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

محمد مهدی کشتکار[۱]، سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب [۲]
Mkeshtkar54@yahoo.com

دریافت مقاله: ۸۹/۰۳/۰۶ پذیرش مقاله: ۸۹/۰۵/۳۱

چکیده

اخیراً با استفاده از محیط‌های متخلخل نوع جدیدی هوا-گرمکن طراحی شده است که اصول کارکرد آنها برپایه تبدیل انرژی بین آنتالپی گاز وانرژی 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 به‌صورت 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 دیگرمقایسه شده و انطباق قابل قبولی مشاهده شده است.

کلیدواژه:

هواگرمکن تشعشعی 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 باهنرکرمان، gangali2000@yahoo.com

Archive of SID

www.SID.ir

۱- مقدمه

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 لابه‌لای محیط متخلخل می توان 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 تشعشعی و یا برعکس تبدیل انرژی تشعشعی به آنتالپی می‌شود. اولین اقداماتی که در زمینه کاربرد محیط های 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 تشعشعی، 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 می توان در حدود ۶۰ درصد از انرژی حرارتی جریان سیال داغ را به‌صورت انرژی تشعشعی به داخل سیستم باز گرداند. در سال ۱۹۸۴ وانگ و تین [۲] معادلات انرژی حاکم بر سیستم را که شامل انتقال حرارت تشعشعی نیز می‌شد را حل کردند و برای محاسبه انرژی تشعشعی 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 تشعشعی 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، رفتارحرارتی یک لایه بازیاب را در میدان استوانه‌ای دو بعدی بررسی کردند. در این کار اثرپخش انرژی و ضخامت اپتیکی لایه برتوزیع دمای گاز و لایه در طول مشعل مورد بررسی قرارگرفت. بعد از بررسی‌های انجام شده در مورد توان بالای تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشعی در محیط‌های متخلخل، اچیگو و همکاران [۴, ۵] نوع جدیدی از مبدل‌های گاز به گاز را معرفی کردند که در آن ازیک 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 رایج دارند.

به واسطه نتایج خوب تحقیقاتشان در بهبود کارایی مبدل حرارتی تومیمورا و همکاران [۶, ۷] یک مبدل حرارتی سه‌لایه‌ای را پیشنهاد کردند. مبدل آنها از سه قسمت دما بالا، دماپایین 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 ۶۰۰-۴۰۰ درجه سانتی‌گراد در نمونه آزمایشگاهی و ۱۲۰۰-۴۰۰ درجه سانتی گراد 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 تشعشعی در هر لایه در حالت دائم بدست آمد و اثر پخش انرژی تشعشعی و ضخامت اپتیکی در کارایی مبدل بررسی شد.

مشعل‌های متخلخل مورد کاربرد دیگری از محیط متخلخل در سیستم‌های حرارتی می‌باشند. تحقیقات انجام شده دراین 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 به‌صورت 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 تشعشعی در یک محیط جذب کننده، صادر کننده و پخش کننده نیاز دارد. در سال ۲۰۰۶ میشرا و همکارانش [۱۰] با استفاده از روش CDM، رفتارحرارتی 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 حجمی بر توزیع دما و غلظت در طول مشعل مورد بررسی قرارگرفت.

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

Archive of SID

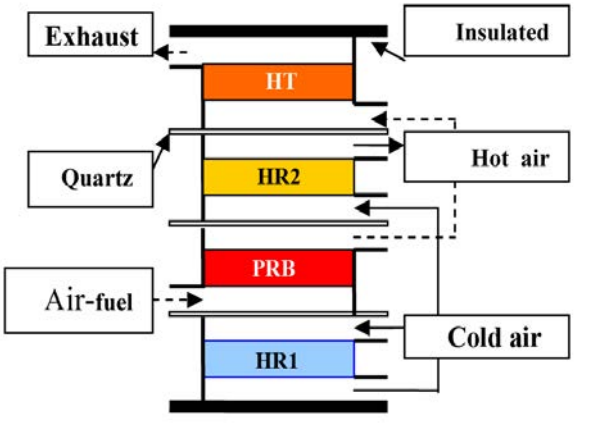
www.SID.ir

دراین مطالعه یک مشعل متخلخل به‌عنوان چشمه حرارتی در یک هوا-گرمکن در نظر گرفته شد. مطالعه تئوری انجام شده براساس حل یک بعدی و مدل تشعشعی هارمونیک‌های کروی بود. نتایج بدست آمده نشان دادند که راندمان هوا-گرمکن با افزایش ضخامت اپتیکی لایه‌ها افزایش و با افزایش نسبت پخش کاهش می‌یابد و در صورت طراحی مناسب سیستم، راندمان حرارتی در حدود ۴۰ درصد را می‌توان انتظار داشت.

هوا-گرمکن 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-گرمکن متخلخل را نشان می‌دهد، 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 می‌شود و در نتیجه شارهای تشعشعی قابل ملاحظه‌ای از مقاطع ورودی وخروجی لایه به سمت لایه‌های مجاور منتشر می‌شود. جریان گازداغ خروجی از این قسمت به‌منظور بازیافت هر چه بیشتر انرژی وارد قسمت HT شده و عمل بازیافت انرژی از طریق تبدیل آنتالپی گاز به تشعشع در آن صورت می‌گیرد. شارهای تشعشعی صادر شده از لایه‌های HT و PRB به لایه‌های مجاور (HR2 و HR1) 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-گرمکن به‌عنوان سیال سرد در طی گذر ازدو لایه مذکور افزایش درجه حرارت پیدا می‌کند.

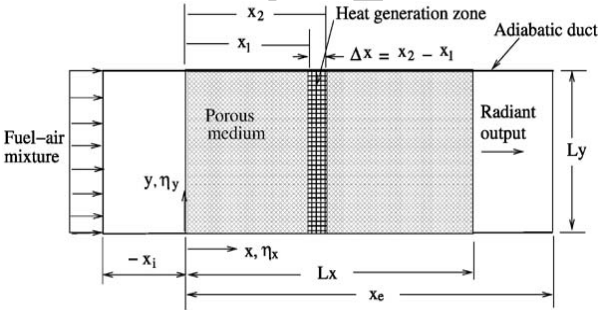


شکل (۱): شماتیک هوا-گرمکن تشعشعی چهار لایه

تا به حال مطالعاتی که در زمینه بررسی عملکرد هواگرمکن‌های متخلخل صورت گرفته محدود به شرایط یک بعدی بوده است. امادرکار حاضر به‌منظور اخذ نتایج با دقت بیشتر و سازگاری بالاتر با فیزیک مسئله، ازیک مدل دو بعدی جهت آنالیز حرارتی هواگرمکن استفاده شده است. همچنین استفاده ازروش 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 حاضرفرآیند احتراق به عنوان یک ناحیه تولید حرارت با قدرت غیریکنواخت و به‌صورت تابعی سهموی در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم شامل دو معادله انرژی برای فازهای گاز و جامد و معادله انتقال حرارت تابشی می‌باشند که به‌صورت همزمان حل عددی می‌شوند. جهت اطمینان ازصحت محاسبات، نتایج عددی با نتایج بدست آمده توسط محققین قبلی در مورد یک مشعل متخلخل ویک لایه بازیافت مقایسه گردیده و تطابق خوبی حاصل شده است.

۲- شرح مسئله

همانطور که قبلاً نیز شرح داده شد اساس کار هوا-گرمکن مورد نظر بر پایه تولید شار تابشی در مشعل متخلخل ولایه دما بالاو جذب این انرژی در لایه‌های بازیاب مجاور می‌باشد که درهر یک از لایه‌ها بسته به شرایط حاکم تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی و یا عمل عکس انجام می‌گیرد. در ابتدا معادلات حاکم برای مشعل متخلخل که مهمترین قسمت هوا-گرمکن می‌باشد شرح داده شده است. سپس همین روابط با حذف عبارت چشمه حرارتی جهت بررسی لایه‌های دیگر اعمال شده‌اند.



شکل (۲): شماتیک یک مشعل لایه متخلخل

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

Archive of SID

www.SID.ir

جابجایی بالا و سطح انتقال حرارت زیاد آن مقدار زیادی از آنتالپی خود را به محیط متخلخل منتقل می‌کند. حال محیط متخلخل با دمای بالا می‌تواند به لایه های مجاور خود انرژی تشعشعی 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 می‌باشد.

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 می‌شود. در مقایسه با فاز جامد سیال عامل در کانال غیر تابشی درنظر گرفته شده و بنابراین گازقادر به جذب و نشر انرژی تشعشعی نخواهد بود. همچنین محیط متخلخل همگن فرض شده و می‌تواند انرژی تشعشعی را جذب، پخش و صادر نماید. با توجه به دو بعدی بودن مسئله و استفاده از روش جهات مجزا برای محاسبه انرژی تشعشعی، محیط متخلخل دیفیوز و خاکستری در نظر گرفته شده و ضرایب جذب و پخش ثابت می‌باشند.

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 به‌صورت زیر خواهد بود:

$$-\rho_g u_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - (1-\phi) h_s A_s (T_g - T_p) + \phi \dot{Q}(y)\delta(x) + k_g \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2}\right) = 0 \quad (۱)$$

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

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

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

۳-۲ - معادله انرژی فاز جامد در مشعل متخلخل

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

$$\frac{1}{1-\phi}\nabla q + h_s A_s (T_p - T_g) - k_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2}\right) = 0 \quad (۲)$$

۳-۳- معادله انتقال حرارت تابشی در لایه متخلخل

توصیف کلی معادله انتقال حرارت تشعشعی در یک محیط جاذب، صادرکننده و پخش‌کننده به‌صورت زیر می‌باشد [۱۲]:

$$\frac{dI}{ds} = \hat{s}.\nabla I(r,\hat{s}) = \sigma_a(r) I_b(r) - \sigma_e(r) I(r,\hat{s}) + \frac{\sigma_s(r)}{4\pi}\int_{4\pi} I(r,\hat{s}')\phi(r,\hat{s}',\hat{s})\,d\Omega' \quad (۳)$$

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

$$I(r_w,\hat{s}) = \varepsilon(r_w) I_b(r_w) + \frac{\rho(r_w)}{\pi}\int_{\hat{n}.\hat{s}'<0} I(r_w,\hat{s}')|\hat{n}.\hat{s}'|\,d\Omega' \quad (۴)$$

با توجه به اینکه دیواره‌ها عایق ومنعکس‌کننده 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 تشعشعی q که در معادله انرژی فاز جامد ظاهر شده است از معادله زیر بدست می‌آید:

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

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

$$p_1 = \rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x \quad p_2 = hAT_i / \dot{Q} \quad p_3 = k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$$

$$p_4 = k_p T_i / \dot{Q} L_x^2 \quad p_5 = h L_x / k_p \quad p_6 = \varepsilon k_p / \sigma T_i^3 L_x$$

$$Q = q / \dot{Q} L_x$$

البته باید توجه داشت که در مورد پارامترهای فیزیکی مربوط به ماتریس جامد مقادیر به‌صورت 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:

$$-p_1 \frac{\partial \theta_g}{\partial \eta_x} - (1-\phi) p_2 (\theta_g - \theta_p) + \phi\delta(x) + p_3 \left(\frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_x^2} + \frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_y^2}\right) = 0 \quad (۶)$$

Archive of SID

www.SID.ir

فاز جامد:

$$(\frac{1}{1-\phi})\nabla Q + p_2(\theta_p - \theta_g) - p_4(\frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_r^2} + \frac{1}{\eta_r}\frac{\partial \theta_p}{\partial \eta_r} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_z^2}) = 0 \qquad (۷)$$

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

$$\mu^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_x} + \zeta^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_y} = \sigma_a I_b - \sigma_e I^m + \frac{\sigma_s}{4\pi}\sum_{m'} w^{m'} I^{m'} \qquad (۸)$$

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

$$I^m_{(j,k)} = \frac{I^m_x + I^m_y + \sigma_a I_b + S^m}{\sigma_e + x^m sign(x^m) + y^m sign(y^m)}$$

که:

$$I^m_x = x^m[u_0(x^m) I^m_{x-1,y} - u_0(-x^m) I^m_{x+1,y}]$$

$$I^m_y = y^m[u_0(y^m) I^m_{x,y-1} - u_0(-y^m) I^m_{x,y+1}]$$

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

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

$$q_x = \sum_m w^m \mu^m I^m \qquad (۹)$$

$$q_y = \sum_m w^m \zeta^m I^m \qquad (۱۰)$$

۳-۴- شبکه‌بندی 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 بازیافت تفاوت وجود دارد. لذا با حذف چشمه حرارتی از معادلات مربوط به PRB معادلات مربوط به دیگر لایه ها 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 (Δx^2) و (Δy^2)می‌باشد بدست می‌آید.

جهت بدست آوردن یک شبکه مستقل از نتایج عددی از یک شبکه یکنواخت به‌صورت $(N_x \times N_y) = (40 \times 100)$ در حل مسئله استفاده شده است..

مراحل محاسبات می‌تواند به‌صورت زیر بیان گردند:

۱- مقادیر θ_g و θ_p حدس زده می‌شوند.

۲- فرم تفاضل محدود معادله انتقال تشعشع برای محاسبه مقادیر شدت تابش و شار حرارتی و همچنین $\nabla . Q$ در هر نقطه از دامنه حل با به کار بردن تقریب S_4 حل می‌گردد.

۳- با استفاده از مقادیر $\nabla . \theta$ که در مرحله ۲ بدست آمده‌اند، معادله انرژی لایه جهت تعیین دمای لایه θ_p حل می‌گردد.

۴- معادله انرژی فاز گاز جهت تعیین دمای گاز θ_g حل می‌گردد.

مراحل ۲ تا ۴ تکرار می‌گردد تا همگرایی حاصل شود.

۴- مقایسه نتایج

به‌منظور اطمینان از نتایج محاسبه شده، معادلات حاکم برای یک مشعل لایه متخلخل به‌عنوان 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 ساته [۱۴] بکار برده شده است این مقادیر در جدول (۱) نشان داده شده‌اند.

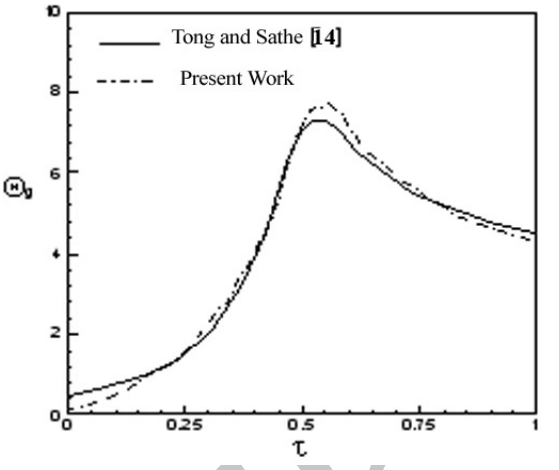
جدول (۱): پارامترهای بدون بعد مشعل متخلخل برای نمونه آزمایشی با توجه به مقالات تا نگ و ساته [۱۴]

Paramet\er	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

براساس 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 به‌صورت 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.

Archive of SID

www.SID.ir



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

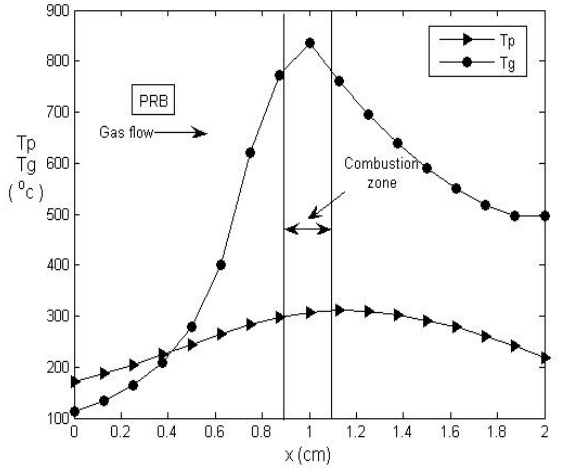
۵- نتایج

به‌منظور تعیین مشخصه‌های هوا-گرمکن مورد مطالعه درکارحاضر تعیین توزیع دمای گاز، دمای لایه متخلخل و توزیع شار تابشی درهرکدام از چهار لایه می‌تواند در جهت تعیین مشخصه‌های حرارتی سیستم کارگشا باشد. توزیع دمای گاز و محیط متخلخل θ_g, θ_p در 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.

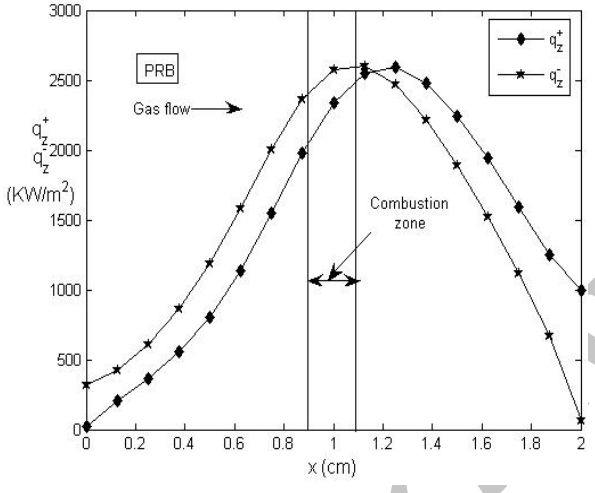
مشاهده می‌گردد که دمای گاز و لایه در جهت جریان در طول مشعل افزایش می‌یابد و حداکثر مقادیر دما در داخل ناحیه احتراقی بوجود می‌آید. اثر پیش گرمایش در بالا دست ناحیه احتراقی نیز کاملا مشهود است. زیرا دمای لایه در این قسمت از دمای گاز بیشتر است. لایه متخلخل در این قسمت به واسطه تبادل حرارت تشعشعی با پایین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

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

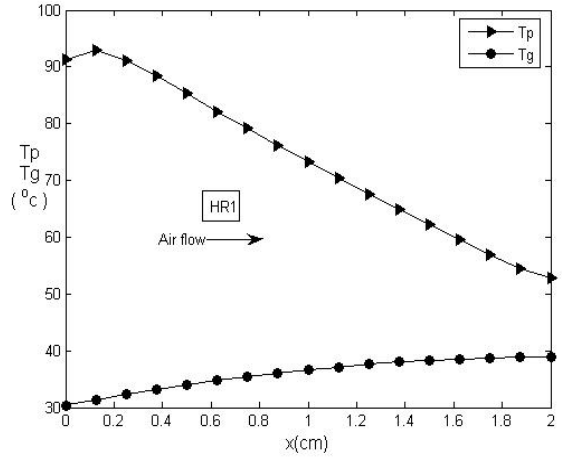
در اشکال (۶- الف) و (۶- ب) تغییرات θ_g, θ_pدر طول لایه‌های متخلخل در بخش‌های بازیافتی اول و دوم رسم شده است همانگونه که در شکل (۶- ب) نیز دیده می‌شود مقدار افزایش دمای هوا در بخش بازیافت ثانویه بیش از بخش اولیه است. این امر به خاطر این واقعیت است که بخش بازیافت ثانویه تشعشع حرارتی بیشتری را از مشعل نسبت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



شکل (۴): توزیع دمای گازولایه درصفحه میانی مشعل (y=Ly/2)



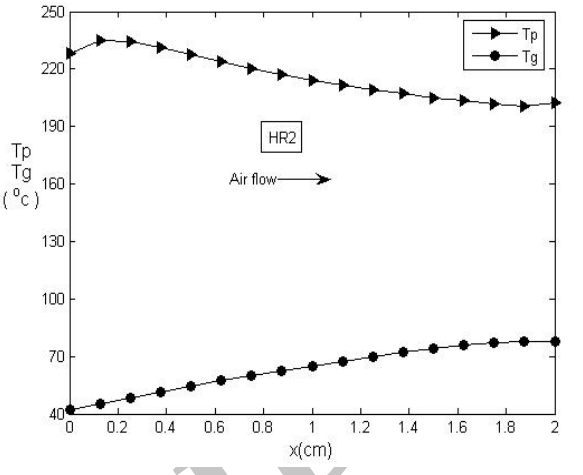
شکل (۵): توزیع شارتشعشعی درمشعل لایه متخلخل
p_1= 0.01, p_2 =1, p_3= 0.00025, p_4= 0.02, p_5=5,
p_6= 66.6, r =1 $\omega = 0.5, \beta = 100$



(الف): بخش بازیافت اولیه HR1

Archive of SID

www.SID.ir

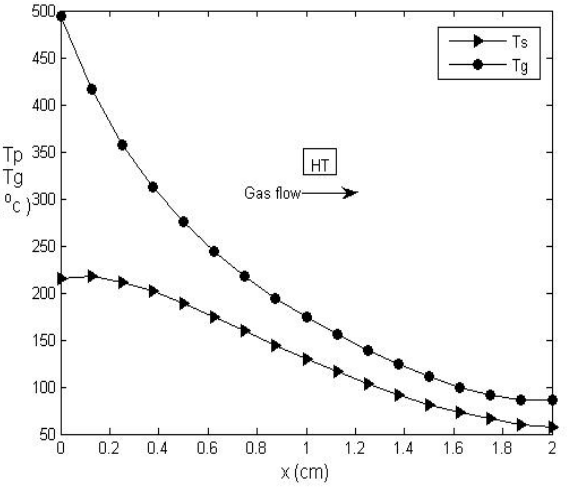


(ب) :بخش بازیافت ثانویهHR2

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

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

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.



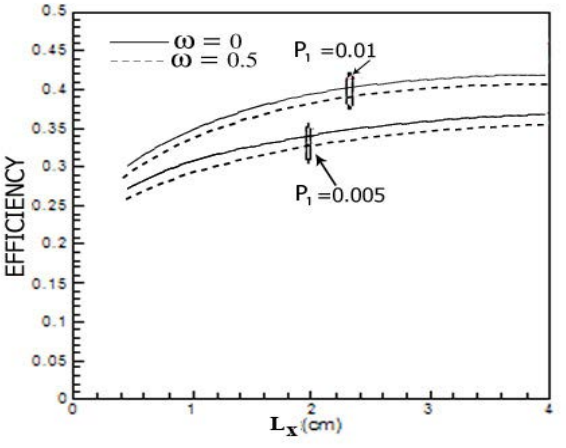
شکل (۷): توزیع دمای گاز و لایه دربخشHT

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

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

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

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_{ai} و T_{ao} 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= ۴ 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 بعدp_1 باعث افزایش کارایی سیستم می‌گردد. به تعبیری دیگر بکارگیری مشعل‌هایی با نرخ بیشتر حرارت تولیدی در هواگرمکن راندمان سیستم را کاهش می‌دهد.



شکل (۸): تغییر راندمان برحسب طول لایه به ازای مقادیر مختلف پارامترهای P_1, ω

۶- نتیجه‌گیری

در کار حاضر آنالیز حرارتی مدل جدیدی از یک هواگرمکن متخلخل چهار لایه‌ای به‌منظور تعیین رفتار حرارتی سیستم وچگونگی عملکرد آن انجام شده است. اساس کار این مبدل فرآیند تبدیل آنتالپی گاز به تشعشع و بالعکس می‌باشد بطوریکه در دو لایه از هواگرمکن 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

Archive of SID

www.SID.ir

راندمان 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 راندمان حرارتی بالا باعث افزایش کارایی سیستم و صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌گردد.

۷- مراجع

[1] Echigo, R., "Effective Energy Conversion Method between Gas Enthalpy and Thermal Radiation and Application to Industrial Furnaces", 7th 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", 8th 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., lida T., Wn P., andEchigo R., "Experimental and investigation of self – insulated gas to gas heat exchanger", in: Proc.11th 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.

[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.

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	$(J/kg°c)$
c_s	specific heat of solid	$(J/kg°c)$
I	intensity	(W/m^2)
k_g	thermal conductivity of gas	$(W/m°c)$
k_s	thermal conductivity of solid	$(W/m°c)$
p_1	dimensionless group	$\rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x$
p_2	dimensionless group	$hAT_i / \dot{Q}$
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	hL_x / k_s
p_6	dimensionless group	$\varepsilon k_s / \sigma T_i^3 L_x$
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_∞	ambient temperature	$(°C)$
u_g	gas velocity	(m/s)
ε	emissivity	
η_x	non-dimensional coordinate	x/L_x
η_y	non-dimensional coordinate	y/L_y
θ	non-dimensional temperature	T/T_i
Θ	non-dimensional temperature	$(T-T_i)/T_i$
ρ	reflection coefficient	
ρ_g	gas density	(kg/m^3)
ρ_s	gas density	(kg/m^3)
σ	Stefan-boltzmann constant	(W/m^2K^4)
σ_a	absorption coefficient	(m^{-1})
σ_e	extinction coefficient	(m^{-1})
σ_s	scattering coefficient	(m^{-1})
τ	optical depth	$\sigma_e x$
τ_0	optical thickness	$\sigma_e \delta$
φ	Porosity	
ω	scattering albedo	σ_s / σ_e
Ω	solid angle	

Archive of SID

www.SID.ir