



بررسی عددی پارامترهای مؤثر در انتقال حرارت تشعشعی فرایند احتراق اکسیژنی کوره‌های گازی چرخشی

سامان کسمائی، سحر نوری*، سیروس کسمائی

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه امیرکبیر، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۱۰/۱۴
بازنگری: ۱۴۰۱/۰۲/۲۵
پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۲۳
ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۰۳/۳۱

کلمات کلیدی:

احتراق
کوره گازی
سوخت اکسیژنی
تشعشع
عدد چرخش

خلاصه: مطالعات زیادی در زمینه کوره‌های گازی جهت بهبود عملکرد و همچنین کاهش مشکلات زیست محیطی آن‌ها انجام شده‌است. استفاده از تکنولوژی احتراق مبتنی بر سوخت اکسیژنی یکی از روش‌های رایج در کاهش مشکلات زیست محیطی می‌باشد. در کوره‌های گازی مبتنی بر احتراق سوخت اکسیژنی، با توجه به دمای بالای شعله، انتقال حرارت تشعشعی بخش مهمی از شار حرارتی را تشکیل می‌دهد و نقش مهمی در نحوه توزیع دمای شعله دارد. پارامترهای مختلفی در انتقال حرارت تشعشعی کوره‌ها تأثیر دارد. در این پژوهش به بررسی تأثیر ضریب تشعشع دیوارها، ترکیب اکسیدکننده و چرخش جریان ورودی در کوره‌های گازی هارول که با سوخت متان کار می‌کند پرداخته شد. از مدل $k-\epsilon$ استاندارد، مدل جهت‌گیری گسسته و مدل اتلاف گردابه‌ای به‌ترتیب جهت مدل‌سازی آشفته‌گی جریان، تشعشع و فرایند احتراق استفاده شد. خواص تشعشعی محیط گازی با استفاده از مدل جمع وزنی گازهای خاکستری تعیین شد. نتایج نشان دادند که با افزایش عدد چرخش از $0/2$ به 1 ، شعله در اثر حرکت چرخشی گازها به اندازه 92 میلی‌متر به دیواره بالا و 100 میلی‌متر به دهانه ورودی نزدیک می‌شود. این امر سبب می‌شود که با افزایش عدد چرخش شار حرارتی دیوارها افزایش و شار حرارتی محوری کاهش یابد. با تغییر ترکیب اکسیدکننده به علت تغییر در درصد و ترکیبات گازهای حاصل از احتراق، میزان فعال بودن محیط گازی از نظر تشعشعی دچار تغییر می‌شود. استفاده از نیتروژن در اکسیدکننده سبب می‌شود دمای بیشینه 40 میلی‌متر به سمت دیوار بالا حرکت کند درحالی که کربن دی‌اکسید باعث تمرکز شعله در محور مرکزی می‌گردد اگرچه افزایش درصد جرمی اکسیژن در اکسیدکننده فرایند پخش را بهبود می‌بخشد. افزایش ضریب تشعشع دیوارها نیز موجب می‌شود شعله متمرکزتر شود و با افزایش ضریب تشعشع از 0 به 1 ، بیشینه دمای شعله 140 درجه کاهش می‌یابد.

۱- مقدمه

گرمایش زمین یکی از مسائلی است که همه ابعاد زندگی انسان را تحت تأثیر قرار می‌دهد و باید بیش‌تر به آن توجه شود. دی‌اکسید کربن آزاد شده از احتراق سوخت‌های فسیلی عامل اصلی گرم شدن کره زمین است. احتراق مبتنی بر سوخت اکسیژنی^۱ را می‌توان به‌عنوان یک فناوری امیدوارکننده برای جذب و ذخیره کربن در نظر گرفت. فناوری احتراق اکسیژن یک فناوری پیشرفته است که اکسیژن را از هوا جدا می‌کند و آن را با دی‌اکسید کربن موجود در گازهای دود مخلوط می‌کند تا به جای هوا، اکسیدکننده ایجاد کند. با توجه به جایگزینی نیتروژن با دی‌اکسید کربن در اکسیدکننده، این فناوری همچنین می‌تواند به طور مؤثر انتشار نیتروژن مونواکسید و نیتروژن

اکسید را کاهش دهد [۱-۲]. فناوری احتراق اکسیژن می‌تواند سرعت انتقال حرارت و راندمان احتراق را بهبود بخشد، در حالی که افزایش غلظت دی‌اکسید کربن و آب به‌طور قابل‌توجهی انتقال حرارت تشعشعی را در کوره^۲ افزایش می‌دهد. انتقال حرارت تشعشعی به‌طور قابل‌توجهی بر توزیع دمای شعله و توزیع شار حرارتی دیوارهای کوره‌ها تأثیر می‌گذارد [۳-۵]. بنابراین، مدل‌سازی دقیق انتقال حرارت تشعشعی احتراق اکسیژن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

انتقال حرارت تشعشعی^۳ بخش عمده‌ای از انتقال حرارت را در سیستم‌های احتراقی به خود اختصاص می‌دهد که نقش مهمی در پایداری شعله دارد [۶]. کرامیدا و همکاران [۷] از مدل شش شار و مدل انتقال گسسته برای ارزیابی انتقال حرارت تشعشعی در یک کوره گاز طبیعی استفاده کردند. نتایج آن‌ها

1 Oxyfuel combustion

- 2 Furnace
- 3 Radiation heat transfer

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s_noori@aut.ac.ir



نشان داد که تابش حرارتی بر دمای شعله بسیار تاثیرگذار است. یانگ و همکاران [۳] دریافتند که برای پیش‌بینی رفتارهای تشعشی در کوره‌های مقیاس بزرگ، رفتارهای دقیق خواص تابش گاز و ذرات ضروری است. تابش حرارتی می‌تواند دقت دما و غلظت گونه‌ها پیش‌بینی شده را در فرایند احتراق کوره‌های گازی افزایش دهد [۸-۱۰] و پیش‌بینی نرخ انتشار [۱۱-۱۲] را بهبود بخشد. استفاده از شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی مزایای زیادی از جمله هزینه کم و راندمان بال را به دنبال دارد و به‌طور گسترده توسط بسیاری از محققین مورد استفاده قرار گرفته‌اند که از جمله آن‌ها می‌توان به مدل‌کردن شعله‌های چرخشی در محفظه احتراق [۱۳]، تخمین انتقال حرارت تشعشی در لوله حرارتی تخت نازک [۱۴]، مدل‌کردن تشعشع در ساختمان‌ها [۱۵]، تخمین انتقال حرارت کپسول در بازگشت به جو [۱۶]، بهینه‌سازی پارامترهای طراحی مسئله جهت بهبود عملکرد سیستم‌ها از جمله در سیستم‌های مبتنی بر روش‌های کنترل جریان دمش [۱۷] و مکش [۱۸] و بررسی تأثیر عملکرد پارامترهای قابل تغییر در مسئله [۱۹] اشاره کرد. در این راستا، به منظور مدل‌کردن دقیق فرایند تشعشع در کوره‌ها یا محفظه‌های احتراق، مدل‌های تابش تشعشی با معادلات مربوط به احتراق کوپل می‌شوند. حل‌های معادله انتقال حرارت تشعشی در جریان‌های احتراقی، مانند روش مونت کارلو^۱ [۲۰-۲۱]، روش مختصات گسسته^۲ [۲۲] و روش حجم محدود [۲۳]، را به راحتی می‌توان پیاده‌سازی کرد و به سایر کدها اضافه نمود. از سوی دیگر، ویژگی‌های غیر خاکستری محیط‌های شرکت‌کننده در دمای بالا، به‌ویژه برای احتراق اکسیژنی، نیاز به تخمین دقیق برای پیش‌بینی بهتر انتقال حرارت تشعشی دارد. مدل‌های مبتنی بر خواص تشعشی ریزذرات گاز^۳، مانند مدل خط به خط^۴ و مدل نوار محدود آماری^۵ [۲۴]، با مشکل عدم تعمیم مناسب برای کاربردهای صنعتی روبه‌رو هستند و استفاده از آن‌ها برای کاربردهای صنعتی در مقیاس بزرگ، از چالش‌های جدی به‌شمار می‌آید. با این حال، مدل مجموع وزنی گازهای خاکستری^۶، کاراترین روش می‌باشد که بین دقت و هزینه محاسباتی تعادل مناسبی را برقرار کرده‌است و به‌طور گسترده در شبیه‌سازی فرآیندهای احتراق استفاده می‌شود [۲۵]. اخیراً، بسیاری از محققین [۲۶-۲۸] برخی پارامترهای این مدل را برای احتراق اکسیژنی سوخت توسعه داده‌اند که امکان شبیه‌سازی محیط‌های

- 1 Monte Carlo method
- 2 Discrete ordinate method
- 3 Fine gas radiative properties model
- 4 Line By Line (LBL)
- 5 Statistical Narrow Band (SNB)
- 6 Weighted sum of gray gases model

غیرخاکستری شرکت‌کننده در فرایند را امکان پذیر می‌کند. جریان‌های چرخشی^۷ در بسیاری از کاربردها مانند توربین‌های گازی، مشعل و غیره در تولید برق استفاده می‌شوند. چرخش مکانیزم آیرودینامیکی است که باعث افزایش پایداری شعله می‌شود و اختلاط سوخت و هوا را به‌صورت مؤثر تقویت می‌کند. مطالعات زیادی در زمینه جریان چرخشی وجود دارد. سیرد و همکاران [۲۹] به بررسی طیف وسیعی از ترکیبات سوخت حاوی هیدروژن در جریان‌های برگشتی و محدودیت‌های دمیدن در مشعل‌های چرخشی پرداختند. روحانی و صقر [۳۰] اثر افزودن هیدروژن را بر رفتار احتراق شعله چرخان آشفته بررسی کردند. آن‌ها از مدل آشفته‌گی تحقق‌پذیر^۸ $k-\omega$ برای انجام این شبیه‌سازی استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که مقدار هیدروژن موجود در سوخت، ساختار شعله را به شدت تحت تأثیر قرار می‌دهد. یلماز [۳۱] پخش شعله حاصل از گاز طبیعی را با در نظر گرفتن اثر عدد چرخش مدل کرد. او گزارش کرد که خواص و ویژگی‌های یک احتراق، با تغییر در عدد چرخش بسیار تغییر می‌کند. زبانی و همکاران [۳۲] به مطالعه عددی شعله حاصل از مخلوط‌های متان و هیدروژن پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزودن هیدروژن منجر به افزایش دمای شعله می‌شود. یلماز و ایلباس [۳۳] مطالعه‌ای تجربی بر روی سوخت‌های مخلوط هیدروژن و متان انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که سوخت‌های حاصل از ترکیب هیدروژن و متان بدون هیچ تغییری در مشعل گاز طبیعی معمولی قابل استفاده هستند. فانگ و همکاران [۳۴] اثر آشفته‌گی بر تشکیل نیتروژن مونواکسید در احتراق چرخشی را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که ضریب‌های سرعت واکنش که ترم‌های غیرخطی هستند، در روابط مختلف همبستگی، بسیار مهم هستند. کیم و همکاران [۳۵] اثر یک مولد گرداب بر رفتار احتراق یک شعله از پیش مخلوط شده چرخشی پایدار را بررسی کردند. خلیل و همکاران [۳۶] پخش شعله گاز طبیعی با چرخش بالا را با استفاده از یک مدل تابع چگالی احتمال^۹ پیش‌بینی کردند. آن‌ها از این مدل جهت پیش‌بینی انتشار NO_x استفاده کردند. ایلباز و همکاران [۳۷] به بررسی تأثیر عدد چرخش در سوخت‌های هیدروژنی پرداختند. آن‌ها تأثیر عدد چرخش را بر این نوع سوخت‌ها بررسی کردند. آن‌ها بیان کردند که دمای شعله بسته به تغییرات عدد چرخش بسیار تحت تأثیر قرار می‌گیرد. زیرا سرعت مماسی جریان هوا توزیع دما را در محفظه احتراق به میزان قابل توجهی تغییر می‌دهد. یانگ و همکاران [۳۸] در کار خود به بررسی تأثیر عدد چرخش جریان بر اندرکنش

- 7 Swirl flows
- 8 Realizable
- 9 Probability Density Function (PDF)

می‌کند. طول و شعاع محفظه احتراق به ترتیب ۹۰۰ میلی‌متر و ۱۵۰ میلی‌متر است که جزئیات ابعادی آن در شکل ۱ نشان داده شده است. سوخت آن گاز طبیعی است که توسط یک لوله مرکزی که شعاع ۶ میلی‌متر دارد تأمین می‌شود. هوای چرخان از طریق یک مجرای حلقوی مرکزی با شعاع داخلی ۱۶/۵ میلی‌متر و شعاع خارجی ۲۷/۵ میلی‌متر به سوخت تزریق می‌شود. نرخ جریان جرمی سوخت ۰/۰۰۱۱۴ کیلوگرم بر ثانیه است لذا سرعت تزریق آن ۱۵ متر بر ثانیه است. هوا از طریق یک مولد چرخشی وارد محفظه می‌شود که سوخت و هوا را به خوبی باهم مخلوط می‌کند. عدد چرخش ورودی هوا را می‌توان به صورت رابطه (۱) محاسبه کرد [۳۷]:

$$SN = \frac{2}{3} \left[\frac{D^3 - D_h^3}{D^2 - D_h^2} \right] \frac{\tan \theta}{D} \quad (1)$$

در این رابطه SN بیانگر عدد چرخش، D_h قطر هاب^۲، D قطر بیرونی مولد چرخشی و θ زاویه خروجی جریان چرخشی می‌باشد.

۳- معادلات حاکم

وقتی جریان آشفته سوخت و هوا باهم مخلوط می‌شوند، فرایند احتراق صورت می‌گیرد. این فرایند یک واکنش شیمیایی گرمازا است که باعث انتقال حرارت و تشعشع بین دیوارها و گازهای حاصله می‌شود. برای شبیه‌سازی این فرایند از معادلات میانگین‌گیری شده ناویر-استوکس^۳ (معادلات بقای پیوستگی، ممنتوم، انرژی) و تبدیل گونه‌ها برای حالت پایا استفاده شده است. سیستم معادلات در ادامه ارائه شده است.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j v_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} P + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (3)$$

آشفته‌گی و انتقال حرارت در کوره‌های اکسیژنی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که اثرات تابش حرارت تشعشع بر میدان‌های دما در کوره‌های گازسوز، بسیار زیاد است. گو و همکاران [۳۹] تأثیر گاز و ذرات را در مشعل‌های چرخشی اکسیژنی بررسی کردند. آن‌ها بیان کردند که تشعشع ذرات تأثیر مهمی بر دمای شعله دارد. به‌گونه‌ای که در کوره‌های کوچک، بخش عمده تشعشع در ناحیه شعله ناشی از تشعشع ذرات است.

گرچه مطالعاتی در مورد فرآیندهای احتراق اکسیژنی جریان‌های چرخشی و غیر چرخشی انجام گرفته است، اما در این مراجع تنها یک پارامتر مورد بررسی قرار گرفته است. به عبارت دیگر، یا تنها به بررسی تأثیر عدد چرخش و یا فقط به بررسی اکسیدکننده‌ها و سوخت‌ها پرداخته شده است. حال آن‌که در انتقال حرارت این نوع جریان‌ها، سه عامل اصلی وجود دارد که عبارتند از: عدد چرخش، نوع اکسیدکننده و مقدار ضریب تشعشع دیوارها. نوآوری اصلی این پژوهش بررسی تأثیر ضریب تشعشع دیوارها در کوره‌های گازی چرخشی است. اهمیت فرایند احتراق در کوره‌ها سبب شده است که در سال‌های اخیر این بحث مورد توجه پژوهش‌گران قرار گیرد. از جمله این پژوهش‌ها می‌توان به مطالعه گو و همکاران [۳۹] که در سال ۲۰۲۰ به بررسی تأثیر تشعشع ذرات گاز در کوره‌ها پرداختند اشاره کرد. هدف اصلی تمامی این مطالعات درک بیشتر و بهتر فرایند احتراق در کوره‌ها و همچنین بهبود کارایی آن‌ها با بررسی پارامترهای مؤثر قابل تغییر بوده است. با توجه به این پژوهش و پس از بررسی و مطالعه سایر منابع و عدم یافتن پژوهشی در زمینه تأثیر ضریب تشعشع دیوارها در کوره‌های گازی چرخشی تصمیم بر آن گرفته شد که تحقیقی در این زمینه انجام شود تا بتوان به درک بهتری از تأثیر این پارامتر در این نوع کوره‌ها (کوره‌های چرخشی) در شرایط عملیاتی مختلف از جمله ترکیب اکسیدکننده و سرعت‌های چرخشی مختلف رسید. از اهداف دیگر این پژوهش بررسی این سه پارامتر در کنار یک‌دیگر و میزان تأثیر آن‌ها بر هم در کوره گازی اکسیژنی است. بدین منظور پارامترهای شار حرارتی تشعشعی و شار حرارتی کل دیوارها مورد بررسی قرار گرفت. همچنین، برای درک بیشتر فیزیک جریان و نحوه عملکرد کوره‌های اکسیژنی چرخشی، توزیع دمای محوری و کانتور دما مورد بحث قرار گرفت.

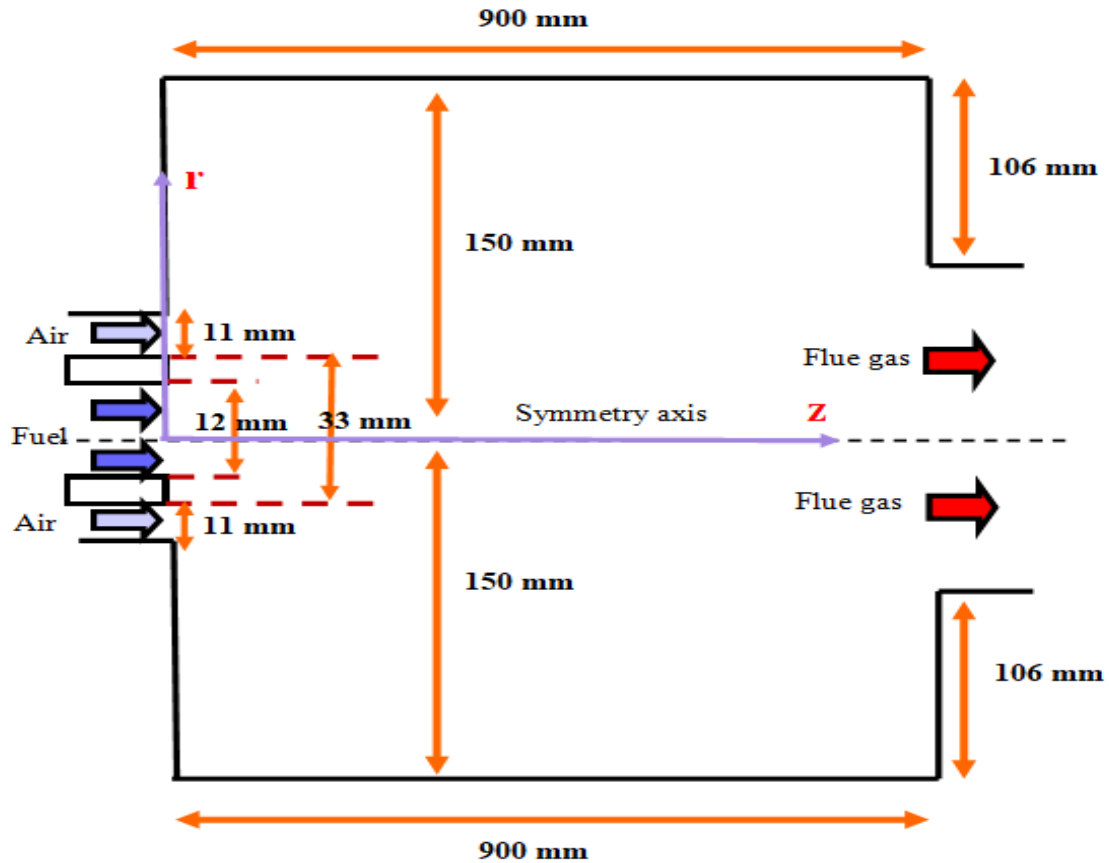
۲- بیان مساله

در این پژوهش کوره گازسوزی بررسی شده است که به اصطلاح کوره هارول^۱ نامیده می‌شود [۷ و ۴۰]. این کوره شعله‌ای چرخشی و آشفته تولید

2 Hub Diameter

3 Reynolds Average Navier-Stokes(RANS)

1 Harwell



شکل ۱. شماتیک کوره گاز سوز مورد پژوهش

Fig. 1. Schematic of the studied gas furnace

دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ استاندارد تعیین می‌شود. می‌توان تانسور تنش را به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$\tau_{ij} = 2\mu e_{ij} - \rho \overline{v_i v_j} \quad (6)$$

که e_{ij} تانسور کرنش متوسط می‌باشد و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$e_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

با اعمال فرض بوزینسک می‌توان نوشت:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (v_j (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_j} (k_{eff} \frac{\partial}{\partial x_j} T - h_n J_{jn} + \tau_{ij} v_i) + S_{rad} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j Y_n) = - \frac{\partial}{\partial x_j} J_{jn} + R_n \quad (5)$$

در این روابط، τ_{ij} تانسور تنش، k_{eff} ضریب هدایت مؤثر، h_n آنتالپی گونه n ام، S_{rad} منبع تشعشع، Y_n نسبت جرمی گونه n ام، J_{jn} شار پخششی گونه n ام در جهت j و R_n نرخ خالص تولیدشده گونه n ام در واکنش شیمیایی است. لازم است نحوه محاسبه حرارت تشعشعی و تانسور تنش مشخص شود. تانسور تنش با فرض بوزینسک^۱ و با استفاده از مدل

1 Boussinesq approximation

در نظر گرفته می‌شود.

اگر جریان چرخشی از نظر شرایط و هندسه دارای تقارن محوری باشد می‌توان جریان را به صورت دو بعدی مدل کرد (یعنی مسئله را به صورت متقارن محوری حل کرد) و سرعت چرخشی را نیز پیش‌بینی کرد. البته توجه به این نکته نیز حائز اهمیت است که فرض تقارن محوری حاکی از این است که هیچ گرادیان محیطی^۱ در جریان وجود ندارد، اما می‌تواند سرعت چرخش غیر صفر وجود داشته باشد. بنابر این معادله تکانه مماسی برای جریان‌های چرخشی دوبعدی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho u w) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v w) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r}(r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r}(\frac{w}{r})) - \rho \frac{v w}{r} \quad (14)$$

x مختصات محوری، r مختصات شعاعی، u سرعت محوری، v سرعت شعاعی و w سرعت چرخشی است. با مشخص بودن عدد چرخش، سرعت چرخشی در ورودی را می‌توان محاسبه کرد و به عنوان شرط مرزی ورودی به مسئله اعمال کرد و پس از حل معادلات اثر آن را در کل جریان مشاهده نمود.

جهت شبیه‌سازی فرایند تشعشع مدل‌های مختلفی وجود دارد که از جمله آن‌ها می‌توان به مدل تشعشع سطح به سطح^۲، پی یک^۳، راسلند^۴، تشعشع انتقال گسسته^۵، مدل گسسته^۶، مونت کارلو^۷ اشاره کرد. در مسائل احتراق استفاده از مدل جهت‌گیری گسسته^۸ بسیار مطرح بوده و با توجه به پژوهش‌های پیشین [۲ و ۳] از مدل جهت‌گیری گسسته جهت مدل‌سازی ترم تشعشع استفاده شد. این مدل تنها مدلی است که هم برای سطوح خاکستری و هم برای سطوح غیرخاکستری قابل استفاده است. این مدل همچنین قابلیت استفاده در هر دو محیط فعال و غیرفعال و سطوح نیمه شفاف را دارد. در این مدل، معادله کلی انتقال حرارت تشعشع^۹ برای تعداد محدودی زاویه جسمی حل می‌شود. این معادله به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\overline{\rho v_i v_j} = 2\mu_t e_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (8)$$

که در این رابطه μ_t لزجت گردابه‌ای، k انرژی مکانیکی اغتشاشی و δ_{ij} دلتای کرونر می‌باشد. با توجه به مدل $k-\varepsilon$ استاندارد، ترم لزجت گردابه‌ای از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

که $C_\mu = 0.09$ در نظر گرفته می‌شود و ε نرخ اتلاف اغتشاشی می‌باشد. برای بستن معادلات از روابط بقایی برای k و ε استفاده می‌شود. این معادلات به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k v_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - \rho \varepsilon \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon v_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (11)$$

ضرایب ثابت این معادله توسط لاندنر و اسپل‌دینگ [۴۱] پیشنهاد شده‌است. G_k انرژی مکانیکی ایجاد شده ناشی از گرادیان سرعت متوسط می‌باشد و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$G_k = 2\mu_t e_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (12)$$

فلاکس حرارتی اغتشاشی نیز به صورت زیر مدل می‌شود:

$$\overline{v_i T^i} = \frac{-\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (13)$$

که Pr_t عدد پرنتل اغتشاشی می‌باشد و در مدل $k-\varepsilon$ استاندارد ۰/۸۵

- 1 Circumferential gradients
- 2 Surface to surface
- 3 P1
- 4 Rosseland
- 5 Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)
- 6 Discrete Ordinate (DO)
- 7 Monte Carlo
- 8 DO
- 9 Radiative Heat Transfer Equation (RTE)

جدول ۱. شرایط سوخت و هوا در مرز ورودی

Table 1. Fuel and air conditioning at the entrance boundary

شرایط ورودی	سوخت	هوا
سرعت محوری (m/s)	۱۵/۰	۱۲/۸
سرعت شعاعی (m/s)	۰/۰	۰/۰
انرژی سینماتیک اغتشاشی (m ^۲ /s ^۲)	۲/۲۶	۱/۶۳
نرخ اتلاف اغتشاشی (m ^۲ /s ^۳)	۱۱۳۱/۸	۶۹۲/۰
دما (K)	۲۹۳	۲۹۳
عدد چرخش	۰/۰	۰/۴
ترکیب (نسبت جرمی)		
O _r	۰/۰	۰/۲۱
N _r	۰/۰	۰/۷۹
CH _f	۱/۰	۰/۰

$$S_{rad} = \int_{\Omega=0}^{4\pi} \left\{ \sum_{n=0}^N \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s)\phi(s,s')d\Omega'_n \right\} d\Omega \quad (۱۶)$$

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(r,s) = \alpha n^2 I_b + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s)\phi(s,s')d\Omega' \quad (۱۵)$$

که N نشان دهنده تعداد گونه‌ها می‌باشد.

۴- شرایط مرزی

برای دیوارها شرط عدم لغزش اعمال شده‌است. دمای دیوارها نیز ۴۰۰ کلوین در نظر گرفته شده‌است. بنابراین:

$$u = v = 0, T = 400k \quad (۱۷)$$

$(z = 0, 27.5mm \leq r \leq 150mm)$ or .
 $(z = 900mm, 4mm \leq r \leq 150mm)$ or .
 $(r = 150mm, 0 \leq z \leq 900mm)$

که در آن α ضریب جذب، σ_s ضریب پراکندگی، n ضریب بازتاب، I شدت تشعشع^۱، I_b شدت تشعشع جسم سیاه، ϕ تابع فاز و Ω' زاویه جسمی^۲ می‌باشد. حل دقیق این معادله در فرایند احتراق به دلیل وجود چندین گونه مختلف، نیازمند استفاده از روش خواص تشعشعی ریزگازها می‌باشد که به علت حجم محاسباتی بالا امکان‌پذیر نیست. لذا از مدل جمع وزنی گازهای خاکستری^۳ جهت حل گونه‌ها استفاده می‌شود. در این مدل شدت تشعشع برای تک تک گونه‌ها به صورت جداگانه تعیین می‌شود. شدت تشعشع کلی از جمع شدت تشعشع تمامی گونه‌ها بدست می‌آید. بنابراین S_{rad} از رابطه زیر تعیین می‌شود:

دمای جریان ورودی هوا و سوخت نیز ۲۹۳ کلوین و سرعت و نوع اکسیدکننده در مرز ورودی مطابق جدول ۱ در نظر گرفته شده‌است.

- 1 ¹⁰ Radiation intensity
- 2 ¹¹ Solid angle
- 3 ¹² weighted-sum-of-gray-gases (WSGG)

جدول ۲. دبی جرمی در مرزها

Table 2. The mass flow rate in boundaries

مرزها	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
ورودی هوا	۰/۰۲۳۲۸
ورودی سوخت	۰/۰۰۱۱۳
خروجی	۰/۰۲۴۴۱
خالص	$7/8 \times 10^{-9}$

۵-۱- شبکه محاسباتی

شبکه تولیدی از نوع با سازمان با المان‌های چهار گوش می‌باشد که با توجه به انتخاب مدل اغتشاشی $k-\epsilon$ استاندارد جهت مدل‌سازی اغتشاشات، لایه اول شبکه به گونه‌ای در نظر گرفته شده است که وای پلاس حدوداً برابر ۳۰ باشد. در شکل ۲ نمونه‌ای از شبکه تولید شده و میزان تراکم سلول‌ها در نزدیکی دهانه ورودی و خروجی نشان داده شده‌است. مرزها و شرایط مرزی اعمالی نیز در جدول ۳ ارائه شده‌است. از نرم‌افزار تجاری پینت‌وایز جهت ساخت شبکه استفاده گردید و از نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت ۱۸، جهت شبیه‌سازی و حل جریان کمک گرفته شد.

۵-۲- بررسی استقلال حل عددی از شبکه

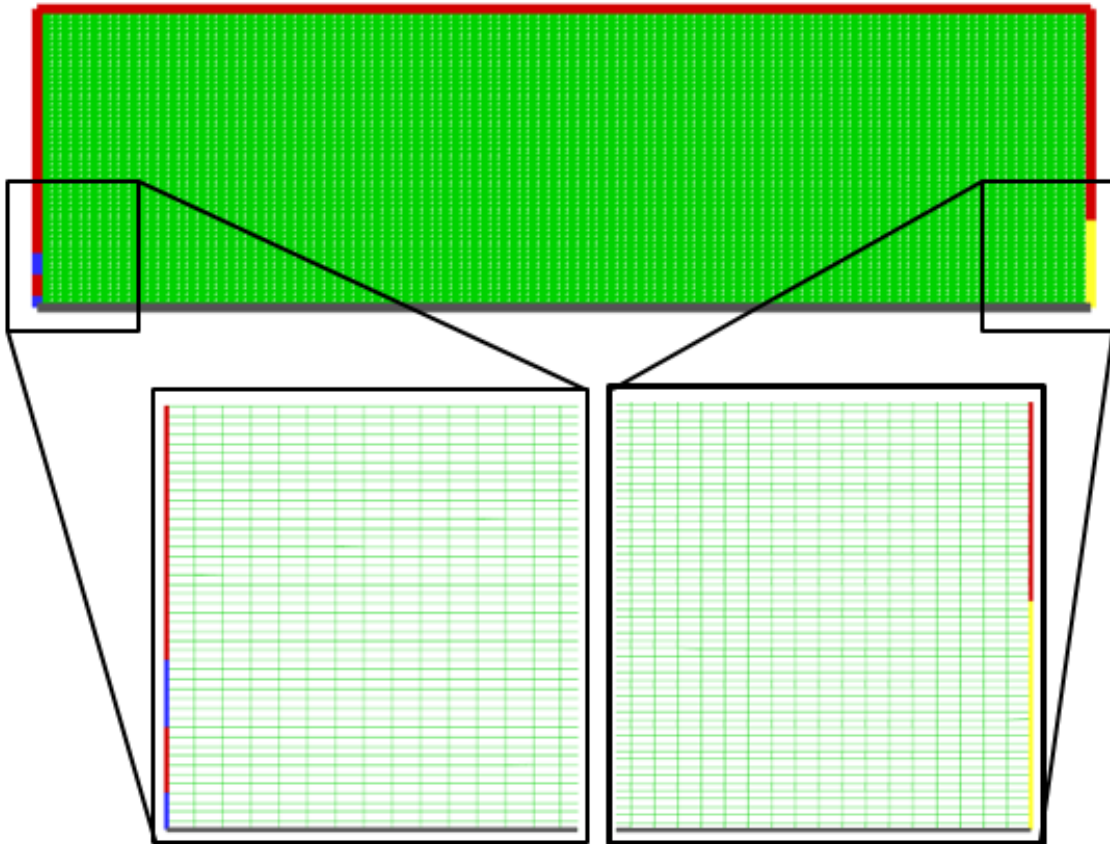
جهت بررسی استقلال حل عددی از شبکه، سه شبکه با تعداد المان‌های ۲۰ هزار، ۴۰ هزار و ۸۰ هزار ساخته شد و نتایج توزیع دما در راستای محوری و شعاعی مورد بررسی قرار گرفت. در راستای محوری از خط $z = 0$ و در راستای شعاعی از خط $r = 0.4$ استفاده شد. نتایج حاصل از این بررسی در شکل ۳ نشان داده شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در هر سه شبکه روندی یکسان برای توزیع دما در هر دو راستای شعاعی و محوری بدست آمده است و تقریباً نتایج آن‌ها بر هم منطبق می‌باشد. نتایج حاصل از شبکه دارای ۲۰ هزار سلول تفاوت اندکی با دو شبکه دیگری دارد حال آن که توزیع دمای حاصل از دو شبکه‌ی دیگر با تعداد المان‌های ۴۰ هزار و ۸۰ هزار کاملاً بر هم منطبق می‌باشد لذا شبکه دارای ۴۰ هزار سلول به‌عنوان شبکه نهایی جهت شبیه‌سازی و بررسی‌های بعدی در ادامه این پژوهش انتخاب گردید.

این پارامترها مطابق پژوهش‌های ویلکر و همکاران [۴۰] و یانگ و همکاران [۳۸] در نظر گرفته شده است تا بتوان نتایج را با این مراجع مقایسه و صحت‌سنجی را بررسی کرد.

۵-۳ روش حل عددی

در این پژوهش شبیه‌سازی به صورت دوبعدی و پایا انجام شده‌است. از الگوریتم فشار مینا برای حل معادلات و از الگوریتم سیمپل^۱ جهت جداسازی کوپلینگ فشار-سرعت و از مدل آشفتگی دو معادله‌ای $k-\epsilon$ استاندارد جهت مدل‌سازی تنش رینولدز استفاده شد. از مدل انتقال گونه‌ها و مدل اتلاف گرذابه‌ای^۲ به‌ترتیب برای نحوه تبدیل گونه‌های مختلف به یکدیگر و شبیه‌سازی فرایند احتراق در کوره استفاده گردید. از مدل جهت‌گیری گسسته جهت مدل‌سازی ترم انتقال حرارت تشعشی استفاده شد. در مدل‌سازی ترم تشعشع، دیوارها به صورت کدر و خاکستری و محیط به صورت فعال با ضریب جذب و پراکندگی به ترتیب ۰/۵، ۰/۱ در نظر گرفته شدند. در گسسته‌سازی، روش بالادست^۳ جهت حل معادلات مورد استفاده قرار گرفت. در معادله انرژی و جهت‌گیری گسسته شرط همگرایی، 10^{-6} باقی‌مانده^۴ و برای سایر معادلات، 10^{-3} باقی‌مانده، به‌عنوان شرط همگرایی در نظر گرفته شد. جهت اطمینان از همگرایی شبیه‌سازی، برقراری معادله پیوستگی جریان نیز بررسی شد که نتایج آن در جدول ۲ قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج حاکی از همگرایی شبیه‌سازی است.

- 1 SIMPLE
- 2 Eddy Dissipation Model (EDM)
- 3 Upwind scheme
- 4 Residuals







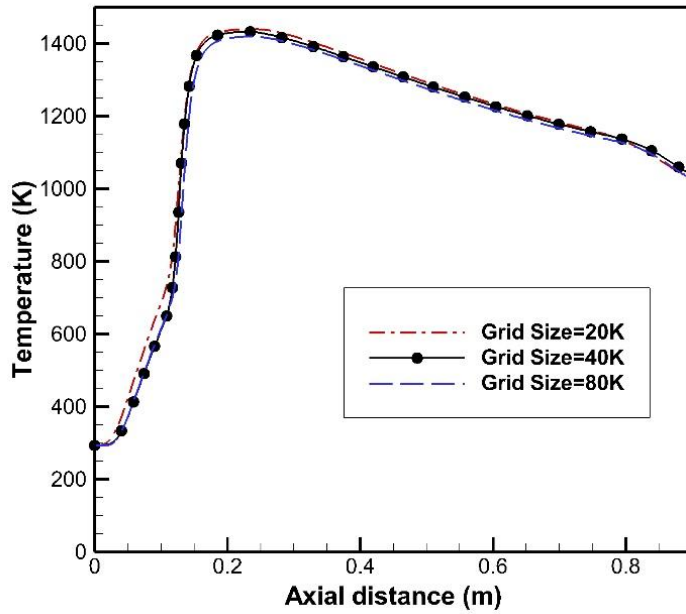
شکل ۲. ناحیه محاسباتی

Fig. 2. Computational domain

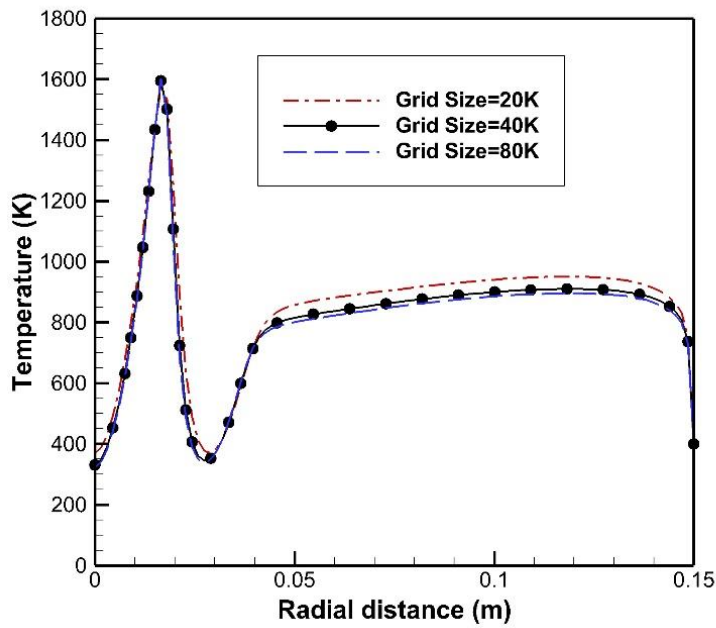
جدول ۳. مرزهای ناحیه محاسباتی

Table 3. Computational domain boundaries

رنگ مرز	نوع مرز در نظر گرفته شده
	دیوار
	ورودی سرعت
	خروجی فشار
	محور



(الف)



(ب)

شکل ۳. بررسی تأثیر اندازه شبکه در توزیع دما در راستاهای محوری و شعاعی برای (الف) $r = 0$ (ب) $z = 0.04$

Fig. 3. The effect of grid size on temperature distribution in axial and radial directions for (a) $r = 0$ (b) $z = 0.04$

۵-۳- صحت و اعتبارسنجی

زیادی دارد این اختلاف به دلیل این است که یانگ و همکاران [۳۸] در کار خود به بررسی اثر اندرکنش تشعشع آشفته‌گی^۳ پرداختند و یک ترم به صورت یودی اف^۴ به شبیه‌سازی اضافه کردند تا سبب بهبود شبیه‌سازی شود این ترم سبب شده است که نتایج حاصل از شبیه‌سازی آن‌ها در فواصل محوری کمتر از ۰٫۲، از نتایج تجربی دور شود اما مطابق شکل ۴-ب، در عوض افزودن این ترم سبب بهبود پیش‌بینی در راستای شعاعی شده است و در راستای شعاعی شبیه‌سازی یانگ و همکاران [۳۸] به تجربی نزدیکتر است. لذا به طور خلاصه می‌توان گفت که روند توزیع دمای محوری و شعاعی در شبیه‌سازی عددی حاضر با شبیه‌سازی یانگ و همکاران [۳۸] و نتایج تجربی [۴۰] انطباق خوب و قابل قبولی دارد و اختلاف شبیه‌سازی حاضر با نتایج تجربی مشابه پژوهش‌های عددی پیشین می‌باشد.

۶- نتایج

بخش نتایج به چهار زیر بخش، بررسی تأثیر ضریب تشعشع، نوع اکسیدکننده، عدد چرخش و تأثیر ترکیبی تقسیم‌بندی شده است. در هر بخش به تفصیل به بررسی هر یک از این پارامترها پرداخته شده است.

۶-۱- تأثیر ضریب تشعشع

با توجه به این که با تغییر ضریب تشعشع دیوارها میزان انتقال حرارت تشعشعی و به تبع آن شار حرارتی کلی و توزیع دما دچار تغییر می‌شود لذا تعیین میزان نقش آن و نحوه تغییرات از اهمیت بالایی برخوردار است. در این پژوهش به منظور بررسی اثر افزایش ضریب تشعشع، دمای دیوارها ثابت و برابر با ۴۰۰ کلوین فرض شده است. نوع اکسیدکننده ترکیبی از نیتروژن و اکسیژن در نظر گرفته شد. $21\%O_2 + 79\%N_2$ ترکیب اکسیدکننده می‌باشد. عدد چرخش مقدار ثابت ۰/۴ انتخاب گردید. ضرایب تشعشع ۰، ۰/۲، ۰/۴، ۰/۸، و ۱ باهم مقایسه شدند. نتایج حاصل از این مقایسه در شکل‌های ۵، ۶ و ۷ نشان داده شده است.

در شکل ۵ تأثیر ضریب تشعشع در توزیع دمای محوری نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود توزیع دما در راستای خط $r = 0$ در ابتدا تا فاصله $z = 0/2$ مستقل از ضریب تشعشع می‌باشد و با افزایش آن تغییری نمی‌کند اما پس از آن با افزایش ضریب تشعشع دما در راستای محور تقارن کاهش می‌یابد به گونه‌ای که با افزایش ضریب تشعشع از ۰ به ۱ دما محوری بیشینه، ۲۵۶ درجه کاهش می‌یابد. این کاهش دما به این علت

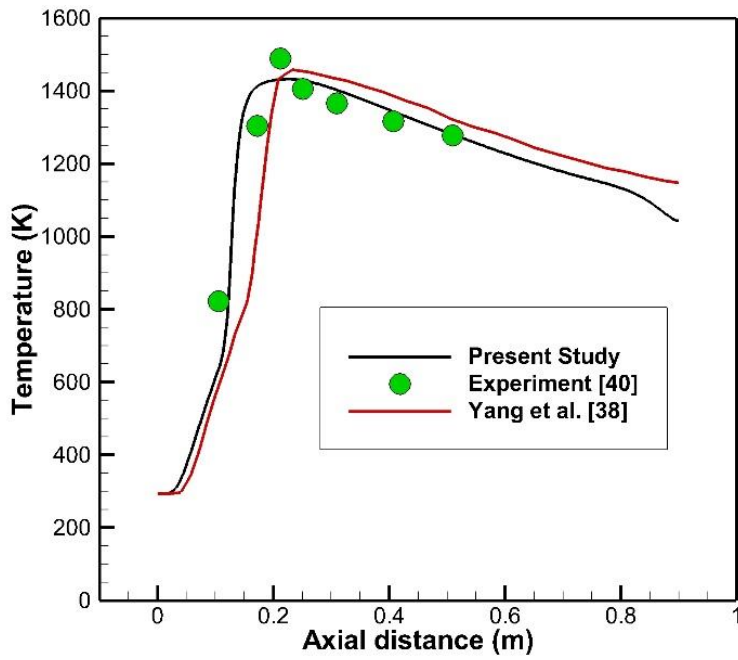
کوره هارول با شرایط جدول ۱، جهت صحت‌سنجی شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است. صحت‌سنجی شبیه‌سازی با مقایسه توزیع دما در راستای محوری $r = 0$ و شعاعی $z = 0/04$ حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی [۴۰] و عددی [۳۸] پیشین انجام شده است. در شکل ۴ مشاهده می‌شود که شبیه‌سازی عددی حاضر در توزیع دمای محوری انطباق بیشتری با نتایج تجربی دارد. در توزیع دمای شعاعی تطابق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی حاضر با شبیه‌سازی یانگ و همکاران [۳۸] مشاهده می‌شود اما هر دو با نتایج تجربی اختلاف قابل ملاحظه‌ای دارند. توزیع دمای پیش‌بینی شده در شبیه‌سازی‌های عددی در نزدیکی محور دارای فراجهدش می‌باشند که با نتایج تجربی انطباق ندارد. این اختلاف زیاد می‌تواند ناشی از تخمین بیش از حد شدت ناحیه چرخش اولیه باشد که باعث انتقال دما از نواحی دارای دمای بالا به پایین دست جریان می‌شود. اگرچه نتایج پیش‌بینی شده و داده‌های تجربی دقیقاً در برخی موقعیت‌ها سازگار نیستند، اما روند کلی یکسان و یک انطباق معقول کلی بین پروفایل‌های دمایی اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده مشاهده می‌شود. علاوه بر آن بخشی از این اختلاف را می‌توان به پیچیدگی مساله و عدم قطعیت‌های عددی از جمله مدل آشفته‌گی، مدل احتراق، و غیره نسبت داد. مدل‌سازی آشفته‌گی در تعیین اختلاط هوا و سوخت، میدان جریان و ساختار شعله بسیار مهم است. در این مطالعه از مدل آشفته $k-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است که ساختارهای آشفته را مدلسازی و با دقت کم‌تری حل می‌کند و این عمل می‌تواند به طور متناظر بر پیش‌بینی میدان دمای شعله تأثیر بگذارد حال آن‌که اگر از روش‌های گردابه‌ای بزرگ^۱ و یا شبیه‌سازی مستقیم^۲ استفاده شود، ساختارهای آشفته‌گی به صورت دقیق‌تری حل می‌شوند و نتایج بهبود خواهد یافت اما استفاده از این روش‌ها، هزینه محاسباتی زیادی را به شبیه‌سازی تحمیل می‌کند که از نظر مهندسی استفاده از آن‌ها با امکانات محاسباتی حاضر عقلانی به نظر نمی‌آید. علاوه بر این، استفاده از روش‌های ساده در مدل‌سازی فرایند احتراق، باعث می‌شود که سینتیک‌های شیمیایی به صورت کامل و دقیق تعیین نشوند. همچنین ساده‌سازی در هندسه (فرض دو بعدی بودن) و شرایط مرزی (از جمله تقارن محوری) با توجه به آشفته بودن جریان و حضور چرخش، نیز باعث ایجاد خطاها و عدم قطعیت‌های قابل توجهی در نتایج عددی می‌شود. همان‌طور که در شکل ۴-الف مشاهده می‌شود در فواصل محوری کمتر از ۰٫۲، نتایج شبیه‌سازی پژوهش حاضر با نتایج حاصل از یانگ و همکاران [۳۸] اختلاف

3 Turbulence Radiation Interaction (TRI)

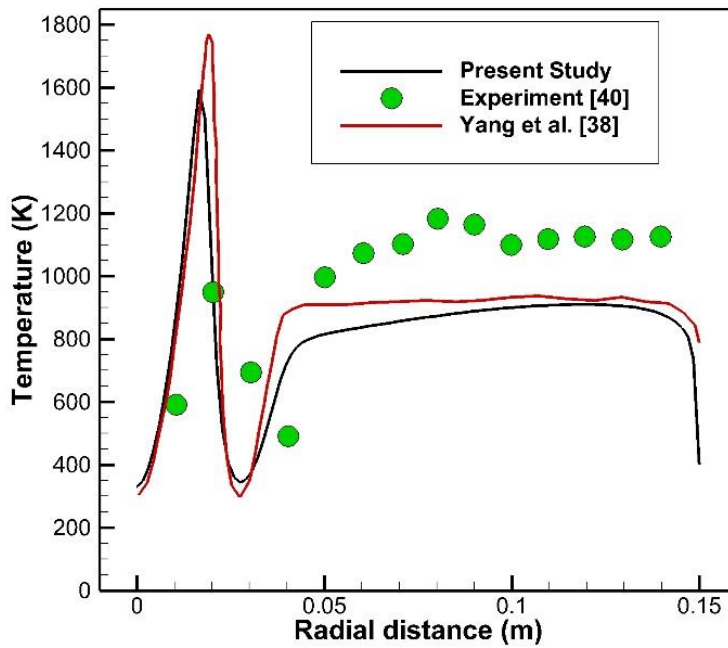
4 User Defined Function (UDF)

1 Large Eddy Simulation (LES)

2 Direct Numerical Simulation (DNS)



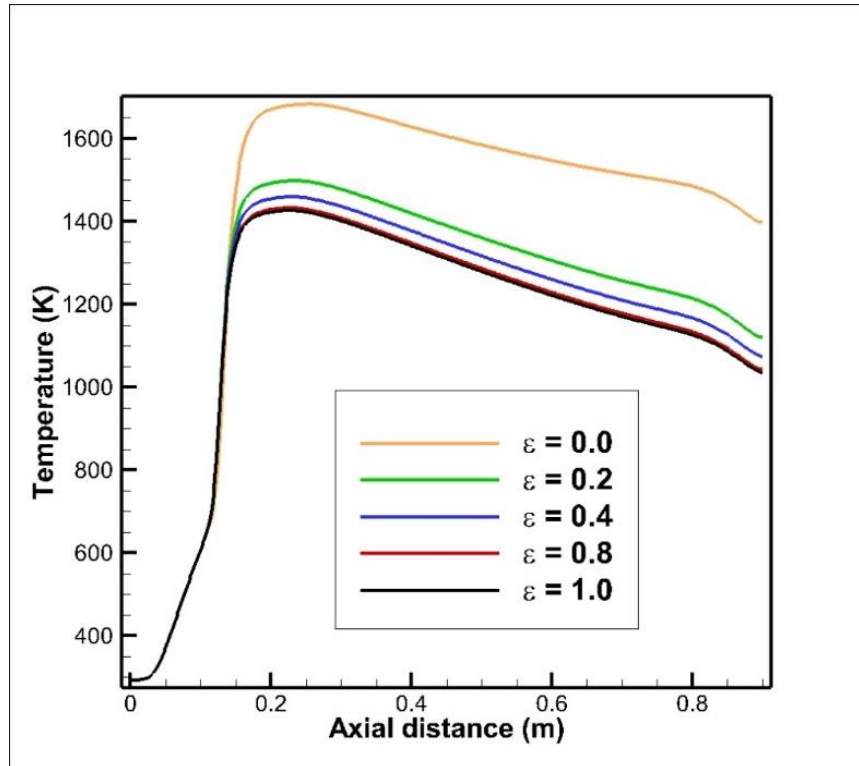
(الف)



(ب)

شکل ۴. اعتبارسنجی شبیه‌سازی با استفاده از بررسی توزیع دما در راستاهای محوری و شعاعی برای (الف) $r = 0$ (ب) $z = 0.04$

Fig. 4. Simulation validation using temperature distribution study in axial and radial directions for (a) $r = 0$ (b) $z = 0.04$



شکل ۵. تأثیر افزایش ضریب تشعشع در توزیع دمای محوری در راستای خط

Fig. 5. The effect of increasing the radiation coefficient on the axial temperature distribution along the line $r = 0$

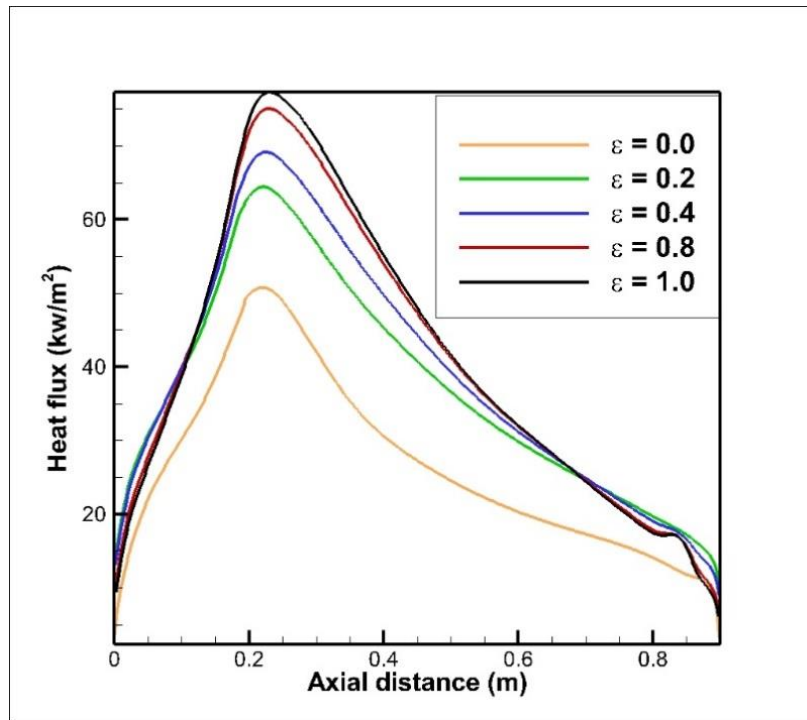
ضریب تشعشع، شعله پخش تر می‌شود که علت آن را می‌توان جذب گرمای بیش‌تر توسط دیوار دانست که در اثر افزایش ضریب تشعشع رخ می‌دهد و از پخش آن به سمت محور مرکزی جلوگیری می‌کند. به عبارت دیگر وقتی ضریب تشعشع بالا است بخش اعظمی از گرمای تولید شده در نزدیکی دیوارها متمرکز می‌شود و به جریان دمایی اجازه پخش در میدان را نمی‌دهد.

۶-۲- تأثیر نوع اکسیدکننده

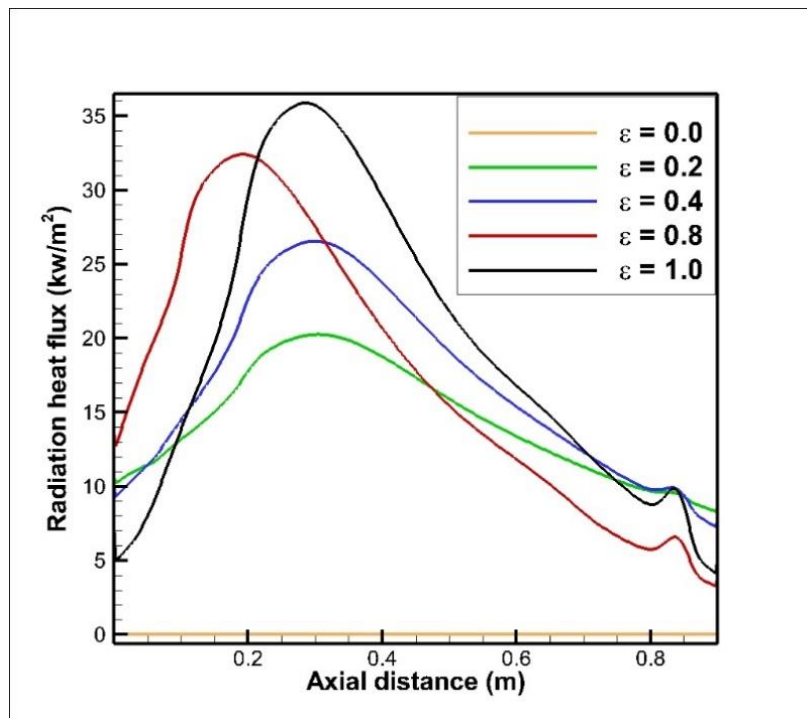
ترکیب اکسیدکننده علاوه بر این که بر توزیع دمای شعله و بیشینه دمای آن تأثیرگذار است در تولید گازهای نهایی حاصل از احتراق و مشکلات زیست محیطی مربوط به آن نقش اساسی دارد. در این پژوهش از سه ترکیب مختلف جهت واکنش با متان به منظور بررسی نقش اکسیدکننده استفاده شد. ترکیب و درصد گازهای تشکیل‌دهنده اکسیدکننده‌های مورد بررسی در جدول ۴ ارائه شده است. در این بررسی ضریب تشعشع دیواره‌ها $0/8$ و عدد چرخش نیز $0/4$ در نظر گرفته شدند. نتایج حاصل از این بررسی در شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰ ارائه شده است.

صورت می‌گیرد که با افزایش ضریب تشعشع دیواره‌های خاکستری ضریب جذب آن‌ها نیز افزایش می‌یابد لذا گرادیان دمایی به سمت دیوارها ایجاد می‌شود که باعث می‌شود دما در نزدیکی دیوار افزایش و در نزدیکی خط تقارن کاهش یابد.

شکل ۶ نمایانگر تأثیر افزایش ضریب تشعشع در شار حرارتی کل و شار حرارتی تشعشعی دیواره‌ها می‌باشد. مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب تشعشع دیواره‌ها شار حرارتی کل افزایش می‌یابد که این افزایش در اثر افزایش شار حرارتی تشعشعی رخ می‌دهد. از آنجایی که ضریب تشعشع دیواره‌ها افزایش می‌یابد و دیواره‌ها خاکستری هستند لذا ضریب جذب نیز افزایش می‌یابد و در نتیجه شار حرارتی افزایش می‌یابد. با مقایسه دو نمودار مشاهده می‌شود که بخش قابل توجهی از شار حرارتی از طریق تشعشع صورت می‌گیرد و با افزایش ضریب تشعشع درصد آن از صفر به ۴۵ درصد شار حرارتی کل افزایش می‌یابد. به منظور بررسی دقیق‌تر کانتورهای توزیع دما رسم و در شکل ۷ نشان داده شده‌اند. مطابق شکل با افزایش ضریب تشعشع از ۰ به ۱، ماکزیمم دمای شعله ۱۴۰ درجه کاهش می‌یابد. از طرفی با کاهش



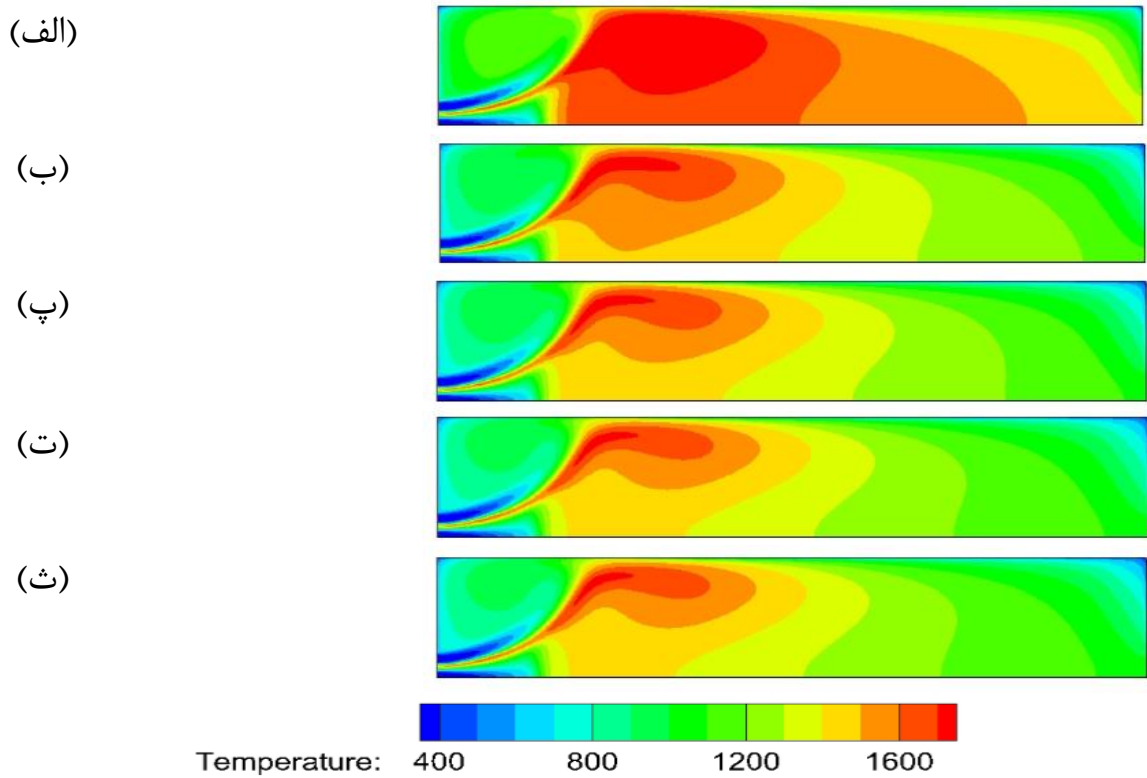
(الف)



(ب)

شکل ۶. تأثیر افزایش ضریب تشعشع در انتقال حرارت دیوارهای بالایی و پایینی (الف) شار حرارتی (ب) شار حرارتی تشعشعی

Fig. 6. The effect of increasing the radiation coefficient on the heat transfer of the upper and lower walls (a) radiant heat (b) radiant heat flux



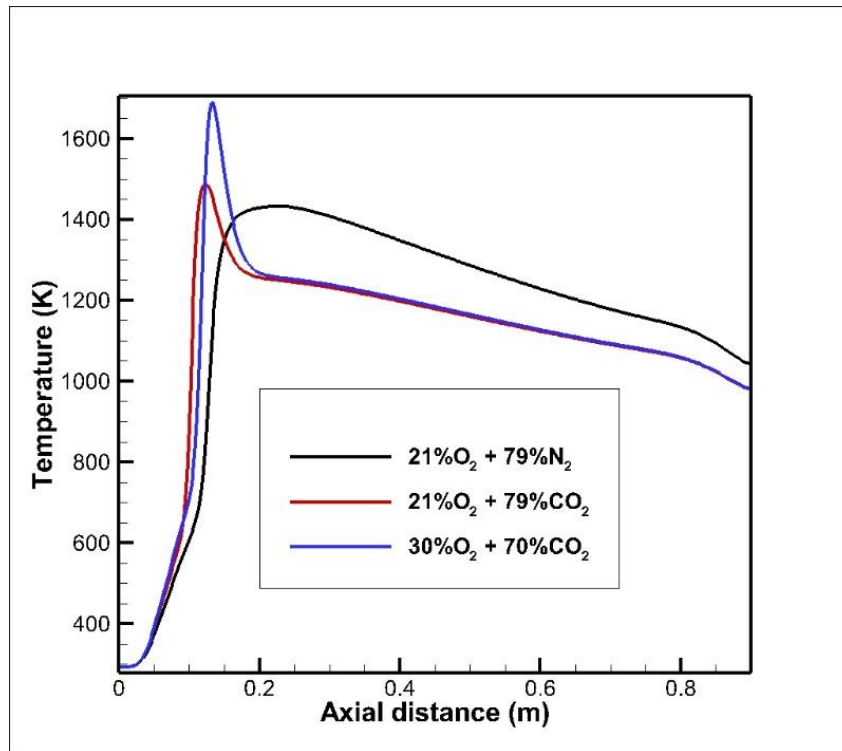
شکل ۷. کانتور دما برای دیوارها با ضریب تشعشع (الف) ۰/۰ (ب) ۰/۲ (پ) ۰/۴ (ت) ۰/۸ (ث) ۱

Fig. 7. Temperature contour for walls with radiation coefficient (a) 0.0 (b) 0.2 (c) 0.4 (d) 0.8 (e) 1

جدول ۴. ترکیب سوخت و اکسیدکننده‌ها بررسی شده

Table 4. Combination of fuels and oxidants investigated

اکسیدکننده	سوخت
$21\% O_r + 79\% N_r$	CH_f
$21\% O_r + 79\% CO_r$	CH_f
$30\% O_r + 70\% CO_r$	CH_f

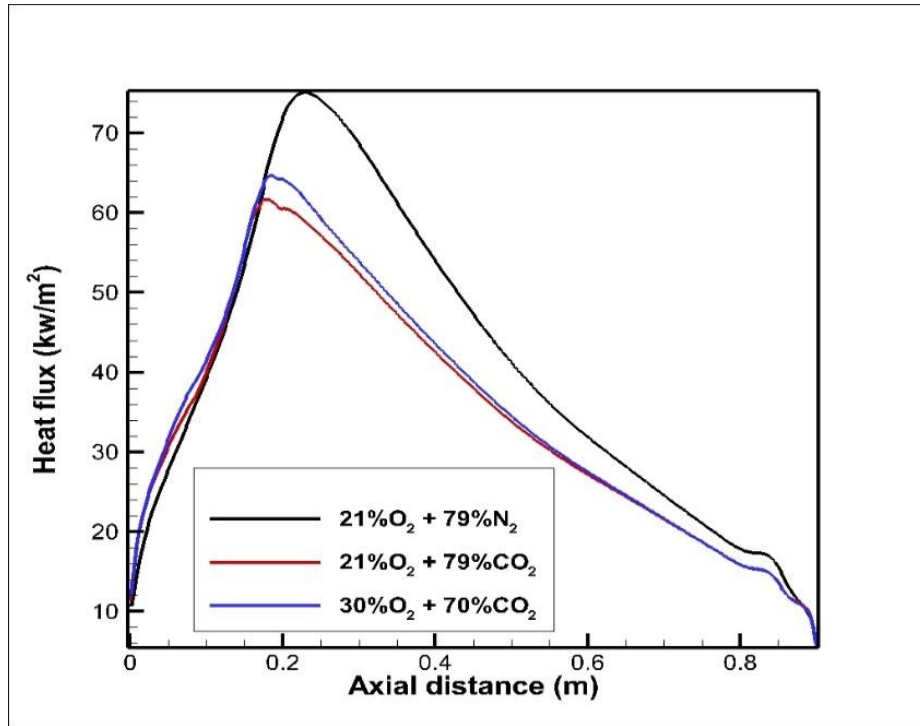


شکل ۸. تأثیر نوع اکسیدکننده در توزیع دمای محوری در راستای خط $r = 0$

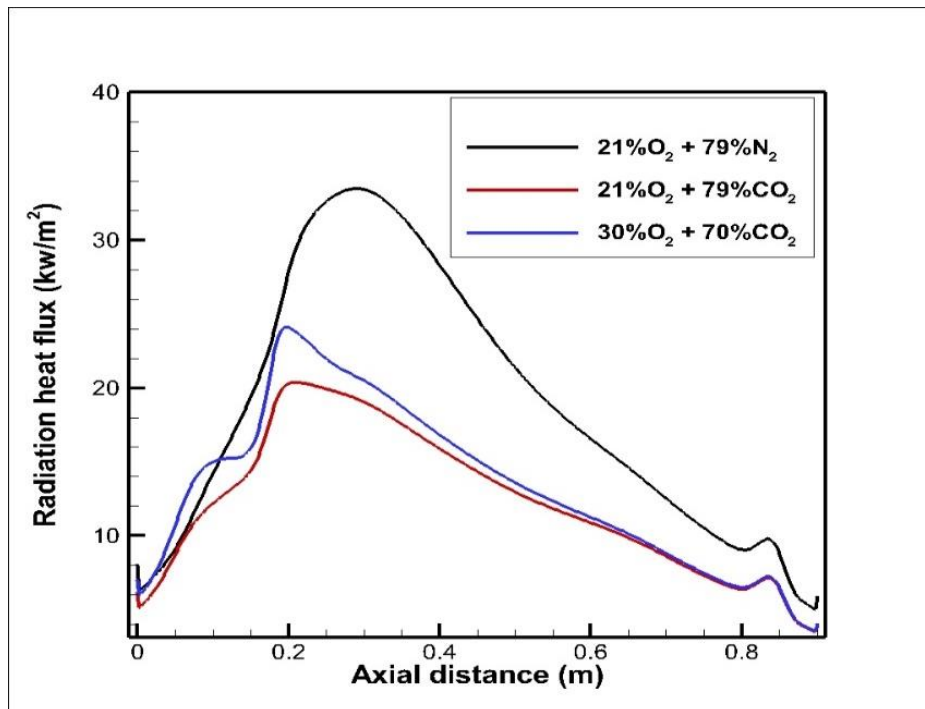
Fig. 8. Effect of oxidant type on axial temperature distribution along line $r = 0$

در شکل ۹ روند و نحوه تغییرات شار حرارتی کل و شار حرارتی تشعشی دیوارها دیده می‌شود. با تغییر نوع اکسیدکننده تغییر زیادی در شار حرارتی کل مشاهده نمی‌شود و نوع اکسید کننده فقط باعث جابجایی و اسکیل شدن آن شده‌است به طوری که اکسیدکننده دارای نیتروژن باعث افزایش بیشینه شار حرارتی در دیوارها شده‌است و در دو اکسیدکننده دیگر با کاهش کربن دی اکسید مقدار بیشینه کاهش یافته‌است. در شار حرارتی تشعشی نیز تقریباً روند و نحوه تغییرات نمودارها مستقل از نوع اکسیدکننده می‌باشد و فقط جابجا و اسکیل شده‌اند به جز در ابتدا که اعوجاجاتی برای اکسیدکننده دارای کربن دی اکسید دیده می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود در اکسیدکننده دارای نیتروژن تقریباً نصف شارژ حرارتی بیشینه و در دو اکسیدکننده دیگر تقریباً یک سوم شارژ حرارتی بیشینه از طریق تشعشع منتقل شده‌است لذا بخش مهمی از شار حرارتی دیوارها از طریق تشعشع اتفاق می‌افتد. با تغییر نوع گاز از کربن دی اکسید به نیتروژن گازهای حاصل از احتراق از نظر تشعشی فعال‌تر می‌شوند و ضریب عبور تشعشی آن افزایش می‌یابد که به دنبال آن شار حرارتی تشعشی دیوارها در اثر اختلاف دمای حاصل از شعله

توزیع دمای محوری یکی از پارامترها مهم در طراحی کوره است. در شکل ۸ تأثیر ترکیب اکسیدکننده در توزیع دمای محوری نشان داده شده‌است. افزایش درصد کربن دی اکسید نسبت به اکسیژن باعث کاهش دمای بیشینه در راستای محور تقارن می‌شود. اگر ساختار ترکیبات اکسیدکننده تغییر نکند و فقط درصد جرمی ترکیبات نسبت به هم تغییر کند روند و نحوه تغییرات توزیع دمای محوری یکسان می‌باشد حال آن که با تغییر ساختار و جایگزینی نیتروژن به جای کربن دی اکسید روند نمودار تغییر می‌کند و نمودار توزیع دما حالت هموارتری پیدا می‌کند که بیشینه آن نیز ۵۵ درجه کاهش یافته‌است. وقتی از گاز نیتروژن استفاده می‌شود گرادیان دمایی کم‌تری در نزدیکی محور ایجاد می‌شود و همین امر سبب می‌شود که توزیع دما در $r = 0$ حالت یکتواخت‌تری داشته باشد. با تغییر درصد اکسیژن و کربن دی اکسید، درصد جرمی گازهای خروجی حاصل از احتراق تغییر می‌کند به عبارت دیگر با افزایش درصد جرمی اکسیژن نسبت به کربن دی اکسید، درصد آب تولیدی نسبت به کربن دی اکسید تولیدی افزایش می‌یابد و همین امر باعث می‌شود که توزیع حرارت تشعشی و به طبع آن شار حرارتی کلی تغییر کند.



(الف)

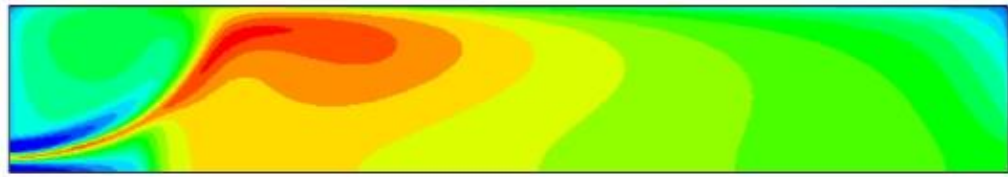


(ب)

شکل ۹. تأثیر نوع اکسیدکننده در انتقال حرارت دیوارهای بالایی و پایینی (الف) شار حرارتی (ب) شار حرارتی تشعشعی

Fig. 9. Effect of oxidizing type on heat transfer of upper and lower walls (a) radiant heat (b) radiant heat flux

(الف)



(ب)



(پ)



Temperature: 400 800 1200 1600

شکل ۱۰. کانتور دما برای دیوارها با اکسیدکننده‌های مختلف (الف) $21\%O_2 + 79\%N_2$ (ب) $21\%O_2 + 79\%CO_2$ (پ) $30\%O_2 + 70\%CO_2$

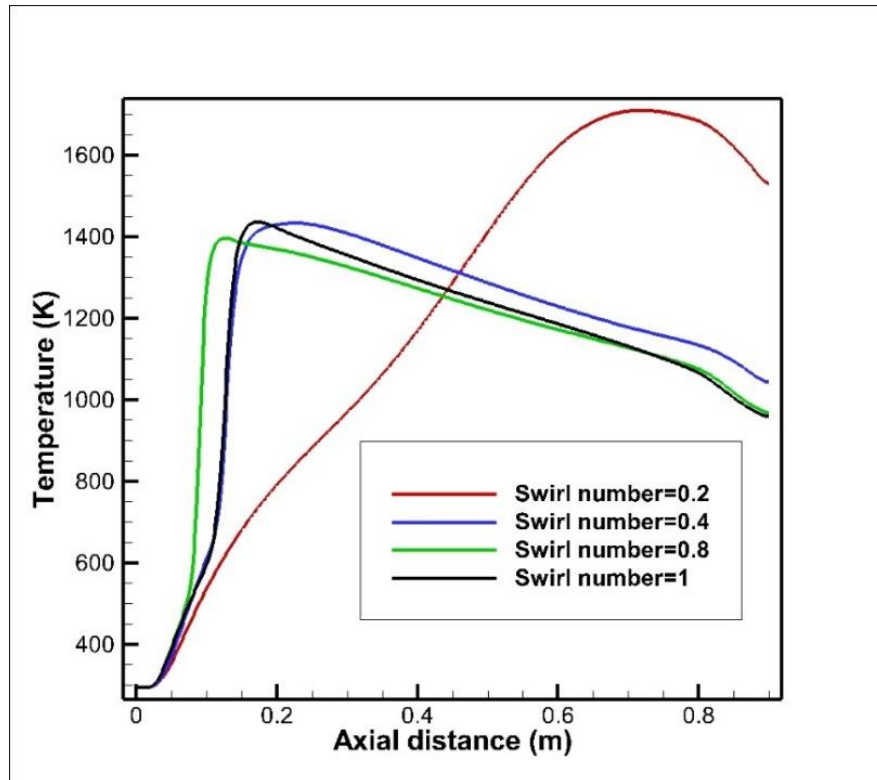
Fig. 10. Temperature contour for walls with different oxidizers (a) $21\%O_2 + 79\%N_2$ (b) $21\%O_2 + 79\%CO_2$ (c) $30\%O_2 + 70\%CO_2$

باعث پخش بیش‌تر دما شعله شده است و استفاده از نیتروژن در اکسیدکننده به‌جای کربن دی اکسید سبب می‌شود دمای بیشینه ۴۰ میلی‌متر به‌سمت دیوار بالا حرکت کند حال آن‌که وقتی اکسیدکننده دارای کربن دی اکسید است عمل پخش کم‌تر اتفاق می‌افتد و با افزایش درصد کربن دی اکسید در اکسیدکننده هسته دارای دمای بیشینه بزرگ‌تر می‌شود به گونه‌ای که با افزایش ۹ درصد کربن دی اکسید دما بیشینه ۴۳۳ درجه بیش‌تر شده است. در این نوع اکسیدکننده‌ها دمای بیشینه شعله بیش‌تر در نواحی مرکزی و میانی رخ می‌دهد. گازهای حاصل از احتراق متان با نیتروژن نسبت به کربن دی اکسید محیط فعال‌تری را ایجاد می‌کنند. از طرفی اختلاف دمای بین دیوارها و دمای شعله حاصل شده زیاد است و فرصت مناسبی برای پخش دما در این حالت وجود دارد. اگرچه استفاده از کربن دی اکسید در اکسیدکننده از پخش شعله جلوگیری می‌کند ولی با افزایش درصد اکسیژن آن، عمل پخش تسریع می‌شود.

با آن‌ها افزایش می‌یابد. با افزایش اکسیژن و کاهش کربن دی اکسید ترکیب اکسیدکننده، در ساختار گاز خروجی بخار آب بیش‌تری نسبت به قبل تولید می‌شود ولی کربن دی اکسید خروجی کاهش خواهد یافت. با افزایش بخار آب محیط گازی از نظر تشعشع فعال‌تر می‌شود و لذا شار حرارتی تشعشعی و شار حرارتی کلی دیوارها با کاهش درصد جرمی کربن و افزایش درصد جرمی اکسیژن افزایش می‌یابد.

وقتی جریان هوا به صورت گردشی^۱ است دو ناحیه گردشی تشکیل می‌شود که هرچه این ناحیه‌ها بزرگ‌تر باشند اختلاط بیشتر می‌شود و باعث بهبود احتراق و کاهش آلاینده‌های ناشی از آن می‌گردد. هر چه توده دمای بیشینه به دیوار بالا و دهانه ورودی نزدیک‌تر شود حاکی از قدرت بیش‌تر ناحیه چرخشی و در نتیجه احتراق بهتر است. به‌منظور بررسی دقیق‌تر تأثیر اکسیدکننده‌ها، کانتور دما برای حالت‌های مختلف در شکل ۱۰ ارائه شده‌است. با توجه به این شکل می‌توان گفت که اکسیدکننده دارای نیتروژن

1 Recirculation zone



شکل ۱۱. تأثیر افزایش عدد چرخش در توزیع دمای محوری در راستای خط $r = 0$

Fig. 11. The effect of increasing the swirl number on the axial temperature distribution along the line $r = 0$

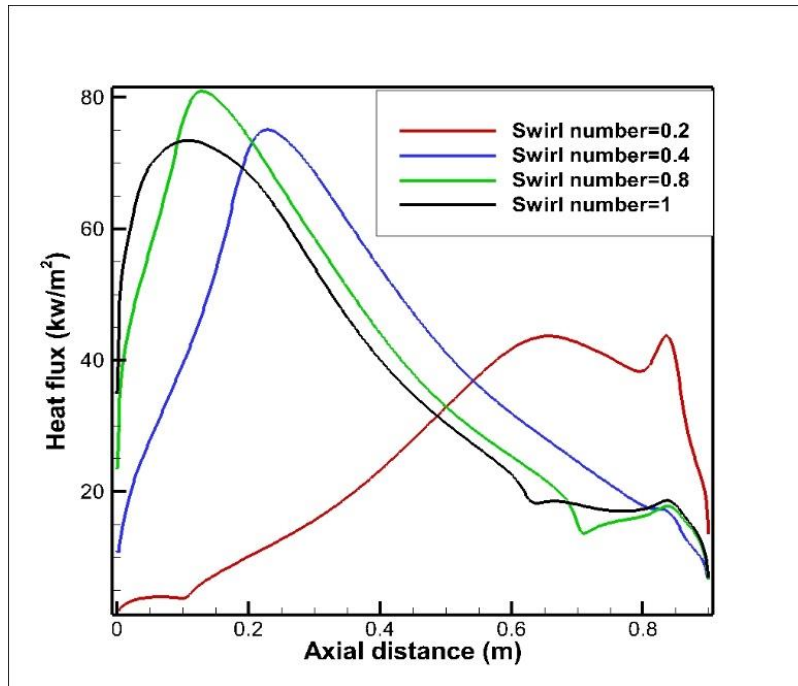
تشنه‌ی دیوارهای بالا و پایین نشان داده شده‌است. مشابه توزیع دمای محوری شار حرارتی کل و شار تشعشی برای اعداد چرخش بزرگ‌تر یا مساوی ۰/۴ روند مشابهی دارند. در این اعداد چرخشی بیشینه شار حرارتی و حرارتی تشعشی دیوارهای بالایی و پایینی در نزدیکی دهانه ورودی رخ می‌دهد در حالی که در عدد چرخشی ۰/۲ مقدار بیشینه آن در نزدیکی دهانه خروجی اتفاق می‌افتد. همان‌طور که مشاهده می‌شود روند تغییرات شار حرارتی کلی به روند شار حرارتی تشعشی خیلی نزدیک است که نشان‌دهنده تأثیر تشعشع در انتقال حرارت دیوارها می‌باشد به طوری که در عدد چرخشی ۰/۲ بیش از نصف شار حرارتی دیوارها از طریق تشعشع صورت گرفته‌است. این نمودارها به خوبی نشان می‌دهند که با افزایش عدد چرخش شارحرارتی بیشینه به سمت دهانه ورودی حرکت می‌کند. این رفتار به علت ایجاد ناحیه چرخشی می‌باشد که با افزایش عدد چرخش این ناحیه به سمت دهانه ورودی حرکت می‌کند. به منظور بررسی دقیق‌تر کانتور دما برای اعداد چرخشی مختلف در شکل ۱۳ ارائه شده‌است. این شکل به خوبی نشان می‌دهد که با افزایش عدد چرخشی، توده دما بالا شعله از مرکز به سمت دیوارها حرکت می‌کند به طوری که در عدد چرخشی یک بلافاصله بعد از دهانه ورودی به

۶-۳- تأثیر عدد چرخش

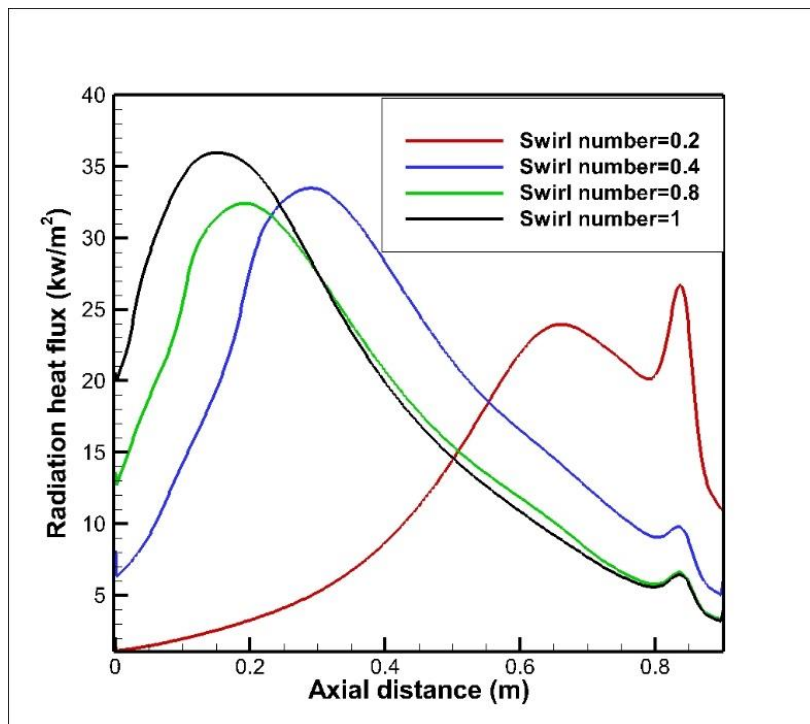
به منظور بررسی اثر عدد چرخش، ضریب تشعشع دیوارها ۰/۸ در نظر گرفته شد و از اکسیدکننده $21\%O_2 + 79\%N_2$ و چهار عدد چرخش مختلف ۰/۲، ۰/۴، ۰/۸ و ۱ استفاده شد. نتایج حاصل از این بررسی در شکل‌های ۱۱، ۱۲ و ۱۳ ارائه شده‌است.

در شکل ۱۱ تأثیر افزایش عدد چرخش در توزیع دمای محوری ارائه شده‌است. مشاهده می‌شود با قرار دادن عدد چرخش بزرگ‌تر یا مساوی ۰/۴ روند نمودار توزیع دمای در راستای خط تقارن یکسان و فقط نمودار توزیع دما اندکی به سمت راست جابجا می‌شود به طوری کلی دمای بیشینه در این حالت‌ها درحالی ۰/۲ اتفاق می‌افتاد ولی هنگامی که عدد چرخشی برابر ۰/۲ قرار می‌گیرد روند نمودار تغییر می‌یابد و دما تا ۰/۶ افزایش می‌یابد و پس از آن روند کاهشی دارد. این روند نشان می‌دهد عملاً عدد چرخش ۰/۲ به اندازه کافی بزرگ نیست که بتواند باعث چرخش توزیع دما و پخش آن در راستای عمود بر محور شود. به همین دلیل است که بیشینه توزیع دمای محوری در فواصل دور رخ داده است.

در شکل ۱۲ تأثیر افزایش عدد چرخش در شار حرارتی و شار حرارتی



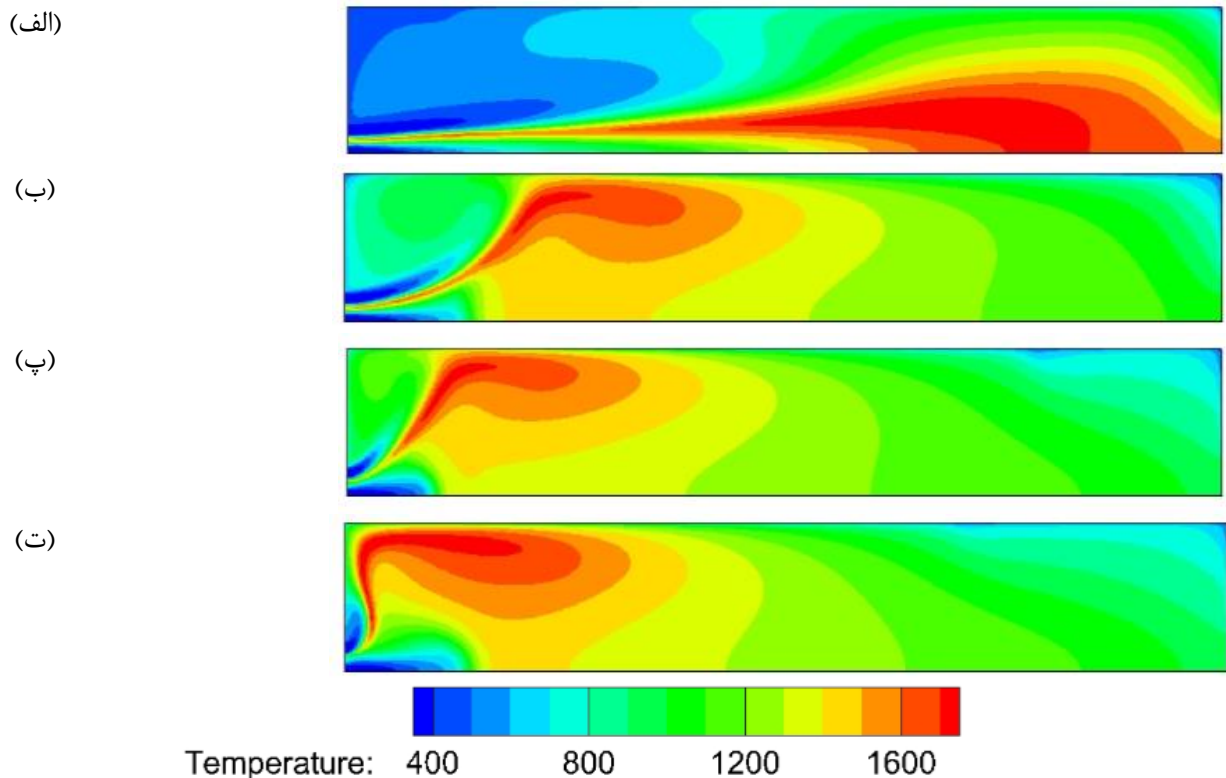
(الف)



(ب)

شکل ۱۲. تأثیر افزایش عدد چرخش در انتقال حرارت دیوارهای بالایی و پایینی (الف) شارحرارتی (ب) شارحرارتی تشعشعی

Fig. 12. The effect of increasing the swirl number on the heat transfer of the upper and lower walls (a) heat flux (b) radiant heat flux



شکل ۱۳. کانتور دما برای نمونه با عددچرخشی (الف) ۰/۲ (ب) ۰/۴ (پ) ۰/۸ (ت) ۱

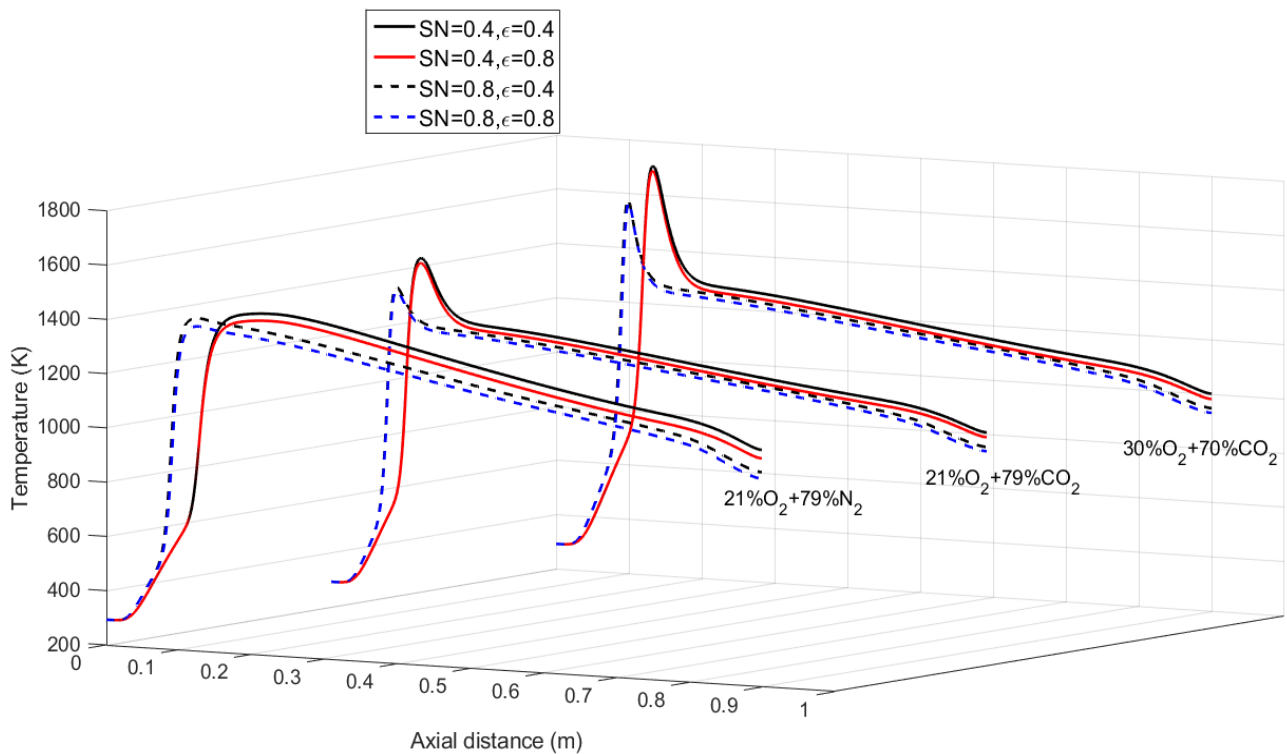
Fig. 13. Temperature contour for swirl number (a) 0.2 (b) 0.4 (c) 0.8 (d) 1

در شکل ۱۴ تأثیر ترکیب پارامترها در توزیع دمای محوی ارائه شده است. مشاهده می‌شود با قرار دادن عدد چرخش بزرگتر (۰/۸) در اکسیدکننده نیتروژنی دمای بیشینه محوری افزایش یافته است اما در اکسیدکننده‌های کربن‌دی‌اکسیدی با کاهش آن روبه‌رو هستیم. در هر نوع اکسیدکننده یک روند مشابه برای تغییر ضریب تشعشع و عدد چرخش مشاهده می‌شود که حاکی از آن است که روند کلی نمودار را نوع اکسیدکننده تعیین می‌کند. با افزایش ضریب تشعشع دمای محوری در همه اکسیدکننده‌ها و به ازای همه اعداد چرخش کاهش یافته است. با افزایش عدد چرخش، دمای بیشینه محوری در فواصل نزدیک‌تری از دهانه ورودی رخ می‌دهد. به‌طور کلی با افزایش همزمان عدد چرخش و ضریب تشعشع، توده دمای بالای شعله به سمت ورودی نزدیک‌تر شده و مقدار دما این توده نیز کاهش یافته است. در شکل ۱۵ تأثیر همزمان تغییر عدد چرخش و ضریب تشعشع، در شار حرارتی و شار حرارتی تشعشعی دیوارهای بالا و پایین نشان داده شده است. با

صورت خیلی شدید به سمت دیوارهای بالایی حرکت کرده است که در اثر مؤلفه شعاعی زیاد بردار سرعت می‌باشد. با فاصله گرفتن عدد چرخش از یک این حرکت عمودی شدید توده تعدیل می‌شود به‌گونه‌ای که با افزایش عدد چرخش از ۰/۲ به ۱، شعله در اثر حرکت چرخشی گازها به اندازه ۹۲ میلی‌متر به دیواره بالا و ۱۰۰ میلی‌متر به دهانه ورودی نزدیک می‌شود. این امر سبب می‌شود که با افزایش عدد چرخش شار حرارتی دیوارها افزایش و شار حرارتی محوری کاهش یابد

۴-۶- اثر ترکیبی پارامترها

جهت بررسی تأثیر ترکیبی پارامترها، ضرایب تشعشعی ۰/۴ و ۰/۸ برای دیوارها در نظر گرفته شد و تأثیر دو عدد چرخش مختلف ۰/۴ و ۰/۸ بر روی ترکیب گازهای مختلف بررسی شد. نتایج حاصل از این بررسی در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ ارائه شده است.



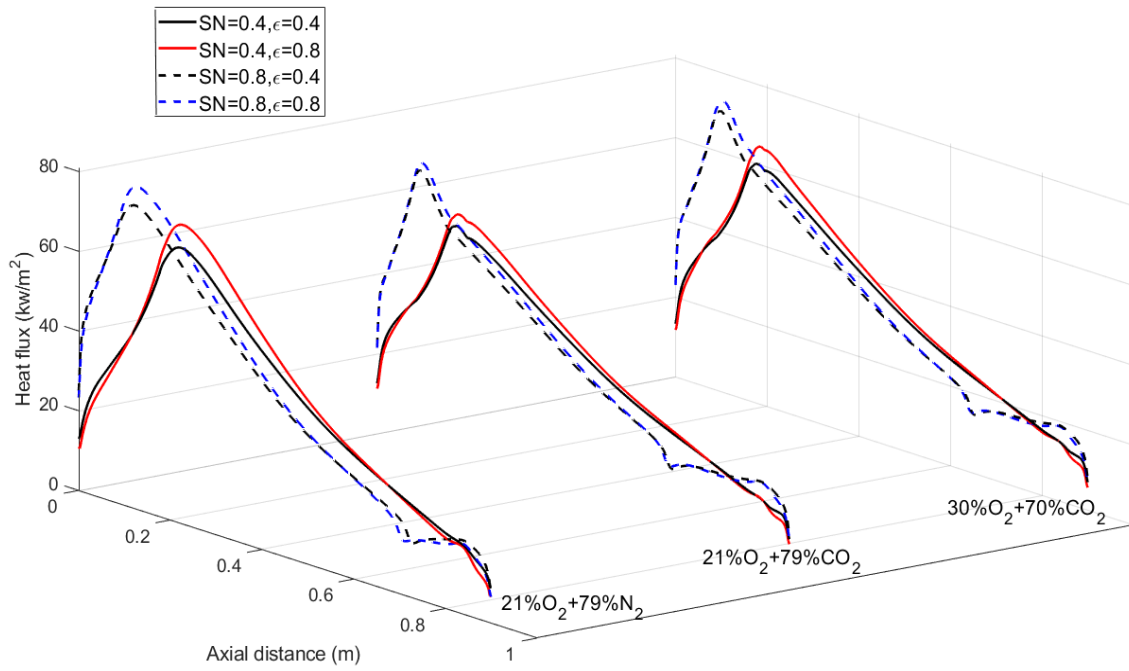
شکل ۱۴. تأثیر ترکیب پارامترهای ضریب تشعشع و عدد چرخش در توزیع دمای محوری در راستای خط $r = 0$ برای اکسیدکننده‌های مختلف

Fig. 14. Effect of combining parameters of radiation coefficient and swirl number on the axial temperature distribution along the line $r = 0$ for different oxidizers

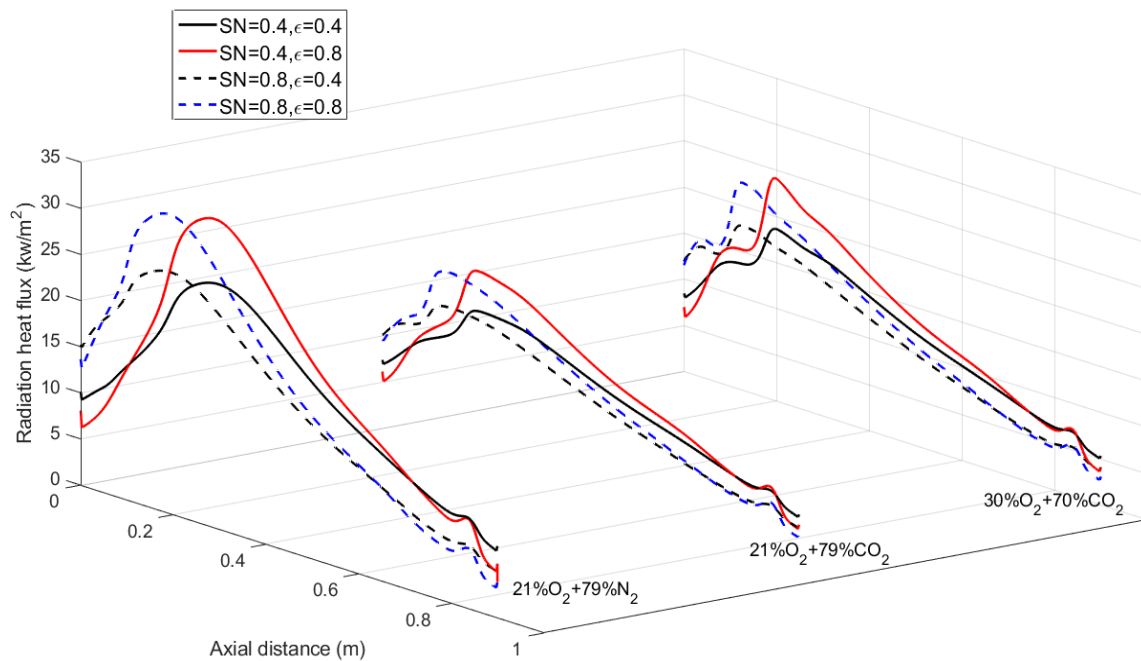
۷- نتیجه‌گیری

از کوره‌های گازی در صنایع مختلف استفاده می‌شود. پژوهش‌های زیادی جهت بهبود عملکرد و همچنین کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی ناشی از آن انجام گرفته است. در سال‌های اخیر، استفاده از سوخت‌های اکسیژنی که باعث کاهش گازهای گلخانه‌ای حاصل از فرایند احتراق در این کوره‌ها می‌شود، مورد توجه قرار گرفته‌است. به‌منظور بهبود فرایند احتراق و توزیع دمای مناسب داخل کوره استفاده از هوای چرخشی مرسوم است. از آنجایی که دما در این کوره‌ها به شدت بالا می‌رود بخش مهمی از شار حرارتی توسط تشعشع منتقل می‌شود و بدون در نظرگیری آن عملکرد کوره دچار اختلال می‌شود. پارامترهای مختلفی از جمله، ضریب تشعشع دیواره‌ها، ترکیب اکسیدکننده و عدد چرخش جریان‌های ورودی بر میزان شار حرارتی تشعشعی تأثیرگذار می‌باشد. در این پژوهش به مطالعه این پارامترها در انتقال حرارت تشعشعی در کوره‌های گازی پرداخته شد. کوره‌ها را که با سوخت متان و هوای چرخشی کار می‌کند مورد بررسی قرار گرفت. دیواره‌ها

افزایش ضریب تشعشع در همه اکسیدکننده‌ها و برای هر دو عدد چرخش، شار حرارتی کل افزایش یافته‌است. این افزایش به علت افزایش در شار حرارتی تشعشعی اتفاق می‌افتد که در شکل ۱۵ (ب) قابل مشاهده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، روند تغییرات شار حرارتی کلی به روند شار حرارتی تشعشعی شباهت زیادی دارد که نشان‌دهنده تأثیر تشعشع در انتقال حرارت دیواره‌ها می‌باشد. ضریب تشعشع بر اکسیدکننده نیتروژنی تأثیر بیشتری دارد و مقدار افزایش شار تشعشعی آن نسبت به اکسیدکننده‌های دی‌اکسیدکربن بیشتر بوده است. با کاهش عدد چرخش به علت عدم چرخش جریان و حرکت توده‌ی دما بالا شعله به سمت خروجی، در نمودارهای شار حرارتی و شار حرارتی تشعشعی شاهد یک مقدار جابجایی نمودار به سمت دهانه ورودی هستیم. البته روند کلی نمودار تغییر پیدا نکرده است چرا که روند کلی را نوع اکسیدکننده تعیین می‌کند. به‌طور کلی با افزایش همزمان عدد چرخش و ضریب تشعشع برای تمامی اکسیدکننده‌ها شار حرارتی افزایش پیدا کرده است.



(الف)



(ب)

شکل ۱۵. تأثیر ترکیب پارامترهای ضریب تشعشع و عدد چرخش در انتقال حرارت دیوارهای بالایی و پایینی برای اکسیدکننده‌های مختلف (الف) شارحرارتی (ب) شارحرارتی تشعشعی

Fig. 15. The effect of combining the parameters of radiation coefficient and swirl number on the heat transfer of the upper and lower walls for different oxidizers (a) heat flux (b) radiant heat flux

J / kg	آنتالپی،	h
$W.m^2.sr^{-1}$	شدت تشعشع،	I
$W.m^2.sr^{-1}$	شدت تشعشع جسم سیاه،	I_b
$W.m^2.sr^{-1}$	شار پخشی گونه،	J
m^2 / s^2	انرژی مکانیکی اغتشاشی،	k
$W.K^{-1}.m^{-1}$	ضریب هدایت مؤثر،	k_{eff}
	ضریب بازتاب	n
	فشار،	P
$kg.m^{-3}.s^{-1}$	نرخ تولیدی گونه،	R
W / m^2	ترم منبع تشعشعی،	S_{rad}
	عدد چرخش	SN
	دما،	T
m / s	سرعت،	v
	نسبت جرمی	Y

علائم یونانی

m^2 / s^2	نرخ اتلاف اغتشاشی،	ϵ
rad	زاویه خروجی جریان چرخشی،	θ
$kg.m^{-1}.s^{-1}$	لزجت،	μ
$kg.m^{-1}.s^{-1}$	لزجت گردابه‌ای،	μ_t
kg / m^3	چگالی،	ρ
	ضریب پراکندگی	σ_s
	تنش،	τ
	زاویه جسمی،	Ω

زیرنویس

i, j	زیروندهای تانسوری
n	گونه

بالانویس

'	کمیت اغتشاشی
-	عملگر میانگین‌گیری

خاکستری در نظر گرفته شدند. مقادیر ۰، ۰/۲، ۰/۴، ۰/۸ و ۱ جهت بررسی تأثیر ضریب تشعشع انتخاب شدند. از سه ترکیب $21\%O_p + 79\%N_p$ ، $21\%O_p + 79\%CO_p$ و $30\%O_p + 70\%CO_p$ به منظور بررسی نقش ترکیب اکسیدکننده در شار حرارتی و شار حرارتی تشعشعی استفاده شد. تأثیر عدد چرخش نیز با در نظرگیری اعداد، ۰/۲، ۰/۴، ۰/۸ و ۱ برای عدد چرخش ورودی هوا مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج نشان دادند که با افزایش ضریب تشعشع دیوارها، شار حرارتی دیوارها افزایش می‌یابد. این افزایش ناشی از افزایش ضریب جذب تشعشعی دیوارهای خاکستری است که باعث می‌شود در کانتور توزیع دما نیز دماهای بالا در نزدیکی دیوارها متمرکز شوند و از پخش این نواحی در کل فضای کوره جلوگیری شود. با تغییر ترکیب اکسیدکننده از کربن دی اکسید به نیتروژن، گازهای حاصل از احتراق ناشی از واکنش متان با نیتروژن از نظر تشعشعی فعال‌تر می‌شوند. این امر سبب می‌شود که پخش دما نیز در اکسیدکننده نیتروژنی شدیدتر و شارحرارتی دیوارها افزایش و شارحرارتی محوری کاهش یابد. با افزایش درصد جرمی اکسیژن نسبت به کربن دی اکسید در اکسیدکننده اکسیژنی چون میزان بخار آب خروجی حاصل از فرایند احتراق افزایش می‌یابد، محیط از نظر انتقال و گذر حرارت تشعشعی مناسب‌تر می‌شود و به تبع آن شار حرارتی دیوارها افزایش می‌یابد. افزایش عدد چرخش از ۰/۲ به ۱، نیز باعث می‌شود که ماکزیمم دما شعله به اندازه ۹۲ میلی‌متر به دیوار بالا و ۱۰۰ میلی‌متر به دهانه ورودی نزدیک شود. در واقع با افزایش عدد چرخش سیال تمایل پیدا می‌کند که در راستای عمود بر محور حرکت کند. این امر سبب می‌شود که بیشینه دمای شعله در نزدیکی دیوارها و دهانه ورودی رخ دهد و پخش محوری کاهش و پخش عمود بر محور تقویت شود.

۸- فهرست علائم

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
α	ضریب جذب
D	قطر، m
D_h	قطر هاب، m
e	کرنش، $1/s$
E	انرژی، J / kg

منابع

- [1] N. Gascoin, Q. Yang, K. Chetehouna, Thermal effects of CO2 on the NOx formation behavior in the CH4 diffusion combustion system, Applied Thermal Engineering, 110 (2017) 144-149.
- [2] M.R. Shakeel, Y.S. Sanusi, E.M. Mokheimer, Numerical modeling of oxy-methane combustion in a model gas

- a computational fluid dynamics modeling study, *Combustion and Flame*, 141(1-2) (2005) 170-179.
- [13] A.C. Benim, S. Iqbal, W. Meier, F. Joos, A. Wiedermann, Numerical investigation of turbulent swirling flames with validation in a gas turbine model combustor, *Applied thermal engineering*, 110 (2017) 202-212.
- [14] G. Abdizadeh, S. Noori, H.R. Tajik, M. Shahryari, M. Saeedi, Numerical investigation of Hybrid Wick Structure Effect on Thermal Performance of a Thin Flat Heat Pipe, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(11) (2022) 10-10.
- [15] M.S. Moemenbellah-Fard, S. Noori, Discrete ordinate and P1-based approximations of heater transparency on radiation-convection of four separate gases in factory setting, *Building Simulation*, 13(3) (2020) 647-663.
- [16] V. Tahmasbi, S. Noori, Extending Inverse Heat Conduction Method to Estimate Flight Trajectory of a Reentry Capsule, *AUT Journal of Mechanical Engineering*, 4(4) (2020) 7-7.
- [17] M. Tadjfar, S. Kasmaiee, S. Noori, Optimization of NACA 0012 Airfoil Performance in Dynamics Stall Using Continuous Suction Jet, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, (2020).
- [18] M. Tadjfar, S. Kasmaiee, S. Noori, Continuous Blowing Jet Flow Control Optimization in Dynamic Stall of NACA0012 Airfoil, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, (2020).
- [19] S. kasmaiee, M. Tadjfar, S. kasmaiee, Investigation of Suction Jet Parameters in Flow Control of Dynamic Stall, *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 32(2) (2021) 181-200.
- [20] J.R. Howell, M. Perlmutter, Monte Carlo solution of thermal transfer through radiant media between gray walls, (1964).
- [21] T.-J. Li, S.-N. Li, Y. Yuan, F.-Q. Wang, H.-P. Tan, Light field imaging analysis of flame radiative properties based on Monte Carlo method, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 119 (2018) 303-311.
- [22] R. Koch, R. Becker, Evaluation of quadrature schemes turbine combustor, *Applied energy*, 228 (2018) 68-81.
- [3] X. Yang, A. Clements, J. Szuhánszki, X. Huang, O.F. Moguel, J. Li, J. Gibbins, Z. Liu, C. Zheng, D. Ingham, Prediction of the radiative heat transfer in small and large scale oxy-coal furnaces, *Applied energy*, 211 (2018) 523-537.
- [4] M. Ditaranto, T. Oppelt, Radiative heat flux characteristics of methane flames in oxy-fuel atmospheres, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(7) (2011) 1343-1350.
- [5] S. Hjærtstam, R. Johansson, K. Andersson, F. Johnsson, Computational fluid dynamics modeling of oxy-fuel flames: the role of soot and gas radiation, *Energy & fuels*, 26(5) (2012) 2786-2797.
- [6] R. Viskanta, M. Mengüç, Radiation heat transfer in combustion systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 13(2) (1987) 97-160.
- [7] E. Keramida, H. Liakos, M. Founti, A. Boudouvis, N. Markatos, Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(10) (2000) 1801-1809.
- [8] M. Bidi, R. Hosseini, M. Nobari, Numerical analysis of methane-air combustion considering radiation effect, *Energy Conversion and Management*, 49(12) (2008) 3634-3647.
- [9] M. Rajhi, R. Ben-Mansour, M. Habib, M. Nemitallah, K. Andersson, Evaluation of gas radiation models in CFD modeling of oxy-combustion, *Energy conversion and management*, 81 (2014) 83-97.
- [10] F.R. Centeno, C.V. da Silva, F.H. França, The influence of gas radiation on the thermal behavior of a 2D axisymmetric turbulent non-premixed methane-air flame, *Energy conversion and management*, 79 (2014) 405-414.
- [11] H.A. El-Asrag, A.C. Iannetti, S.V. Apte, Large eddy simulations for radiation-spray coupling for a lean direct injector combustor, *Combustion and flame*, 161(2) (2014) 510-524.
- [12] L. Wang, D. Haworth, S. Turns, M. Modest, Interactions among soot, thermal radiation, and NO_x emissions in oxygen-enriched turbulent nonpremixed flames:

- Energy Resources Technology, 135(4) (2013).
- [32] L. Ziani, A. Chaker, K. Chetehouna, A. Malek, B. Mahmah, Numerical simulations of non-premixed turbulent combustion of CH₄-H₂ mixtures using the PDF approach, International journal of hydrogen energy, 38(20) (2013) 8597-8603.
- [33] I. Yilmaz, M. Ilbas, An experimental study on hydrogen-methane mixtured fuels, International communications in heat and mass transfer, 35(2) (2008) 178-187.
- [34] F. Wang, X. Xie, Q. Jiang, L. Zhou, Effect of turbulence on NO formation in swirling combustion, Chinese Journal of Aeronautics, 27(4) (2014) 797-804.
- [35] G. Kim, Y.D. Lee, C.H. Sohn, K.W. Choi, H.S. Kim, Experimental investigation on combustion and emission characteristics of a premixed flame in a gas-turbine combustor with a vortex generator, Applied Thermal Engineering, 77 (2015) 57-64.
- [36] A. Khelil, H. Naji, L. Loukarfi, G. Mompean, Prediction of a high swirled natural gas diffusion flame using a PDF model, Fuel, 88(2) (2009) 374-381.
- [37] M. İlbaş, S. Karyeyen, İ. Yilmaz, Effect of swirl number on combustion characteristics of hydrogen-containing fuels in a combustor, International Journal of Hydrogen Energy, 41(17) (2016) 7185-7191.
- [38] X. Yang, Z. He, Q. Niu, S. Dong, H. Tan, Numerical analysis of turbulence radiation interaction effect on radiative heat transfer in a swirling oxyfuel furnace, International Journal of Heat and Mass Transfer, 141 (2019) 1227-1237.
- [39] J. Guo, F. Hu, X. Jiang, P. Li, Z. Liu, Effects of gas and particle radiation on IFRF 2.5 MW swirling flame under oxy-fuel combustion, Fuel, 263 (2020) 116634.
- [40] N. Wilkes, P. Guilbert, C. Shepherd, S. Simcox, The application of Harwell-Flow 3D to combustion models, Atomic Energy Authority Report, Harwell, UK, Paper No. AERE-R13508, (1989).
- [41] D. Spalding, The numerical computation of turbulent flow, Comp. Methods Appl. Mech. Eng., 3 (1974) 269.
- for the discrete ordinates method, Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, 84(4) (2004) 423-435.
- [23] E. Chui, G. Raithby, Computation of radiant heat transfer on a nonorthogonal mesh using the finite-volume method, Numerical Heat Transfer, 23(3) (1993) 269-288.
- [24] P. Rivière, A. Soufiani, Updated band model parameters for H₂O, CO₂, CH₄ and CO radiation at high temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(13-14) (2012) 3349-3358.
- [25] X. Yang, Z. He, S. Dong, H. Tan, Evaluation of the non-gray weighted sum of gray gases models for radiative heat transfer in realistic non-isothermal and non-homogeneous flames using decoupled and coupled calculations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 134 (2019) 226-236.
- [26] M.H. Bordbar, G. Weçel, T. Hyppänen, A line by line based weighted sum of gray gases model for inhomogeneous CO₂-H₂O mixture in oxy-fired combustion, Combustion and flame, 161(9) (2014) 2435-2445.
- [27] F. Cassol, R. Brittes, F.H. França, O.A. Ezekoye, Application of the weighted-sum-of-gray-gases model for media composed of arbitrary concentrations of H₂O, CO₂ and soot, International Journal of Heat and Mass Transfer, 79 (2014) 796-806.
- [28] J. Guo, L. Shen, J. Wan, P. Li, Z. Liu, A full spectrum k-distribution-based weighted-sum-of-gray-gases model for pressurized oxy-fuel combustion, International Journal of Energy Research, 45(2) (2021) 3410-3420.
- [29] N. Syred, M. Abdulsada, A. Griffiths, T. O'Doherty, P. Bowen, The effect of hydrogen containing fuel blends upon flashback in swirl burners, Applied Energy, 89(1) (2012) 106-110.
- [30] B. Rohani, K.M. Saqr, Effects of hydrogen addition on the structure and pollutant emissions of a turbulent unconfined swirling flame, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(5) (2012) 681-688.
- [31] I. Yılmaz, Effect of swirl number on combustion characteristics in a natural gas diffusion flame, Journal of

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

S. Kasmaiee, S. Noori, S. Kasmaiee, Numerical Investigation of Effective Parameters in Radiant Heat Transfer of Oxyfuel Combustion Process of Swirling Gas Furnaces, Amirkabir J. Mech Eng., 54(7) (2022) 1647-1672.

DOI: [10.22060/mej.2022.20957.7347](https://doi.org/10.22060/mej.2022.20957.7347)

