



## بررسی عملکرد حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی در اثر کاربرد هوا به عنوان سیال عامل

ریحانه لونی<sup>۱</sup>، برات قبادیان<sup>۲</sup>، عزت اله عسکری اصلی ارده<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>فارغ التحصیل مقطع دکتری تخصصی، دانشگاه محقق اردبیلی، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [rioni@uma.ac.ir](mailto:rioni@uma.ac.ir)

<sup>۲</sup>عضو هیئت علمی دانشگاه تربیت مدرس، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [ghobadianb@modares.ac.ir](mailto:ghobadianb@modares.ac.ir)

<sup>۳</sup>عضو هیئت علمی دانشگاه محقق اردبیلی، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [ezzataaskari@uma.ac.ir](mailto:ezzataaskari@uma.ac.ir)

### چکیده

کاربرد انرژی تجدید پذیر به عنوان منبع تأمین انرژی الکتریسته مورد نیاز بشر به عنوان یک موضوع مهم مطرح می‌باشد. انرژی خورشیدی یکی از مهمترین انواع انرژی تجدید پذیر بشمار می‌رود. گردآورنده‌های خورشیدی به طور کلی به دو نوع گردآورنده‌های تخت که دارای مساحت ورودی و جاذب یکسان بوده، و گردآورنده‌های متمرکز کننده که دارای مساحت کمتر جاذب نسبت به مساحت ورودی تابش خورشیدی هستند، تقسیم می‌شوند. گردآورنده بشقابی یکی از انواع گردآورنده‌های متمرکز کننده است که کل تابش خورشیدی وارد شده به گردآورنده را، در نقطه کانونی متمرکز می‌کند. در پژوهش پیش رو، متمرکز کننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. در سیستم مورد بررسی، هوا به عنوان سیال عامل بکار برده شده است. هدف پژوهش پیش‌رو، بررسی عددی عملکرد حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی است. در طی این مطالعه، دمای ورودی سیال عامل در بازه  $50^{\circ}\text{C}$  تا  $500^{\circ}\text{C}$  می‌باشد. نتایج نشان داد که در اثر افزایش دمای ورودی سیال عامل، بازه حرارتی و حرارت جذب شده توسط سیال عامل کاهش می‌یابند. همچنین نتایج نشان داد که با افزایش دمای ورودی سیال عامل، دمای سطح لوله داخلی دریافت کننده افزایش می‌یابد. این ویژگی بیانگر مناسب بودن کاربرد دریافت کننده حفره‌ای به عنوان منبع حرارتی سیکل برایتون می‌باشد. در نهایت در طی پژوهش پیش رو، توزیع دمای سطح، حرارت جذب شده و دمای خروجی هوا در طول لوله دریافت کننده ارائه شده است.

کلمات کلیدی: دریافت کننده حفره‌ای مکعبی، هوا، توزیع دمای سطح و حرارت جذب شده در طول لوله

## Thermal Performance Investigation of Cubical Cavity Receiver with Application of Air as Working Fluid

Reyhaneh Loni<sup>1</sup>, Barat Ghobadian<sup>2</sup>, Ezzatollah Askari Asli-Ardeh<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Ph.D. graduated student, University of Mohaghegh Ardabili, Department of Biosystems Engineering,

[rioni@uma.ac.ir](mailto:rioni@uma.ac.ir)

<sup>2</sup>Facularity member, University of Tarbiat Modares, Department of Biosystems Engineering,

[ghobadianb@modares.ac.ir](mailto:ghobadianb@modares.ac.ir)

<sup>3</sup>Facularity member, University of Mohaghegh Ardabili, Department of Biosystems Engineering,

[ezzataaskari@uma.ac.ir](mailto:ezzataaskari@uma.ac.ir)

### ABSTRACT

Application of renewable energy as a source of providing electricity for human required, is presented as an important global subject. Solar energy is accounted as one of the important kind of the renewable energy. Solar collectors are generally divided two types. The first type has a equal area for the aperture, and absorber, whereas in the second type, absorber has a lower area compared to the aperture area. Dish collector is a kind of concentrator



collectors that all of the incoming solar radiation is concentrated at the dish focal point. In the current research, the dish collector using a cubical cavity receiver is considered. Air is used as the working fluid in the investigated solar system. The aim of this study is thermal performance investigation of the dish concentrator with the cubical cavity receiver. During the study, the working fluid inlet temperature varied in the range of 50°C to 500°C. The results reveal that the thermal efficiency and cavity heat gain decrease by increasing inlet temperature. Also, the results show that the cavity surface temperature increases by increasing the solar working inlet temperature. This issue reveals that cavity receiver with higher inlet temperature is appropriate for application of the cubical cavity receiver as the heat source of a Bryton cycle. Finally, distribution of cavity surface temperature and cavity heat gain are presented along the cavity tube.

**Keywords:** Cubical cavity receiver; Air; distribution of cavity surface temperature, and cavity heat gain.

## ۱- مقدمه

گردآورنده‌های بشقابی سهموی خورشیدی، اشعه تابش خورشید را در نقطه کانونی گردآورنده بشقابی متمرکز می‌کنند. از این انرژی خورشیدی متمرکز شده در نقطه کانونی می‌توان برای کاربردهای دما- بالا استفاده نمود؛ بنابراین یکی از روش‌های اصلی تبدیل انرژی خورشیدی به حرارت دما- بالا، کاربرد گردآورنده سهموی بشقابی است ( Burgess, Scott, & Pye, 2008; Riveros-Rosas, Sánchez-González, Arancibia-Bulnes, & Estrada, 2011). دریافت کننده‌های گردآورنده بشقابی به دریافت کننده‌های خارجی و حفره‌ای شکل تقسیم بندی می‌شود. دریافت کننده حفره‌ای دارای یک ورودی در سطح جلویی دریافت کننده است، که تابش خورشید متمرکز شده در نقطه کانونی از طریق آن وارد محفظه داخلی دریافت کننده حفره‌ای می‌شود. تابش خورشیدی وارد شده به دیواره‌های داخلی دریافت کننده حفره‌ای برخورد می‌کند. در نتیجه بازتابش‌های مکرر اشعه خورشیدی وارد شده به دریافت کننده حفره‌ای، حداکثر انرژی خورشید توسط دیواره‌های داخلی دریافت کننده و سیال عامل خورشیدی جذب می‌شود ( Sparrow & Cess, 1978). محققان در پژوهشی در سال ۲۰۱۱، دریافت کننده حفره‌ای شکل را به عنوان بهترین و پر بازده‌ترین دریافت کننده برای متمرکز کننده خورشیدی بشقابی بررسی کردند (Avila-Marin, 2011). به طور کلی دریافت کننده حفره‌ای دارای بازده حرارتی بالاتری نسبت به دریافت کننده‌های خارجی هستند (Günther, Shahbazfar, Fend, & Hamdan). دریافت کننده‌های حفره‌ای شکل دارای مزایای متعددی از جمله سادگی و کم هزینه بودن ساخت و نگهداری آن‌ها و همچنین بازده حرارتی بالا می‌باشند (Le Roux, Bello-Ochende, & Meyer, 2014). در نتیجه همانطور که در بالا نیز اشاره شد، کاربرد دریافت کننده‌های حفره‌ای شکل به علت بازده حرارتی بالا در گردآورنده‌های بشقابی توصیه می‌گردد. بر اساس پژوهش‌های صورت گرفته، بازده حرارتی دریافت کننده‌های گردآورنده بشقابی با استفاده از آنالیز عددی معادلات انتقال حرارت در دریافت کننده می‌تواند تخمین زده شود. از طرفی با استفاده از آنالیز عددی، نحوه‌ی انتقال حرارت دریافت کننده‌های حفره‌ای می‌توان بهینه‌سازی ابعادی دریافت کننده‌ها را انجام داد ( Ben-Zvi & Karni, 2007; Bertocchi, Karni, & Kribus, 2004; He, Cheng, Cui, Li, & Li, 2012; Reynolds, Jance, Behnia, & Morrison, 2004; Yang, Yang, Ding, Shao, & Fan, 2012). بنابراین بررسی‌های آزمایشگاهی و تئوری زیادی روی سیستم گردآورنده خورشیدی با دریافت کننده حفره‌ای انجام شده است ( Harris & Lenz, 1985; Hogan, Diver, & Stine, 1990; Kaushika & Reddy, 2000; Le Roux et al., 2014; Qiu et al., 2015). محققان در پژوهشی در سال ۱۹۸۵ مکانیسم تلفات حرارت یک سیستم گردآورنده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای را آنالیز کردند. همچنین در این پژوهش، پروفایل‌های توان تولید شده در دریافت کننده‌ها با اشکال مختلف بر اساس تغییر زاویه متمرکز کننده بشقابی، مورد بحث قرار گرفتند (Harris & Lenz, 1985). در تحقیقی در سال ۱۹۹۰ نتایج مدل‌سازی عددی و تجربی دریافت کننده حفره‌ای چند ضلعی با طراحی جدید با هم مورد مقایسه قرار گرفتند (Hogan et al., 1990). محققان در تحقیق در سال ۲۰۱۳، یک فرآیند سریع به منظور بهینه‌سازی سیستم گردآورنده بشقابی سهموی برای بدست آوردن بیشترین بازده تبدیل انرژی خورشیدی به انرژی حرارتی پیشنهاد کردند (Huang, Huang, Hu, & Chen, 2013). محققان در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۱۳، یک تابع ریاضیاتی را به منظور پیش بینی عملکرد حرارتی متمرکز کننده خورشیدی بشقابی با دریافت کننده تخت یا حفره‌ای شکل، بررسی کردند. آن‌ها ابعاد دریافت کننده و زاویه قرارگیری آن را به منظور بدست آوردن بیشترین بازده حرارتی با کمترین تلفات حرارتی و تلفات نوری متمرکز کننده، بهینه‌سازی کردند (Li, Huang, Huang, Hu, & Chen, 2013). در پژوهشی در سال ۲۰۱۴ پژوهشگران یک دریافت کننده خورشیدی حفره‌ای شکل لوله‌ای را به منظور بدست آوردن هوای دما بالا برای یک توربین گازی کوچک طراحی و مورد آزمایش قرار دادند (Xiao et al., 2014). همچنین پژوهشگران در تحقیقی در سال ۲۰۱۵ به صورت عددی و آزمایشگاهی، نرخ جریان حجمی و الگوی جریانی سیال در یک گردآورنده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای شکل را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که عملکرد حرارتی دریافت کننده در حالت جریان از پایین به بالا بهتر از



جریان بالا به پایین سیال عامل است (Qiu et al., 2015).

با توجه به پیشینه پژوهش ارائه شده مشخص می‌شود که کاربرد هوا به عنوان سیال عامل متمرکز کننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای مکعبی به عنوان یک ایده کاربردی مطرح است. تا کنون در ارتباط با بررسی عددی کاربرد هوا با تغییرات دمای ورودی به عنوان سیال عامل دریافت کننده حفره‌ای مکعبی و نحوه توزیع دمای سطح گزارشی مشاهده نشده است. در پژوهش پیش رو، متمرکز کننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. در سیستم مورد بررسی، هوا به عنوان سیال عامل بکار برده شده است. هدف پژوهش پیش‌رو، بررسی عملکرد حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی در اثر تغییر دمای ورودی سیال عامل می‌باشد. نتایج این پژوهش برای کاربرد دریافت کننده حفره‌ای مکعبی به عنوان منبع حرارتی سیکل برایتون می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

## ۲- بخش مواد و روش‌ها

متغیرهای مختلفی بر نحوه توزیع دما و نرخ انتقال حرارت در طول یک دریافت کننده حفره‌ای تاثیر گذارند. این فاکتورها را می‌توان به متغیرهای وابسته به هندسه و متغیرهای وابسته به دما تقسیم بندی کرد (Le Roux et al., 2014). متغیرهای وابسته به هندسه شامل مشخصات نوری گردآورنده خورشیدی و دریافت کننده حفره‌ای می‌شوند. این مشخصات شامل ضریب انعکاس گردآورنده خورشیدی، ضریب جذب دریافت کننده حفره‌ای، خطای ردیاب گردآورنده و خطای نوری گردآورنده می‌باشد. متغیرهای وابسته به هندسه در یک گردآورنده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای را می‌توان با استفاده از نرم افزار SolTrace مدل‌سازی و بررسی کرد. در بخش اول مدل‌سازی حرارتی دریافت کننده، مدل‌سازی نوری دریافت کننده حفره‌ای با استفاده از نرم افزار SolTrace ارائه شد. برای جزئیات بیشتر مربوط به مدل‌سازی نوری دریافت کننده مکعبی به مقاله منتشر شده از همین نویسندگان در سال ۲۰۱۶ مراجعه شود (Loni, Kasaeian, Asli-Ardeh, Ghabadian, & Le Roux, 2016). بازده نوری دریافت کننده حفره‌ای مدل سازی شده در نرم افزار SolTrace با استفاده از فرمول (۱) قابل محاسبه است (Le Roux et al., 2014):

$$\eta_{optical} = \frac{\text{انرژی جذب شده توسط دیوارهای دریافت کننده (W)}}{\text{کل انرژی تابشی دریافت شده توسط گردآورنده (W)}} \quad (1)$$

در حقیقت بازده نوری به صورت میزان حرارت جذب شده بوسیله دریافت کننده به میزان انرژی خورشیدی وارد شده به گردآورنده خورشیدی تعریف می‌شود.

از طرفی متغیرهای وابسته به دما در یک دریافت کننده حفره‌ای شامل تلفات حرارتی تابشی، همرفتی و رسانایی می‌شود. بررسی این فاکتورها با استفاده از بررسی معادله‌های انتقال حرارت حاکم بر دریافت کننده حفره‌ای مکعبی انجام می‌شود. در نتیجه در بخش دوم مدل‌سازی حرارتی پژوهش پیش روی، به ارائه معادله‌های انتقال حرارت حاکم بر دریافت کننده حفره‌ای مکعبی پرداخته خواهد شد. در نهایت از نرم افزار Maple جهت کدنویسی معادله‌های انتقال حرارت حاکم بر دریافت کننده مورد بررسی، استفاده شد.

مدل‌سازی حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی بر اساس معادله‌های انتقال حرارت حاکم بر آن‌ها به صورت کدنویسی در نرم افزار Maple انجام شد. تلفات حرارتی دریافت کننده شامل تلفات حرارتی تابشی، همرفتی و رسانایی می‌باشد. لازم به ذکر است که دریافت کننده‌ها با لایه‌ای از عایق حرارتی به منظور کم کردن تلفات حرارتی پوشیده شده‌اند.

نرخ انتقال حرارت خالص در دریافت کننده حفره‌ای با استفاده از فرمول زیر عبارت است از (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}^* - \dot{Q}_{loss,cond} - \dot{Q}_{loss,rad} - \dot{Q}_{loss,conv} \quad (2)$$

درحالی که بازده حرارتی دریافت کننده‌ها به صورت مقدار حرارت دریافتی توسط سیال عامل به میزان تابش خورشیدی ورودی به گردآورنده خورشیدی به شکل فرمول‌های زیر تعریف می‌شود (Le Roux et al., 2014):

$$\eta_{rec} = \dot{Q}_{net} / \dot{Q}_{solar} = [\dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})] / \dot{Q}_{solar} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{solar} = \frac{I \pi D_{conc}^2}{4} \quad (4)$$

در ادامه روابط مربوط به تلفات حرارتی رسانایی، همرفتی و تابشی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی بیان می‌گردند.

نرخ تلفات حرارتی رسانایی از دریافت کننده حفره‌ای مورد بررسی در ای پژوهش به وسیله معادله (۵) بدست می‌آید (Yunus & AFSHIN, 2007). در این مدل‌سازی، سرعت میانگین باد برابر با ۲/۱ متر بر ثانیه، میانگین دمای محیط برابر با ۳۰ درجه سلسیوس و فشار محیط ۸۴ کیلو پاسکال برای



شهر تهران، در نظر گرفته شد. قابل ذکر است که در مرحله اول بهینه سازی ابعادی، دمای سطح برابر با ۲۰۰ درجه سلسیوس به منظور بهینه سازی مساحت ورودی دریافت کننده، در نظر گرفته شد. از طرفی فرض شد که از پشم سنگ با ضخامت ۲ سانتی متر و ضریب رسانندگی ۰/۰۶۲ W/m.K به منظور عایق بندی حرارتی سطوح خارجی دریافت کننده استفاده شده است.

$$\dot{Q}_{loss,cond} = A(T_{s,Ave} - T_{\infty})/R_{total} = (T_{s,Ave} - T_{\infty}) / \left( \frac{1}{h'_{outer}A} - t_{ins}/k_{ins}A \right) \quad (5)$$

تلفات حرارتی تابشی کل از ورودی کننده مکعبی می تواند بوسیله معادله زیر محاسبه گردد (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{loss,rad} = \varepsilon \sigma A_{ap} (T_{s,Ave}^4 - T_{\infty}^4) \quad (6)$$

در پژوهش پیش روی، ضریب پخش سطح دریافت کننده برابر با ۰/۲ در نظر گرفته شده است. معادله زیر در مرحله اول بهینه سازی مساحت ورودی دریافت کننده مورد استفاده قرار گرفت. از سوی دیگر، ضریب دید سطوح داخلی دریافت کننده لوله ای، زمانی که پروفایل دمایی آن می خواهد تعیین شود، دارای اهمیت است. در نتیجه جهت محاسبه پروفایل دمایی و حرارت خالص دریافتی در امتداد لوله داخلی معادله (۷-۲) جهت تلفات تابشی در نظر گرفته شد (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{loss,rad,n} = A_n \sum_{j=1}^N F_{n-j} (\varepsilon_n \sigma T_{s,n}^4 - \varepsilon_j \sigma T_{s,j}^4) \quad (7-2)$$

برای تعیین تلفات حرارتی همرفتی از داخل دریافت کننده مکعبی، مدل های تلفات حرارتی کمی برای مورد خاص دمایی مورد بررسی در این مطالعه قابل دسترس هستند. بر اساس مقاله (Yunus & AFSHIN, 2007)، انتقال حرارت برای ترکیب تلفات حرارتی همرفتی طبیعی و اجباری در یک دریافت کننده مکعبی برای دریافت کننده مکعبی بر اساس فرمول های زیر عبارتند از:

$$Nu_{overall} = Nu_{natural} (1 + c'(Re/Gr^{1/2})^d) \quad (8)$$

$$Nu_{natural} = aGr^b \quad (9)$$

$$h' = \frac{Nu_{overall} \cdot k}{L} \quad (10)$$

لازم به ذکر است که همه ویژگی های هوا به منظور مدل سازی در دمای محیط در نظر گرفته شدند، در حالی که L برابر با عمق دریافت کننده مکعبی می باشد. از طرفی بر اساس مقالات (Pavlović & Penot, 1991; Wu, Xiao, Cao, & Li, 2010) مقادیر متغیرهای a', b', c', d' به ترتیب با ۰/۰۶۰۵، ۰/۳۱۶، ۰/۷۰۵ و ۰/۸۴۲ برابر هستند.

نرخ تلفات حرارتی همرفتی از سطح ورودی دریافت کننده مکعبی بوسیله معادله زیر محاسبه می شود، در حالی که A<sub>total</sub> مساحت کل سطح داخلی دریافت کننده می باشد (Yunus & AFSHIN, 2007).

$$\dot{Q}_{loss,conv} = h' A_{total} (T_{s,Ave} - T_{\infty}) \quad (11)$$

روش محاسبه عملکرد حرارتی دریافت کننده در شرایط مختلف مورد بررسی بوسیله تقسیم بندی لوله داخلی دریافت کننده به اجزای کوچکتر و حل همزمان معادلات حرارت خالص دریافتی و معادله انتقال حرارت همرفتی سیال عامل درون دریافت کننده، انجام پذیرفت. به همین منظور، معادلات حرارت خالص دریافتی توسط سیال عامل به صورت زیر تعریف شد:

$$\dot{Q}_{net,n} = \dot{Q}_{n}^* - \dot{Q}_{loss,rad,n} - \dot{Q}_{loss,conv,n} - \dot{Q}_{loss,cond,n} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{net,n} = \dot{Q}_{n}^* - A_n \varepsilon_n \sigma (T_{s,n}^4) + A_n \sum_{j=1}^N F_{n-j} \varepsilon_j \sigma (T_{s,n}^4) - A_n \varepsilon_n \sigma F_{n-\infty} T_{\infty}^4 - A_n (m_2 T_{s,n} + c_2) - \frac{A_n}{R_{cond}} (T_{s,n} - T_{\infty}) \quad (13)$$

که در حقیقت میزان حرارت خالص دریافتی توسط هریک از بخش بندی های لوله داخلی دریافت کننده است، و n میزان انرژی تابشی دریافتی توسط هریک از بخش بندی های لوله داخلی دریافت کننده است که بوسیله گردآورنده بشقابی در نقطه کانونی گردآورنده متمرکز شده است.



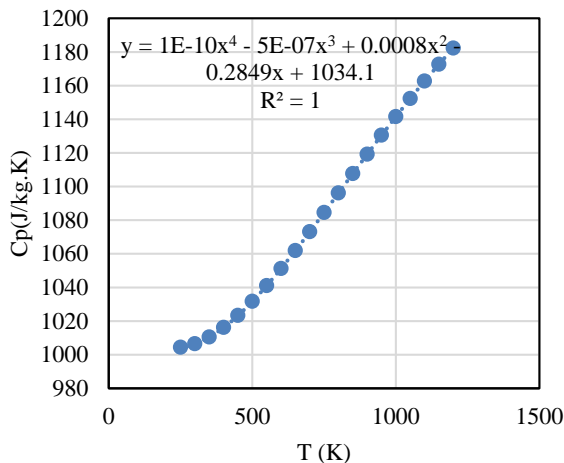
## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



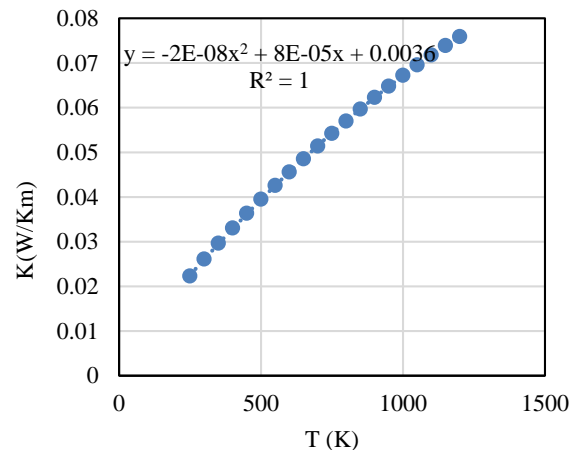
میزان  $\dot{Q}_n^*$  برای هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده با استفاده از نرم افزار SolTrace و با اعمال متغیرهای مختلف سیستم خورشیدی از جمله مقادیر ضریب انعکاس گردآورنده، ضریب جذب دریافت کننده، خطای ردیاب دریافت کننده و ... محاسبه شد. از طرفی مقادیر  $\dot{Q}_{loss,cond,n}$  و  $\dot{Q}_{loss,con,n}$  به ترتیب میزان تلفات حرارتی تابشی، همرفتی و رسانایی از دریافت کننده به محیط بیرون هستند که در بخش معادله‌های حرارتی کلیه‌ی معادله‌های اشاره شده با جزئیات مورد بررسی و تعریف قرار گرفته‌اند. در معادله‌های بالا، مقادیر  $T_{s,n}$  و  $\dot{Q}_{net,n}$  که به ترتیب میزان حرارت خالص دریافتی و دمای سطح برای هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده هستند، در حقیقت مجهول‌های مدل‌سازی می‌باشند که با محاسبه‌ی این مقادیر پروفایل دمای سطح و میزان حرارت دریافتی در امتداد لوله داخلی دریافت کننده بدست می‌آیند. برای محاسبه‌ی دو مجهول بالا در امتداد لوله داخلی دریافت کننده نیاز به تعریف یک معادله‌ی دیگر به منظور برابری تعداد معادله‌ها و مجهول‌ها و در نتیجه امکان حل مجهول‌ها مسئله، است. به همین منظور معادله همرفتی درون لوله دریافت کننده به صورت زیر تعریف می‌شود (Yunus & AFSHIN, 2007)

$$\dot{Q}_{net,n} = \frac{(T_{s,n} - \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{\dot{Q}_{net,i}}{\dot{m} c_{p0}} \right) - T_{inlet,0})}{\left( \frac{1}{hA_n} + \frac{1}{2\dot{m} c_{p0}} \right)} \quad (14)$$

که در آن  $T_{inlet,0}$ ،  $\dot{m}$ ،  $h$ ،  $A_n$  و  $c_{p0}$  به ترتیب مقادیر دمای ورودی سیال عامل، ضریب همرفتی سیال عامل، مساحت دیواره هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده، جریان جرمی سیال عامل و گرمای ویژه سیال عامل هستند. مقادیر  $T_{s,n}$  و  $\dot{Q}_{net,n}$  نیز در این معادله‌های به ترتیب مقادیر حرارت خالص دریافتی و دمای سطح برای هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده است. حال با حل همزمان دو معادله ۱۳ و ۱۴ با داشتن تعداد معادله‌ها و مجهول‌های برابر مقادیر  $T_{s,n}$  و  $\dot{Q}_{net,n}$  در امتداد لوله دریافت کننده محاسبه می‌شود. از نرم افزار Maple برای کد نویسی معادله‌های بالا جهت حل دستگاه‌ها بوسیله روش گوس-جوردن به منظور محاسبه مجهولات  $T_{s,n}$  و  $\dot{Q}_{net,n}$  در امتداد لوله داخلی دریافت کننده استفاده شد. در این مطالعه، متمرکز کننده بشقابی با قطر ورودی ۱/۸ متر، ضریب انعکاس ۰/۸۴، و دریافت کننده‌ای با قطر لوله ۱۰ میلی متر، ارتفاع ۰/۱۲۵ متر و مساحت ورودی ۰/۱۲۵×۰/۱۲۵ متر مربع در نظر گرفته شد. در طی مدل‌سازی جریان حجمی سیال عامل برابر با ۰/۰۰۶ میلی لیتر بر ثانیه در نظر گرفته شد و دمای وزودی سیال عامل در بازه ۵۰ درجه سلسیوس تا ۵۰ درجه سلسیوس مورد بررسی قرار گرفت. در شکل ... تا ... تغییرات ویژگی‌های حرارتی هوا در اثر تغییرات دما را مشاهده می‌کنید.



(a)



(b)



# یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

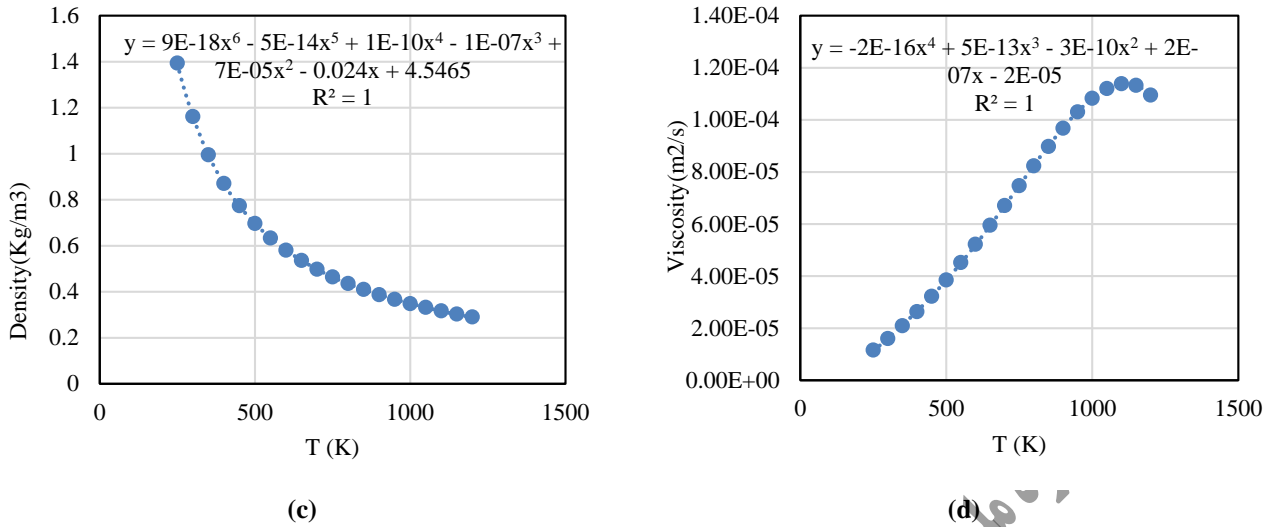


Figure 1: Variation of different thermal properties of air versus temperature including: a) heat capacity, b) thermal conductivity, c) density, and d) viscosity.

شکل ۱: تغییرات ویژگی‌های حرارتی مختلف هوا در مقابل تغییرات دمای هوا شامل: الف) ظرفیت حرارتی، ب) رسانندگی حرارتی، ج) دانسیته، و د) ویسکوزیته.

## ۳- نتایج و بحث

در شکل ۲ تغییرات دمای سطح دریافت کننده در المان‌های مختلف دریافت کننده مکعبی در امتداد لوله دریافت کننده به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۳ قابل مشاهده است، دمای سطح دریافت کننده با افزایش دمای ورودی سیال عامل افزایش یافته است. همچنین از نتایج قابل استنتاج است که دمای سطح دریافت کننده در المان‌های انتهایی دارای یک افزایش ناگهانی است. این افزایش ناگهانی دما به دلیل فرار گرفتن المان‌های انتهایی در سطح بالایی دریافت کننده و متمرکز شدن بیشترین بخش تابش خورشیدی متمرکز کننده در سطح بالایی دریافت کننده اتفاق افتاده است.

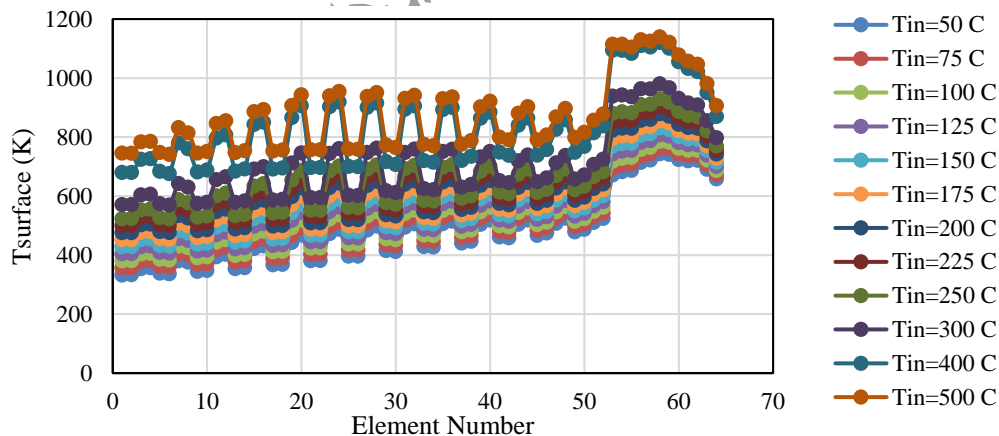


Figure 2: Variation of cavity surface temperature during cavity tube for different inlet temperature.

شکل ۲: تغییرات دمای سطح دریافت کننده در امتداد لوله دریافت کننده به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل.

شکل‌های ۳ و ۴ تغییرات حرارت دریافت شده و دمای خروجی سیال عامل توسط هر یک المان‌های دریافت کننده مکعبی در امتداد لوله دریافت کننده را به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل نشان می‌دهد. از شکل‌های ۳ و ۴ نتیجه گرفته می‌شود که حرارت جذب شده و دمای سیال عامل در هر یک از المان‌ها با افزایش دمای ورودی سیال عامل کاهش یافته است. مشابه نتایج گزارش داده شده در پاراگراف قبل، از شکل‌های ۳ و ۴ مشاهده می‌شود که یک پرش ناگهانی در حرارت جذب شده و دمای خروجی سیال عامل در هر یک از المان‌های لوله وجود دارد. همانطور که گفته شد، این

پرش ناگهانی به دلیل قرار گرفتن المان‌های انتهایی در سطح بالایی دریافت کننده و متمرکز شدن بیشترین بخش تابش خورشیدی متمرکز کننده در سطح بالایی دریافت کننده اتفاق افتاده است.

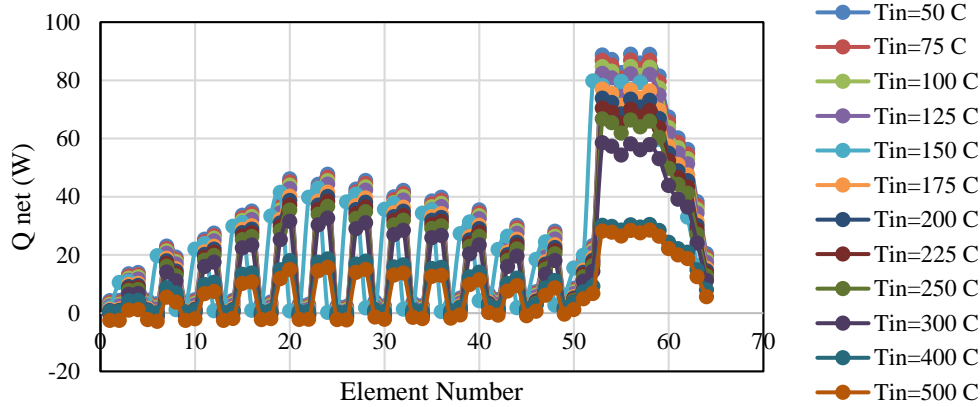


Figure 3: Variation of cavity heat gain during cavity tube for different inlet temperature.

شکل ۳: تغییرات حرارت جذب شده عامل در امتداد لوله دریافت کننده مکعبی به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل.

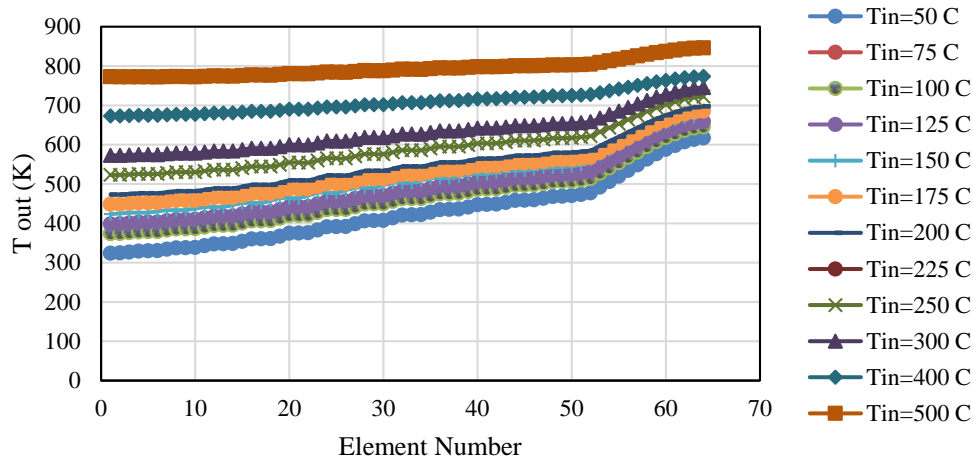


Figure 4: Variation of working fluid outlet temperature during cavity tube for different inlet temperature.

شکل ۴: تغییرات دمای خروجی سیال عامل در امتداد لوله دریافت کننده مکعبی به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل.

شکل ۵ تغییرات حرارت دریافت شده و بازده حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۵ قابل مشاهده است، حرارت دریافت شده و بازده حرارتی دریافت کننده با افزایش دمای ورودی سیال عامل کاهش یافته است. این پدیده به دلیل رسانندگی حرارتی سیال عامل با افزایش دمای سیال می‌باشد.

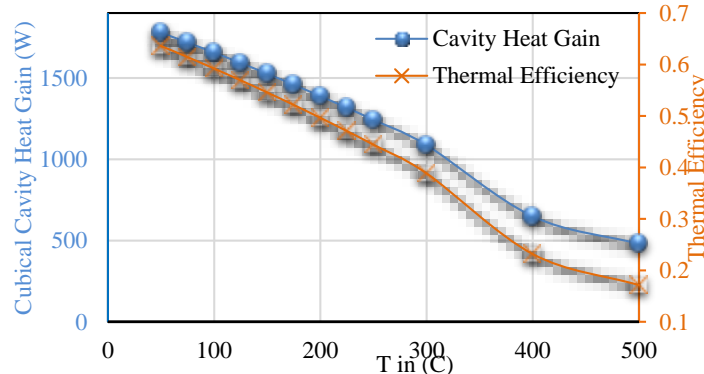


Figure 5: Variation of cavity heat gain, and thermal efficiency for different working fluid inlet temperature.

شکل ۵: تغییرات حرارت دریافت شده و بازده حرارتی دریافت کننده حفره‌ای مکعبی به ازای مقادیر مختلف دمای ورودی سیال عامل.

شکل ۶ مقایسه بین نتایج حاصل از مدل ارائه شده (برای قطر ۱۰ میلی متر) و نتایج آزمایشگاهی گزارش شده برای دریافت کننده حفره‌ای ارائه شده است (Hogan et al., 1990). همانطور که مشاهده می‌کنید نتایج بدست آمده از مدلسازی عددی، تشابه نزدیکی را با نتایج آزمایشگاهی نشان داده‌اند و این مطلب گویای اعتبار نتایج آزمایشگاهی ارائه شده می‌باشد.

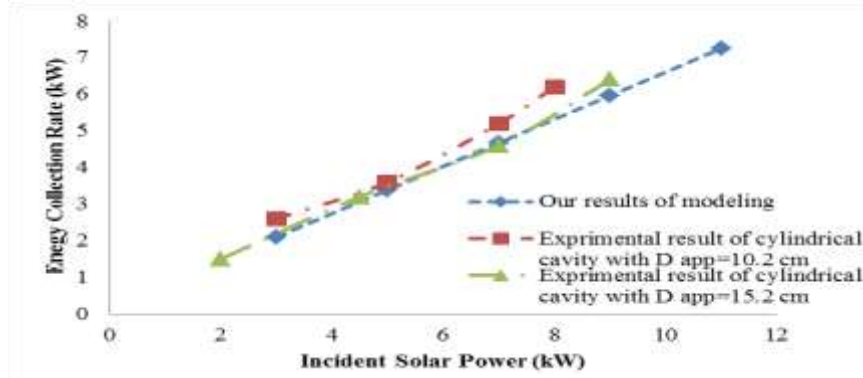


Figure 6. Comparison between the obtained modeling results (for 10 mm inner tube diameter) and the experimental result of (Hogan et al., 1990) for cavity receiver.

شکل ۶: مقایسه بین نتایج حاصل از مدل ارائه شده (برای قطر ۱۰ میلی متر) و نتایج آزمایشگاهی دریافت کننده (Hogan et al., 1990)

#### ۴- نتیجه‌گیری

در تحقیق پیش‌رو، متمرکزکننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای به صورت عددی مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفت. در طی ای تحقیق عملکرد حرارتی سیستم خورشیدی مورد بررسی با کاربرد هوا در فشار یک اتمسفر در دماهای ورودی مختلف (۵۰ درجه سلسیوس تا ۵۰۰ سلسیوس) مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج بدست آمده نشان داد که:

- که در اثر افزایش دمای ورودی سیال عامل، بازده حرارتی و حرارت جذب شده توسط سیال عامل کاهش می‌یابند.
- با افزایش دمای ورودی سیال عامل، دمای لوله داخلی دریافت کننده افزایش می‌یابد.
- دمای سطح دریافت کننده در المان‌های انتهایی دارای یک افزایش ناگهانی است. این افزایش ناگهانی دما به دلیل فرار گرفتن المان‌های انتهایی در سطح بالایی دریافت کننده و متمرکز شدن بیشترین بخش تابش خورشیدی متمرکز کننده در سطح بالایی دریافت کننده اتفاق افتاده است.
- نتایج پژوهش نشان داد که دریافت کننده حفره‌ای با دمای بالای ورودی سیال عامل برای تولید توان در سیکل برایتون توصیه می‌شود.

#### ۵- مراجع

- Avila-Marin, A. L. (2011). Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: a review. *Solar energy*, 85(5), 891-910 .
- Ben-Zvi, R., & Karni, J. (2007). Simulation of a volumetric solar reformer. *Journal of solar energy engineering*, 129(2), 197-204 .
- Bertocchi, R., Karni, J., & Kribus, A. (2004). Experimental evaluation of a non-isothermal high temperature solar particle receiver. *Energy*, 29(5), 687-700 .
- Burgess, G., Scott, P., & Pye, J. (2008). *Spherical and asymmetric mirror panels for paraboloidal concentrators*. Paper presented at the ISIS-AP-3rd International Solar Energy Society Conference-Asia Pacific region (ISES-AP-08) Incorporating the 46th ANZES Conference. Sydney Convention & Exhibition Center.
- Günther, M., Shahbazfar, R., Fend, T., & Hamdan, M. Solar Dish Technology .
- Harris, J. A., & Lenz, T. G. (1985). Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems. *Solar energy*, 34(2), 135-142 .
- He, Y., Cheng, Z., Cui, F., Li, Z., & Li, D. (۲۰۱۲). Numerical investigations on a pressurized volumetric receiver: Solar concentrating and collecting modelling. *Renewable Energy*, 44, 368-379 .
- Hogan, R., Diver, R., & Stine, W. B. (1990). Comparison of a cavity solar receiver numerical model and experimental data. *Journal of solar energy engineering*, 112(3), 183-190 .
- Huang, W., Huang, F., Hu, P., & Chen, Z. (2013). Prediction and optimization of the performance of parabolic solar dish concentrator with sphere receiver using analytical function. *Renewable Energy*, 53, 18-26 .





یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک  
بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



- Kaushika, N., & Reddy, K. (2000). Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system. *Energy Conversion and Management*, 41(7), 713-726 .
- Le Roux, W. G., Bello-Ochende, T., & Meyer, J. P. (2014). The efficiency of an open-cavity tubular solar receiver for a small-scale solar thermal Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, 84, 457-470 .
- Li, H., Huang, W., Huang, F., Hu, P., & Chen, Z. (2013). Optical analysis and optimization of parabolic dish solar concentrator with a cavity receiver. *Solar energy*, 92, 288-297 .
- Loni, R., Kasaean, A., Asli-Ardeh, E. A., Ghobadian, B., & Le Roux, W. (2016). Performance study of a solar-assisted organic Rankine cycle using a dish-mounted rectangular-cavity tubular solar receiver. *Applied thermal engineering*, 108, 1298-1309 .
- Pavlović, M., & Penot, F. (1991). Experiments in the mixed convection regime in an isothermal open cubic cavity. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 4(6), 648-655 .
- Qiu, K., Yan, L., Ni, M., Wang, C., Xiao, G., Luo, Z., & Cen, K. (2015). Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver. *Energy Conversion and Management*, 103, 847-858 .
- Reynolds, D., Jance, M., Behnia, M., & Morrison, G. (2004). An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Solar energy*, 76(1), 229-234 .
- Riveros-Rosas, D., Sánchez-González, M., Arancibia-Bulnes, C. A., & Estrada, C. A. (2011). Influence of the size of facets on point focus solar concentrators. *Renewable Energy*, 36(3), 966-970 .
- Sparrow, E. M., & Cess, R. D. (1978). Radiation heat transfer. *Series in Thermal and Fluids Engineering, New York: McGraw-Hill, 1978, Augmented ed., 1* .
- Wu, S.-Y., Xiao, L., Cao, Y., & Li, Y.-R. (2010). Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. *Solar energy*, 84(8), 1342-1355 .
- Xiao, G., Yan, L., Ni, M., Wang, C., Luo, Z., & Cen, K. (2014). Experimental Study of an Air Tube-cavity Solar Receiver. *Energy Procedia*, 61, 496-499 .
- Yang, X., Yang, X., Ding, J., Shao, Y., & Fan, H. (2012). Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower. *Applied Energy*, 90(1), 142-147 .
- Yunus, A. Ç., & AFSHIN, J. G. (2007). Heat and mass transfer. *McGrawHill, New York* .

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک (ماشین‌های کشاورزی) و مکانیزاسیون ایران