

## آنالیز حرارتی و بهینه‌سازی یک هواگرمکن تشعشی متخلخل جدید، با استفاده از روش طول‌های مجزا، در میدان دو بعدی مستطیلی

محمد مهدی کشتکار<sup>۱</sup>، سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب<sup>۲</sup>  
Mkeshtkar54@yahoo.com

پذیرش مقاله: ۸۹/۰۵/۳۱

دریافت مقاله: ۸۹/۰۳/۰۶

### چکیده

اخیراً با استفاده از محیط‌های متخلخل نوع جدیدی هوا-گرمکن طراحی شده است که اصول کارکرد آنها برپایه تبدیل انرژی بین آنتالپی گاز و انرژی تابشی استوار است. در کار حاضر رفتار حرارتی یک هوا - گرمکن متخلخل چهار لایه مورد تجزیه و تحلیل تئوریک قرار گرفته است. به علت عدم تعادل حرارتی بین گاز و محیط متخلخل دو معادله انرژی جداگانه برای فاز گاز و جامد در نظر گرفته شده است که شامل هدایت گرمایی در دوفاز، انتقال حرارت جابجایی بین دو فاز و تشعشع در محیط متخلخل می‌باشد که به صورت عددی در میدان دوبعدی مستطیلی حل می‌شوند. برای محاسبه تشعشع گرمایی از مدل جهات مجزا که برای محاسبات چندبعدی دقت بسیار بالایی دارد استفاده می‌شود. همچنین رفتار حرارتی سیستم مورد نظر و تأثیر پارامترهای مختلفی از قبیل ضخامت لایه متخلخل و نسبت پخش لایه بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. جهت بررسی صحت روش بکار گرفته شده، نتایج عددی کار حاضر با داده‌های تئوری و تجربی محققین دیگر مقایسه شده و انطباق قابل قبولی مشاهده شده است.

### کلیدواژه:

هواگرمکن تشعشی متخلخل - میدان دو بعدی مستطیلی - مدل جهات مجزا

۱- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، [gangali2000@yahoo.com](mailto:gangali2000@yahoo.com)

## ۱- مقدمه

رایج دارند.

به واسطه نتایج خوب تحقیقاتشان در بهبود کارایی مبدل حرارتی تومیمورا و همکاران [۶, ۷] یک مبدل حرارتی سه لایه‌ای را پیشنهاد کردند. مبدل آنها از سه قسمت دما بالا، دما پایین و بازیافت تشکیل شده بود که قسمت دما بالا بین قسمت‌های دما پایین و بازیافت قرار گرفته بود و این سه لایه توسط دو صفحه کدر و جاذب تشعشع از یکدیگر جدا شده بودند. بطوریکه این دو صفحه، تابش خروجی از قسمت دما بالا را جذب کرده و سپس با افزایش دمای ایجاد شده در این صفحات، قدرت صدور انرژی تابشی زیادی را کسب نموده به طوریکه شارهای تابشی صادر شده از این صفحات به دو لایه مجاور در طی دو مرحله هوای سرد ورودی به این لایه‌ها افزایش درجه حرارت پیدا می‌نماید. بر اساس مطالعات انجام شده توسط تومیمورا و همکاران برای گازهای داغ با دمای ۴۰۰-۶۰۰ درجه سانتی‌گراد در نمونه آزمایشگاهی و ۱۲۰۰-۴۰۰ درجه سانتی‌گراد در تئوری و حل معادلات یک بعدی مشخص شد که وجود قسمت بازیافت برای عایق بودن دیواره خارجی مبدل ضروری است و با اضافه کردن قسمت بازیافت مقدار میانگین حرارت مبادله شده بین جریان گرم و سرد دو برابر می‌شود. در سال ۲۰۰۶ گنجعلیخان نسب [۸] دریک بررسی عددی مبدل‌های دو لایه‌ای، سه لایه‌ای و پنج لایه‌ای را با هم مقایسه کرد. در این بررسی توزیع دما و توزیع شار تشعشی در هر لایه در حالت دائم بدست آمد و اثر پخش انرژی تشعشی و ضخامت اپتیکی در کارایی مبدل بررسی شد.

مشعل‌های متخلخل مورد کاربرد دیگری از محیط متخلخل در سیستم‌های حرارتی می‌باشند. تحقیقات انجام شده در این زمینه ابتدا با آنالیز دو بعدی مشعل متخلخل با قابلیت پخش تشعشع، به وسیله تا لکدارو همکارانش [۹] انجام گردید. مطالعات آنها شامل حالت پایدارو گذرا بوده و ناحیه احتراق با در نظر گرفتن یک ناحیه با تولید حرارت یکنواخت مدل شد. در تحلیل مذکور معادلات انرژی به صورت عددی حل گردید و برای حل معادله تشعشع روش collapsed dimension بکار گرفته شد. این نکته قابل ذکر است که این روش به محاسبات پیچیده ای جهت تعیین توزیع شار تشعشی در یک محیط جذب کننده، صادر کننده و پخش کننده نیاز دارد. در سال ۲۰۰۶ میسرا و همکارانش [۱۰] با استفاده از روش CDM، رفتار حرارتی یک مشعل متخلخل را با قابلیت پخش تشعشع، در میدان دو بعدی مستطیلی بررسی کردند. در این کار اثر نسبت اکی والان، ضریب انحراف و ضریب انتقال حرارت جمعی بر توزیع دما و غلظت در طول مشعل مورد بررسی قرار گرفت.

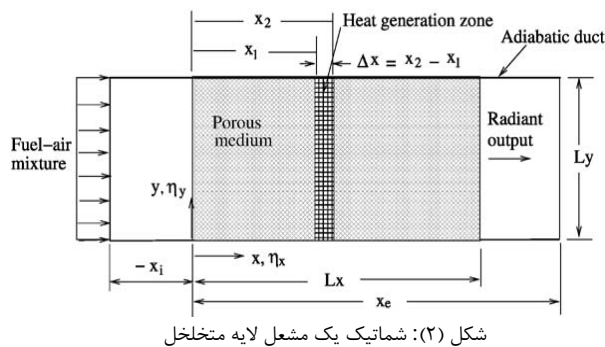
در زمینه طراحی هواگرمکن‌های متخلخل، آنالیز حرارتی یک نوع هوا-گرمکن متخلخل به وسیله گنجعلیخان نسب [۱۱] انجام شد.

یکی از مهمترین مشخصه‌های محیط متخلخل داشتن سطح زیاد در واحد حجم و ضریب انتقال حرارت جابجایی بالا به واسطه تأثیرات محیط متخلخل بر جریان سیال می‌باشد. نظر به این ویژگی با عبور جریان سیال از لایه‌های محیط متخلخل می‌توان از طریق مکانیزم انتقال حرارت جابجایی، انرژی قابل توجهی از جریان سیال به محیط متخلخل و یا بالعکس منتقل نمود. حال این تبادل بستگی به نوع کاربرد می‌تواند از محیط متخلخل به سیال یا از سیال به محیط متخلخل باشد که اساساً باعث تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشی و یا برعکس تبدیل انرژی تشعشی به آنتالپی می‌شود. اولین اقداماتی که در زمینه کاربرد محیط‌های متخلخل در ساختمان سیستم‌های با درجه حرارت بالا صورت پذیرفت در خصوص بازیابی انرژی در این گونه سیستم‌ها بود. در سال ۱۹۸۲ محقق ژاپنی به نام اچیگو [۱] مطالعاتی در زمینه بازیافت انرژی توسط محیط متخلخل انجام داد و با حل عددی معادلات انرژی مربوط به فاز گاز، لایه متخلخل و معادله انتگرالی جهت محاسبه انتقال حرارت تشعشی، توزیع درجه حرارت گاز و محیط متخلخل را در طول لایه محاسبه کرد و بدین ترتیب نشان داد که با نصب یک لایه متخلخل مناسب در مسیر عبور گازهای داغ خروجی از اگزوز می‌توان در حدود ۶۰ درصد از انرژی حرارتی جریان سیال داغ را به صورت انرژی تشعشی به داخل سیستم باز گرداند. در سال ۱۹۸۴ وانگ و تین [۲] معادلات انرژی حاکم بر سیستم را که شامل انتقال حرارت تشعشی نیز می‌شد را حل کردند و برای محاسبه انرژی تشعشی از تقریب دو شار حرارتی استفاده نمودند. بدین ترتیب آنها توانستند تأثیرات پخش انرژی توسط محیط متخلخل را بر عملکرد لایه متخلخل مورد بررسی قرار دهند و به نتایج مهمی دست یابند. از جمله اینکه پخش انرژی تشعشی توسط لایه متخلخل باعث کاهش جذب انرژی از طریق انتقال حرارت جابجایی توسط محیط متخلخل می‌شود و در نتیجه موجب کاهش راندمان لایه متخلخل در امر بازیافت خواهد شد. در سال ۲۰۰۸ کیم و بیک [۳] با استفاده از روش طول‌های مجزا، رفتار حرارتی یک لایه بازیاب را در میدان استوانه‌ای دو بعدی بررسی کردند. در این کار اثر پخش انرژی و ضخامت اپتیکی لایه بر توزیع دمای گاز و لایه در طول مشعل مورد بررسی قرار گرفت. بعد از بررسی‌های انجام شده در مورد توان بالای تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشی در محیط‌های متخلخل، اچیگو و همکاران [۴, ۵] نوع جدیدی از مبدل‌های گاز به گاز را معرفی کردند که در آن از یک جفت صفحه دایره‌ای متخلخل فلزی استفاده شده بود. در بررسی‌های تئوری و آزمایشگاهی آنها نشان داده شد که این نوع از مبدل‌ها ضریب انتقال حرارت کلی بسیار بالاتری نسبت به مبدل‌های

تا به حال مطالعاتی که در زمینه بررسی عملکرد هواگرماهای متخلخل صورت گرفته محدود به شرایط یک بعدی بوده است. مادرکار حاضر به منظور اخذ نتایج با دقت بیشتر و سازگاری بالاتر با فیزیک مسئله، از یک مدل دو بعدی جهت آنالیز حرارتی هواگرما استفاده شده است. همچنین استفاده از روش جهات مجزا به دلیل ساده بودن و ارائه دید فیزیکی بسیار خوب از مساله، به منظور حل عددی معادله انتقال حرارت تابشی انجام شده است. به علت کم بودن سرعت گاز در نزدیکی دیواره، در کار حاضر فرآیند احتراق به عنوان یک ناحیه تولید حرارت با قدرت غیرکنواخت و به صورت تابعی سهموی در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم شامل دو معادله انرژی برای فازهای گاز و جامد و معادله انتقال حرارت تابشی می باشند که به صورت همزمان حل عددی می شوند. جهت اطمینان از صحت محاسبات، نتایج عددی با نتایج بدست آمده توسط محققین قبلی در مورد یک مشعل متخلخل و یک لایه بازیافت مقایسه گردیده و تطابق خوبی حاصل شده است.

## ۲- شرح مسئله

همانطور که قبلاً نیز شرح داده شد اساس کار هوا-گرماگرماگرما بر پایه تولید شار تابشی در مشعل متخلخل و لایه دما بالا و جذب این انرژی در لایه های بازیافت مجاور می باشد که در هر یک از لایه ها بسته به شرایط حاکم تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی و یا عمل عکس انجام می گیرد. در ابتدا معادلات حاکم برای مشعل متخلخل که مهمترین قسمت هوا-گرماگرماگرما می باشد شرح داده شده است. سپس همین روابط با حذف عبارت چشمه حرارتی جهت بررسی لایه های دیگر اعمال شده اند.



طبق شکل (۲) که شماتیکی از یک مشعل متخلخل را نشان می دهد مخلوط سوخت و هوا با دمای  $T_{g0}$  با عبور از لایه متخلخل و انجام عمل احتراق انتالپی بالائی را به خود اختصاص می دهد. گاز داغ تولیدی در اثر تبادل حرارت با محیط متخلخل به واسطه ضریب

در این مطالعه یک مشعل متخلخل به عنوان چشمه حرارتی در یک هوا-گرماگرماگرما در نظر گرفته شد. مطالعه تئوری انجام شده براساس حل یک بعدی و مدل تشعشعی هارمونیک های کروی بود. نتایج بدست آمده نشان دادند که راندمان هوا-گرماگرما با افزایش ضخامت اپتیکی لایه ها افزایش و با افزایش نسبت پخش کاهش می یابد و در صورت طراحی مناسب سیستم، راندمان حرارتی در حدود ۴۰ درصد را می توان انتظار داشت. هوا-گرماگرماگرما مورد بحث در مقاله حاضر از چهار قسمت اساسی زیر تشکیل شده است:

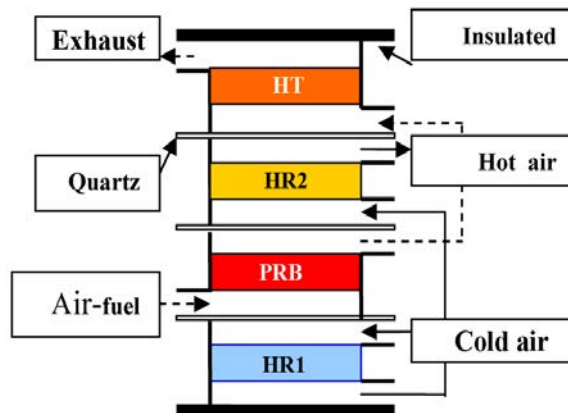
۱- High Temperature Section (HT)

۲- Porous Radiant Burner Section (PRB)

۳- First Recovery Section (HR1)

۴- Second Recovery Section (HR2)

طبق شکل (۱) که شماتیکی از یک هوا-گرماگرماگرما متخلخل را نشان می دهد، مخلوط سوخت و هوا با دمای محیط وارد قسمت PRB شده و پس از انجام عمل احتراق از طریق جابجایی، افزایش دمای این لایه را باعث می شود و در نتیجه شارهای تشعشعی قابل ملاحظه ای از مقاطع ورودی و خروجی لایه به سمت لایه های مجاور منتشر می شود. جریان گاز داغ خروجی از این قسمت به منظور بازیافت هر چه بیشتر انرژی وارد قسمت HT شده و عمل بازیافت انرژی از طریق تبدیل انتالپی گاز به تشعشع در آن صورت می گیرد. شارهای تشعشعی صادر شده از لایه های HT و PRB به لایه های مجاور (HR1 و HR2) برخورد کرده و در این دو قسمت فرآیند تبدیل انرژی تابشی به انتالپی گاز صورت پذیرفته و بدین ترتیب جریان هوای سرد ورودی به هوا-گرماگرماگرما به عنوان سیال سرد در طی گذر از دو لایه مذکور افزایش درجه حرارت پیدا می کند.



شکل (۱): شماتیک هوا-گرماگرماگرما چهار لایه

$$\frac{1}{1-\phi} \nabla q + h_s A_s (T_p - T_g) - k_p \left( \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (2)$$

### ۳-۳- معادله انتقال حرارت تابشی در لایه متخلخل

توصیف کلی معادله انتقال حرارت تشعشی در یک محیط جاذب، صادرکننده و پخش کننده به صورت زیر می باشد [۱۲]:

$$\frac{dI}{ds} = \hat{s} \cdot \nabla I(r, \hat{s}) = \sigma_a(r) I_b(r) - \sigma_e(r) I(r, \hat{s}) + \frac{\sigma_s(r)}{4\pi} \int_{4\pi} I(r, \hat{s}') \phi(r, \hat{s}', \hat{s}) d\Omega' \quad (3)$$

شرط مرزی زیر نیز روی دیواره‌ها جهت حل معادله بالا مورد استفاده قرار می گیرد:

$$I(r_w, \hat{s}) = \varepsilon(r_w) I_b(r_w) + \frac{\rho(r_w)}{\pi} \int_{\hat{n} \cdot \hat{s}' < 0} I(r_w, \hat{s}') |\hat{n} \cdot \hat{s}'| d\Omega' \quad (4)$$

با توجه به اینکه دیواره‌ها عایق و منعکس کننده تشعشع در نظر گرفته شده‌اند تغییرات دما در جهت  $y$  بسیار ناچیز خواهد بود. به محض محاسبه میدان شدت تابش از معادله انتقال حرارت تابشی، شار حرارتی تشعشی  $q$  که در معادله انرژی فاز جامد ظاهر شده است از معادله زیر بدست می آید:

$$q = \int_{4\pi} I(r, \hat{s}) \hat{s} d\Omega$$

با تعریف پارامترهای بدون بعد زیر و اعمال آنها بر معادلات انرژی و انتقال حرارت تشعشی فرم بدون بعد معادلات بدست آمده است:

$$p_1 = \rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x \quad p_2 = h A T_i / \dot{Q} \quad p_3 = k_g T_i / \dot{Q} L_x^2 \\ p_4 = k_p T_i / \dot{Q} L_x^2 \quad p_5 = h L_x / k_p \quad p_6 = \varepsilon k_p / \sigma T_i^3 L_x \\ Q = q / \dot{Q} L_x$$

البته باید توجه داشت که در مورد پارامترهای فیزیکی مربوط به ماتریس جامد مقادیر به صورت مقادیر مؤثر در نظر گرفته شده‌اند و بدین واسطه ضریب تخلخل در محاسبه آنها تأثیر داده شده است. با اعمال این پارامترهای بی بعد معادلات (۱) و (۲) به صورت بی بعد زیر تبدیل خواهند شد:

فاز سیال:

$$-p_1 \frac{\partial \theta_g}{\partial \eta_x} - (1-\phi) p_2 (\theta_g - \theta_p) + \phi \delta(x) + p_3 \left( \frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_x^2} + \frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_y^2} \right) = 0 \quad (6)$$

جابجایی بالا و سطح انتقال حرارت زیاد آن مقدار زیادی از آنتالپی خود را به محیط متخلخل منتقل می کند. حال محیط متخلخل با دمای بالا می تواند به لایه های مجاور خود انرژی تشعشی صادر نماید. براساس شکل (۲) پهنای کانال  $L_y$  بوده و محیط متخلخل با فاصله  $x_i$  از مدخل ورودی کانال نصب شده و دارای ضخامت  $L_x$  می باشد.

با فرض عدم وجود جریان سیال در جهت عمود بر صفحه  $x-y$ ، جریان دو بعدی در نظر گرفته شده بطوریکه پروفیل سرعت گاز در داخل محیط متخلخل یکنواخت و با مقدار  $u_g$  فرض می شود. در مقایسه با فاز جامد سیال عامل در کانال غیر تابشی در نظر گرفته شده و بنابراین گاز قادر به جذب و نشر انرژی تشعشی نخواهد بود. همچنین محیط متخلخل همگن فرض شده و می تواند انرژی تشعشی را جذب، پخش و صادر نماید. با توجه به دو بعدی بودن مسئله و استفاده از روش جهات مجزا برای محاسبه انرژی تشعشی، محیط متخلخل دیفیوز و خاکستری در نظر گرفته شده و ضرایب جذب و پخش ثابت می باشند.

### ۳- معادلات حاکم

#### ۳-۱- معادله انرژی فاز گاز در مشعل متخلخل

با در نظر گرفتن مکانیزم‌های انتقال حرارت هدایت و جابجایی در فاز گاز، معادله انرژی برای این فاز به صورت زیر خواهد بود:

$$-\rho_g u_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - (1-\phi) h_s A_s (T_g - T_p) + \phi \dot{Q}(y) \delta(x) + k_g \left( \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (1)$$

در معادله بالا اندیس‌های  $p$  و  $g$  به ترتیب بیانگر فاز جامد و گاز می باشند.  $h_s$  ضریب انتقال حرارت جابجایی بین فاز سیال و فاز جامد،  $A_s$  سطح انتقال حرارت در واحد حجم محیط متخلخل،  $\delta(x)$  تابع یک که در ناحیه  $x_1 \leq x \leq x_2$  مقداری برابر با یک و در نواحی دیگر مقدارش صفر است.  $\dot{Q}(y)$  تابع سهموی نشان دهنده چشمه حرارتی در مشعل می باشد و به صورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{Q}(y) = \dot{Q} \times f(y)$$

در رابطه بالا  $f(y)$  تابعی سهموی و  $\dot{Q}$  مقدار ثابت تولید حرارت می باشد.

#### ۳-۲- معادله انرژی فاز جامد در مشعل متخلخل

با در نظر گرفتن ترم‌های جابجایی، هدایت و تشعشع در ماتریس جامد معادله انرژی به صورت زیر خواهد بود:

فاز جامد:

یکنواخت به صورت  $(N_x \times N_y) = (40 \times 100)$  در حل مسئله استفاده شده است..

مراحل محاسبات می‌تواند به صورت زیر بیان گردند:

- ۱- مقادیر  $\theta_p$  و  $\theta_g$  حدس زده می‌شوند.
- ۲- فرم تفاضل محدود معادله انتقال تشعشع برای محاسبه مقادیر شدت تابش و شار حرارتی و همچنین  $\nabla \cdot Q$  در هر نقطه از دامنه حل با به کار بردن تقریب  $S_4$  حل می‌گردد.
- ۳- با استفاده از مقادیر  $\nabla \cdot \theta$  که در مرحله ۲ بدست آمده‌اند، معادله انرژی لایه جهت تعیین دمای لایه  $\theta_p$  حل می‌گردد.
- ۴- معادله انرژی فاز گاز جهت تعیین دمای گاز  $\theta_g$  حل می‌گردد.

مراحل ۲ تا ۴ تکرار می‌گردد تا همگرایی حاصل شود.

#### ۴- مقایسه نتایج

به منظور اطمینان از نتایج محاسبه شده، معادلات حاکم برای یک مشعل لایه متخلخل به عنوان سیستمی جداگانه حل عددی شده‌اند و نتایج بدست آمده با داده‌های تجربی داده شده در مرجع [۱۴] مقایسه شده است. مقادیر پارامترهای بدون بعد برای این مشعل معادل مقادیری است که توسط تانگ و سانه [۱۴] بکار برده شده است این مقادیر در جدول (۱) نشان داده شده‌اند.

جدول (۱): پارامترهای بدون بعد مشعل متخلخل برای نمونه آزمایشی با توجه به مقالات تانگ و سانه [۱۴]

Parameter	value
$p_1 = \rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x$	0.014
$p_2 = hAT_i / \dot{Q}$	4
$p_3 = k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$	0.00025
$p_4 = k_p T_i / \dot{Q} L_x^2$	0.02
$p_5 = h L_x / k_p$	5
$p_6 = \varepsilon k_p / \sigma T_i^3 L_x$	0

بر اساس شکل (۳) دیده می‌شود که درجه حرارت گاز در طول مشعل زیاد شده، ماکزیمم درجه حرارت در ناحیه احتراق اتفاق می‌افتد و بعد از آن به دلیل تبدیل آنتالپی گاز به انرژی تشعشعی دمای گاز در طول مشعل به صورت نزولی تغییر می‌کند. به هر حال انطباق بین نتایج کار حاضر و نتایج تئوریک گزارش شده در مرجع [۱۴] رضایت بخش بوده لذا می‌توان از صحت روش عددی بکار رفته در کار حاضر مطلع شد.

$$\left(\frac{1}{1-\phi}\right)\nabla Q + p_2(\theta_p - \theta_g) - p_4\left(\frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_r^2} + \frac{1}{\eta_r} \frac{\partial \theta_p}{\partial \eta_r} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_z^2}\right) = 0 \quad (7)$$

همچنین فرم تغییر یافته معادله انتقال حرارت تشعشعی، با اعمال روش طول‌های مجزا به صورت زیر می‌باشد [۱۳]:

$$\mu^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_x} + \zeta^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_y} = \sigma_a I_b - \sigma_e I^m + \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_m' W^{m'} I^{m'} \quad (8)$$

که با جایگزینی فرم اختلاف محدود مشتقات موجود در معادله فوق، معادله زیر جهت محاسبه شدت تابش در هر مقطع از میدان حل بدست می‌آید:

$$I_{(j,k)}^m = \frac{I_x^m + I_y^m + \sigma_a I_b + S^m}{\sigma_e + x^m \text{sign}(x^m) + y^m \text{sign}(y^m)}$$

$$I_x^m = x^m [u_0(x^m) I_{x-1,y}^m - u_0(-x^m) I_{x+1,y}^m] \quad \text{که:}$$

$$I_y^m = y^m [u_0(y^m) I_{x,y-1}^m - u_0(-y^m) I_{x,y+1}^m]$$

$$x^m = \frac{\mu^m}{\Delta x} \quad y^m = \frac{\zeta^m}{\Delta y} \quad S^m = \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_m' W^{m'} I^{m'}$$

لازم بذکر است که جزئیات روش طول‌های مجزا و نحوه بدست آمدن معادله حاکم بر شدت تشعشع در مرجع [۱۲] به صورت کامل ارائه شده است. به محض اینکه میزان شدت تابش محاسبه شد، شار تشعشعی در جهات x و y به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$q_x = \sum_m W^m \mu^m I^m \quad (9)$$

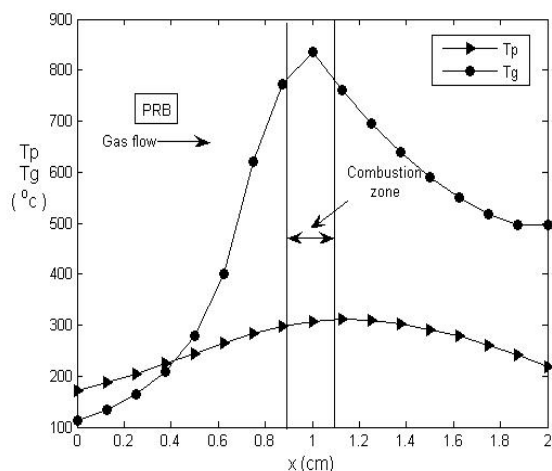
$$q_y = \sum_m W^m \zeta^m I^m \quad (10)$$

#### ۳-۴- شبکه بندی و مراحل حل مسئله

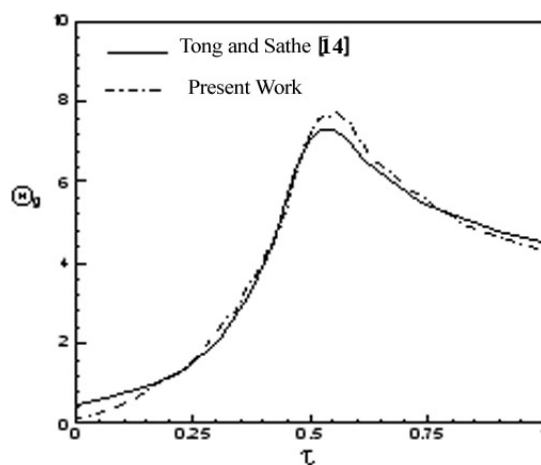
در تجزیه و تحلیل رفتار حرارتی هوا-گرمکن مورد نظر مجموعه معادلات حاکم در تمام لایه‌ها یکسان می‌باشد و تنها در یک عبارت چشمه حرارتی بین لایه PRB و لایه‌های باز یافت تفاوت وجود دارد. لذا با حذف چشمه حرارتی از معادلات مربوط به PRB معادلات مربوط به دیگر لایه‌ها حاصل می‌شوند.

شکل تفاضل محدود معادلات انرژی گاز و لایه با به کار بردن روش تفاضل مرکزی برای عبارت‌های مشتق دار که دارای خطای از مرتبه  $(\Delta x^2)$  و  $(\Delta y^2)$  می‌باشد بدست می‌آید.

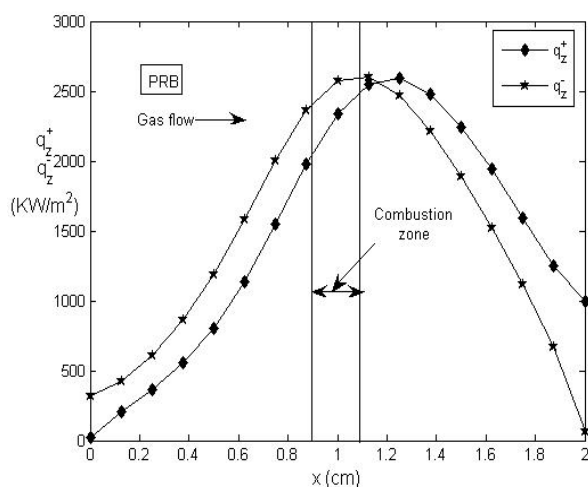
جهت بدست آوردن یک شبکه مستقل از نتایج عددی از یک شبکه



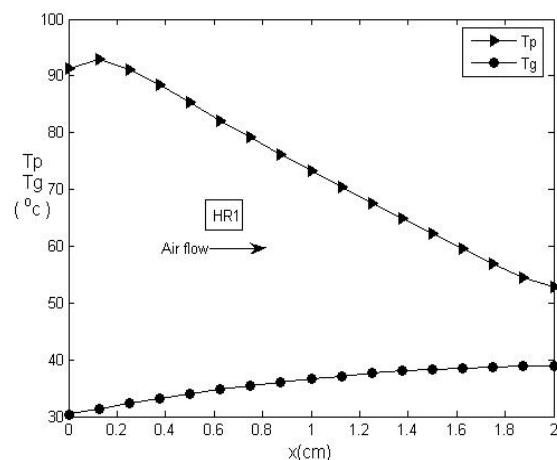
شکل (۴): توزیع دمای گاز و لایه در صفحه میانی مشعل ( $y=L_y/2$ )



شکل (۳): توزیع دمای گاز در طول مشعل متخلخل و مقایسه با نتایج تانگ و ساته [۱۴]



شکل (۵): توزیع شار تشعشی در مشعل لایه متخلخل  
 $p_1=0.01, p_2=1, p_3=0.00025, p_4=0.02, p_5=5,$   
 $p_6=66.6, r=1, \omega=0.5, \beta=100$



الف): بخش بازیافت اولیه HR1

## ۵- نتایج

به منظور تعیین مشخصه‌های هوا-گرمکن مورد مطالعه در کار حاضر تعیین توزیع دمای گاز، دمای لایه متخلخل و توزیع شار تابشی در هر کدام از چهار لایه می‌تواند در جهت تعیین مشخصه‌های حرارتی سیستم کارگشا باشد. توزیع دمای گاز و محیط متخلخل مشعل در شکل (۴) و تغییرات شار حرارتی  $q_x$  در طول مشعل در صفحه میانی ( $y=L_y/2$ ) در شکل (۵) نشان داده شده است. در این شکل‌ها فرض شده است که شعله در وسط المان متخلخل تشکیل می‌شود.

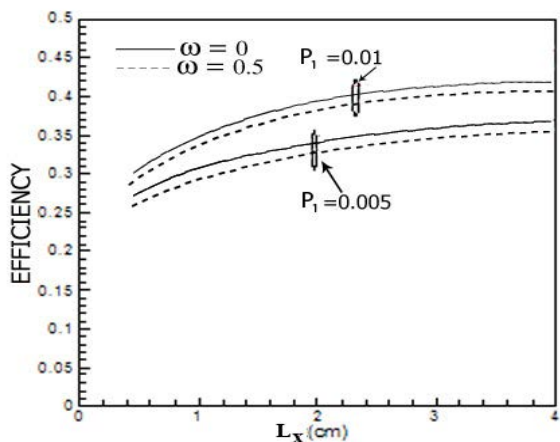
مشاهده می‌گردد که دمای گاز و لایه در جهت جریان در طول مشعل افزایش می‌یابد و حداکثر مقادیر دما در داخل ناحیه احتراقی بوجود می‌آید. اثر پیش گرمایش در بالا دست ناحیه احتراقی نیز کاملاً مشهود است. زیرا دمای لایه در این قسمت از دمای گاز بیشتر است. لایه متخلخل در این قسمت به واسطه تبادل حرارت تشعشی با پایین دست شعله گرم شده است.

شکل (۵) نشانگر این واقعیت است که حداکثر مقدار  $q_x$  در خارج ناحیه احتراقی اتفاق می‌افتد. شار تشعشی پایین دست  $q_x^+$  در  $x=x_3$  تشعشع خروجی مشعل می‌باشد که پارامتر بسیار مهمی در عملکرد مشعل محسوب می‌شود.

در اشکال (۶- الف) و (۶- ب) تغییرات  $\theta_g, \theta_p$  در طول لایه‌های متخلخل در بخش‌های بازیافتی اول و دوم رسم شده است همانگونه که در شکل (۶- ب) نیز دیده می‌شود مقدار افزایش دمای هوا در بخش بازیافت ثانویه بیش از بخش اولیه است. این امر به خاطر این واقعیت است که بخش بازیافت ثانویه تشعشع حرارتی بیشتری را از مشعل نسبت به بخش بازیافت اولیه دریافت می‌کند.

$$\eta = \frac{\sum_{HR1, HR2} \dot{m}_a c_{pa} (T_{a0} - T_{ai})}{\int_{V_c} \dot{Q} dV_c} \quad (11)$$

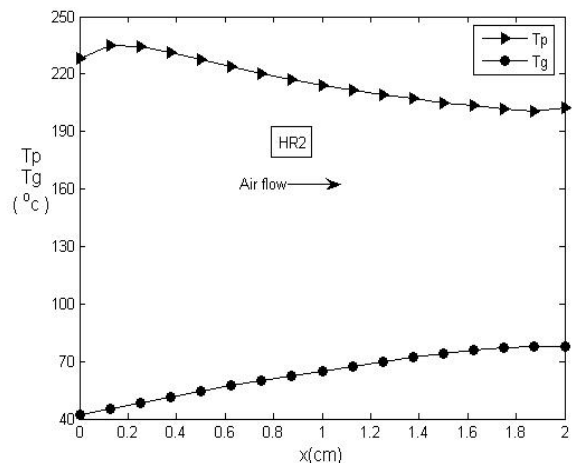
در این معادله  $\dot{m}_a$  و  $c_{pa}$  به ترتیب دبی جرمی و گرمای ویژه فشار ثابت جریان هوا در دو بخش بازیافت می‌باشند.  $T_{a0}$  و  $T_{ai}$  نیز دمای هوای ورودی و خروجی در هر بخش بازیافت حرارت هستند و  $V_c$  نیز حجم ناحیه احتراقی است. از شکل (۸) مشاهده می‌شود که بکارگیری لایه‌هایی با طول معادل  $L_x = 4$  cm جهت بدست آوردن حداکثر راندمان تحت شرایط موجود کافی باشد. همچنین با مقایسه دو منحنی رسم شده در این شکل، ملاحظه می‌شود که افزایش نسبت پخش باعث کاهش راندمان می‌گردد و افزایش پارامتر بدون بعد  $p_1$  باعث افزایش کارایی سیستم می‌گردد. به تعبیری دیگر بکارگیری مشعل‌هایی با نرخ بیشتر حرارت تولیدی در هواگرمن راندمان سیستم را کاهش می‌دهد.



شکل (۸): تغییر راندمان بر حسب طول لایه به ازای مقادیر مختلف پارامترهای  $p_1, \omega$

### ۶- نتیجه‌گیری

در کار حاضر آنالیز حرارتی مدل جدیدی از یک هواگرمن متخلخل چهار لایه‌ای به‌منظور تعیین رفتار حرارتی سیستم و چگونگی عملکرد آن انجام شده است. اساس کار این مبدل فرآیند تبدیل آنتالپی گاز به تشعشع و بالعکس می‌باشد بطوریکه در دو لایه از هواگرمن شار تابشی قابل توجهی تولید شده و در اثر برخورد این انرژی تشعشعی به دو لایه دیگر و در پی انتقال حرارت جابجایی بین گاز و لایه متخلخل ازدیاد دمای هوای عبوری را به دنبال دارد. جهت شبیه‌سازی رفتار حرارتی سیستم مجموعه معادلات حاکم شامل معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد و معادله انتقال حرارت تابشی به‌صورت همزمان حل عددی شده‌اند. نتایج بدست آمده

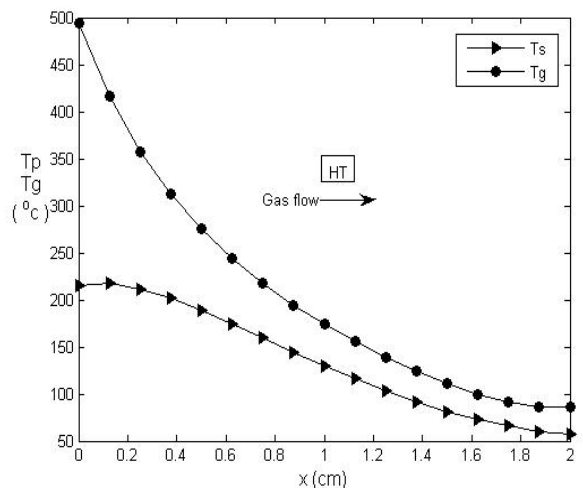


(ب) بخش بازیافت ثانویه HR2

شکل (۶): توزیع دمای گازولایه در HR1 و HR2

$$\sigma_e = 100(m^{-1}), \omega = 0.5$$

در شکل (۷) توزیع دمای گاز و لایه متخلخل در بخش دما بالا (HT) در طول لایه رسم شده است. افت دمای گاز در راستای جریان به واسطه تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشعی به‌وضوح قابل مشاهده است. به این ترتیب که در اثر انتقال حرارت جابجایی بین گاز داغ و لایه متخلخل انتقال حرارت ازجریان گاز به لایه متخلخل صورت گرفته بطوریکه در اثر این انتقال حرارت دمای محیط متخلخل افزایش یافته و قابلیت صدور انرژی تشعشعی قابل ملاحظه‌ای را پیدا می‌کند.



شکل (۷): توزیع دمای گاز و لایه دربخش HT

$$\sigma_e = 100(m^{-1}), \omega = 0.5$$

به‌منظور تعیین عملکرد هوا-گرمن مورد مطالعه راندمان این سیستم حرارتی به‌صورت زیر تعریف شده است:

- [12] Modest M. F., "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1993, Chap. 6.
- [13] Fiveland, W. A., "Discrete-Ordinates Solutions of the Radiative Transport Equation for Rectangular Enclosures", J. Heat transfer. Vol. 106, 1984, pp. 699-706.
- [14] Tong, T., Sathe, S., "Heat Transfer Characteristics of Porous Radiant Burners", Trans. Of ASME, Journal Heat Transfer, Vol. 113, 1991, pp. 423-428.

راندمن حرارتی بالایی را برای این سیستم پیش‌بینی می‌کند. با توجه به اینکه در هواگرمکن‌های مرسوم انرژی زیادی به واسطه بالا بودن دمای گاز خروجی از مشعل به هدر می‌رود لذا استفاده از هوا گرمکن‌های متخلخل بجای هواگرمکن‌های مرسوم با توجه به راندمن حرارتی بالا باعث افزایش کارایی سیستم و صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌گردد.

## ۸- فهرست علائم و اختصارات

$A$	surface area per unit volume	$(m^2/m^3)$
$B$	incoming radiation	$(W/m^2)$
$c_g$	specific heat of gas	$(J / kg^\circ C)$
$c_s$	specific heat of solid	$(J / kg^\circ C)$
$I$	intensity	$(W/m^2)$
$k_g$	thermal conductivity of gas	$(W / m^\circ C)$
$k_s$	thermal conductivity of solid	$(W / m^\circ C)$
$p_1$	dimensionless group	$\rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x$
$p_2$	dimensionless group	$h A T_i / \dot{Q}$
$p_3$	dimensionless group	$k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$
$p_4$	dimensionless group	$k_s T_i / \dot{Q} L_x^2$
$p_5$	dimensionless group	$h L_x / k_s$
$p_6$	dimensionless group	$\epsilon k_s / \sigma T_i^3 L_x$
$q$	radiative heat flux	$(W/m^2)$
$Q$	dimensionless radiative heat flux	$q / \dot{Q} L_x$
$\dot{Q}$	heat generation constant	$(W/m^3)$
$S$	direction vector	
$T_\infty$	ambient temperature	$(^\circ C)$
$u_g$	gas velocity	$(m/s)$
$\epsilon$	emissivity	
$\eta_x$	non-dimensional coordinate	$x/L_x$
$\eta_y$	non-dimensional coordinate	$y/L_y$
$\theta$	non-dimensional temperature	$T/T_i$
$\Theta$	non-dimensional temperature	$(T-T_i)/T_i$
$\rho$	reflection coefficient	
$\rho_g$	gas density	$(kg/m^3)$
$\rho_s$	gas density	$(kg/m^3)$
$\sigma$	Stefan-boltzmann constant	$(W/m^2 K^4)$
$\sigma_a$	absorption coefficient	$(m^{-1})$
$\sigma_e$	extinction coefficient	$(m^{-1})$
$\sigma_s$	scattering coefficient	$(m^{-1})$
$\tau$	optical depth	$\sigma_e x$
$\tau_0$	optical thickness	$\sigma_e \delta$
$\phi$	Porosity	
$\omega$	scattering albedo	$\sigma_s / \sigma_e$
$\Omega$	solid angle	

## ۷- مراجع

- [1] Echigo, R., "Effective Energy Conversion Method between Gas Enthalpy and Thermal Radiation and Application to Industrial Furnaces", 7<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, München, 1982.
- [2] Wang, K. Y., Tien, C. L., "Combined Radiation and Convection through a Porous Segment", Journal Heat Transfer, Vol. 106, 1984, pp. 453-459.
- [3] Kim M. Y., Baek S. W., "Assessment of the Ax Symmetric Radiative Heat Transfer in a Cylindrical Enclosure with the Finite Volume Method", J. Heat and Mass Transfer, Vol. 51, 2008, pp. 5144-5153.
- [4] Echigo, R., Tomimura, T., "Analytical and Experimental Studies on Radiative Propagation in Porous Media with Internal Heat Generation", 8<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, 1986.
- [5] Tanigawa A., Hanamura K., Echigo R., and Tomimura T., "Effective Heat Exchange Method by a Pair of Porous Radiative Converters", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. 57, Vol. 533, 1991, p.p. 302-308.
- [6] Tomimura T., Hamano K., Honda Y., and Echigo R., "Experimental Study on Multi - Layered of Gas - to - Gas Heat Exchanger Using Porous Media", Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 47, 2004, pp. 4615-4623.
- [7] Tomimura T., Fujii M., Iida T., Wn P., and Echigo R., "Experimental and investigation of self - insulated gas to gas heat exchanger", in: Proc. 11<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conference, 1998, p.p. 323-328.
- [8] Gandjalikhan Nassab S. A., "Effective Gas-To-Gas Heat Exchanger by Means of Energy Conversion between Gas Enthalpy and Thermal Radiation", Part A : J. Power and energy, Vol. 218, 2006, pp. 234-244.
- [9] Talukdar, P., Mishra, S., "Heat Transfer Characteristics of a Porous Radiant Burner under the Influence of a 2-D Radiation Field", journal Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, Vol. 32, 2003, pp. 1-11.
- [10] Mishra, S. C., Steven, M., Nemoda, S., Talkudar, P., Trimis, D. and Durst, F., "Heat Transfer Analysis of a Two Dimensional Rectangular Porous Radiant Burner", J. Heat and Mass Transfer, Vol. 33, 2006, pp. 467-474.
- [11] Gandjalikhan Nassab, S. A., "Thermal Analysis of a Self-Insulated Type of Radiant Porous Air Heater Using The Spherical Harmonics Method", Proc. Instn Mech. Engrs, Part A: J. Power and Energy, Vol. 221, 2006, pp. 421-430.