

## شبیه سازی عددی اتلاف گرمای همرفتی از

## گیرنده خورشیدی حفره‌ای با نرم افزار EES

مهدی قائمی<sup>۱\*</sup>، آرش محبی<sup>۲</sup>، عارف مردانی<sup>۳</sup>، مازیار فیض اله زاده<sup>۴</sup>

- (۱) دانشجوی ارشد مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (gmahdighaemi@gmail.com)  
(۲) استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (a.mohebbi@urmia.ac.ir)  
(۳) دانشیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (a.mardani@urmia.ac.ir)  
(۴) دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (mazynas@gmail.com)

### چکیده

با توجه به کاربرد انرژی خورشیدی و گرایش روزافزون برای استفاده از این انرژی پاک و تجدیدپذیر، اهمیت طراحی بهینه برای استفاده از این انرژی و نیز جلوگیری از اتلاف آن مطرح می‌شود. اتلاف گرمای همرفتی از گیرنده‌های خورشیدی بشقابی، بازده انرژی آنها را کم کرده و قیمت تمام شده انرژی را بالا می‌برد. در این مقاله محاسبات مربوط به اتلاف حرارت همرفتی از گیرنده خورشیدی حفره‌ای استوانه‌ای، با چند روش متفاوت ارائه شده توسط محققان مختلف، بررسی شده و با هم مقایسه می‌شوند. در همه این محاسبات، از نرم افزار EES استفاده شده است. عوامل مختلفی از قبیل دمای سطح گیرنده، دمای هوای محیط و زوایای گیرنده در میزان اتلاف از آن موثرند. گیرنده از قاب به ارتفاع ۲۵۰ میلی‌متر و طول ۲۱۲ میلی‌متر و دهانه حفره ۱۰۰ میلی‌متر تشکیل شده است. در داخل گیرنده مبدل حرارتی استوانه‌ای شکل از لوله مسی به قطر ۱۰۰ میلی‌متر و عمق ۱۵۰ میلی‌متر ساخته شده است. دمای سطح گیرنده در سه سطح ۹۷۳ و ۷۷۳ و ۵۷۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش میزان سرعت باد و دمای سطح گیرنده و همچنین کاهش زاویه شیب گیرنده (گیرنده در حالت افقی) میزان اتلاف حرارت همرفتی از آن را افزایش می‌دهد.

### کلمات کلیدی:

انرژی خورشیدی، اتلاف حرارت همرفتی، گیرنده حفره‌ای

\*مهدی قائمی، دانشگاه ارومیه، گروه مکانیک بیوسیستم (شماره

تماس: ۰۹۳۰۴۹۴۵۵۴۴)

## شبیه سازی عددی اتلاف گرمای همرفتی از گیرنده خورشیدی حفره‌ای با نرم افزار EES

مقدمه

گردآورنده سهموی بشقابی، گیرنده متمرکز کننده نقطه‌ای است که اشعه تابشی خورشید را در نقطه کانونی خود متمرکز می‌کند. یکی از اصلی ترین روش‌های تبدیل انرژی خورشیدی به حرارت دما - بالا، کاربرد گردآورنده‌های بشقابی است [۲]. گیرنده‌های محفظه‌ای به خاطر مزایایی از قبیل، تلفات اپتیکی و حرارتی کمتر، کاهش چگالی شار حرارتی مستقیم روی گیرنده، دمای تقریباً یکنواخت دیواره داخلی، بازده گرمایی یکنواخت و پلیدار، کارایی جذب خورشیدی بالا، هزینه تهیه و نگهداری کم، در سیستم‌های توان حرارتی خورشیدی بشقابی سهموی، ترجیح داده می‌شوند [۱۵]. بازده گرمایی گیرنده محفظه‌ای با محاسبه اتلاف حرارت کل از گیرنده پیش‌بینی می‌شود. بازده گرمایی گیرنده، تولدایی گیرنده برای تبدیل انرژی خورشیدی، به انرژی گرمایی مفید را نشان می‌دهد [۴]. نرخ اتلاف حرارت کلی از گیرنده شامل سه بخش، رسانی، تابشی و همرفتی (جابجایی) می‌باشد [۱۲]. نتایج تحلیلی و شواهد تجربی نشان می‌دهد که اتلاف حرارت همرفتی از گیرنده‌های حفره‌ای قابل توجه است [۱]. از طرف دیگر، تعیین اتلاف حرارت همرفتی به دلیل پیچیدگی رفتار دمای حفره و وجود سرعت‌های جریان هوای مختلف در اطراف حفره گیرنده، معمولاً به مدل‌های نیمه تجربی متکی است. عوامل بسیار زیادی مانند دمای هوا در داخل حفره، زاویه شیب حفره، شرایط باد خارجی و هندسه‌های حفره وجود دارد که بر اتلاف گرمای همرفتی در گیرنده‌های حفره‌ای تأثیر می‌گذارد.

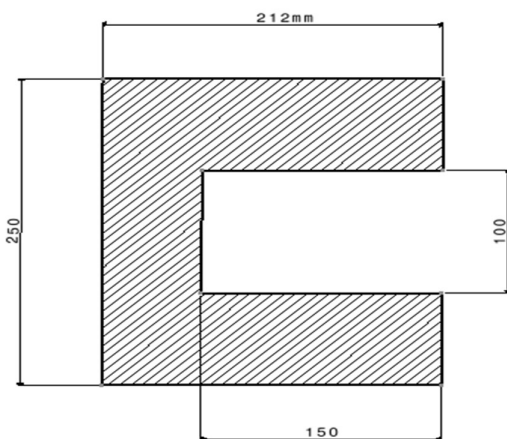
تعداد زیادی مدل نیمه تجربی برای پیش‌بینی اتلاف حرارت همرفتی از نتایج آزمایشگاهی و عددی بدست آمده است. با این حال همه این روابط بر اساس گیرنده‌هایی با شکل و ابعاد خاص بوده و کاربرد جهانی ندارند. گاهی اوقات اختلاف زیادی در تعیین اتلاف حرارتی از گیرنده‌هایی با شکل یکسان نشان می‌دهند [۱۳].

برای بدست آوردن مدل مناسب برای پیش‌بینی میزان اتلاف حرارتی از گیرنده طراحی شده، محاسبه میزان اتلاف حرارت همرفتی و مقایسه نتایج بدست آمده از روابط با نتایج تجربی ضروری است. به همین دلیل اکثر مطالعات عددی انجام شده بر مبنای مدل‌هایی صورت می‌گیرد که بصورت تجربی نتایج اتلاف حرارتی آنها موجود است. در این مقاله با مقایسه مدل‌های ارائه شده از چند محقق مختلف، که نتایج نزدیکی در مقایسه با دیگران در مورد مدل طراحی شده دارند، و همچنین محاسبه میزان اتلاف حرارت همرفتی از مدل طراحی شده با نرم افزار EES، سعی شده است تا مدل مناسبی برای پیش‌بینی میزان اتلاف حرارت همرفتی از گیرنده ارائه شود.

## مواد و روش‌ها ساختار گیرنده

در این مقاله گیرنده حفره‌ای استوانه‌ای با مشخصات ذیل جهت شبیه‌سازی عددی اتلاف حرارت همرفتی در نظر گرفته شده است، لازم به ذکر است که فقط به اتلاف گرمای همرفتی از گیرنده پرداخته شده است.

گیرنده حفره‌ای متشکل از لوله مسی به قطر داخلی ۶ میلی‌متر و ضخامت ۱ میلی‌متر، که بصورت استوانه‌ای شکل و به قطر دهانه ۱۰۰ میلی‌متر و طول ۱۵۰ میلی‌متر می‌باشد. گیرنده شامل یک قاب استوانه‌ای با سطح مقطع ۲۵۰ میلی‌متر و ارتفاع ۲۱۲ میلی‌متر است (شکل ۱). فاصله بین مبدل و قاب گیرنده توسط عایق پشم سرامیک، جهت جلوگیری از اتلاف حرارت رسانشی، پوشیده است. برای همه مدل‌های پیشنهادی سه دمای دیواره داخلی گیرنده (۵۷۳ و ۷۷۳ و ۹۷۳ کلوین) در نظر گرفته شده است.



شکل ۱: ابعاد حفره گیرنده ساخته شده.

## شبیه‌سازی عددی

### نرم افزار EES (Engineering Equation Solver)

نرم افزار EES به منظور حل سیستم معادلات جبری طراحی شده و قابلیت حل معادلات دیفرانسیل، معادلات با متغیرهای مختلط، بهینه‌سازی، میان‌یابی خطی و غیرخطی و نیز رسم نمودار نتایج حاصل را داراست. بسیاری از توابع ترمودینامیکی و توابع درونی ریاضی در نرم افزار EES وجود دارند که در

محاسبات مهندسی در زمینه ترمودینامیک، مکانیک سیالات و انتقال حرارت مفید می‌باشند. تمامی محاسبات با این نرم افزار انجام شده و همه نمودارها توسط آن رسم شده است.

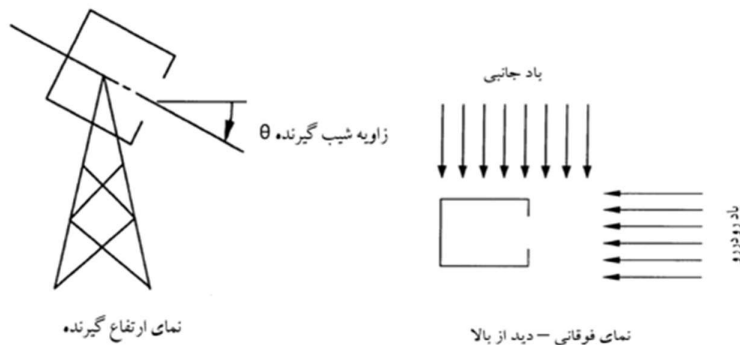
در جدول (۱) مدل های پیشنهادی برای محاسبه میزان اتلاف حرارت همرفت طبیعی از محققان مختلف ذکر شده است:

جدول ۱- روابط پیشنهادی برای اتلاف حرارت همرفت طبیعی

روابط پیشنهادی	مدل
$Nu = 0.088 \times Gr_L^{(1/3)} \times \left[\frac{T_c}{T_a}\right]^{0.018} \times \cos(\theta)^{2.47} \times \left[\frac{d}{L}\right]^S$ $S = 1.12 - 0.982 \times \frac{d}{L}$ $h_c = \frac{Nu \times K}{D} [W m^{-2} K^{-1}]$ $Gr = \frac{g\beta_f(T_{cs} - T_{air})D_c^3}{\nu^2}$ $Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a)[W]$	مدل پیشنهادی [۴] Ma
$Nu = 0.122 \times Ra_a^{(0.31)} \times \left[\frac{T_c}{T_a}\right]^{0.066} \times (1 + \cos \theta)^{0.38}$ $Ra = \frac{g\beta_f\Delta T D_c^3}{\alpha'\nu}$ $h_c = \frac{Nu \times K}{D} [W m^{-2} K^{-1}]$ $Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a)[W]$	مدل پیشنهادی [۷] Jilte
$Nu = 0.00324 \times Ra^{0.447}$ $Ra = \frac{g\beta_f\Delta T L_s^3}{\alpha'\nu}$ $LS = (4.79 \times \cos^{4.43}(\theta) - 0.37 \sin^{0.719}(\theta))D_{cav} + (1.06 \cos^{3.24}(\theta) - 0.0462 \sin^{0.286}(\theta))D_{ap} + (7.07 \cos^{5.31}(\theta) + 0.221 \sin^{2.43}(\theta))L[M]$ $h_c = \frac{Nu \times K}{D} [W m^{-2} K^{-1}]$ $Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a)[W]$	مدل پیشنهادی [۱۲] Paitoonsurikan

ضریب انتقال گرمای همرفتی اجباری وابسته به اثرات جریان باد خارجی است. دو جهت یعنی، باد جانبی (side-on) و باد رودررو (head-on) در تحلیل در نظر گرفته می‌شود. اگر باد موازی با صفحه دهانه

گیرنده بوزد، نشان دهنده باد جانبی است، درحالی که اگر باد عمود بر صفحه دهانه گیرنده برخورد کند، نشان دهنده باد رودرو خواهد بود (شکل ۲). اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد رودرو با توجه به زاویه تمایل گیرنده متغیر است. اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد جانبی وابسته به سرعت باد و زاویه تمایل گیرنده است [۱۰].



شکل ۲ - نمای باد جانبی و رودرو و زاویه شیب گیرنده

در جداول ۲ و ۳ به ترتیب روابط پیش بینی میزان اتلاف حرارت همرفتی اجباری برای باد رودرو و باد جانبی ارائه شده است.

جدول ۲- روابط پیشنهادی ضریب انتقال گرمای همرفتی اجباری (باد رودرو)

روابط پیشنهادی	مدل
$h_{forced} = f \times V^{1.401}$ $f = 0.1634 + 0.7498 \times \sin(\theta) - 0.5026 \times \sin(2\theta) + 0.03278 \times \sin(3\theta)$ $Q = h_{forced} \times A_T \times (T_c - T_a)[W]$	مدل پیشنهادی Ma [۴]
$h_c = 0.848 \times K_{air} \left( \frac{\cos(\theta) \times V \times Pr \times \rho}{\mu_f} \right)^{0.5} \times \left( \frac{D_c}{2} \right)^{-0.5}$ $Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a)[W]$	مدل پیشنهادی kenduosh [۴]
$N_U = 1.635 \times R_e^{(0.38)} \times Pr^{1.2} \left[ \frac{D_{ap}}{D_{cav}} \right]^{0.892} \times (1 + \cos \theta)^{0.285}$	مدل پیشنهادی Jilte [۷]

$$h_c = \frac{N_u \times K}{D} [W m^{-2} K^{-1}]$$

$$R_e = \frac{V \times D_{ap}}{\nu}$$

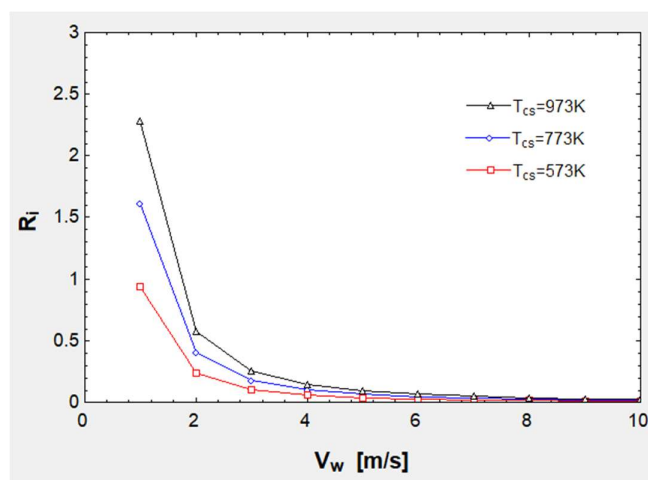
$$Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a) [W]$$

جدول ۳- روابط پیشنهادی ضریب انتقال گرمای همرفتی اجباری (باد جانبی)

روابط پیشنهادی	مدل
$h_{forced} = 0.1967 \times V^{1.894}$ $Q = h_{forced} \times A_T \times (T_c - T_a) [W]$	مدل پیشنهادی Ma [۴]
$h_c = \frac{0.036 \times R_e^{0.8} \times Pr^{(1/3)} \times K}{D_c} [W m^{-2} K^{-1}]$ $Q = h_c \times A_T \times (T_c - T_a) [W]$	مدل پیشنهادی Kreith [۵]

### نتایج و بحث

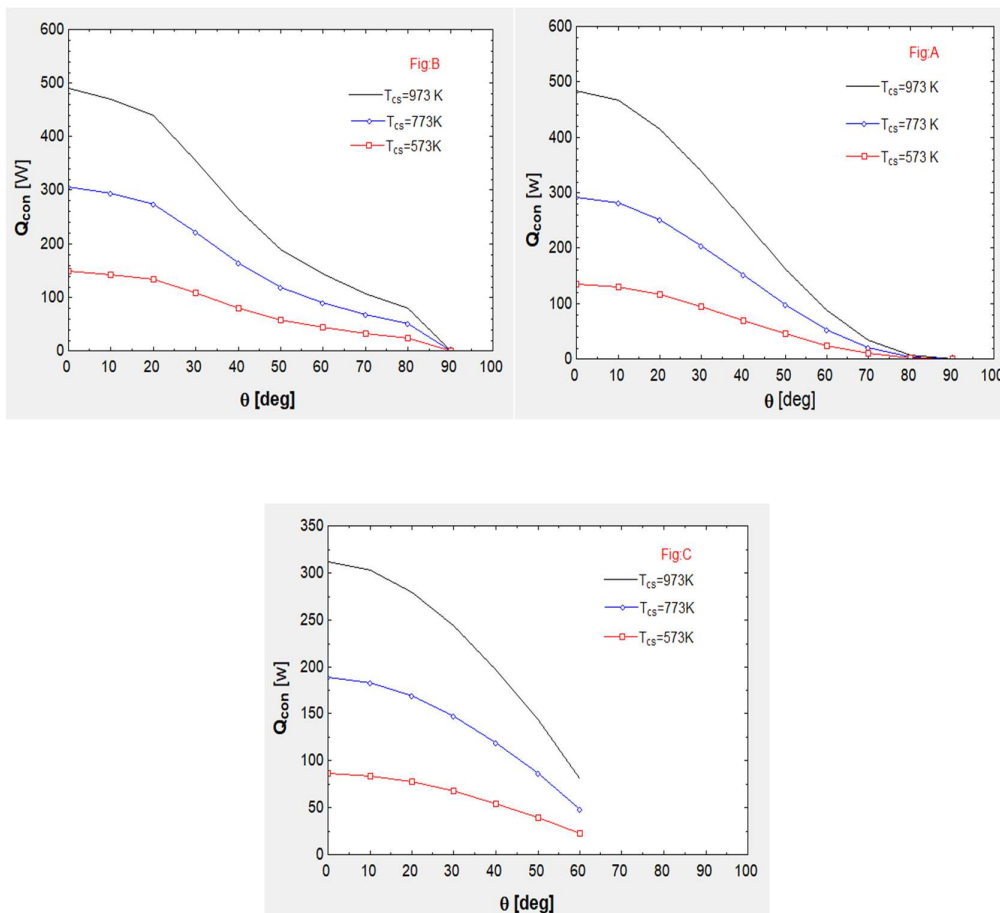
با محاسبه عدد ریچاردسون (شکل ۲)، نوع اتلاف همرفتی تعیین شد، سپس با توجه به مدل های پیشنهادی محاسبات برای شرایط همرفت طبیعی، اجباری و ترکیبی انجام گردید.



شکل ۳- محاسبه عدد ریچاردسون برای دماهای ۹۷۳ و ۷۷۳ و ۵۷۳ کلوین، سرعت های باد از ۱ تا ۱۰ متر بر ثانیه

همانطور که مشاهده می‌شود عدد ریچاردسون بستگی به دمای سطح گیرنده و همچنین سرعت باد دارد. در دماهای بالاتر امکان اتلاف طبیعی بیشتر است. در سرعت باد حدود ۲ متر بر ثانیه و بالاتر از آن، اتلاف اجباری در گیرنده حفره‌ای ایجاد می‌شود.

محاسبات مربوط به اتلاف حرارت همرفتی طبیعی:

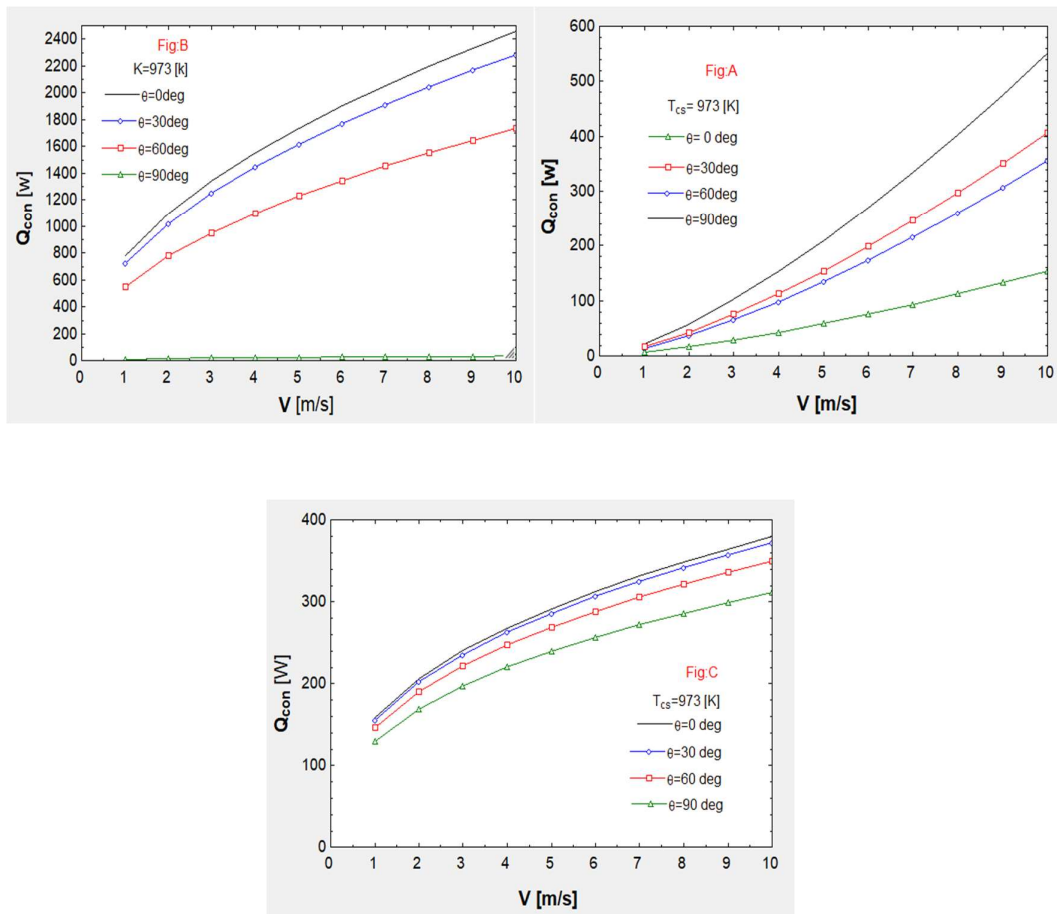


شکل ۴ - اتلاف حرارت همرفت طبیعی براساس مدل پیشنهادی Ma شکل (A)، مدل پیشنهادی Jilte شکل (B) و مدل پیشنهادی Paitoonsurikan شکل (B) در سه سطح دمای گیرنده (۹۷۳ و ۷۷۳ و ۵۷۳ کلوین)

با توجه به مدل های ارائه شده، مدل پیشنهادی Ma و Jilte تقریب مناسبی از اتلاف را نشان می‌دهد. مدل ارائه شده توسط Paitoonsurikan برای زوایای بالاتر از  $\theta = 60$  درجه مقدار منفی را نشان می‌دهد.

دلیل آن معادله پیشنهادی برای محاسبه مقدار  $L_s$  می‌باشد. این عدد نشانگر طول طی شده توسط سیال در داخل حفره می‌باشد.

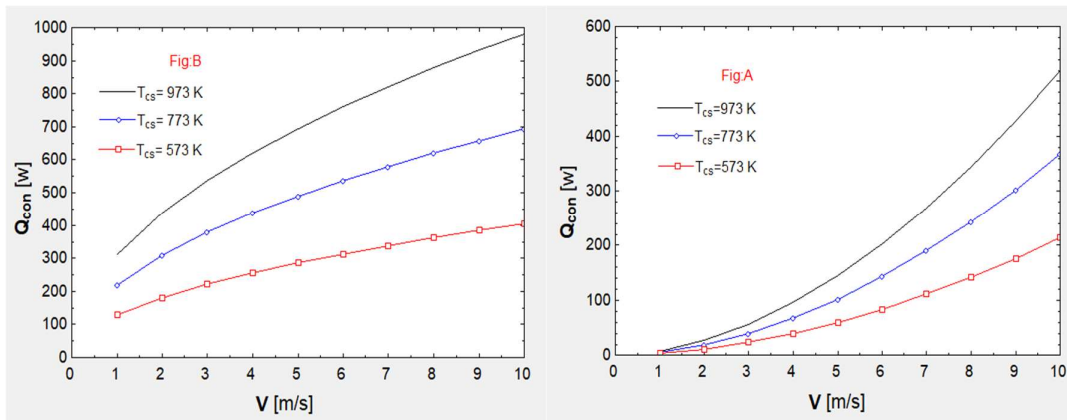
محاسبات مربوط به اتلاف حرارت همرفتی اجباری تحت شرایط باد رودررو:



شکل ۵- باد رودررو، بر اساس مدل پیشنهادی Ma شکل (A)، بر اساس مدل پیشنهادی kunduosh شکل (B) و بر اساس مدل پیشنهادی Jilte شکل (C) در دمای ۹۷۳ کلوین و زوایای ۰ و ۳۰ و ۶۰ و ۹۰ درجه.



محاسبات مربوط به اتلاف حرارت همرفتی اجباری تحت شرایط باد جانبی:



شکل ۶- اتلاف حرارت همرفتی باد جانبی، مدل پیشنهادی Ma شکل (A) بر اساس مدل پیشنهادی Kreith شکل (B) در سه سطح دمای گیرنده (۹۷۳ و ۷۷۳ و ۵۷۳ کلوین)

نتیجه گیری

در این تحقیق، میزان اتلاف حرارت همرفتی در شرایط مختلف محیطی با مدل‌های ارائه شده توسط نرم افزار EES انجام گردید. نتایج نشان می‌دهد که برای گیرنده استوانه‌ای ساخته شده، میزان اتلاف حرارت طبیعی در سرعت‌های باد کمتر از ۲ متر بر ثانیه رخ می‌دهد. اتلاف حرارت کلی با افزایش سرعت باد و همچنین افزایش دمای سطح گیرنده، افزایش می‌یابد. همچنین افزایش زاویه شیب گیرنده، میزان اتلاف حرارت از گیرنده را کاهش می‌دهد.

### مراجع:

1. A. M. CLAUSINGAN. 1981. Analysis of Convective Losses From Cavity Solar Central Receivers. *Solar energy* Vol. 27. No. 4, pp. 295-300, 1981
2. Burgess, G., Scott, P., and Pye, J. (2008). Spherical and asymmetric mirror panels for paraboloidal concentrators. In "ISIS-AP-3rd International Solar Energy Society Conference-Asia Pacific region (ISES-AP-08) Incorporating the 46th ANZES Conference. Sydney Convention & Exhibition Center".
3. Kaushika ND. 1993. Viability aspects of Paraboloid dish solar collector systems. *Renewable energy*, 3(6/7). 787-793
4. Kendoush, A. A. (2009). Theoretical analysis of heat and mass transfer to fluids flowing across a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (1), Elsevier Masson SAS, p.188-194
5. Kreith, F., Bohn, M. S., 1986. Principles of heat transfer, 4th edition. Harper and Row Pub, New York.
6. Ma, R. Y. 1993. Wind effects on convective heat loss from a cavity receiver for parabolic concentrating solar collector. Contractor Report, Sandia National Laboratories, SAND92-7293, Albuquerque, New Mexico.
7. R.D.Jiltea, S.B.Kedarea, J.K.Nayaka. 2014. Investigation on Convective Heat Losses from Solar Cavities under Wind Conditions. *Energy Procedia* 57 437 – 446
8. Reddy K S, Kumar N S, Veershetty G. 2015. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator. *Renewable Energy* 74, 148-157.
9. Riveros-Rosas, D., Sánchez-González, M., Arancibia-Bulnes, C. A., and Estrada, C. A. (2011). Influence of the size of facets on point focus solar concentrators. *Renewable energy* 36, 966-970.
10. Seo, T., Ryu, S. and Kang, Y. (2003). Heat losses from the receivers of a multifaceted parabolic solar energy collecting system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 17 (8), Springer, p.1185-1195.
11. Shuang-Ying Wua, Lan Xiao a, Yiding Cao b, You-Rong Li. 2010. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish Solar thermal power system: A review. *Solar Energy* 84 (2010) 1342-1355
12. S. Paitoonsurikarn and K. Lovegrove. 2013. On the Study of Convection Loss from Open Cavity Receivers in Solar Paraboloidal Dish Applications. *Destination Renewables - ANZSES 2003*
13. WU SY, Xiao L, Li YR. 2010. Convection Heat Loss from Cavity Receiver In Parabolic Solar Thermal Power System: a review. *Solar Energy*; 84: 1342-55

## Numerical Simulation of Convective Heat Loss from Solar cavity receiver with EES Software

Mahdi Ghaemi<sup>1\*</sup>, Arash Mohebbi<sup>2</sup>, Aref Mardani<sup>3</sup>, Maziar feizolahzadeh<sup>4</sup>.

1. Department of Biosystems Mechanical Engineering - Urmia University, Iran
2. Department of Biosystems Mechanical Engineering - Urmia University, Iran
3. Department of Biosystems Mechanical Engineering - Urmia University, Iran
4. Department of Biosystems Mechanical Engineering - Urmia University, Iran

### Abstract

According to usage of solar energy and the development tendency to use this clean and renewable energy, the importance of optimal design and also to prevent its loss is raised. Convective heat loss from parabolic dish solar receivers reduces their energy efficiency and increases the cost of energy.

In this paper, the calculations related to convective heat loss from the solar receiver of cylindrical cavities are reviewed and compared with several different methods presented by different researchers. EES software is used in all these calculations. Different parameters such as receiver surface temperature, ambient air temperature and receiver angles affect the amount of loss from the receiver.

The receiver consists of a cover with a height of 250 mm and a length of 212 mm and a cavity aperture of 100 mm. Inside the receiver, a cylindrical heat exchanger is made of copper pipe with a diameter of 100 mm and a depth of 150 mm. The internal temperature of the receiver is considered at three levels of 973, 773 and 573 [K]. The results show that increasing the wind speed and surface temperature of the receiver as well as decreasing the angle of inclination of the receiver (receiver in horizontal position) increases the amount of convective heat loss from the receiver.

**Key words:** Solar energy, Convective heat loss, Cavity receiver.

\*Mahdi Ghaemi

E-mail: gmahdighaemi@gmail.com