

## بررسی عددی اثر انتقال حرارت جانبی در نرخ تولید اکسید نیتروژن مشعل متخلخل

مصطفی خسروی الحسینی<sup>۱</sup>، مهدی معرفت<sup>۲</sup> و کیومرث مظاهری<sup>۲</sup>

بخش مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس  
Kiumars@Modares.ac.ir

### چکیده

در این مقاله انتقال حرارت جانبی از دیواره‌های مشعل متخلخل استوانه‌ای با تقارن محوری و تاثیر آن بر رفتار حرارتی مشعل مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. برای این منظور معادلات حاکم در مختصات استوانه‌ای در راستای طول و شعاع برای گاز پیش مخلوط متان و هوا در شرایط مختلف حل شده‌اند. برای آنکه بیشترین تاثیر اتلاف حرارت مورد بررسی قرار گیرد از نسبت اختلاط استوکیومتری که بیشترین دمای شعله را ایجاد می‌نماید و در نتیجه بیشترین اتلاف حرارت وجود دارد، استفاده شده است. برای مقایسه نتایج محاسباتی و تجربی از یک نمونه مخلوط رفیق نیز استفاده شده است. نتایج نشان داده‌اند که فرض آدیاباتیک بودن دیواره‌ها و در نتیجه حل یک بعدی معادلات صحیح نمی‌باشد. زیرا در حالت آدیاباتیک چنانچه مشعل به صورت دو بعدی شبیه‌سازی گردد گرادین دمای جامد در نزدیکی دیواره مثبت بدست می‌آید که خلاف نتایج تجربی است. دلیل این رفتار را می‌توان تاثیرپذیری بیشتر نواحی مرکزی مشعل از انتقال حرارت تشعشعی مرز خروجی به محیط اطراف مشعل دانست. وجود اتلاف حرارت بدست آمده از مدلسازی عایق بکار رفته در آزمایشات تجربی مشخص نمود که 6٪ از انرژی ورودی گاز توسط دیواره‌های جانبی تلف می‌گردد. این اتلاف حرارت باعث کاهش کلی دما بخصوص در نزدیکی دیواره گردیده و حتی پیک دمای شعله را در خط تقارن محوری تحت تاثیر قرار داده است. کاهش حداکثر دمای شعله بر نتایج محاسباتی نرخ تولید مونوکسید نیتروژن نیز اثر گذاشته و این نتایج را به سمت مقادیر تجربی نزدیک‌تر نموده است.

واژه‌های کلیدی: مشعل متخلخل، مونوکسید نیتروژن، انتقال حرارت جانبی، اتلاف حرارت

### 1- مقدمه

احتراق در محیط متخلخل به دلیل توان حرارتی بالا و کنترل پذیری دینامیکی سهل‌الوصول به همراه نرخ انتشار آلاینده‌های محیط زیست پایین مورد توجه خاصی طی دهه گذشته قرار گرفته است. در شعله آزاد به دلیل خصوصیات ضعیف انتقال حرارت، ضخامت ناحیه واکنش شعله باریک می‌باشد در حالی که در مشعل‌های متخلخل وجود بستر متخلخل باعث ارتقای نرخ انتقال حرارت هدایتی و تشعشعی می‌گردد. در این نوع سیستم احتراقی، جبهه شعله می‌تواند درون محیط متخلخل یا در روی سطح خارجی آن تشکیل شود. مشعل متخلخل با شعله مدفون به دلیل گستره کاربرد آن مورد توجه ویژه‌ای بوده است و تحقیقات متنوعی از آزمایشات تجربی تا مدلسازی‌های ریاضی را به خود اختصاص داده است. در اکثر مدلسازی‌های انجام شده در گذشته از فرض مدل یک بعدی استفاده شده است. در این تحقیقات چگونگی تغییرات متغیرها در راستای عمود

1- دکترای مهندسی مکانیک

2- دکترای مهندسی مکانیک

بر محور حرکت شعله بررسی نشده است. به بیان دیگر در این تحقیقات فرض آدیاباتیک بودن دیواره‌های جانبی مشعل متخلخل به صورت معمول استفاده شده است. یکی از اولین تحقیقات انجام شده در مدلسازی دوبعدی مشعل متخلخل توسط صحراوی و کاویانی [۱] ارائه شده است. هدف اصلی این تحقیق بررسی دقت روش متوسط گیری حجمی از معادلات حاکم نسبت به حل مستقیم آنها در یک نمونه مشعل متخلخل بوده است و برای این منظور از مدلسازی انتقال حرارت تشعشی صرفنظر شده است. در تحقیق هکرت و همکاران [۲] دو نمونه مشعل متخلخل در حالت دو بعدی با استفاده از روش شبیه سازی مستقیم مطالعه شده است. اولین نمونه مشعل به صورت لانه زنبوری و دومین نمونه به صورت صفحات مستطیلی غیر متصل به یکدیگر در نظر گرفته شده است. این تحقیق در واقع توسعه تحقیق صحراوی و کاویانی با در نظر گرفتن انتقال حرارت تشعشی می‌باشد. همچنین در مدلسازی احتراق از دو نمونه گاز متان و پروپان با سینتیک تک مرحله‌ای استفاده شده است. مقایسه پروفیل دما با مقادیر تجربی تفاوت قابل تاملی را در ناحیه واکنش شیمیایی نشان داده است. این اختلاف در فاصله مشخصی از شعله، که دمای گاز با دمای جامد به تعادل حرارتی رسیده به سمت نتایج تجربی میل نموده است. مدلسازی دو بعدی دیگری توسط برنر و همکاران [۳] ارائه شده است. معادلات حاکم به صورت متوسط گیری شده برای 20 گونه شیمیایی و 164 واکنش بدون در نظر گرفتن اثرات کاتالیستی با روش احجام محدود حل گردیده است. معادله انرژی به کار رفته در این مقاله براساس فرض تعادل گرمایی بیان شده است که در حالت کلی در مشعلهای متخلخل فرض صحیحی نمی باشد [۴]. مدلسازی دو بعدی دیگر توسط مالیکو و همکاران ارائه شده است [۵]. مشعل آنها دارای یک مبدل حرارتی در قسمت انتها که گازهای داغ حاصل از احتراق وارد آن می‌شدند، بوده است. معادلات بقای ممنت، انرژی و بقای گونه‌های شیمیایی با استفاده از مکانیزم چند مرحله‌ای اسکلتی متان (77 واکنش و 26 عنصر) در حالت پایدار حل گردیده است. عدم تعادل گرمایی بین گاز و جسم متخلخل و تفرق ایزوتروپیک در معادله انرژی منظور شده و انتقال حرارت تشعشی با استفاده از روش جهت‌های تفکیک شده<sup>۱</sup> مدل گردیده است. نتایج بدست آمده تقریب خوبی را برای CO در مقایسه با مقادیر تجربی بیان می‌کند در حالی که در مورد NO مقادیری بیشتر از نتایج آزمایشگاهی به دست آمده است. همچنین شرایط مرزی جانبی به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. تالکدر و همکاران با استفاده از روش مدلسازی شار تشعشی<sup>۲</sup> CDM به بررسی یک مشعل متخلخل دوبعدی پرداخته‌اند [۶]. در این مطالعه جریان سیال به صورت Slug در نظر گرفته شده و احتراق به صورت منبع یکنواخت تولید گرما مدل گردیده است. از افت فشار نیز صرف نظر شده بنابراین فقط دو معادله انرژی برای گاز و فاز جامد حل گردیده است. با توجه به نکات بیان شده، هدف اصلی تحقیق مذکور بررسی خصوصیات تشعشی مشعل متخلخل در دو بعد بوده است. در آن به بررسی قطر یا ضخامت مشعل متخلخل و اثر آن بر توزیع دما در راستای محور عمود بر حرکت جریان در حالتی که مرزهای جانبی کاملاً عایق هستند پرداخته شده است و مشخص گردیده که در نظر گرفتن خواص تشعشی مرزهای جانبی باعث انحراف از مدلسازی یک بعدی حتی در شرایط آدیاباتیک می‌شود. تحقیق دیگری که اخیراً توسط همین محققین منتشر شده، حل معادلات حاکم را با در نظر گرفتن مکانیزم کامل احتراق متان در مشعل متخلخل چهارگوش ارائه می‌دهد [۷]. مطالعه مذکور عمدتاً به بررسی اثر طول مشخصه یا قطر حفره های محیط متخلخل بر توزیع دمای فاز جامد و گاز پرداخته است. در طول مشخصه های پایین اندازه ضریب انتقال حرارت حجمی افزایش یافته و در نتیجه شرط تعادل دمایی احتمال وقوع بیشتری دارد. افزایش نرخ انتقال حرارت جابجایی باعث کاهش دمای گاز و افزایش دمای جامد گردیده است. همچنین در این تحقیق اثر تغییر ضریب خاموشی بر پروفیل های دمای فاز جامد و گاز نشان داده شده است.

تحقیقات یک بعدی انجام شده در گذشته شناخت کاملی از تاثیر تغییر ضرایب انتقال حرارت بر رفتار حرارتی مشعل متخلخل بدست داده اند. همچنین اکثر تحقیقات انجام گرفته در ناحیه احتراق رقیق بوده و نتایج بدست آمده با داده های تجربی تطابق قابل قبولی را نشان می دهد [۸]. در آنها نشان داده شده است که وقتی نسبت اختلاط به سمت یک میل می

<sup>1</sup> Discrete Ordinate Method

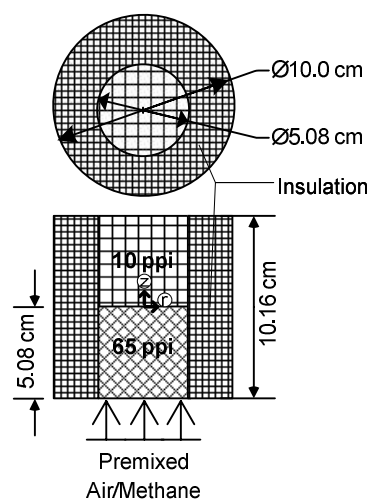
<sup>2</sup> Collapsed Dimension Method

کند، داده های تجربی و نتایج محاسبات از یکدیگر فاصله می گیرند. این عدم انطباق در دو پارامتر آلاینده NO و سرعت اشتعال محسوستر از دیگر پارامترهاست [۹ و ۱۰]. از آنجا که ماکزیمم دما با نزدیک شدن به احتراق استوکیومتریک افزایش می یابد و از طرف دیگر احتمال افزایش اتلافات حرارتی سیستم نیز افزایش یافته لذا این احتمال بوجود می آید که مدلسازی یک بعدی از نتایج تحقیقات آزمایشگاهی به دلیل چشم پوشی از مرزهای جانبی مشعل فاصله گرفته است. لازم به ذکر است که تاکنون تحقیقی در زمینه بررسی نقش انتقال حرارت جانبی در عملکرد مشعل ارائه نشده است [۱۱].

هدف اصلی تحقیق حاضر مدلسازی واقعی تر مشعل متخلخل استوانه ای با تقارن محوری و بررسی نقش انتقال حرارت جانبی در نرخ تولید اکسید نیتروژن می باشد. برای نیل به این هدف یک نمونه مشعل متخلخل که در آزمایشهای متعددی مورد استفاده قرار گرفته است با استفاده از یک شار حرارتی ثابت و مشخص با توجه به خصوصیات عایق، به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. از سینتیک کامل احتراق متان در حالتی که دو فاز جامد و گاز در عدم تعادل گرمایی می باشند، استفاده شده است. مدلسازی شار تشعشی در فاز جامد که دارای جذب و پراکنش است، با استفاده از روش احجام محدود انجام شده است. برای حل معادلات حاکم در فضای دو بعدی ابتدا توزیع اولیه ای از حل یک بعدی آنها بدست آمده و خواص ترموفیزیکی با استفاده از این توزیع محاسبه شده اند. معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی فاز جامد با استفاده از روش احجام محدود در حالت پایدار حل گردیده اند. در حل معادلات بقای گونه های شیمیایی و انرژی فاز گاز به دلیل سخت بودن آنها از روشهای گذرا استفاده شده است. کلیه معادلات در مختصات استوانه ای در نظر گرفته شده و نتایج حاصل از شبیه سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه گردیده است.

## 2- معادلات حاکم

مشعل متخلخل مورد استفاده در این تحقیق دوبعدی با تقارن محوری است از اینرو از مختصات استوانه ای استفاده شده است. همچنین به منظور بالا بردن توان حرارتی مشعل و جلوگیری از برگشت شعله محیط متخلخل از دو ناحیه تشکیل شده است. در ناحیه اول در صد تخلخل در حد پایینی در نظر گرفته می شود تا شعله امکان بازگشت به عقب نداشته باشد. ناحیه دوم دارای درصد تخلخل بالاتری است تا افت فشار کمتری ایجاد نماید. از آنجا که معمولاً شعله در مرز این دو ناحیه پایدار می گردد، ناحیه اول نقش پیش گرمایش مخلوط سوخت و هوا را برعهده دارد و در ناحیه دوم حرارت ایجاد شده توسط واکنشهای شیمیایی به صورت توان حرارتی مشعل خارج می گردد. شکل (1) شماتیک از مشعل مورد بحث را نشان می دهد. خصوصیات فیزیکی محیط های متخلخل مورد استفاده در ناحیه پیش گرمایش و ناحیه ثانویه مشعل متخلخل در جدول (1) آورده شده است.



شکل 1- شماتیک مشعل متخلخل استوانه ای که از دو نوع ماده متخلخل ساخته شده است

جدول 1- مشخصات محیط متخلخل مورد استفاده در مشعل

ناحیه پایین دست جریان (ناحیه واکنش)	ناحیه بالادست جریان (ناحیه پیش گرمایش)	
PSZ with 3.9 pore per cm	PSZ with 26.5 pore per cm	محیط متخلخل
0.87	0.835	تخلخل $\varepsilon$
$3.76 \text{ cm}^{-1}$	$17.07 \text{ cm}^{-1}$	ضریب خاموشی $\sigma_e$
0.1 W/m.k	0.2 W/m.k	ضریب هدایت حرارتی $k_s$
0.8	0.8	نسبت آلبدو $\omega$
0.146	0.638	ضریب ثابت C در معادله 1
0.96	0.42	ضریب ثابت m در معادله 1
1.0	ضریب صدور تشعشع $\varepsilon_r$	
$510 \text{ kg} / \text{m}^3$	دانسیته $\rho$	
$824 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K}$	ظرفیت ویژه حرارت $C_p$	

در مدلسازی مشعل متخلخل از روش متوسط گیری حجمی که روشی شناخته شده و دقیق می باشد استفاده شده است. جریان سیال آرام و پایدار در نظر گرفته شده است و فرض شده است مخلوط گازی درون مشعل متخلخل از قانون گازهای کامل تبعیت می نماید. معادلات حاکم که روی فضای خالی ماتریس متخلخل متوسط گیری شده اند عبارتند از:  
معادله بقای ممنتوم:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \langle \langle v \cdot \nabla \rangle v \rangle = -\frac{\mu}{K} \langle v \rangle - \frac{\rho_f F \varepsilon}{\sqrt{K}} [\langle v \rangle \cdot \langle v \rangle] J + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \langle v \rangle - \nabla \langle P \rangle \quad (1)$$

که در آن  $\rho_f$  دانسیته و  $\mu$  ویسکوزیته مخلوط گاز و  $J$  بردار یکه سرعت دارسی می باشند. همچنین درصد تخلخل با  $\varepsilon$  نشان داده شده است و نفوذپذیری  $K$  و پارامتر هندسی  $F$  طبق روابط زیر بدست آمده اند.

$$K = \frac{\varepsilon^3 d_p^2}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (2)$$

$$F = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}} \quad (3)$$

در رابطه (2)،  $d_p$  قطر متوسط حفره های محیط متخلخل می باشد.

معادله بقای انرژی در فاز گاز:

$$\varepsilon \rho_f C_{p,f} \frac{\partial \langle T_f \rangle}{\partial t} + \left( \rho_f C_{p,f} \langle v \rangle - \varepsilon \sum_{k=1}^K \rho_f C_{p,k} D_{kN} \nabla \langle Y_k \rangle \right) \cdot \nabla \langle T_f \rangle = \quad (4)$$

$$\nabla \cdot (k_{f,eff} \nabla \langle T_f \rangle) + h_v (\langle T_s \rangle - \langle T_f \rangle) - \varepsilon \sum_{k=1}^K h_k \langle \omega_k \rangle$$

که در آن زیر نویس  $k$  نشانگر کمیت گونه  $K$ ام است و  $C_{p,f}$  ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت،  $D_{kN}$  ضریب دیفیوژن،  $k_{f,eff}$  ضریب هدایت حرارتی موثر،  $h_v$  ضریب انتقال حرارت حجمی،  $h_k$  آنتالپی ویژه و  $\omega_k$  نرخ تولید مولی می باشد. برای تعیین ضریب هدایت حرارتی ویژه در مخلوط گازی از رابطه  $k_{f,eff} = \varepsilon k_f$  و در فاز جامد از رابطه  $k_{s,eff} = (1-\varepsilon) k_s$  استفاده شده است.

معادله بقای انرژی در فاز جامد:

$$\nabla \cdot (k_{s,eff} \nabla \langle T_s \rangle) - h_v (\langle T_s \rangle - \langle T_f \rangle) - \nabla q_{rad} = 0 \quad (5)$$

در رابطه (5)  $\nabla q_{rad}$  گرادیان شار تشعشعی می‌باشد که برای تعیین آن از معادله تبادل حرارت تشعشعی که در مختصات استوانه‌ای استفاده می‌شود.

## 2-1- شرایط مرزی

از آنجا که مشعل در راستای زاویه قطبی متقارن است لذا می‌توان فضای حل را به دو بعد در تقارن محوری کاهش داد. بنابراین فضای حل شامل ناحیه ورودی، خروجی، دیواره جانبی و ناحیه تقارن محوری در مرکز است. در ورودی جریان به مشعل متخلخل معمولاً پارامترهای جریان نظیر سرعت، فشار، دما و غلظت گونه‌های شیمیایی مشخص است از اینرو در جدول (2) مقدار هریک مشخص شده است. در خروجی پارامترها صفر در نظر گرفته شده است و این نکته در صفحه تقارن محوری نیز رعایت شده است. در دیواره جانبی شرط عدم لغزش برای سرعت در نظر گرفته شده است همچنین افت حرارت مشخصی به صورت  $q_w$  در معادلات بقای انرژی وارد شده که نحوه اعمال آن در جدول (2) بیان گردیده است.

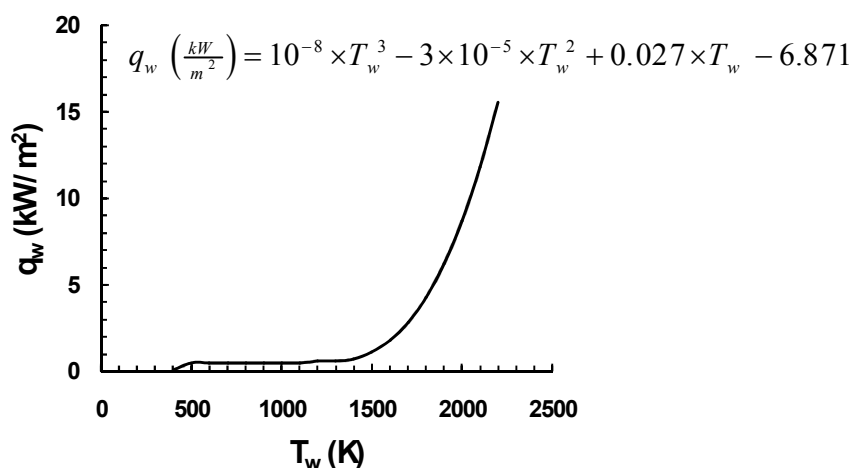
جدول 2- شرایط مرزی مورد استفاده در مدل‌سازی عددی مشعل متخلخل

دمای جامد	دمای گاز	غلظت گونه‌های شیمیایی	فشار	سرعت شعاعی	سرعت محوری	
$[h_i (T_{g,i} - T_s) + \sigma \varepsilon_i (T_{i,surround}^4 - T_s^4)] \times (1 - \varepsilon) = -k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}$	$n \varepsilon_{p,g} (T_{g,i} - T_g) = -k_g \frac{\partial T_g}{\partial z}$	$Y = Y_{in}$	extrapolation	$V = 0$	$U = U_{in}$	ورودی
$[h_o (T_{g,o} - T_s) + \sigma \varepsilon_o (T_{o,surround}^4 - T_s^4)] \times (1 - \varepsilon) = -k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}$	$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0$	$\frac{dY}{dz} = 0$	extrapolation	$\frac{dV}{dz} = 0$	$\frac{dU}{dz} = 0$	خروجی
$q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial r}$	$q_w = -k_g \frac{\partial T_g}{\partial r}$	extrapolation	extrapolation	$V = 0$	$U = 0$	دیواره جانبی
$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial Y}{\partial r} = 0$	$\frac{dP}{dr} = 0$	$\frac{dV}{dr} = 0$	$\frac{dU}{dr} = 0$	تقارن محوری

برای تعیین مقدار  $q_w$  که بیانگر اتلاف حرارت از دیواره جانبی مشعل متخلخل می‌باشد، از عایقی با ضخامت 2/46 سانتیمتر و جنس آلومینا استفاده شده است. میزان انتقال حرارت از این عایق با استفاده از روش مقاومت حرارتی مدل شده است. ضریب هدایت حرارتی و ضریب صدور تشعشعی عایق حرارتی با توجه به داده‌های مرجع [12] انتخاب شده اند و ضریب انتقال حرارت جابجایی از سطح جانبی عایق به هوای اطراف با استفاده از ضریب انتقال حرارت جابجایی استوانه یا صفحه عمودی بدست آمده است [13]. با استفاده از مقاومت حرارتی (رابطه 6) که در برگزیده انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی از سطح عایق به محیط اطراف است می‌توان میزان انتقال حرارت جانبی را تعیین نمود.

$$R_i = \frac{1}{2\pi R_o h + \varepsilon \sigma (T_o + T_\infty)(T_o^2 + T_\infty^2)} + \frac{\log\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{2\pi\lambda} \quad (6)$$

در رابطه (6)  $R_i$  مقاومت حرارتی معادل،  $R_o$  و  $T_o$  شعاع و دمای سطح خارجی عایق و  $R_i$  شعاع داخلی عایق می‌باشد. دمای محیط اطراف نیز با  $T_\infty$  نشان داده شده است. تغییرات نرخ انتقال حرارت از دیواره‌های مشعل متخلخل نسبت به دما در شکل (3) نشان داده شده است.



شکل 3- تغییرات اتلاف حرارت از دیواره جانبی مشعل  
نسبت به تغییرات دمای دیواره داخلی مشعل

همانگونه که در شکل (3) مشاهده می‌گردد، مقدار اتلاف حرارت با افزایش دما افزایش قابل ملاحظه ای یافته است. البته این میزان اتلاف حرارت می‌تواند با توجه به شرایط آزمایشگاهی بیشتر یا کمتر باشد ولی در محاسبات انجام شده از اتلاف حرارت نشان داده شده استفاده گردیده است.

## 2-2- روش حل

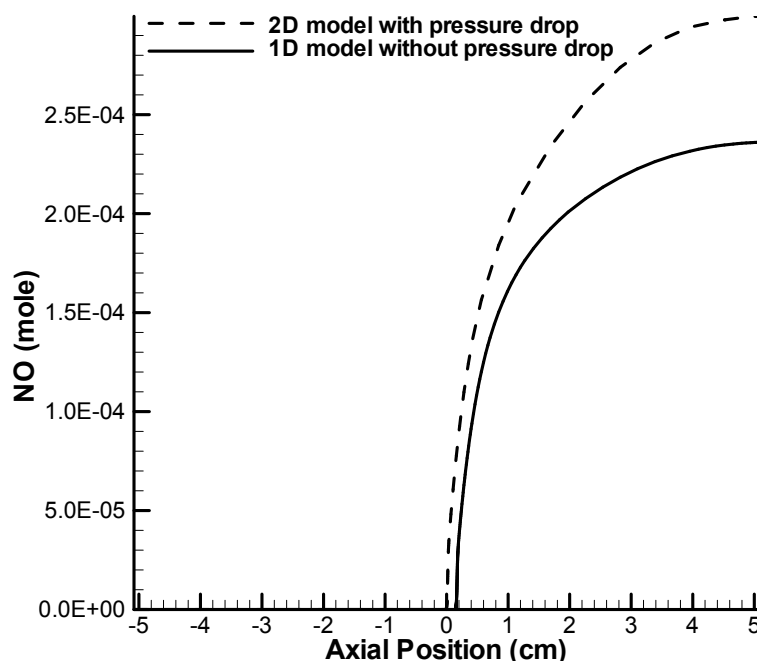
با استفاده از روش احجام محدود معادلات دیفرانسیل حاکم به صورت معادلات جبری تبدیل شده و فرآیند حل در سه مرحله انجام می‌پذیرد. ابتدا توزیع اولیه‌ای از حالت یک بعدی در شبکه محاسباتی اعمال گردیده و خواص ترموفیزیکی به کمک آن تخمین زده می‌شود. در اولین مرحله معادلات بقای ممنتوم و پیوستگی با استفاده از الگوریتم سیمپل در حالت پایدار حل می‌گردند سپس معادلات بقای گونه‌های شیمیایی و بقای انرژی در فاز گاز با استفاده از روش گام مرحله‌ای به صورت زمانمند حل می‌شوند. در سومین مرحله معادلات بقای انرژی در فاز جامد و انتقال تشعشع به صورت همزمان و در حالت پایدار حل می‌شوند. برای حل معادله انتقال تشعشع از روش احجام محدود که در واقع بسط روش جهت‌های تفکیک شده<sup>1</sup> می‌باشد، استفاده شده است [۱۴]. پس از اتمام مرحله سوم، مرحله حل معادلات ممنتوم با تقریب جدید بدست آمده از توزیع دما و گونه‌های شیمیایی و در نتیجه خواص ترموفیزیکی مجدداً حل می‌گردد و بقیه مراحل نیز به ترتیب پی گرفته می‌شوند تا آنجا که دقت جوابهای بدست آمده با توجه به مقدار خطای مجاز به میزان قابل قبولی همگرا گردد. معیار خطای مجاز برای معادلات بقای ممنتوم و انرژی فاز جامد برابر  $10^{-4}$  و مقدار آن برای معادلات بقای گونه‌های شیمیایی و انرژی فاز گاز  $10^{-3}$  انتخاب شده است.

<sup>1</sup> Discrete Ordinate Method (DOM)

### 3- نتایج

#### 3-1- مقایسه با نتایج یک بعدی

در مدل‌سازی‌های یک بعدی انجام شده در تحقیقات گذشته از حل معادلات بقای ممنت‌م صرف‌نظر می‌شده است. در محیط متخلخل دو نوع افت فشار به صورت افت فشار دارسی و افت فشار اینرسی یا فرچه‌یمر تعریف می‌گردد. از آنجا که سرعت عبور جریان در مشعل متخلخل پایین است لذا افت فشار دارسی قابل چشم‌پوشی است. اما از آنجا که سرعت جریان پس از ناحیه واکنش به شدت افزایش می‌یابد افت فشار اینرسی که با توان دوم سرعت مرتبط است می‌تواند در حد چند کیلوپاسکال افت فشار ایجاد نماید. بنابراین چشم‌پوشی از چنین افت فشاری در طول مشعل متخلخل از دو دیدگاه می‌تواند بررسی گردد. اولین نکته به محاسبه سرعت اشتعال در مشعل متخلخل بر می‌گردد. در نظر گرفتن افت فشار، مقاومتی در مسیر حرکت جریان ورودی ایجاد نموده در نتیجه سرعت اشتعال محاسبه شده کمتر از حالتی بدست می‌آید که از افت فشار صرف‌نظر شده است. همچنین کاهش سرعت ورودی باعث تغییر در محل پایداری شعله گردیده آن را به سمت ابتدای مشعل حرکت می‌دهد. از طرف دیگر کاهش سرعت جریان ورودی باعث افزایش نرخ تولید آلاینده اکسید نیتروژن می‌گردد. بنابراین در مدل‌سازی دو بعدی چنانچه محل تشکیل شعله در نقطه‌ای خاص ثابت در نظر گرفته شود، سرعت اشتعال به دلیل وجود افت فشار کمتر از مدل‌سازی یک بعدی بدست خواهد آمد. این موضوع به آلاینده NO فرصت تشکیل بیشتری می‌دهد و در نتیجه نرخ تشکیل آن را افزایش می‌دهد. در شکل (4) تغییر در غلظت اکسید نیتروژن ناشی از مدل‌سازی دو بعدی در شرایطی که دیواره‌های جانبی مشعل کاملاً آدیباتیک می‌باشند، نشان داده شده است. شاخصه دیگری که در مدل‌سازی دو بعدی امکان‌پذیر است، محاسبه پروفیل سرعت جریان گاز با توجه به شرط عدم لغزش در دیواره‌های جانبی می‌باشد. جریان گاز در لوله‌ای که از ماده متخلخل پر شده است تخت‌تر از پروفیل جریان در لوله خالص است ولی به هر حال در نزدیکی دیواره سرعت جریان با شیب نسبتاً تندی به سمت صفر میل می‌نماید. همچنین در مدل‌سازی دوبعدی امکان بررسی اثرات مرزهای جانبی بر رفتار حرارتی مشعل قابل بررسی است که در ادامه به آن پرداخته شده است.

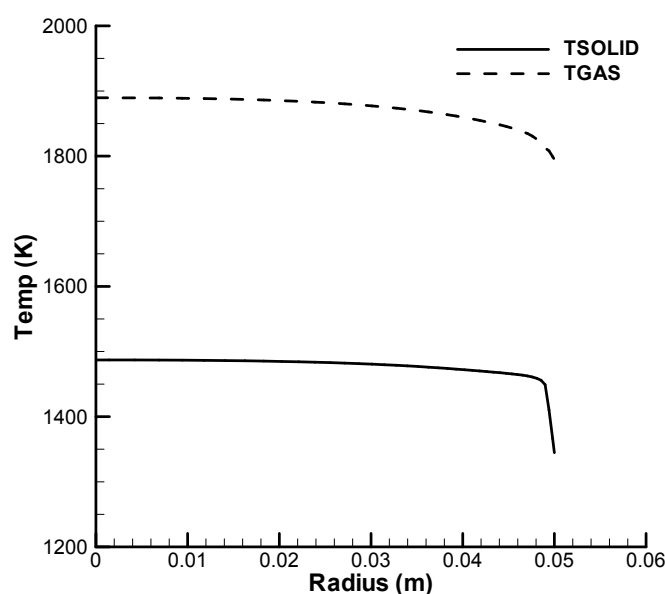


شکل 4- پروفیل آلاینده NO بدست آمده از مدل‌سازی شعله پایدار شده در وسط محور مشعل و احتراق استوکیومتری در مدل یک بعدی فشار ثابت و مدل دو بعدی دارای افت فشار

### 3-2- بررسی تغییرات دما در نتیجه افت حرارت از دیواره جانبی مشعل

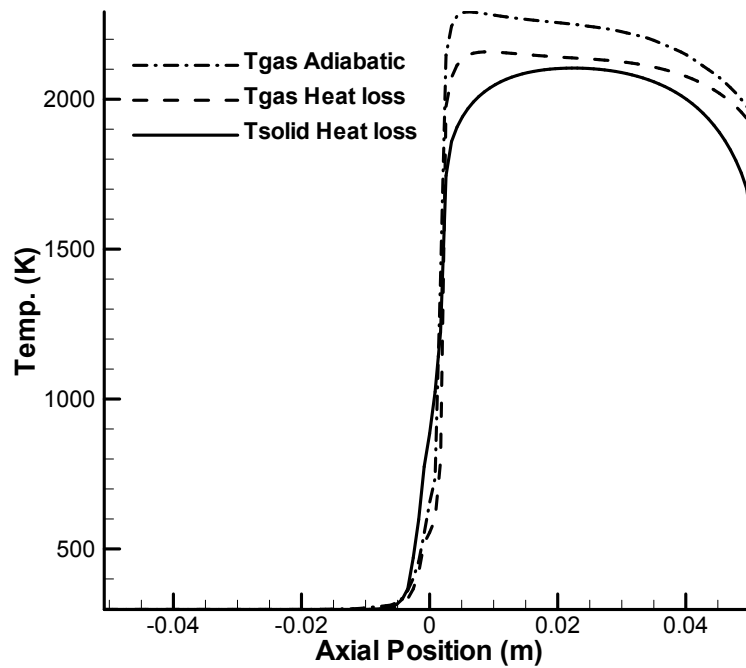
در مدل‌سازی انجام گرفته سعی شده است شرایط آزمایشگاهی تحقیقات گذشته شبیه سازی گردد لذا شار حرارتی خروجی از دیواره‌های جانبی مشعل با توجه به آنچه در بخش شرایط مرزی عنوان گردید، در نظر گرفته شده است. برای بررسی تغییرات دما از دو نوع شرط مرزی استفاده شده است که نهایتاً تفاوت عمده ای بین آنها مشاهده نگردید. شرط مرزی اول شار حرارتی خروجی از دیواره مشعل در فاز جامد و گاز را یکسان و برابر مقدار مشخصی در نظر می‌گیرد. شرط مرزی دوم میزان افت حرارت را به صورت مجموعی از انتقال حرارت فاز جامد و فاز گاز در سطح دیواره بیان می‌کند که در آن دمای دو فاز در روی سطح دیواره یکسان است. در شکل (5) اثر افت حرارت بر توزیع دمای هریک از فازها در مقطع خروجی مشعل نشان داده شده است. در محاسبات انجام گرفته نسبت اختلاط سوخت و هوا، استوکیومتریکی می‌باشد. اثر افت حرارت در ناحیه پس از شعله مشهود بوده و اثر آن بر ناحیه پیش گرمایش قبل از واکنش شیمیایی قابل صرف نظر کردن می‌باشد. افت حرارت به دلیل خصوصیات تشعشعی فعال فاز جامد ابتدا باعث کاهش دمای ماتریس متخلخل اطراف دیواره مشعل می‌گردد. این کاهش دما در فاز جامد توسط تبادل حرارت جابجایی با فاز گاز باعث کاهش آن نیز می‌شود. همانگونه که در شکل (5) مشاهده می‌گردد با نزدیک شدن به دیواره جانبی از مقدار دما به دلیل اتلاف حرارت جانبی کاسته می‌شود همچنین میزان این افت دما در ماتریس متخلخل محسوس‌تر از فاز گاز می‌باشد. با توجه به بررسی انجام گرفته انتقال حرارت تشعشعی درون فاز جامد با توجه به ضرایب خاموشی و پخش محیط متخلخل باعث بوجود آمدن گرادیان دمایی شدید نزدیک دیواره گردیده است. چنانچه مقدار ضریب خاموشی با نسبت آلبدو ثابت کاهش یابد، شار تشعشعی در فاصله بیشتری توزیع می‌گردد و در نتیجه از شیب منحنی دما در نزدیکی دیواره کاسته می‌گردد.

در شکل (6) پروفیل دما در طول محور مشعل در دو حالت دیواره آدیباتیک و حالت در نظر گرفتن افت حرارت جانبی از دیواره نشان داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌گردد در حدود 150 درجه سانتیگراد از پیک دمای شعله کاسته شده است. در دمای 2000 کلوین حدود 50 کیلووات بر متر مربع اتلاف حرارت از دیواره جانبی وجود دارد و اثر آن در کاهش دمای مذکور نشان داده شده است. همانگونه که اشاره گردید محاسبات انجام گرفته بر پایه بیشترین دمای محتمل در مشعل یعنی نسبت اختلاط استوکیومتریکی انجام شده است. در این حالت توان حرارتی مشعل 2945 کیلووات بر متر مربع می‌باشد که با استفاده از سطح مقطع، توان حرارتی ورودی برابر 5/97 کیلووات محاسبه می‌گردد. با توجه به شرایط مرزی معادلات حاکم میزان اتلاف حرارت انتقال یافته از مرز حدود 0/3 کیلووات یا 6٪ توان حرارتی ورودی محاسبه شده است.



شکل 5- توزیع دما در مقطع خروجی مشعل متخلخل ناشی از افت حرارت جانبی

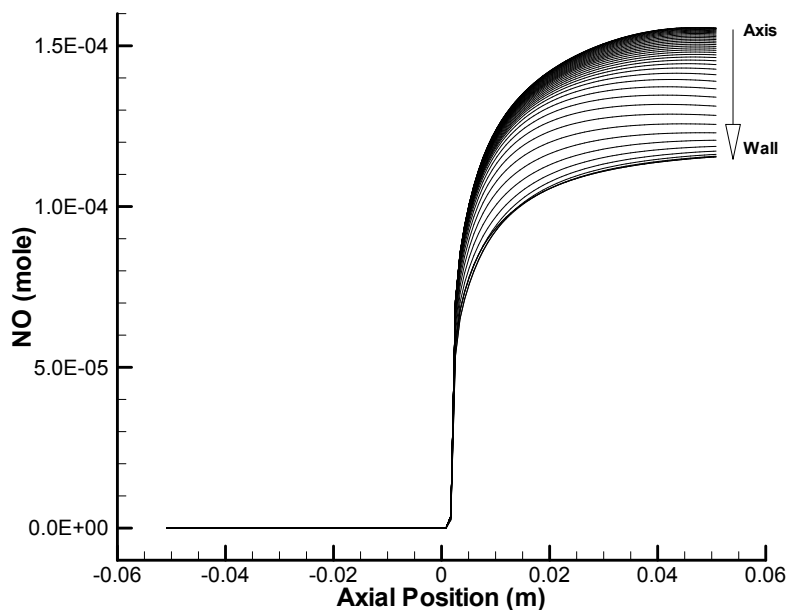




شکل 6- توزیع دما روی محور مشعل متخلخل در حالت آدیاباتیک و با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی

### 3-3- بررسی تغییرات آلاینده NO در نتیجه افت حرارت از دیواره جانبی مشعل

همانگونه که در شکل (5) مشاهده می گردد افت حرارت جانبی از دیواره مشعل باعث کاهش دما در نزدیکی آن گردیده همچنین چنانچه این میزان افت حرارت افزایش یابد باعث کاهش دما در محور مرکزی مشعل نیز می گردد. در شکل (7) تغییرات NO به موازات محور عبور جریان در مقاطع مختلف نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می گردد، با حرکت به سمت دیواره های مشعل به دلیل کاهش دمای پیک شعله ناشی از اتلاف حرارت جانبی، غلظت NO نیز کاهش یافته است.



شکل 7- تغییرات غلظت مولی NO به موازات محور حرکت جریان در مقاطع مختلف

### 3-4- مقایسه با نتایج تجربی

مشعل مورد استفاده در این تحقیق در بسیاری از تحقیقات آزمایشگاهی گذشته نیز مورد استفاده قرار گرفته است که از آن جمله می‌توان به کارهای هسو [15] و الزی [16 و 17 و 18] اشاره نمود. از آنجا که اکثر آزمایشات تجربی در ناحیه احتراق رقیق موجود می‌باشد لذا در محاسبات انجام شده نسبت اختلاط 0/7 در نظر گرفته شده و پروفیل دما و گونه‌های شیمیایی CO و NO مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. برای این منظور سرعت ورودی به مشعل 70 سانتیمتر بر ثانیه در نظر گرفته شده است و با توجه به اختلاط متان و هوا در نسبت 0/7، توان حرارتی مشعل 1564 کیلووات بر متر مربع آمده است.

در شکل (8) پروفیل دمای دیواره مشعل هنگامی که مرزها به صورت کاملاً آدیاباتیک در نظر گرفته شده باشند و حالتی که شرط افت حرارت از دیواره‌های جانبی و مرز خروجی مشعل اعمال شده است با نتایج آزمایش تجربی مراجع [18 و 19] مورد مقایسه قرار گرفته است. در آزمایش تجربی مرجع [18] مشعل متخلخل دولایه‌ای از جنس  $YZA^1$  به کار رفته است. دو نمونه مشعل که اولی به طول 10 سانتیمتر و دارای دولایه کاملاً یک اندازه در بالادست و پایین دست شعله است و دومین مشعل که ناحیه بالادست کوچکتری معادل نصف مشعل اول دارد مورد آزمایش قرار گرفته‌اند. همچنین در این تحقیق محیط متخلخلی از جنس  $ZTM^2$  برای استفاده در مشعل متخلخل مورد بررسی قرار گرفته است و برای پایدار نمودن شعله از کنترل سرعت مخلوط سوخت و هوای ورودی به صورت مرحله‌ای استفاده شده است. در آزمایش تجربی مرجع [19] مشعل متخلخل دو لایه‌ای  $PSZ^3$  با ابعاد و هندسه مورد اشاره در تحقیق حاضر استفاده شده است. برای پایداری شعله در ناحیه بین دولایه از کوپل آب استفاده شده است. تنظیم دبی آب در داخل این کوپل باعث ایجاد مکانیزمی کنترلی برای پایداری مکان شعله می‌گردد و از اینرو بخشی از حرارت ایجاد شده در مشعل به خارج انتقال می‌یابد. همانگونه که در شکل (8) مشاهده می‌گردد اختلاف قابل توجهی بین نتایج اندازه‌گیری شده مرجع [19] و مدلسازی عددی وجود دارد در حالی که تطابق قابل قبولی با نتایج مرجع [18] مشاهده می‌گردد. یکی از مهمترین نکات در تحقیقات تجربی مشعل متخلخل نحوه پایدار نمودن آن در مکان مشخصی از محیط متخلخل است. بیشترین اختلاف در ناحیه پس از تشکیل شعله به چشم می‌خورد که دلیل آن را می‌توان در مکانیزم پایدار نمودن شعله مرجع [19] دانست. همچنین اگرچه جنس دو نوع محیط متخلخل بین مراجع [18] و تحقیق حاضر مختلف بوده است اما پروفیل دمای حاصل تطابق نزدیکی را نشان می‌دهند.

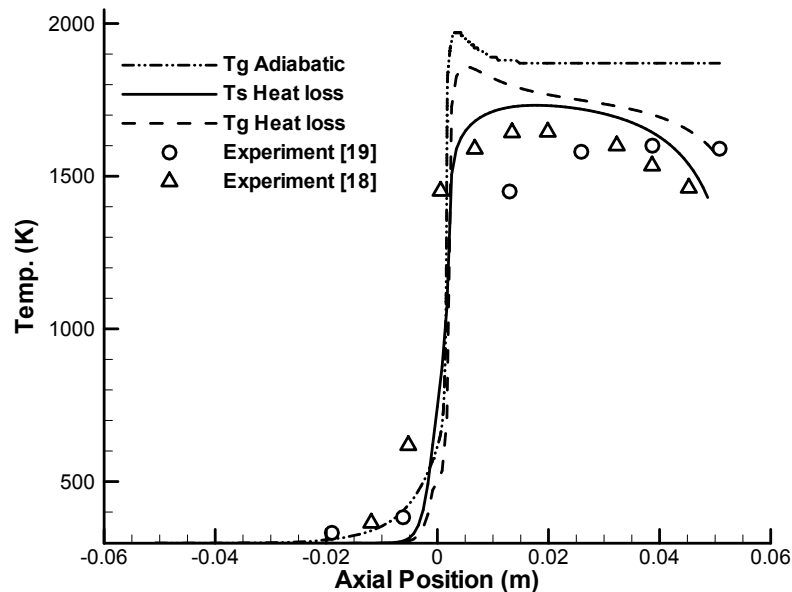
در شکل (8) کاهش پیک دمایی فاز گاز در ناحیه پس از شعله که بواسطه در نظر گرفتن انتقال حرارت جانبی از مرزهای مشعل ایجاد شده است، مشاهده می‌شود. میزان انتقال حرارت از دیواره جانبی و همچنین از مرز خروجی می‌تواند به کاهش پیک دما منجر گردد. بیشترین انتقال حرارت از مرز خروجی مشعل متخلخل توسط تشعشع انجام می‌شود. از آنجا که ضریب صدور یا جذب فاز جامد بیشتر از فاز گاز است لذا این انتقال حرارت تاثیر خود را در کاهش دمای فاز جامد در نزدیکی دیواره نشان می‌دهد سپس با توجه به اندازه ضریب انتقال حرارت حجمی محیط متخلخل باعث کاهش دمای فاز گاز می‌گردد. میزان نفوذ تشعشع در محیط متخلخل نیز از دیگر پارامترهای تاثیرگذار بر پروفیل دمایی درون محیط متخلخل است. در شکل (8) گرادینان شدید دما نزدیک مرز خروجی به دلیل انتقال حرارت تشعشع به محیط خارج که در دمای 298 کلوین قرار دارد می‌باشد. همچنین میزان نفوذ انتقال حرارت تشعشعی درون محیط متخلخل را می‌توان در فاصله محدود نزدیک به مرز خروجی که دچار کاهش دما شده است، مشاهده نمود. بنابراین می‌توان نتیجه‌گیری نمود که انتقال حرارت جانبی از مرز خروجی مشعل متخلخل در دامنه محدودی از مرز خروجی تاثیر گذار است و نمی‌توان اثر آن را تا ناحیه شعله با توجه به ابعاد مشعل متخلخل مورد اشاره، مشاهده نمود. البته در حالتی که طول مشعل متخلخل کوتاه است این تاثیر پذیری وجود دارد که خارج از موضوع این تحقیق است. مقایسه پروفیل دمای گاز در حالت آدیاباتیک با حالت غیر آدیاباتیک و کاهشی که در پیک دمای گاز به دلیل افت حرارت از دیواره جانبی مشعل ایجاد شده است بیانگر اهمیت افت حرارت جانبی مشعل می‌باشد. این افت حرارت تاثیر خود را در تمامی طول مشعل در ناحیه پس از واکنش شیمیایی که دما افزایش یافته است نشان داده است.

<sup>1</sup> Ytria-stabilized Zirconia/Alumina

<sup>2</sup> Zirconia Toughened Mullite

<sup>3</sup> Partially Stabilized Zirconia

همچنین اندکی افت حرارت در ناحیه پیش گرمایش قبل از ناحیه واکنش نیز بوجود آورده است و چنانچه میزان افت حرارت در ناحیه پیش گرمایش شدید باشد باعث کاهش سرعت اشتعال نیز خواهد گردید. پیک دمایی شعله تاثیرگذارترین پارامتر بر غلظت مونوکسید نیتروژن می باشد از اینرو انتظار می رود با کاهش پیک دمایی شعله به دلیل انتقال حرارت جانبی از غلظت آلاینده NO نیز کاسته شود.



شکل 8- تغییرات دمایی محاسبه شده فاز گاز و فاز جامد در راستای محور مشعل در حالت آدیاباتیک و غیر آدیاباتیک و مقایسه آن با نتایج تجربی

در جدول (3) مقایسه ای بین گونه های شیمیایی خروجی از مشعل متخلخل در نسبت اختلاطهای استوکیومتریکی و اختلاط رقیق با نسبت اختلاط 0/7 انجام شده است. در این مقایسه درصد حجمی اکسیژن، درصد مولی مونوکسید کربن و اکسید نیتروژن به عنوان شاخص هایی از گونه های شیمیایی در سطح خروجی مشعل انتخاب شده اند. توان حرارتی مشعل در نسبت اختلاط استوکیومتریکی 2945 کیلووات به ازای متر مربع و در نسبت اختلاط 0/7، 1564 در نظر گرفته شده است.

جدول 3- نرخ گونه های شیمیایی در سطح خروجی اطراف محور مشعل متخلخل

نسبت اختلاط	داده های آزمایشگاهی مرجع [19]	نتایج مدلسازی عددی با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی	نتایج مدلسازی عددی بدون در نظر گرفتن افت حرارت جانبی (آدیاباتیک)
O <sub>2</sub>	5/7 %	6/7 %	6/7 %
	0/46 %	0/49 %	0/53 %
CO	0 %	31 ppm	58 ppm
	1 %	0/61 %	0/73 %
NO	14 ppm	20 ppm	37 ppm
	74 ppm	155 ppm	280 ppm

همانگونه که در جدول (3) ملاحظه می گردد با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی از دیواره های مشعل، نتایج بدست آمده از حل عددی با توجه به داده های تجربی دارای دقت بیشتری می باشد. به عنوان مثال در حالتی که از افت حرارت جانبی در محاسبات صرفه نظر گردد مقدار NO احتراق استوکیومتریکی در خروجی مشعل 280 ppm بدست می آید در حالی که با در

نظر گرفتن اتلاف حرارت جانبی به ترتیبی که در این تحقیق بیان گردید مقدار آن حدود 150 ppm محاسبه می‌گردد. این موضوع اهمیت اتلاف حرارت از دیواره‌های مشعل بر تخمین میزان اکسیدهای نیتروژن را بیان می‌دارد در حالی که اثر این اتلاف حرارت بر مونوکسید کربن قابل چشم‌پوشی است.

#### 4- جمع بندی

در این تحقیق به بررسی اثر اتلاف حرارت جانبی بر رفتار حرارتی مشعل متخلخل پرداخته شده است. نتایج حاصل از تحلیل عددی نشان داده‌اند که مدلسازی‌های یک بعدی توزیع درستی از دما درون مشعل متخلخل بدست نمی‌دهند. این رفتار را می‌توان در دو دسته طبقه‌بندی نمود. نخست آنکه دیواره‌های ماتریس متخلخل کامل عایق در نظر گرفته شوند و در خروجی با محیطی که در دمای پایینتری قرار دارد تبادل حرارت انجام دهد. دسته دوم، مشعل متخلخل با دیواره‌های جانبی غیر آدیاباتیک می‌باشد. در دسته دوم که به نتایج تجربی نزدیکتر است افت حرارت از دیواره‌ها به حدی بوده است که توانسته باعث کاهش دمای پیک شعله نیز گردد. در این حالت شار انتقال حرارت خروجی از دیواره‌ها با توجه به مدلسازی عایق بکار رفته در آزمایشات تجربی مدل شده است. این کاهش دما به گونه‌ای بوده است که خط محوری مشعل را نیز تحت تاثیر قرار داده و باعث کاهش دمای گاز در خط تقارن مشعل شده است. در این شرایط کاهش محسوسی در دمای پیک شعله ایجاد شده است و از آنجا که مهمترین عامل در شکل‌گیری مونوکسید نیتروژن، همین دمای بیشینه است، کاهش آلاینده NO را در خروجی مشعل بدنبال داشته است. مقایسه نتایج بدست آمده از مدلسازی عددی با نتایج آزمایشگاهی مشخص نموده است که منظور نمودن اتلاف حرارت جانبی باعث افزایش دقت نتایج عددی شده است.

#### 5- مراجع

- 1- Sahraoui, M. and Kaviany, M., "Direct Simulation Vs Volume - Averaged Treatment of Adiabatic Premixed Flame in a Porous Media," Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 37, No. 18, pp. 2817-2834, 1994.
- 2- Hackert, C. L., Ellzey J. L. and Ezekoye, O. A., "Combustion and Heat Transfer in Model 2-D Porous Burners," Combustion. and Flame, vol. 116, pp. 177-191, 1999.
- 3- Brenner, G., Pickenacker, K., Pickenacker, O., Trimis, D., Wawrzinker, K. and Weber, T., "Numerical and Experimental Investigation of Matrix Stabilized Methane / Air Combustion in Porous Inert Media," Combustion and Flame, vol. 123, pp. 201-213, 2000.
- 4- Younis, L. B. and Viskanta, R., "Experimental Determination of the Volumetric Heat Transfer Coefficient between Steam of Air and Ceramic Foam," Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 36, No. 6, pp. 1425-1434, 1993.
- 5- Malico, I., Zhou, X. Y. and Pereira, J. C., "Two-dimensional Numerical Study of Combustion & Pollutants Formation in Porous Burners," Combustion. Science and Technology., vol. 152, pp. 57-79, 2000.
- 6- Talukdar, P., Mishra, S. C., Trimis, D. and Drust, F., "Heat Transfer Characteristics of a Porous Radiant Burner under the Influence of a 2D Radiation Field," J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, vol. 84, pp. 527-537, 2004.
- 7- Mishra, S.C., Steven, M., Nemoda, S., Talukdar, P., Trimis, D. and Durst, F., "Heat transfer analysis of a two-dimensional rectangular porous radiant burner," ASME J. Heat Mass Transfer, vol. 33, pp. 467-474, 2006.
- 8- Howell, J. R., Hall, M. J. and Ellzey, J. L., "Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 22, pp. 121-145, 1996.
- 9- Hsu, P. F., Howell, J. R. and Matthews, R. D., "A Numerical Investigation of Premixed Combustion within Porous Inert Media," ASME J. of Heat Transfer, vol. 115, pp. 744-750, 1993.
- 10 Zhou, X. Y. and Pereira, J. C. F., "Comparison of four combustion models for simulating the premixed combustion in inert porous media," Fire and Materials vol. 22, pp. 187-197, 1998.
- 11 Kamal, M. and Mohamad A., "Combustion in Porous Media," Proceedings of the I MECH E Part A Journal of Power and Energy, vol. 220, pp. 487-508, 2006.
- 12 Brenner, G., Pickenaecker, K., Pickenaecker, O., Trimis, D., Wawrzinek, K. and Weber, T., "Numerical and experimental investigation of matrix-stabilized methane/air combustion in porous inert media," Combustion and Flame, vol. 123, pp. 201-213, 2000.
- 13 Holman, J.P., "Heat Transfer," 7th edition, McGraw-Hill, New York, 1990.
- 14 Chai, J.C., Lee, H.S. and Patankar, S.V., "Finite Volume Method for Radiation," Heat Transfer, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol. 8, pp. 419-425, 1994.

- 15 Hsu, P. F., Evans, D. W, and Howell, R. J., "Experimental and numerical study of premixed combustion within nonhomogeneous porous ceramics," *Combustion Science and Technology*, vol. 90, pp. 149-172, 1993.
- 16 Smucker, T. M. and Ellzey, L. J., "Computational and experimental study of a two-section porous burner," *Combustion Science and Technology*, vol. 176, pp. 1171-1189, 2004.
- 17 Khanna, V., Goel, R. and Ellzey, L. J., "Measurements of Emissions and Radiation for Methane Combustion within a Porous-Medium Burner," *Combustion Science and Technology*, vol. 99, pp. 133-142, 1994.
- 18 Mathis, M. W. and Ellzey, L. J., "Flame stabilization, operating range, and emissions for a methane/air porous burner," *Combustion Science and Technology*, vol. 175, pp. 825-839, 2003.
- 19 Chaffin, C., Koenig, M., Koeroghlian, M., Matthews, Ronald D., Hall, M. J., Nichols, S. P. and Lim, I. G., "Experimental investigation of premixed combustion within highly porous media," *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, vol. 4, pp. 219-224, 1991.