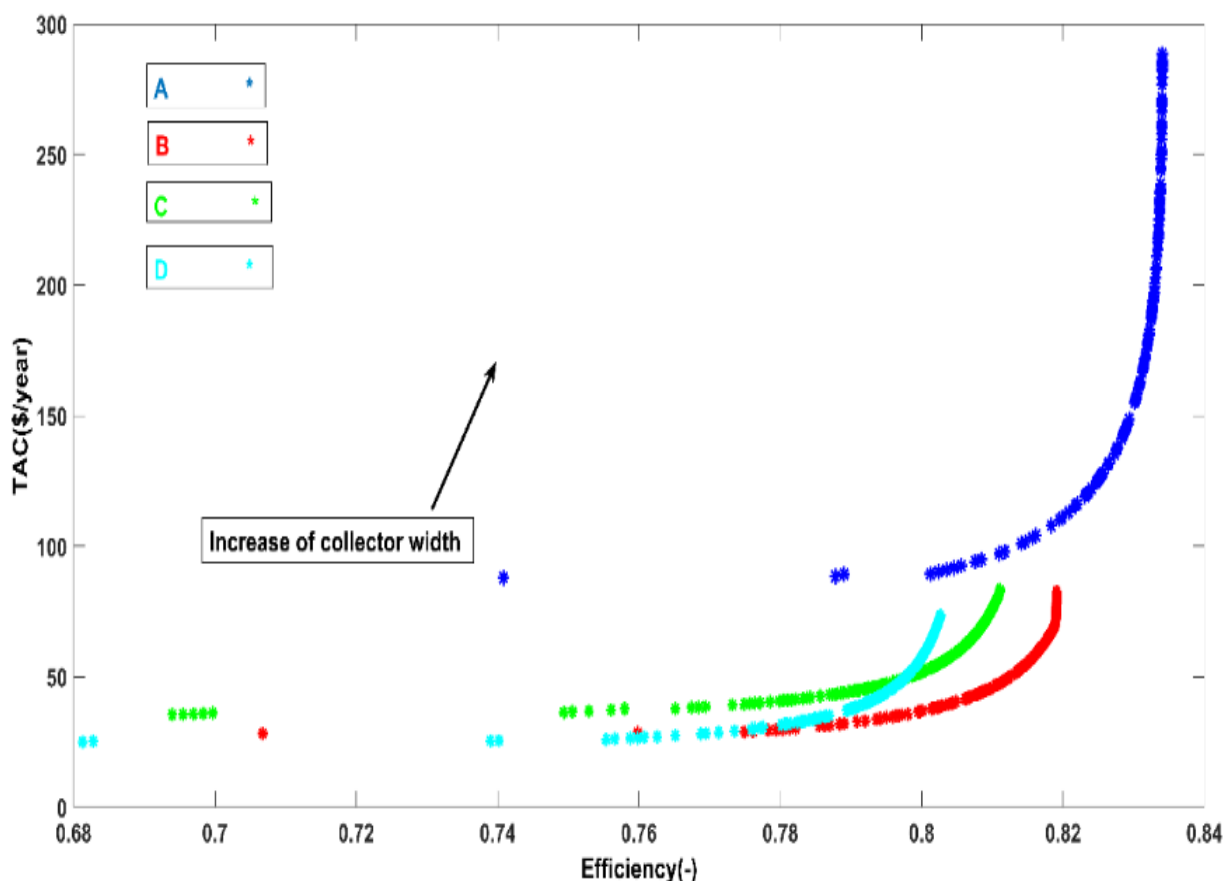
نتایج حاصل از این پژوهش با در نظر گرفتن طول، عرض، تعداد لوله و قطر داخلی لوله کالکتور به عنوان نقاط بهینه D و C, B, A



نمودار ۳ تاثیر افزایش متغیر طراحی طول کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه

بازده همین امر منجر به کاهش بازده ترمودینامیکی می‌شود. از طرفی دیگر افزایش طول کالکتور به معنای افزایش مواد مصرفی که باعث افزایش قیمت سرمایه گذاری و نیاز به یک پمپ قدرتی بیشتر برای جبران کردن اختلاف فشار بیشتر که همین امر منجر به قیمت بیشتر کارکرد و در نهایت منجر به افزایش قیمت کل سالانه می‌شود.

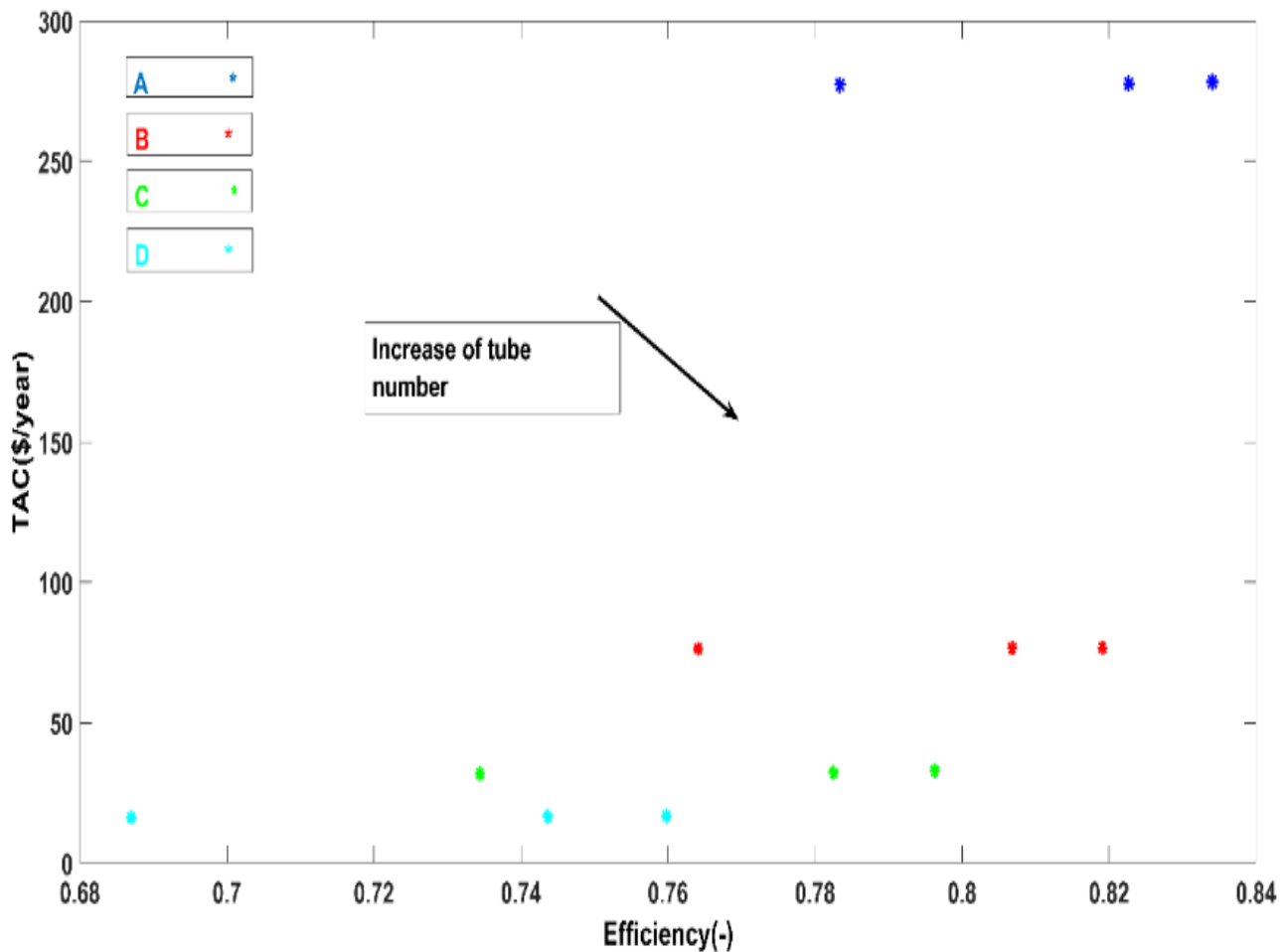
در نمودار (۳) تاثیر افزایش متغیر طراحی، طول کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه می‌باشد. با افزایش طول کالکتور، بازده ترمودینامیکی و قیمت سرمایه گذاری سالانه هر دو بدتر می‌شوند به این صورت که با افزایش طول کالکتور بازده کاهش می‌یابد و قیمت کل سالانه افزایش می‌یابد. با افزایش طول کالکتور، سرعت انتقال حرارت زیاد می‌شود و باتوجه به فرمول



نمودار ۴ تاثیر افزایش متغیر طراحی عرض کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه

لبه کاهش می‌یابد. نتایج عددی نشان می‌دهد که ضریب اتلاف کلی با افزایش عرض کالکتور افزایش می‌یابد در نتیجه نرخ انتقال گرما با افزایش عرض کالکتور بر اساس رابطه افزایش می‌یابد. از طرف دیگر حداکثر تشعشع دریافتی نیز با افزایش عرض کالکتور، افزایش می‌یابد. در عرض‌های کمتر کالکتور، نرخ زیاد شدن در انتقال حرارت بالاتر از حداکثر تابش دریافتی در حالی که برای عرض‌های بیشتر کالکتور، نرخ زیاد شدن در انتقال حرارت کمتر از حد اکثر تابش دریافتی می‌باشد. قیمت نیز افزایش یافته با افزایش یافتن مواد مورد نیاز کالکتور ولی قیمت کارکرد تغییر نمی‌کند ولی در نهایت قیمت کل افزایش می‌یابد چون قیمت سرمایه گذاری زیاد شده است.

در نمودار (۴) تاثیر افزایش عرض کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه را نشان داده می‌شود. همان طور که نشان داده می‌شود با افزایش عرض کالکتور، قیمت سرمایه گذاری سالانه افزایش می‌یابد. هم چنین بازده ترمودینامیکی نیز اول افزایش می‌یابد ولی سپس بازده ترمودینامیکی کاهش می‌یابد. با افزایش عرض کالکتور، فاصله بین لوله‌ها افزایش می‌یابد و به عنوان یک نتیجه بازده پره کاهش می‌یابد در حالی که تشعشع جذب شده افزایش یافته با افزایش سطح موثر کالکتور، علاوه بر این جملات، با افزایش عرض کالکتور، ضریب اتلاف بالایی کالکتور افزایش یافته با افزایش ضریب انتقال حرارت جابه جایی باد، در حالی که ضریب اتلاف

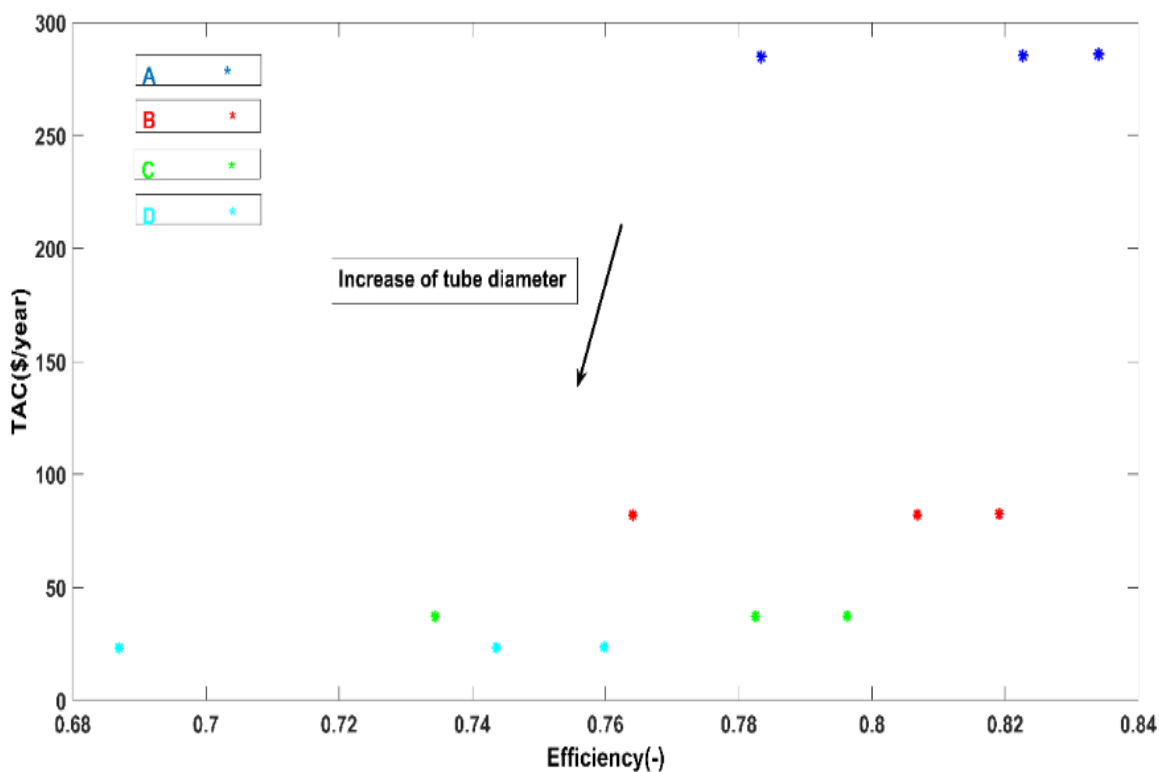


نمودار ۵ تاثیر افزایش متغیر طراحی تعداد لوله کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه

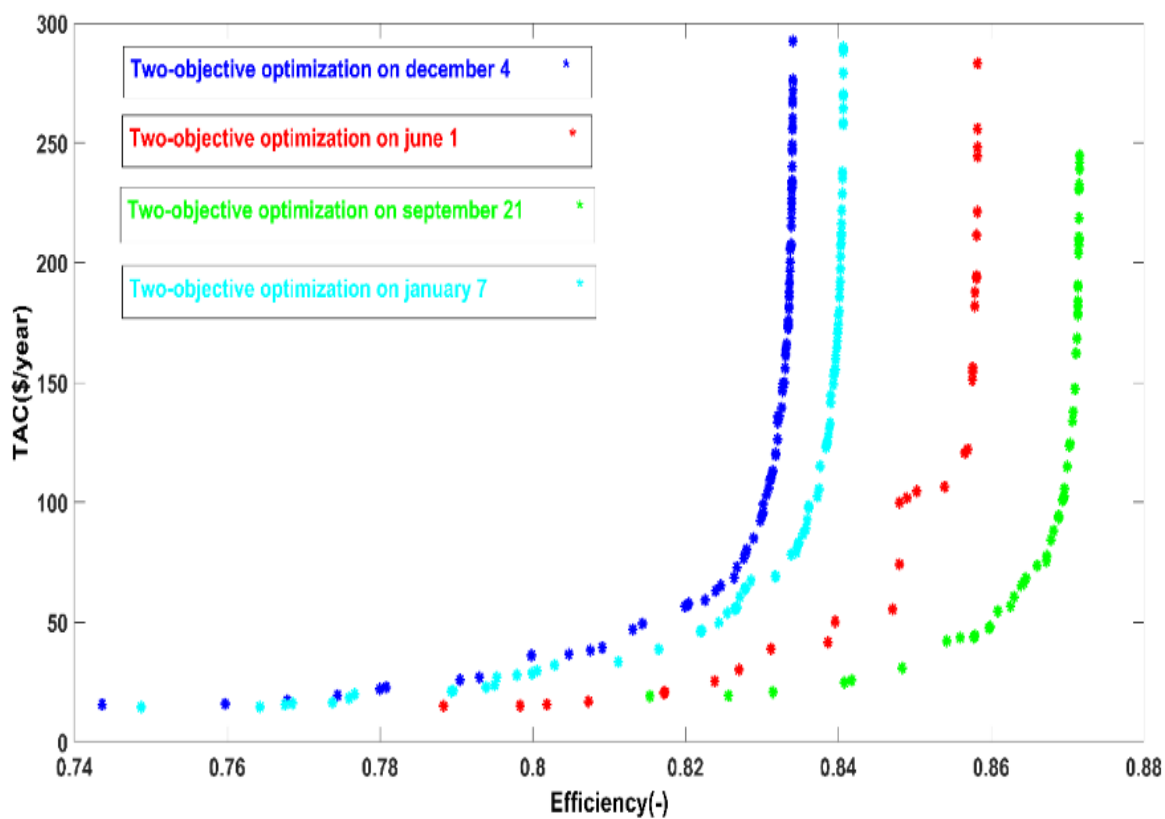
رینولدز ونرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد با افزایش تعداد لوله، توضیحاتی که در بالا ارایه شده منجر به رفتار افزایشی و کاهش بازده ترمودینامیکی می‌شود.

نمودار (۶) تاثیر متغیر طراحی قطر داخلی لوله بر بازده ترمودینامیکی و قیمت سرمایه گذاری سالانه را نشان می‌دهد. هم بازده و قیمت کل سالانه کاهش می‌یابد. افزایش قطر لوله و طیف وسیعی از قطر لوله در منطقه مجاز متغیر طراحی امکان پذیر نیست. پس تغییر قطر لوله منجر به تضاد بین توابع هدف می‌شود. با این حال به دلیل راه حل غیر ممکن، فقط مقادیر ممکن قطرها (کوچک‌ترین مقادیر) در نقاط بهینه انتخاب می‌شوند. عدد رینولدز با افزایش این متغیر طراحی کاهش می‌یابد که باعث کاهش ضریب انتقال حرارت، نرخ انتقال حرارت و بازده ترمودینامیکی می‌شود و به دلیل افت فشار کمتر (عدد رینولدز کمتر) و هزینه عملیاتی کمتر، منجر به کاهش قیمت کل سالانه نیز می‌شود.

نمودار (۵) تاثیر افزایش تعداد لوله بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه را نشان می‌دهد با افزایش تعداد لوله، قیمت کل سالانه کاهش می‌یابد در حالی که بازده ترمودینامیکی ابتدا افزایش می‌یابد و سپس کاهش می‌یابد. به این صورت که با افزایش تعداد لوله عدد رینولدز و به ترتیب افت فشار و هزینه عملیاتی کاهش می‌یابد و از طرف دیگر با افزایش تعداد لوله، هزینه سرمایه گذاری افزایش می‌یابد. روند کاهش قیمت کل سالانه برای مقادیر بالاتر تعداد لوله نشان می‌دهد که کاهش هزینه عملیاتی بیشتر از افزایش هزینه سرمایه گذاری به ویژه برای نقاط بهینه با بازده بالاتر است. افزایش تعداد لوله رفتار معکوس بر بازده دارد، برای محدوده کوچکی باعث افزایش بازده درحالی که برای محدوده دیگر باعث کاهش بازده می‌شود. به حقیقت وقتی فاصله بین لوله‌ها، با افزایش تعداد لوله‌ها کاهش می‌یابد نتیجه آن چنین است که راندمان باله یا صفحه جذب‌کننده افزایش می‌یابد و سرعت انتقال حرارت افزایش می‌یابد. از طرفی دیگر، ضریب انتقال حرارت جابجایی، عدد



نمودار ۶ تاثیر افزایش قطر داخلی کالکتور بر بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه



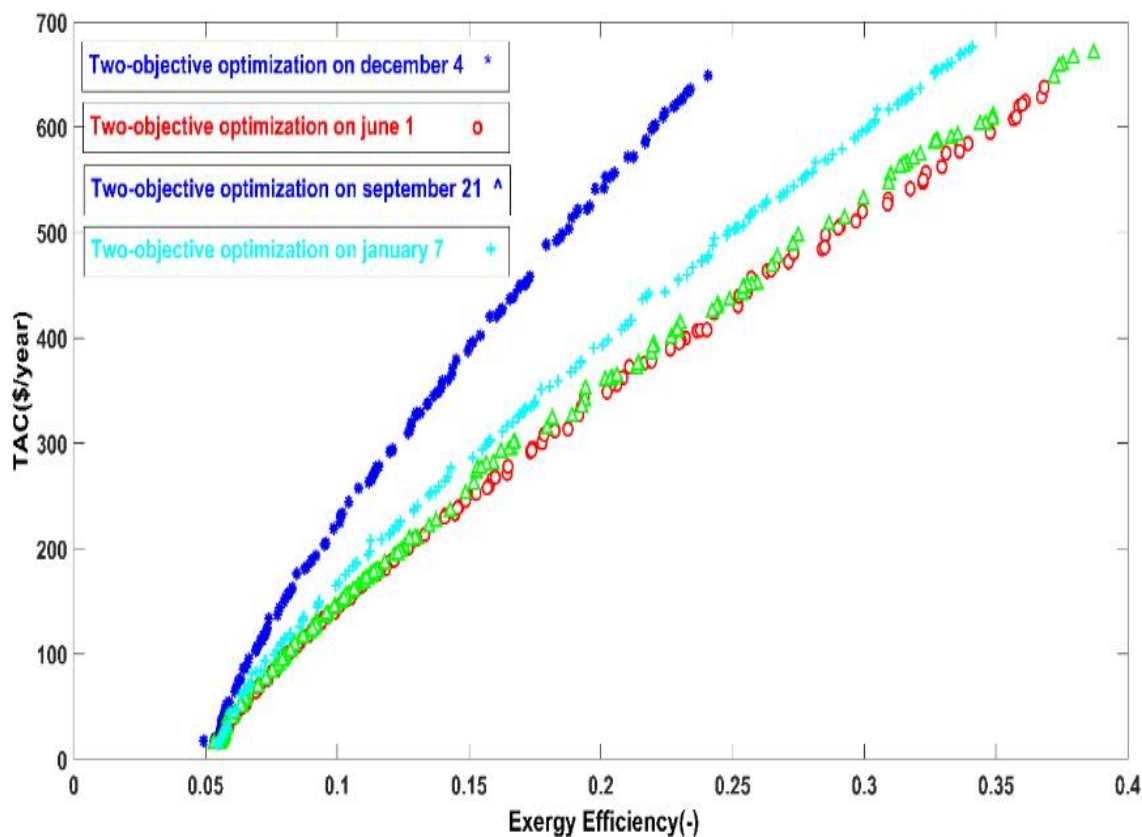
نمودار ۷ پارتو بهینه‌سازی دو هدفه بازده ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه برای چهار روز مختلف سال



روز ۲۱ سپتامبر با توجه که این نقاط جبهه بهینه پارتو از نظر قیمت کل سالانه با روزهای دیگر ماهها تفاوت ندارند ولی در روز ۲۱ سپتامبر بازه ترمودینامیکی با توجه به دیگر روزهای ماهها متفاوت می‌باشد و بازه ترمودینامیکی در ۲۱ سپتامبر به مقدارهای بیشتری دست پیدا می‌کند که این قابل انتظار می‌باشد با توجه به تشعشع و دمای هوا در روز ۲۱ سپتامبر و کمترین بازه ترمودینامیکی نیز متعلق به روز ۴ دسامبر می‌باشد که با توجه به تشعشع و دمای هوا در این روز، این نتیجه قابل انتظار است.

۳-۳- نمودارهای جبهه بهینه پارتو بهینه‌سازی دو هدفه بازه ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه وهمچنین بازه اکسرژی و قیمت کل سالانه برای چهار روز مختلف سال از نظر تشعشع و دمای هوا

در نمودار (۷) جبهه بهینه پارتو، بهینه‌سازی دو هدفه بازه ترمودینامیکی و قیمت کل سالانه برای چهار روز مختلف سال که با یک دیگر از نظر تشعشع و دمای هوا با یک دیگر تفاوت دارد، رسم می‌شود. همان طور که در شکل بالا دیده می‌شود در



نمودار ۸ پارتو بهینه‌سازی دو هدفه بازه اکسرژی و قیمت کل سالانه برای چهار روز مختلف سال

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله مدل‌سازی و بهینه‌سازی برای بدترین روزهای سال از نظر تشعشع انجام می‌شود که ۴ دسامبر و ۷ ژانویه می‌باشد که بهینه‌سازی برای نرخ جریان جرم  $0.200$  کیلوگرم بر ثانیه انجام می‌شود. با توجه به اینکه ماکسیمم دمایی که سیال در ۴ دسامبر و ۷ ژانویه به آن می‌رسد، به ترتیب بالای  $350$  کلوین ( $77$  درجه سانتی‌گراد) و بالای  $340$  کلوین ( $67$  درجه سانتی‌گراد) می‌باشد که دمای خروجی مطلوبی برای سیال کاری در

نمودار (۸) جبهه بهینه پارتو، بهینه‌سازی دو هدفه بازه اکسرژی و قیمت کل سالانه می‌باشد که برای چهار روز مختلف سال که دارای تشعشع و دمای هوا متفاوت است رسم می‌شود. همان طور که انتظار می‌رود دو روز ۱ ژوئن و ۲۱ سپتامبر به بیشترین بازده‌های اکسرژی نسبت به دو روز ۴ دسامبر و ۷ ژانویه دست پیدا می‌کنند و ۴ دسامبر با توجه به شرایط تشعشع و دمای هوا، به مقدارهای کمتری از بازه اکسرژی دست پیدا می‌کند. قیمت کل سالانه این چهار روز مختلف سال نیز تفاوت زیادی ندارد.

- [10] Becker, Manfred, P.C. Klimas, J. M. Chavez, G.J. Kolb, and W. Meinecke, Second generation central receiver technologies (1993).
- [11] Maddi Organi, V., Khadam Hosseini, H., Mathematical modeling of a solar water heater in Isfahan city and comparison of modeling results with experimental results, *the first annual clean energy conference*, Kerman, Iran, (2019). (in Persian)
- [12] Tanzeen, S., Graham, L., Morrison, Gary Rosengarten, Thermal performance of a novel rooftop solar micro-concentrating collector, *Solar Energy*, Vol. 86, No. 7, pp. 1992–2000, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.04.002>, (2012).
- [13] Rodríguez-Hidalgo, M.C., Rodríguez-Aumente, P.A., Lecuona, A., Gutiérrez-Urueta, G.L., Ventas, R., Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 14–15, pp. 2394–2404, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.003>, (2011).
- [14] Ya-Ling, H., Jie, X., Ze-Dong, C., Yu-Bing, T., A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector, *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 3, pp. 976–985, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.017>, (2011).
- [15] Damir, D., Mladen, A., Numerically assisted analysis of flat and corrugated plate solar collectors thermal performances, *Solar Energy*, Vol. 86, pp. 2416–2431, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.016>, (2012).
- [16] Rakesh Kumar, M., A. Rosen, Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1764–1768, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.007>, (2010).
- [17] Tajdaran, S., Bonatesta, F., Ogden, R., Kendrick, C., Use of CFD modelling for transpired solar collectors and associated characterization of multi-scale airflow and heat transfer mechanisms, *Energy Procedia*, Vol. 78, pp. 2238–2234, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.344>, (2015).
- [18] Rahman, M.M., Saha, S. Mojumder, S., Naim, A.G., Saidur, R., Ibrahim, Talaat A., Effect of Sine-squared thermal boundary condition on augmentation of heat transfer in a triangular solar collector filled with different nanofluid, *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 68, pp. 53–74, DOI:
- این شرایط بد می باشد است. نتیجه گرفته می شود، بهینه سازی که برای شرایط بد جواب می دهد، قطعاً برای شرایط بهتر از نظر تشعشع و دما هوا بهتر جواب می دهد.
- مدل سازی و بهینه سازی ترمودینامیکی اقتصادی انواع دیگر کالکتورهای خورشیدی و مقایسه نتایج آنها با یک دیگر و مدل سازی و بهینه سازی فنی اقتصادی کالکتورهای صفحه تخت با تغییر دادن شرایط مسئله مثلاً تغییر دادن توابع هدف، متغیرهای طراحی و قيود پیشنهاد می شود.

## ۵- مراجع

- [1] Iranian New Energy Organization (SANA) (2010). <http://www.sun.org.ir>. (in Persian)
- [2] Martinopoulos, G., Missirlis, D., CFD modeling of a polymer solar collector, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 1499–1508, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.01.004>, (2010).
- [3] Anderson, B., *Solar energy: fundamentals in building design*, (1977).
- [4] Stine, W.B., Power from the sun: principles of high temperature solar thermal technology, *Solar Energy Research Inst.*, Golden, CO (USA), pp. (1987).
- [5] Kalogirou, S.A., *Solar energy engineering: processes and systems*, Academic Press, DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374501-9.X0001-5>, (2013).
- [6] Kalogirou, S., The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy*, Vol. 76, No. 4, pp. 337–361, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9), (2003).
- [7] Kontinen, P., Lund, P., Kilpi, R., Mechanically manufactured selective solar absorber surfaces, *Solar energy materials and solar cells*, Vol. 79, No. 3, pp. 273–283, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0927-0248\(02\)00411-7](https://doi.org/10.1016/S0927-0248(02)00411-7), (2003).
- [8] Wackelgard, E., Niklasson, G., Granqvist, C., *Selectively solar-absorbing coatings*, *Solar Energy: The State of the Art*, J. Gordon, Ed., James & James Ltd., London, pp. 109–144, (2001).
- [9] Pitz-Paal, R., *Concentrating solar technologies: the key to renewable electricity and process heat for a wide range of applications. In Proceedings of the World Renewable Energy Congress VII on CD-ROM*, Cologne, Germany, (2002).

- [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00142-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00142-X), (1999).
- [23] Minn, M.A., Ng, K.C., Khong, W.H., Melvin, T., A distributed model for a Tedlar-foil flat plate solar collector, *Renewable Energy*, Vol. 27, pp. 507-523, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00175-6](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00175-6), (2002).
- [24] Duffy, J., Beckman, W., *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wiley & sons, New York. (1991).
- [25] Lee, P.S., Garimella, S.V., Liu, D., Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* Vol. 48, pp. 1688–1704, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019>, (2005).
- [26] Mitchell, J.W., Heat transfer from spheres and other animal forms, *Biophys. J.* Vol. 16, pp. 561–569, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0006-3495\(76\)85711-6](https://doi.org/10.1016/S0006-3495(76)85711-6), (1976).
- <https://doi.org/10.1080/10407790.2014.992058>, (2015).
- [19] Bahrehmand, D., Ameri, M., Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection, *Renewable Energy*, Vol. 74, pp. 357-368, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.028>, (2015).
- [20] Baughn, J.W., Young, M.F., The calculated performance of a solar hot water system for a range of collector flow rates, *Solar Energy*, Vol. 32, pp. 303-305, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(84\)80048-1](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(84)80048-1), (1984).
- [21] Oliva, A., Costa, M., Numerical simulation of solar collectors the effect of nonuniform and nonsteady state or the boundary conditions, *Solar Energy*, Vol. 5, pp. 359–373, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(84\)80048-1](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(84)80048-1), (1991).
- [22] Hilmer, F., Vajen, Ratka, A., Ackermann H., Fuhs, W., Melsheimer, O., Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate, *Solar Energy*, Vol. 65, pp. 305–321, DOI: