

مطالعه عددی آیرودینامیک شعله در کوره‌های دوار

رضا حضرتی

کیومرث مظاهری*

اسماعیل ابراهیمی فردویی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

چکیده

عملکرد کوره‌های دوار ساده نبوده و برخی مشکلات به دلیل عدم توجه به هماهنگی و سازگاری میان مشعل و کوره در آن وجود دارد. بر این اساس در کار حاضر به مطالعه رفتار شعله در حضور جریان هوای ثانویه پرداخته شده است. با توجه به نبود داده‌های آزمایشگاهی در زمینه کوره‌های دوار، در گام اول مدل-های مناسب براساس مسئله معیار اعتبارسنجی شده‌اند. سپس شبیه‌سازی کوره دوار با استفاده مدل توربولانسی $k-\epsilon$ ، مدل احتراقی واکنش گاه نیمه مخلوط، مدل تابشی P1 با استفاده از نرم‌افزار این‌فوم انجام گرفته است. همچنین در کار حاضر با افزودن جمله چشمه به معادله انرژی قابلیت اعمال تابش و با افزودن جمله چشمه به معادله مومنتم قابلیت اعمال شرط مرزی دورانی به حلگر Reacting FOAM اضافه شده است. مطابق نتایج بدست آمده اعمال گرانش در شبیه‌سازی منجر به انحراف شعله به سمت دیواره بالایی کوره می‌شود. همچنین نتایج نشان‌دهنده اهمیت بالای تابش در شرایط حاکم بر مسئله مورد مطالعه است. بررسی تأثیر میزان هوای اضافی بر روی دمانیز نشان‌دهنده کاهش دمای کوره و بیشینه دمای دیواره کوره با افزایش درصد هوای اضافی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: کوره دوار، آیرودینامیک شعله، شتاب گرانش، تابش، هوای احتراق.

Numerical study of flame aerodynamic in rotary kilns

R. Hazrati

K. Mazaheri

E. Ebrahimi Fordoei

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Abstract

Rotary kilns have some applications in industrial due to high production capacity, uniform and extensive combustion. Rotary kiln performance not easy and despite of technology development, the problems exist in the filed from combustion them. Reasons of some problems are separate design of burner and kiln and inattention to coordination and harmony between them. According to in the present study, flame behavior has been studied under governed condition on the kiln and secondary air flow. In the first step, suitable methods and models are verified on the basis of benchmark problem due to lack of experimental data. Finally, rotary kiln simulation done with realizable $k-\epsilon$ turbulence model, partially stirred reacting flow combustion model and P1 radiation model. The present simulation done in OpenFOAM open source software by using reactingFOAM solver. Also in the present work, ability of applying radiation model has been created with addition source term to energy equation and ability of applying rotation boundary condition has been created with addition source term to momentum equation. According to obtained results, applying of gravity acceleration leading to deviation of flame to the upper wall. The results show that radiation heat transfer is important in the governing condition on the problem. Finally, effect of excess air studied on the temperature distribution that obtained results show temperature of kiln and wall temperature kiln reduced with increasing of excess air percent in the investigation limit.

Keywords: Rotary kiln, Flame aerodynamic, Gravity acceleration, Radiation, Combustion air.

۱- مقدمه

به این اهداف از احتراق استفاده می‌شود [۲، ۳]. در طراحی فرایند کوره‌های دوار از نقطه نظر مهندسی باید چهار جنبه در نظر گرفته شود که عبارت‌اند از: انتقال گرما از شعله، جریان مواد در کوره، انتقال جرم گاز-جامد و واکنش (شامل واکنش‌های احتراقی و تغییرات مواد بستر) که در میان این موارد آهنگ انتقال گرما از شعله فاکتور مهم‌تری نسبت به موارد دیگر می‌باشد چرا که تأثیر مهمی بر عملکرد کوره‌های دوار دارد. آهنگ انتقال گرما مؤثر از شعله به مواد جامد و الگوی شعله شدیداً وابسته به خواص شعله است که در جای خود تأثیر زیادی در بازده کوره دارد. علاوه بر این، خواصی مانند طول، شکل و شدت عمل شعله نقش تعیین‌کننده‌ای در بهبود بازده عملی کوره دارد. بهینه‌سازی خواص شعله مانند شکل و طول شعله یک موضوع مهمی است که به شدت تحت تأثیر پارامترهای کاری شامل نوع سوخت و نرخ جریان می‌باشد [۴].

عملکرد کوره‌های دوار ساده نبوده و با وجود تکامل تکنولوژی هنوز مشکلاتی در زمینه احتراق آن وجود دارد. دلیل برخی از مشکلاتی که در کوره دوار ایجاد می‌شود طراحی مستقل از هم مشعل و کوره

کوره دوار^۱ نماینده بخش عظیمی از کوره‌هاست که به علت ظرفیت تولید بالا و احتراق گسترده و یکنواخت به‌طور وسیعی در صنایع پخت مواد معدنی و ذوب فلزات کاربرد دارد [۱]. این کوره‌ها نوعی مبادله‌کن گرمایی هستند که انرژی را از گازهای گرم حاصل از احتراق به مواد بستر منتقل می‌کنند، این انتقال گرمادر طول کوره رخ می‌دهد و مواد بستر در طی فرایند انتقال گرما تغییر می‌کند. دوران کوره باعث اختلاط بهتر بین مواد بستر شده که نتیجه آن، توزیع گرما یکنواخت در مواد بستر و در نهایت افزایش کیفیت محصول تولیدی است. کوره‌های دوار برای سه هدف می‌توانند مورد استفاده قرار بگیرند: گرمایش، واکنش و خشک کردن مواد جامد و در بیشتر موارد برای رسیدن

^۱Rotary Kilns

می‌باشد. در بیشتر سیستم‌های کوره دوار طراحی آیرودینامیک تحت کنترل تولیدکننده مشعل نبوده و اغلب بدون جدی در نظر گرفتن الگوی جریان توسط طراح کوره انجام می‌گیرد. معمولاً کل سوخت از مشعل پاشیده می‌شود، اما فقط ۳۰٪-۱۰٪ هوای احتراق از مشعل منتشر می‌شود. هوای اولیه به‌عنوان درصدی از هوای استوکیومتری موردنیاز برای احتراق تعریف می‌شود و نقش اصلی آن کنترل نرخ اختلاط سوخت و هوا و کمک به پایداری شعله می‌باشد. باقیمانده هوای احتراق از طریق هود تأمین می‌شود و تحت کنترل سازنده مشعل نمی‌باشد [۵]. با توجه به طراحی جداگانه مشعل و کوره و عدم توجه به هماهنگی و سازگاری میان آن‌ها لازم است که عملکرد مشعل در حضور جریان ثانویه حاکم بر کوره ارزیابی شود. مسلماً انجام کار تجربی در این زمینه با توجه به حضور هم‌زمان همه پدیده‌های حاکم، نتایج کمی بهتری را ارائه می‌دهد. اما با توجه به ابعاد بزرگ و صنعتی کوره‌های دوار، سختی و هزینه‌بر بودن کار تجربی در این مورد خاص، لزوم شبیه‌سازی عددی برای پاسخ‌گویی به سؤالات و یافتن شرایط کاری بهینه حس می‌شود. در ادامه به‌مروور پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه کوره‌های دوار با تأکید بر روی شبیه‌سازی عددی و مباحث مرتبط با بررسی جریان و شعله پرداخته می‌شود.

الیاس در رساله دکتری خود در سال ۱۹۹۸، با صرف‌نظر از تأثیر مواد بستر، دوران و نیروی شناوری و با فرض تقارن حول محور کوره، و با استفاده از مدل توربولانسی k-ε استاندارد، مدل احتراقی اتلاف گردابه‌ای^۱ و مدل تابشی P1، جریان و احتراق در کوره دوار را مورد مطالعه قرار داد. در این پژوهش پس از اعتبارسنجی کد عددی با یک مسئله معیار به بررسی تأثیر نسبت هوای اولیه و هندسه مشعل در یک کوره به طول ۴۰ و قطر داخلی ۲ متر پرداخته شده است. نتایج حاصل از این پژوهش نشان می‌داد که با افزایش درصد هوای اولیه و به‌کارگیری مشعل با مومنتم جت بالاتر، ناحیه بازچرخشی نزدیک دیواره بزرگ‌تر و ماکزیمم دمای دیواره کوره کاهش می‌یابد [۶]. مسترکوس و همکاران در سال ۱۹۹۹ با هدف ارائه مدلی جامع برای یافتن شار گرمایی از شعله به کلینکر^۲ (ماده اولیه تولید سیمان) و تلفات گرمایی در کوره‌های سیمان و با استفاده از یک کد عددی تجاری متقارن محوری برای فاز گازی به مطالعه کوره‌های دوار پرداختند. در این کد معادلات بقای گونه و انرژی شامل واکنش‌های شیمیایی برای کلینکر نیز حل شده‌اند. در این پژوهش همچنین از مدل توربولانسی k-ε استاندارد و مدل تابشی مونت کارلو^۳ استفاده شده است. نتایج حاکی از آن است که بیشینه دمای پوسته خارجی در قسمت تشکیل شعله واقع گردیده است و مکانیزم اصلی انتقال گرما بین گاز و دیواره‌ها مکانیزم تابشی بوده و اتلاف گرما از طریق عایق دیواره‌ها به محیط اطراف حدود ۱۰٪ از گرما ورودی بوده و بیش از ۴۰٪ گرما برای تشکیل کلینکر مورد استفاده قرار گرفته است [۷]. موجودمدار و همکاران در سال ۲۰۰۸ با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلونت^۴، کوره دوری به طول ۵۰ و قطر داخلی ۳/۴ متر و با در نظر گرفتن مواد بستر

و سرعت دورانی مورد مطالعه قرار دادند. سوخت مورد استفاده در کار آن‌ها زغال سنگ بوده بنابراین به دلیل حضور ذرات زغال سنگ از دیدگاه اوپلری- لاگرانژی استفاده کرده و با به‌کارگیری مدل توربولانسی k-ε استاندارد، مدل احتراقی نرخ محدود^۵ و مدل تابشی P1 به بررسی برخی از شرایط کاری ممکن برای کوره‌های دوار پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که با کاهش نسبت جریان چرخشی به جریان محوری در مشعل از ۲ به ۱، طول شعله افزایش یافته و بیشینه دمای شعله کاهش می‌یابد. همچنین با به‌کارگیری احتراق اکسیژن غنی بیشینه دمای کوره افزایش یافته و به سمت مشعل جابجا می‌شود که دلیل آن دسترسی راحت‌تر به اکسیژن در حالت اکسیژن غنی است [۸]. جیمز و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۰ با صرف‌نظر از اثر گرانش، نیروی شناوری و دوران دیواره بر روی جریان و شعله، به بررسی احتراق در کوره‌های دوار آهک پرداختند. همچنین از تأثیر مواد بستر بر روی هندسه داخلی کوره صرف‌نظر کرده و با محاسبه رسانای گرمایی اصلاح‌شده برای دیواره میزان حرارت جذب‌شده توسط مواد بستر را معادل‌سازی کردند. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلونت و به‌کارگیری مدل توربولانسی k-ε استاندارد، مدل‌های احتراقی نرخ محدود و PDF برای فاز گازی و مدل تشعشعی DO یک کوره به طول ۵۲ متر و شعاع ۱/۲۲۵ متر شبیه‌سازی کردند. آن‌ها با مقایسه نتایج هندسه سه‌بعدی و متقارن محوری، به دلیل اختلاف ناچیز نتایج در دو حالت و زمان بالای محاسبات برای حالت سه‌بعدی، کار خود را با فرض تقارن محوری و به‌صورت دو بعدی ادامه دادند. نتایج حاصل از این پژوهش نشان‌دهنده دقت و زمان بالای محاسبات مدل نرخ محدود نسبت به مدل PDF و کاهش بازده کوره با کاهش دمای هوای ثانویه می‌باشد [۱۰]. لی و همکاران در سال ۲۰۱۳ با شبیه‌سازی یک کوره دوار به طول ۶۰ و شعاع داخلی ۱/۰۶ متر به‌صورت متقارن محوری و با صرف‌نظر از دوران، جنس دیواره و مواد بستر، توزیع دمای جریان داخل کوره‌های دوار را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها بدون در نظر گرفتن احتراق و با استفاده از هوای گرم با دماهای مشابه دمای شعله سوخت‌های مختلف، کوره را به سه بخش پیش‌گرمایش، احتراقی و خنک‌کاری تقسیم کرده و با تعریف ضرایب انتقال گرما مجزا برای هر بخش، تأثیر نوع سوخت و میزان فشار القایی توسط فن خروجی را در کوره‌های دوار بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با استفاده از تنظیم فشار در خروجی کوره می‌توان دمای گازهای خروجی از کوره و در نتیجه مصرف انرژی را کنترل کرد [۱۱]. رحیم‌پور و همکاران در سال ۲۰۱۴ با استفاده از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس^۶ به مطالعه کوره دوار ذوب آلومینیم به طول ۵ متر و قطر ۳ متر پرداختند. این کار به صورت سه‌بعدی، با در نظر گرفتن نیروی شناوری و مواد بستر و با استفاده از مدل توربولانسی k-ε، مدل احتراقی مفهوم اتلاف گردابه‌ای^۷ و مدل تابشی DO انجام شده است. هدف این پژوهش بررسی اثر تغییر زاویه مشعل بر روی بهبود کارایی حرارتی کوره بوده است. نتایج کار آن‌ها نشان می‌داد که افزایش زاویه مشعل، زمان اقامت گازهای داغ احتراقی درون کوره و در نتیجه

^۵Finite rate^۶Probability Distribution Function^۷Ansys CFX^۸Eddy Dissipation Concept^۱Eddy Dissipation Model^۲Clinker^۳Monte Carlo^۴Fluent

آزمایشگاهی زیادی در این زمینه وجود ندارد. بر این اساس لازم است شرایط حل مسئله را با یک مسئله معیار در مقیاس آزمایشگاهی که دارای داده‌های تجربی مناسب بوده و به لحاظ فیزیکی رفتار مشابهی داشته باشد، صحت‌سنجی کرده و در نهایت شبیه‌سازی کوره براساس آن انجام شود. در ادامه مسئله معیار و کوره دوار مورد مطالعه در کار حاضر معرفی می‌گردد.

۱-۲- مسئله معیار

نکته اساسی در انتخاب مسئله معیار برای شبیه‌سازی، تشابه فیزیک جریان و پدیده‌های حاکم بر مسئله اصلی و مسئله معیار است. بر این اساس دلایل انتخاب مسئله معیار حاضر، دارا بودن شعله غیرپیش‌آمیخته توربولانسی، استفاده از سوخت متان و دارا بودن محفظه احتراق افقی و استوانه‌ای شکل است که کاملاً منطبق بر فیزیک کوره‌های دوار می‌باشد.

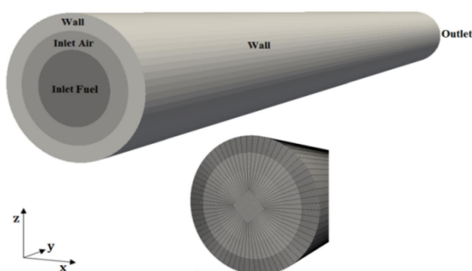
هندسه مورد مطالعه در این بخش یک محفظه احتراق افقی به طول ۱۰۰ و شعاع ۶/۱۱۵ سانتی‌متر با سوخت متان و شعله غیر پیش‌آمیخته توربولانسی است که مشخصات هندسی و جریان آن در جدول ۱ آورده شده است. با توجه به پیکربندی تجهیزات آزمایشگاهی [۱۴] و برای اطمینان از درستی شرایط مرزی مورد استفاده، در خروجی کوره دامنه محاسباتی به اندازه $9 \times R_{fuel}$ اضافه در نظر گرفته شده است. در نتیجه طول دامنه محاسباتی برابر ۱۴۲/۱۶۵ سانتی‌متر می‌شود. ابعاد هندسی مسئله مورد مطالعه در شکل ۱ نشان داده شده است. در بخش ورودی و بالادست جریان نیز پروفیل سرعت به صورت سهموی و حاصل از دامنه محاسباتی اضافیه اندازه R_{fuel} اعمال شده است. دیواره محفظه احتراق عایق بدهو ضخامت دیواره در این بررسی اعمال نشده است. فشار در خروجی محفظه احتراق برابر $3/8$ اتمسفر بوده و شدت توربولانسی برای هر دو ورودی ۱۰٪ در نظر گرفته شده است [۱۵]. برای محاسبه شرایط مرزی مربوط به k و ϵ در ورودی‌ها از رابطه (۱) برای شدت توربولانسی و از رابطه (۲) برای طول اختلاطی ورودی‌ها استفاده شده است. برای کاهش تعداد سلول‌های محاسباتی و در نهایت کاهش زمان حل نیز، در نزدیک دیواره‌ها از تابع دیواره استفاده شده است.

$$I = 0.16 \text{Re}_{dh}^{-\frac{1}{8}} \quad (1)$$

$$L_{mix} = 0.07 d_h \quad (2)$$

جدول ۱- شرایط مرزی مسئله معیار

ورودی	شعاع (cm)	سرعت محوری (m/s)	دما (K)
سوخت	$R_{fuel} = 3.157$	0.9287	300
هوا	$R_{air} = 4.685$	20.63	750



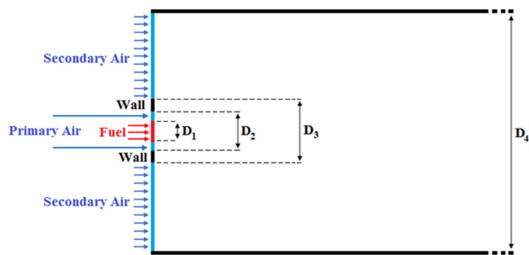
نرخ تهیه مذاب را افزایش می‌دهد اما به دلیل نزدیک شدن شعله به بدنه کوره، دمای دیواره کوره بالا رفته و با محدودیت مواجه می‌شود [۱۲]. الاتار و همکاران در سال ۲۰۱۴ با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلونتت شعله غیر پیش‌آمیخته محصور را درون کوره دوار، برای سوخت‌های گازی مختلف مطالعه کردند. هدف از این مطالعه بررسی تأثیر شرایط کاری مختلف بر روی توزیع دمایی کوره بود. آن‌ها در کار خود با فرض جریان پایا، غیرقابل تراکم و متقارن محوری، دیواره‌های عایق و بدون در نظر گرفتن جنس دیواره و با صرف‌نظر از دوران، کوره-ای به طول ۲۰ و شعاع ۱/۳ متر را شبیه‌سازی کردند. در این پژوهش از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ realizable، مدل احتراقی PDF و مدل تابشی P1 استفاده شده است. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش میزان هوای اضافی، طول و بیشینه دمای شعله کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین عملکرد سه سوخت متان، کربن مونوکسید و بیوگاز^۱ (ترکیبی از متان و کربن دی‌اکسید) را بررسی کردند. نتایج نشان داد که کربن مونوکسید دارای بالاترین بیشینه دمایی بوده که محل مقدار بیشینه آن نزدیک ورودی قرار داشت. همچنین بیشینه دمایی متان بالاتر از بیوگاز بوده و مقدار بیشینه برای متان در دورترین فاصله از ورودی قرار داشت [۱۳]. الاتار و همکاران در کار دیگر خود در سال ۲۰۱۶ با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلونتت به مطالعه پارامترهای تأثیرگذار بر روی جریان و نقاط داغ دیواره پرداختند. در این کار با صرف‌نظر از دوران، جنس دیواره و مواد بستری یک قطاع ۴۵ درجه از کوره‌ای به طول ۴۰ و قطر ۴ متر به‌صورت متقارن محوری بررسی شد. آن‌ها در این شبیه‌سازی با استفاده از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ realizable، مدل احتراقی PDF و مدل تشعشعی P1، تأثیر نسبت هوای اولیه، هندسه و توان مشعل را بر روی دمای پیک شعله، شار گرمایی تابشی از شعله و دیواره بررسی کردند. نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده آن بود که آئرودینامیک شعله و انتقال گرما درون کوره به‌شدت تحت تأثیر نسبت هوای اولیه، هندسه و توان مشعل بوده و با به‌کارگیری مومنتم جت بالاتر، نسبت هوای اولیه پایین‌تر و مشعل با توان بالاتر می‌توان به پیک دمایی و انتقال حرارت بالاتری از شعله دست یافت. همچنین اندازه و موقعیت دمای پیک دیواره وابسته به آئرودینامیک شعله بوده و با افزایش توان مشعل و مومنتم جت، دمای نقاط داغ دیواره افزایش می‌یابد [۱۴].

با توجه به اهمیت فرآیند احتراق در کوره‌های دوار و تأثیر پارامترهای مختلف بر روی آن، هدف از شبیه‌سازی عددی در تحقیق حاضر، بررسی الگوی جریانی حاکم بر کوره دوار تحت شرایط کاری مختلف و بررسی تأثیر آن‌ها بر روی رفتار شعله می‌باشد. بدین منظور تأثیر اعمال شتاب گرانشی، مدل تابشی، دوران و درصد هوای اضافی مورد مطالعه قرار گرفته است.

۲- مشخصات و شرایط مرزی

در کارهای عددی یکی از راه‌های اطمینان از صحت شبیه‌سازی و رفتار حلگر مورد استفاده مقایسه نتایج حل عددی با داده‌های تجربی می‌باشد. اما با توجه به اینکه کوره‌های دوار در ابعاد بزرگ و صنعتی هستند و انجام کار تجربی بر روی آن‌ها سخت است، بنابراین داده‌های

^۱Biogas



شکل ۲- شرایط مرزی حاکم بر مسئله

جدول ۲- اندازه مقاطع ورودی

مقطع	اندازه (m)
ورودی سوخت	$D_1 = 0.05$
ورودی هوای اولیه	$D_2 = 0.08$
دیواره مشعل	$D_3 = 0.18$
ورودی هوای ثانویه	$D_4 = 2$

جدول ۳- شرایط مرزی کوره دوار

ورودی	سرعت محوری (m/s)	دما (K)
سوخت	۴۵	۳۰۰
هوای اولیه	۶۰۳۱	۳۰۰
هوای ثانویه	۱/۲۹	۷۵۰

۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر مسئله شامل معادله بقای جرم، معادلات بقای مومنتم، معادله بقای انرژی و معادلات بقای گونه‌ها است. در مجموعه معادلات ارائه شده علامت نشان‌دهنده متوسط‌گیری رینولدز و علامت نشان‌دهنده متوسط‌گیری جرمی است [۱۳].

• معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) = 0 \quad (3)$$

• معادله بقای مومنتم

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \bar{u}_i' \bar{u}_j'] + \bar{\rho} g + S_{rot} \quad (4)$$

• معادله بقای گونه‌ها

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{Y}_k) = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{V}_{ki} \bar{Y}_k + \bar{\rho} \bar{u}_i' \bar{Y}_k'') + \bar{\omega}_k \quad ; k = 1, N \quad (5)$$

• معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{h}_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{h}_s) = \bar{\omega}_T + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \bar{\rho} u_i' h_s'' \right) + \bar{\tau}_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{ki} Y_k h_{s,k} \right) + S_{rad} \quad (6)$$

در معادله (۴) تانسور لزجت $\bar{\tau}_{ij}$ و جمله $\bar{\rho} \bar{u}_i' \bar{u}_j'$ تنش رینولدز بوده که با استفاده از مدل توربولانسی مدل می‌شود. همچنین جمله S_{rot} جمله چشمه مربوط به شرط مرزی دورانی می‌باشد که به حلگر مورد استفاده اضافه شده است که در بخش ۳-۴ توضیحات تکمیلی آن ارائه شده است. در معادله (۵) جمله $\bar{V}_{ki} \bar{Y}_k$ نشان‌دهنده شار نفوذی لایه ای بوده و به صورت رابطه (۷) مدل می‌شود:

شکل ۱- هندسه مسئله معیار

۲- کوره دوار

در کار حاضر با توجه به ابعاد کلی کوره‌های دوار، یک کوره به طول ۲۰ و قطر ۲ متر جهت شبیه‌سازی انتخاب شده است. لازم به ذکر است نسبت طول به قطر در کوره‌های دوار ۱۰ الی ۴۰ می‌باشد [۱۶]. پس از تعیین ابعاد کوره، در اولین گام لازم است که سرعت سوخت ورودی تعیین گردد. در کار حاضر با انتخاب توان مشعل ۲۰۷۵ مگاوات که در محدوده کاری کوره‌های دوار است، سرعت سوخت با در داشتن ارزش حرارتی آن قابل محاسبه می‌باشد. ضمن اینکه باید به این نکته توجه داشت که عدد رینولدز جریان ورودی برای کوره‌های دوار معمولاً بالای ۱۰۵ است [۱]. بنابراین اندازه ورودی سوخت باید طوری تنظیم شود که رینولدز جریان ورودی در محدوده قابل قبول باشد. گام بعدی پس از تعیین سرعت و اندازه ورودی سوخت، محاسبه مقدار هوای لازم برای احتراق است. معمولاً کوره‌های دوار در هوای اضافی بین ۱۰٪ الی ۳۰٪ درصد کار می‌کنند [۵]. با توجه به اینکه هوای اضافی بیش از حد، باعث اتلاف گرمایی و کاهش بازدهی می‌شود بنابراین برای حالت شرایط کارکرد عادی به میزان ۱۰٪ هوای اضافی در نظر گرفته شده است. پس از تعیین مقدار هوای احتراقی، لازم است سهم هوای اولیه و ثانویه مشخص گردد. هوای اولیه به عنوان درصدی از هوا ورودی به کوره تعریف می‌شود که از طریق مشعل وارد می‌شود. هوای اولیه نیز معمولاً ۱۰٪ الی ۳۰٪ هوای لازم برای احتراق را تشکیل می‌دهد که برای شرایط کارکرد عادی این مقدار برابر ۲۰٪ در نظر گرفته شده است. مابقی هوای لازم برای احتراق نیز که از طریق سایر مجاری وارد کوره می‌شود، به عنوان هوای ثانویه تعریف می‌شود که با در دست داشتن اندازه مقطع ورودی، سرعت هوای ثانویه نیز تعیین می‌گردد. نکته قابل توجه دیگر این است که در این بررسی از ضخامت بین ورودی سوخت و هوای اولیه صرف‌نظر شده و ضخامت بین هوای اولیه و ثانویه نیز برابر ۵ سانتی‌متر در نظر گرفته می‌شود.

نکته قابل تأمل دیگر اندرکنش پدیده‌های مختلف فیزیکی و در نتیجه ایجاد معادلات پیچیده ناشی از آن است که شبیه‌سازی را با محدودیت مواجه می‌کند. بخشی از این محدودیت‌ها را می‌توان با انجام فرضیات معقولی ساده کرد. یکی از منابعی که منجر به پیچیدگی کار در زمینه کوره‌های دوار می‌شود حضور مواد بستر می‌باشد. در اکثر کوره‌های دوار حدود ۱۵٪ از سطح کوره با مواد بستر پوشیده می‌شود [۶]. بر این اساس در کار حاضر مشابه کارهای پژوهشی انجام شده در این زمینه [۴ و ۱۳]، از تأثیر مواد بستر بر روی رفتار شعله صرف‌نظر شده است. براساس مباحث ارائه شده در بخش اخیر کوره مورد مطالعه استوانه‌ای به قطر ۲ و طول ۲۰ متر است که مقطع ورودی آن در شکل ۲ نشان داده شده است. اندازه مقاطع ورودی در جدول ۲ آمده است. شرایط مرزی مربوط به دما و سرعت در ورودی‌ها نیز مطابق جدول ۳ می‌باشد. دیواره کوره عایق در نظر گرفته شده و فشار در خروجی برابر فشار محیط می‌باشد.

محدودیت‌های ریاضی خاصی را در تنش‌های رینولدزی مطابق با فیزیک جریان‌های آشفته ارضا می‌کند. این مدل عملکرد بهتری برای جریان‌های شامل چرخش، لایه‌های مرزی تحت گرادین‌های فشار معکوس شدید، جدایی و بازچرخش دارد. در این مدل برخلاف $k-\varepsilon$ استاندارد مقدار C_{μ} دیگر ثابت نبوده و تابعی از میانگین نرخ کرنش^۳ و چرخش، سرعت چرخشی سیستم و پارامترهای آشفته‌گی k و ε است. در این مدل معادله انتقال انرژی k همانند مدل $k-\varepsilon$ استاندارد و به صورت رابطه بوده (۱۲) و معادله انتقال ε نیز به فرم رابطه (۱۳) بیان می‌گردد [۲۱] که برای مدل کردن تنش‌های رینولدزی به معادلات حاکم اضافه می‌شوند.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \bar{\rho}\varepsilon \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - \bar{\rho} C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (13)$$

در این روابط P_k جمله تولید انرژی جنبشی اغتشاشی است که به صورت رابطه (۱۴) تعریف می‌شود و $C_{\varepsilon 1}$ و C_2 ثوابت تجربی می‌باشد.

$$P_k = -\bar{\rho}\tilde{u}_i' \tilde{u}_j' \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (14)$$

۳-۲- مدل‌سازی احتراق و تابش

در معادلات متوسط‌گیری شده لازم است که با در نظر گرفتن فرضیاتی جمله بقای گونه‌ها $\bar{\omega}_k$ مدل شود، مدل‌های مختلفی با این هدف ارائه شده‌اند که در تحقیق حاضر از مدل احتراقی واکنش گاه نیمه مخلوط^۴ استفاده شده است. مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط در سال ۱۹۹۳ توسط کورا [۲۲] برای احتراق پیش مخلوط و در سال ۱۹۹۷ توسط چن [۲۳] برای احتراق غیر پیش آمیخته توسعه داده شد [۲۴]. با توجه به اینکه مدل‌سازی کوپلینگ بین توربولانس و احتراق در مواردی که شامل برهم‌کنش شدید شیمی-توربولانس باشد، ضروری است [۲۵] در این مدل تأثیر هر دو پارامتر اختلاطی و سینتیک‌های شیمیایی در فرایند احتراق اعمال می‌گردد. اساس کار مدل واکنش گاه نیمه مخلوط به این صورت است که در آن هر سلول واکنشی به دو ناحیه یکنواخت واکنشی و غیر واکنشی تقسیم می‌شود [۲۵ و ۲۶].

علاوه بر این ناحیه واکنشی به‌عنوان یک راکتور اختلاط همگن عمل می‌کند (فرض می‌شود که هرگونه‌ای به‌طور کامل با گونه‌های دیگر مختلط شده است). این به ما اجازه می‌دهد که از هر نوسانی به هنگام محاسبه جمله‌های چشمه شیمیایی صرف‌نظر کنیم [۲۶]. در این روش اثرات پیچیده شیمی، جدایش‌های بزرگ مقیاس و تأثیرات اختلاط میکرو در نظر گرفته می‌شود و تنها از اثرات غیریکنواختی اختلاط مولکولی در ناحیه واکنشی صرف‌نظر می‌شود [۲۵]. نرخ واکنش متوسط گونه‌ی k ام در معادله‌ی بقای گونه‌ها از رابطه (۱۵) بدست می‌آید [۲۷].

$$\frac{c_k^1 - c_k^0}{dt} = \bar{\omega}_r = \kappa^* \bar{\omega}_k \quad (15)$$

$$\overline{V_{ki} Y_k} = -\bar{\rho} D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \approx -\bar{\rho} \bar{D}_k \frac{\partial \bar{Y}_k}{\partial x_i} \quad (7)$$

که در آن \bar{D}_k ضریب نفوذ مولکولی متوسط گونه و جمله $\bar{\rho} \tilde{u}_i' \bar{Y}_k''$ شار توربولانسی مربوط به گونه‌هاست که با فرض زیر به فرم بسته در می‌آید.

$$\bar{\rho} \tilde{u}_i' \bar{Y}_k'' = -\frac{\mu_t}{Sc_{kt}} \frac{\partial \bar{Y}_k}{\partial x_i} \quad (8)$$

در معادله (۶) گرمای آزاد شده از احتراق بوده و به صورت رابطه (۹) محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$\bar{\omega}_T = \sum_{k=1}^N \bar{\omega}_k \Delta h_{f,k}^0 \quad (9)$$

ترم $\bar{\omega}_T \frac{\partial T}{\partial x_i}$ شار نفوذ گرمایی لایه‌ای برای آنتالپی بوده و به صورت رابطه (۱۰) بازنویسی می‌شود و $\bar{\lambda}$ نفوذ گرمایی متوسط است.

$$\frac{\partial T}{\partial x_i} = \bar{\lambda} \frac{\partial T}{\partial x_i} \approx \frac{\bar{\lambda}}{C_p} \frac{\partial h_s}{\partial x_i} = \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h_s}{\partial x_i} \quad (10)$$

عبارت $\bar{\rho} \tilde{u}_i' h_s''$ شار اغتشاشی آنتالپی بوده و به صورت رابطه (۱۱) برآورد می‌شود:

$$\bar{\rho} \tilde{u}_i' h_s'' = \bar{\rho} \tilde{u}_i' h_s' = -\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h_s}{\partial x_i} \quad (11)$$

عبارت $\bar{\tau}_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ جمله چشمه ناشی از لزجت گرمایی بوده که مقدار ناچیزی داشته و از آن صرف نظر می‌شود [۱۸]. جمله $\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \sum_{k=1}^N V_{ki} Y_k h_{s,k})$ ناشی از نفوذ گونه‌های با آنتالپی‌های متفاوت بوده و معمولاً از این جمله در مقابل $\bar{\omega}_T$ صرف نظر می‌شود. در نهایت عبارت S_{rad} نیز جمله مربوط به چشمه تابشی است که می‌بایست مدل گردد. بسته به اینکه چه مدل‌هایی برای توصیف اغتشاش، احتراق و تابش در نظر گرفته شده باشند، معادلاتی به مجموعه معادلات بالا اضافه شده تا دستگاه معادلات بسته شوند.

۳-۱- مدل‌سازی توربولانس

با توجه به ماهیت آشفته بسیاری از جریان‌های طبیعی و مهندسی و تأثیر آن بر روی پدیده‌های فیزیکی، مطالعه آشفته‌گی از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. تا به امروز هیچ مدل جامعی ارائه نشده است که بتوان از آن در تمام جریان‌های مهندسی و یا حتی در تمام نقاط از یک میدان جریان آشفته با دقت قابل قبول استفاده کرد [۱۹]. روش‌های مختلفی برای شبیه‌سازی جریان‌های آشفته بکار گرفته می‌شود. مهم‌ترین این روش‌ها، استفاده از معادلات متوسط‌گیری شده‌ی زمانی ناویر استوکس^۱، متوسط‌گیری مکانی با استفاده از فیلتر یا روش گردابه‌های بزرگ و شبیه‌سازی مستقیم عددی^۲ هستند. در روش استفاده از معادلات متوسط‌گیری شده‌ی زمانی ناویر استوکس، تمامی گردابه‌ها مدل می‌شوند و زمان حل کمتری نسبت به دو روش دیگر دارد [۲۰]. در تحقیق حاضر از مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ realizable استفاده شده است. مدل $k-\varepsilon$ realizable یک فرم متفاوت و نسبتاً توسعه یافته از مدل $k-\varepsilon$ استاندارد است که دارای دو راهکار مهم می‌باشد: (۱) فرمول‌بندی جدید برای لزجت توربولانسی. (۲) معادله انتقال جدید برای نرخ اتلاف ε . اصطلاح realizable به این معناست که مدل

³Strain

⁴Partially Stirred Reactor (PaSR)

¹Reynolds Averaged Navier–Stokes (RANS)

²Direct Numerical Simulation (DNS)

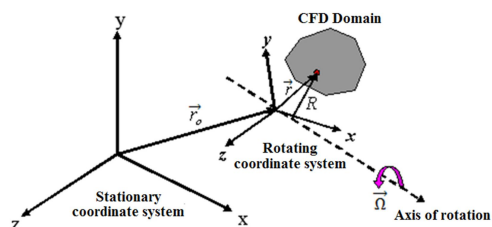
خاکستری و بدون پراکندگی به صورت معادله زیر ساده می‌شود [۳۱].

$$q = -\frac{1}{3\kappa_\lambda} \nabla G \quad (21)$$

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{3\kappa_\lambda} \nabla G \right) = \kappa G - 4\kappa\sigma T^4 \quad (22)$$

۳-۳- اعمال شرط مرزی دورانی

با توجه به اهداف کار حاضر لازم است که دیواره کوره دارای سرعت دورانی باشد اما این شرط مرزی برای حلگر ری‌آکتینگ فوم تعریف نشده است به این منظور در کار حاضر با اضافه کردن جمله چشمه به معادله مومنت امکان اعمال اثر دوران به حلگر ری‌آکتینگ فوم اضافه شده است. مطابق شکل ۳ سیستم مختصاتی دورانی که به اندازه Ω از سیستم مختصات ثابت فاصله دارد، فرض می‌شود.



شکل ۳- سیستم مختصات دورانی [۳۰]

مطابق شکل ۳ دامنه حل با سرعت زاویه‌ای Ω نسبت به محور دورانی می‌چرخد. بر این اساس سرعت نسبی \vec{u}_R به صورت $\vec{u}_R = \vec{u}_I - \vec{\Omega} \times \vec{r}$ تعریف می‌شود که در آن \vec{u}_I ، \vec{r} و Ω به ترتیب بیانگر سرعت مطلق، شعاع و سرعت دورانی می‌باشد. با تعریف سرعت نسبی، معادلات حاکم بر اساس سرعت نسبی پایه‌ریزی شده و یک جمله چشمه ناشی از سرعت دورانی به صورت رابطه (۲۳) به معادله مومنت اضافه می‌گردد. ترم چشمه مذکور شامل دو جمله از جنس شتاب است، جمله مربوط به کوریولیس^۳ به فرم $2\vec{\Omega} \times \vec{u}_R$ و جمله گریز از مرکز^۴ به فرم $\vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})$ که منشأ هر دو دوران می‌باشد [۳۱].

$$S_{rot} = -\bar{\rho} [(2\vec{\Omega} \times \vec{u}_R) + (\vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}))] \quad (23)$$

۴- حل عددی

شبیه‌سازی حاضر با استفاده از حلگر ReactingFOAM مربوط به نرم‌افزار متن‌باز این فوم انجام شده است. این حلگر در حالت پیش‌فرض تابش و سرعت دورانی را اعمال نمی‌کند و این قابلیت با اضافه کردن جمله چشمه به معادله انرژی، به حلگر ری‌آکتینگ فوم اضافه گردیده است. جمله چشمه معادله انرژی بر اساس تلفات گرمایی تابشی به صورت رابطه (۲۰) بدست می‌آید [۳۰]:

$$k^* = \frac{\tau}{\tau + \tau_{mix}} \quad (16)$$

در واقع τ زمان واکنش شیمیایی و τ_{mix} زمان اختلاط میکرو (شکست گردابه) را نشان می‌دهد [۲۵].

در این روابط c^0 غلظت متوسط ورودی به سلول است که ممکن است غلظت متوسط اولیه هر سلول باشد. غلظت در ناحیه واکنشی در ریزسلول بوده که نامشخص است، c^1 غلظت متوسط خروجی از ناحیه واکنشی و برابر با متوسط غلظت در کل سلول می‌باشد و به صورت رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود که k^* کسر جرمی مخلوط واکنشی است [۲۶].

$$c^1 = k^* c + (1 - k^*) c^0 \quad (17)$$

اگر زمان کل خیلی بزرگ‌تر از زمان اختلاط توربولانسی باشد ($\tau \gg \tau_{mix}$) می‌توان نتیجه گرفت که $k^* \approx 1$ ، در این حالت کل راکتور دارای واکنش خواهد بود. با معلوم شدن کسر واکنشی k^* پارامتر مجهول c حذف شده و c_1 بدست می‌آید [۲۵]. به‌طور کلی انتخاب τ_{mix} وابستگی زیادی به جریان و مکانیزم‌های شیمیایی مورد استفاده دارد. در حل گر مورد استفاده رابطه (۱۸) زیر برای محاسبه τ_{mix} استفاده شده است [۲۹].

$$\tau_{mix} = C_{mix} \sqrt{\frac{\mu_{eff}}{\rho \bar{\epsilon}}} \quad (18)$$

که در آن μ_{eff} لزجت مؤثر و C_{mix} ضریب ثابتی است که می‌تواند مقداری در حدود $0.01 - 0.3$ داشته باشد [۲۶]. برای محاسبه مقیاس زمانی واکنش کلی با توجه به گونه‌ای که غلظت متوسط‌گیری شده کوچک‌تری داشته باشد (گونه محدودکننده^۱) می‌توان از رابطه (۱۹) استفاده کرد.

$$\frac{1}{\tau_{ch}} = \max \left\{ \frac{-\bar{\omega}_{Fuel}}{\bar{\rho}}, \frac{-\bar{\omega}_{O_2}}{\bar{\rho}} \right\} \quad (19)$$

انتقال گرما تابشی اغلب در بیشتر مسائل مهندسی با دمای متوسط که در آن‌ها انتقال گرما جابجایی غالب است، صرف‌نظر می‌شود. اما در سیستم‌های احتراقی که در آن‌ها واکنش‌های شیمیایی دمای کاری را به طور جدی بالا می‌برد، مرتبه انتقال گرمای تابشی با مرتبه انتقال گرما جابجایی قابل مقایسه بوده و در فرایند انتقال گرما نقش مهمی را ایفا می‌کند. حلگر ری‌آکتینگ فوم^۲ در حالت پیش‌فرض تابش را اعمال نمی‌کند و این قابلیت با اضافه کردن جمله چشمه به معادله انرژی، به حلگر ری‌آکتینگ فوم اضافه گردیده است. جمله چشمه معادله انرژی بر اساس تلفات گرمایی تابشی به صورت رابطه (۲۰) بدست می‌آید [۳۰]:

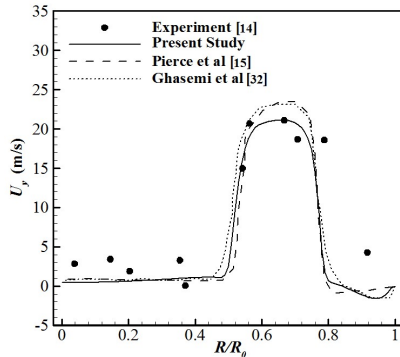
$$S_{rad} = -\nabla \cdot q = \kappa G - 4\kappa\sigma T^4 \quad (20)$$

در رابطه (۲۰) σ ثابت استفان-بولتزمن و κ نیز ضریب جذب می‌باشد. در تحقیق حاضر از مدل تابشی P1 استفاده شده است. روش هارمونیک کروی امکان حلی تقریبی با مرتبه‌ای دلخواه از دقت را به وسیله تبدیل معادله انتقال تابشی به مجموعه‌ای از معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی فراهم می‌نماید. مزیت اصلی این روش در واقع تبدیل معادله حاکم به معادلات همراه با مشتقات جزئی نسبتاً ساده می‌باشد [۳۰]. در تقریب P1 معادله انتقال گرما تابشی برای محیط

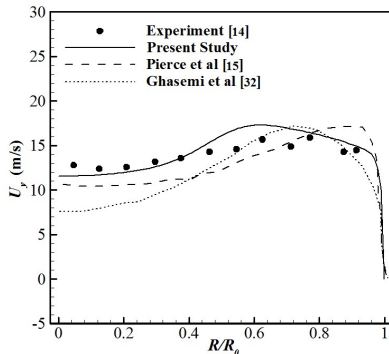
³ Coriolis
⁴ Centrifugal
⁵ Upwind

¹ Limiting Specie
² ReactingFoam

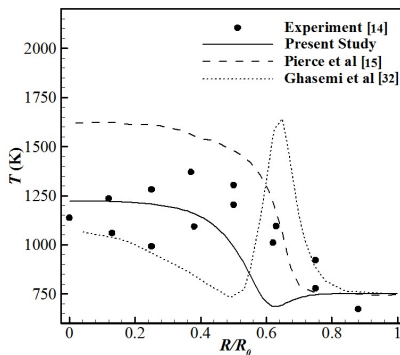
در شکل ۸ توزیع دمایی در مقطع $y/D=1/99$ نشان داده است که در این مقطع نیز نتایج کار حاضر همخوانی مناسبی با داده‌های تجربی دارد. بر این اساس اعتبار روش‌ها و مدل‌های مورد استفاده در این بخش، تأیید شده و در نهایت به شبیه‌سازی کوره دوار بر اساس این مدل‌ها پرداخته می‌شود.



شکل ۵- سرعت محوری در مقطع $y/D=0.52$



شکل ۶- سرعت محوری در مقطع $y/D=1/99$



شکل ۷- دما در مقطع $y/D=0.34$

شبکه محاسباتی برای مسئله معیار در شکل ۴ نشان داده شده است. با توجه به تشابه الگوی رفتاری دو سلول محاسباتی با تعداد ۱۹۴۹۲۲۰ و ۲۹۴۰۰۰۰ در مقایسه با مورد دیگر و اختلاف ناچیز نتایج این دو حالت، سلول محاسباتی با تعداد ۱۹۴۹۲۲۰ به عنوان حالت مستقل از شبکه انتخاب شده است.

استقلال از شبکه کوره دوار نیز با سه شبکه محاسباتی با تعداد ۲۵۲۵۴۰، ۴۹۹۹۶۸ و ۹۹۷۵۶۰ در مقاطع مختلف انجام شده و در نهایت تعداد سلول محاسباتی ۴۹۹۹۶۸ به عنوان حالت مستقل از شبکه انتخاب شده است.

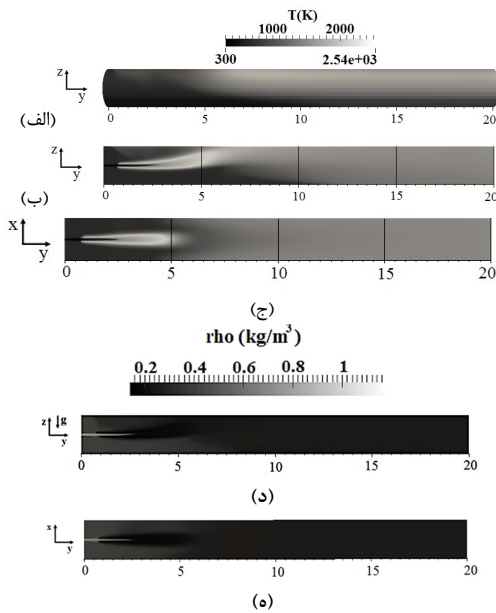
۵- نتایج

نتایج در دو بخش مجزا برای مسئله معیار جهت اعتبارسنجی روش‌های مورد استفاده و برای کوره دوار جهت ارائه می‌گردد.

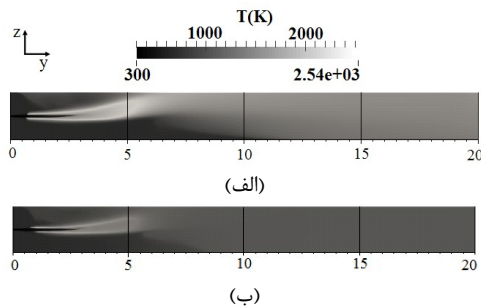
۵-۱- اعتبارسنجی براساس مسئله معیار

در این بخش نتایج مربوط به مسئله معیار جهت اعتبارسنجی روش‌ها و مدل‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی ارائه شده است. براساس بررسی‌های انجام شده در این شبیه‌سازی از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ realizable مدل احتراقی و آکنشگاه نیمه مخلوط و مدل تشعشعی P1 استفاده شده است. نتایج حاصل برای توزیع دما و سرعت در مقاطع مختلف در شکل‌های ۵ تا ۸ و در مقایسه با داده‌های تجربی و مراجع [۱۵] و [۳۲] که مربوط به کار پیرس و قاسمی می‌باشد، ارائه شده است. در کار قاسمی از مدل احتراقی EDC با خاموشی موضعی و مدل‌های توربولانسی مختلف RANS همراه با در نظر گرفتن اثر تابش با استفاده از مدل P1 استفاده شده است؛ در حالیکه در مطالعه انجام شده توسط پیرس از مدل آشفنگ شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، مدل احتراقی Progress Variable همراه با در نظر گرفتن اثرات تابش در سینتیک تک مرحله‌ای استفاده شده است. در شکل ۵ سرعت محوری در مقطع $y/D=0.52$ نشان داده شده است (D و R0 به ترتیب نشان‌دهنده قطر و شعاع محفظه احتراق می‌باشد). که نتایج کار حاضر در مقایسه با دو کار دیگر بیشینه سرعت را بهتر پیش‌بینی کرده است. بر اساس نتایج بیشینه سرعت در نسبت R/R_0 برابر 0.667 اتفاق می‌افتد که در این نسبت کار حاضر دارای خطای نسبی ۸٪ و دو کار پیرس و قاسمی به ترتیب دارای خطای نسبی ۱۱٪ و ۱۰٪ هستند. در شکل ۶ نیز سرعت محوری در مقطع $y/D=1/99$ نشان داده شده است. در این مقطع نتایج کار حاضر، پیرس و قاسمی در مقایسه با داده‌های تجربی به ترتیب دارای خطای نسبی متوسط ۷٪، ۱۴٪ و ۱۷٪ می‌باشند که کار حاضر پیش‌بینی مناسب‌تری را از رفتار جریان ارائه می‌دارد. با توجه به اهمیت پیش‌بینی مناسب دما در مسائل احتراقی، در شکل ۷ توزیع دمایی در مقطع $y/D=0.34$ نشان داده شده است که در این مقطع نیز نتایج کار حاضر، پیرس و قاسمی در مقایسه با داده‌های تجربی به ترتیب دارای خطای نسبی متوسط ۱۶٪، ۲۶٪ و ۲۳٪ می‌باشند که کار حاضر پیش‌بینی مناسب‌تری داشته است. طبیعتاً بخشی از اختلاف نتایج نیز به خطای اندازه‌گیری کار تجربی مربوط می‌شود. اختلاف میان نتایج بدست آمده در مطالعات عددی نیز مربوط به مدل‌های آشفنگی و احتراقی مختلفی است که در آن‌ها مطابق آنچه بیان شد، به کار گرفته شده است.

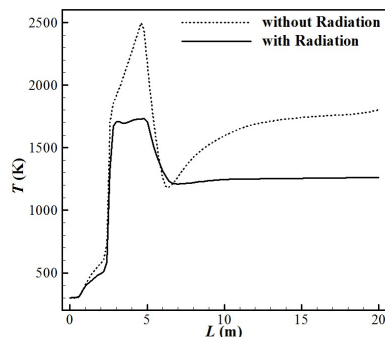
باهم مقایسه شده است.



شکل ۹- تأثیر گرانش بر توزیع دمای کوره (الف) کانتور حالت سه‌بعدی (ب) کانتور دما بر روی صفحه ZY (ج) کانتور دما بر روی صفحه XY (د) کانتور چگالی بر روی صفحه ه) کانتور چگالی بر روی صفحه XY

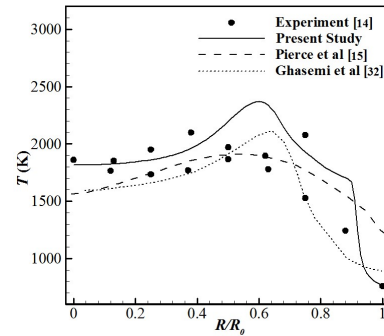


شکل ۱۰- تأثیر تابش بر کانتور دما بر روی صفحه ZY (الف) بدون تابشی (ب) با تابش



شکل ۱۱- تأثیر اعمال تابش بر روی دمای خط مرکزی

نتایج نشان‌دهنده تأثیر قابل توجه انتقال گرمای تابشی می‌باشد که از جمله دلایل این امر می‌توان به برخورد شعله به دیواره اشاره کرد. با برخورد شعله به دیواره کوره، دمای دیواره به مقدار قابل توجهی افزایش



شکل ۸- دما در مقطع $y/D = 1/99$

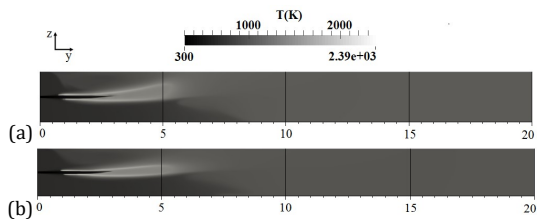
۵-۲- شبیه‌سازی کوره دوار

همان‌طور که پیش‌تر نیز اشاره شد، به دلیل مشکلات انجام کار تجربی بر روی کوره‌های دوار و در دسترس نبودن داده‌های تجربی در این زمینه، در کار حاضر پس از اعتبارسنجی روش‌ها و مدل‌های مورد استفاده در حل مسئله در بخش اول، نهایتاً به شبیه‌سازی کوره دوار پرداخته شده است. همچنین لازم به ذکر است که اکثر پژوهش‌های انجام شده با صرف‌نظر از تأثیر شتاب گرانش به صورت متقارن محوری انجام شده‌اند. اما در کار حاضر با صرف هزینه محاسباتی بالاتر شبیه‌سازی به صورت سه‌بعدی انجام گرفته و تأثیر شتاب گرانش نیز بررسی شده است.

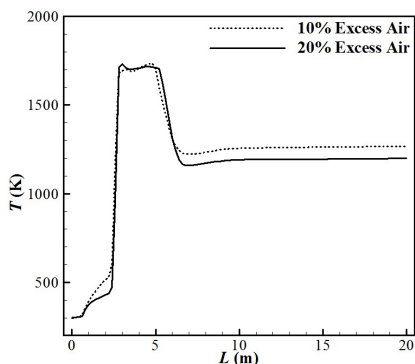
مطابق مباحث مطرح شده در بخش ۲-۲ نتایج مربوط به حالت کارکرد عادی که شامل ۱۰٪ هوای اضافی و ۲۰٪ هوای اولیه می‌باشد، در این قسمت ارائه شده است. نتایج توزیع دمایی مربوط به این حالت در شکل ۹ ارائه شده است. شکل ۹-الف مربوط به توزیع دمای دیواره کوره است که در بخشی از قسمت فوقانی کوره دما نسبتاً بالا می‌باشد. دلیل این افزایش دما انحراف شعله به سمت بالاست که در شکل ۹-ب نشان داده شده است این کانتور مربوط به صفحه ZY گذرنده از مرکز کوره می‌باشد. لازم به ذکر است که گرانش در جهت $-z$ اعمال شده است و دلیل انحراف شعله به سمت بالا، حضور گرانش و اختلاف چگالی گازهای گرم و سرد می‌باشد. این موضوع سبب می‌شود که گازهای گرم به علت چگالی کمتر به سمت دیواره بالایی کوره حرکت کنند (در شکل ۹-د تأثیر جاذبه بر جایجایی گازهای گرم و سرد را به خوبی نشان می‌دهد). در شکل ۹-ج نیز کانتور مربوط به صفحه XY گذرنده از مرکز کوره نشان داده شده است که دارای رفتاری متقارن است. از مقایسه کانتورهای دما در صفحات ZY و ZX تأثیر اعمال شتاب گرانش به صورت واضح مشخص است که منجر به انحراف شعله به سمت بالا شده و این تغییر با حرکت در جهت طولی بیشتر می‌شود. برخورد شعله با دیواره می‌تواند منجر به افزایش تلفات گرمایی از دیواره و همچنین آسیب به آن گردد.

با توجه به نقش قابل توجه انتقال گرمای تابشی در سیستم‌های دما، در مرحله بعدی به بررسی تأثیر اعمال مدل تابشی در این شبیه‌سازی پرداخته شده است. مطابق شکل ۱۰ کانتور دمایی در دو حالت همراه و بدون تابش در صفحه ZY مقایسه شده است. مطابق نتایج بدست آمده اعمال تابش منجر به کاهش دمای بیشینه کوره شده و دما کوره یکنواخت‌تر می‌شود. همچنین توزیع دمایی در طول کوره و بر روی خط مرکزی در شکل ۱۱ برای دو حالت همراه و بدون تابش

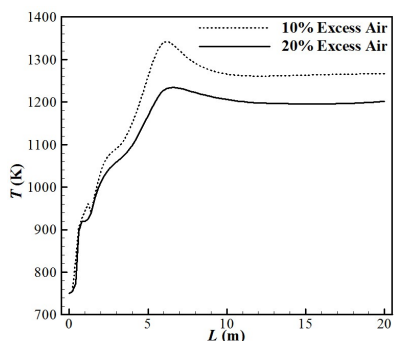
همان‌طور که پیش‌تر نیز اشاره شد، برای شرایط کارکرد عادی، ۱۰٪ هوای اضافی در نظر گرفته شده است. به منظور بررسی تأثیر درصد هوای ثانویه بر روی توزیع دمایی و ساختار کلی شعله در این مرحله با در نظر گرفتن درصد هوای اضافی ۲۰٪ به این بررسی پرداخته شده است. با تغییر درصد هوای اضافی به ۲۰٪ سرعت هوای اولیه و ثانویه به ترتیب برابر ۶۵/۸۰ و ۱/۴۰۵ متر بر ثانیه می‌شود. به این ترتیب با افزایش سرعت هوای اولیه و ثانویه مطابق شکل ۱۴ عرض شعله جمع‌تر می‌گردد و در نتیجه از دیواره کوره فاصله می‌گیرد. در شکل ۱۵ و ۱۶ به ترتیب تأثیر هوای اضافی بر روی دمای خط مرکزی و دیواره کوره نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۵ با افزایش درصد هوای اضافی، دمای کلی کوره کاهش می‌یابد که دلیل آن جذب گرمای حاصل از احتراق توسط هوای اضافی ورودی به کوره است. در شکل ۱۶ نیز مشاهده می‌شود که با افزایش درصد هوای اضافی، دما در مجاورت دیواره بالایی در طول کوره کم شده و همچنین بیشینه دمایی در این ناحیه نیز حدود ۸٪ کاهش می‌یابد که دلیل آن حضور هوای اضافی و افزایش سرعت هوای ورودی به کوره می‌باشد.



شکل ۱۴- تأثیر هوای اضافی بر توزیع دما (الف) استفاده از ۱۰ درصد هوای اضافی (ب) استفاده از ۲۰ درصد هوای اضافی



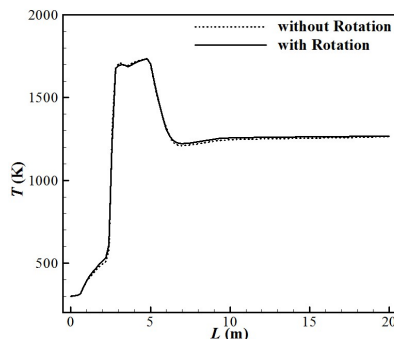
شکل ۱۵- تأثیر درصد هوای اضافی بر روی دمای خط مرکزی



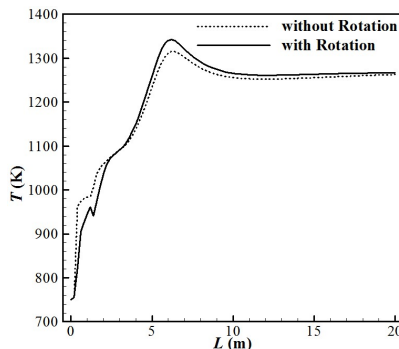
شکل ۱۶- تأثیر هوای اضافی بر روی دما در مجاورت دیواره بالایی

یافته و با توجه به سهم بالای انتقال گرمای تابشی از دیواره نتایج بدست آمده قابل توجه است.

یکی دیگر از پارامترهای مورد بررسی در تحقیق حاضر تأثیر سرعت دورانی کوره بر روی توزیع داخل کوره می‌باشد. سرعت دورانی کوره‌های دوار معمولاً بین ۲ الی ۳ دور بر دقیقه می‌باشد [۱]. در اکثر مطالعات عددی برای سادگی کار و به دلیل نسبت مومنتم بالای جریان محوری حاکم بر کوره، از تأثیر دوران بر روی الگوی جریانی داخل کوره صرف‌نظر شده است. در کار حاضر با اعمال یک سرعت دورانی نسبتاً بالا در محدوده مورد استفاده برای کوره‌های دوار که برابر با ۵/۵ دور بر دقیقه می‌باشد به بررسی تأثیر دوران بر روی الگوی جریانی و در نتیجه توزیع دمایی داخل کوره پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در حلگر ReactingFOAM به طور پیش‌فرض امکان استفاده از شرط مرزی دورانی وجود ندارد و در کار حاضر این قابلیت با افزودن ترم چشمه به معادله مومنتم، صورت گرفته و حلگر مورد استفاده ارتقا یافته است. به منظور این مقایسه نمودارهای توزیع دما بر روی خط مرکزی و در مجاورت دیواره بالایی کوره مطابق شکل ۱۲ مقایسه شده است. نتایج بدست آمده نشان‌دهنده تأثیر ناچیز دوران بر روی دمای خط مرکزی می‌باشد. همچنین در حالت همراه با دوران، مطابق شکل ۱۳ دما در مجاورت دیواره بالایی دما به‌طور متوسط حدود ۱٪ افزایش یافته است. دلیل این امر را این‌چنین می‌توان بیان داشت که دوران کوره منجر به افزایش اختلاط میان گازهای مجاور دیواره با محدوده تشکیل شعله گردیده و در نتیجه این موضوع دما در ناحیه مجاور دیواره افزایش می‌یابد. براساس نتایج بدست آمده در این بخش، می‌توان بیان داشت که در مواردی که از جنس دیواره و تأثیر مواد بستر صرف‌نظر می‌شود، می‌توان از تأثیر دوران بر روی توزیع دمایی کوره نیز صرف‌نظر کرد.



شکل ۱۲- تأثیر اعمال دوران بر روی دمای خط مرکزی



شکل ۱۳- تأثیر اعمال دوران بر روی دما در مجاورت دیواره بالایی

- [10] Macphree J., Sellier M., Jermy M., Tadulan E., Combustion modelling of a rotary limekiln, Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, Vol. 10, No. 5-6, pp. 384-393, 2010.
- [11] Li G., Liu J., Xiong H., Kong J., Gao Z, Xiao W., Zhang Y., Cheng F., Numerical Simulation of Airflow Temperature Field in Rotary Kiln, Sensors & Transducers, Vol. 161, No. 12, pp. 271, 2013.
- [12] Rahimpour M., Mazaheri K., Seyedein S. H., Numerical Study of the Effect of Burner Angle on Melting Rate in an Aluminum Rotary Furnace, Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 16, 2015.
- [13] Elattar H. F., Specht E., Fouda A., Bin-Mahfouz A. S., Study of parameters influencing fluid flow and wall hot spots in rotary kilns using CFD, The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 94, No. 2, pp. 355-367, 2016.
- [14] Spadaccini L. J., Owen F. K., Bowman C. T., Influence of aerodynamic phenomena on pollutant formation in combustion: Environmental Protection Agency, Office of Research and Development, 1979.
- [15] Pierce C. D., Progress-variable approach for large-eddy simulation of turbulent combustion, Thesis, stanford university, 2001.
- [16] Davies P. R., Norton M. J., Wilson D. I., Davidson J. F., Scott D. M., Gas flow in rotary kilns, Particuology, Vol. 8, No. 6, pp. 613-616, 2010.
- [17] Poinsot T., Veynante D., Theoretical and numerical combustion: RT Edwards, Inc., 2005.
- [18] Gutierrez L., Tamagno J. P., Elaskar S. A., RANS Simulation of Turbulent Diffusive Combustion using Open Foam, JOURNAL OF APPLIED FLUID MECHANICS, Vol. 9, No. 2, pp. 669-682, 2016.
- [19] Nejad M. S., Fundamental of Turbulent Flows and Turbulence Modeling: daneshnegar, 2009 (in Persian).
- [20] Heidarinejad G., An Introduction to Turbulence: Tarbiat Modares University, 2008 (in Persian).
- [21] https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/nod_e480.htm, Accessed (2016/09/21).
- [22] Correa S. M., Turbulence-chemistry interactions in the intermediate regime of premixed combustion, Combustion and Flame, Vol. 93, No. 1-2, pp. 41-60, 1993.
- [23] Chen J.-Y., Stochastic modeling of partially stirred reactors, Combustion Science and Technology, Vol. 122, No. 1-6, pp. 63-94, 1997.
- [24] Chen J., Development of reduced mechanisms for numerical modelling of turbulent combustion, in Proceeding of.
- [25] Chomiak J., Karlsson A., Flame liftoff in diesel sprays, in Proceeding of, Elsevier, pp. 2557-2564.
- [26] Nordin P., Complex chemistry modeling of diesel spray combustion: Chalmers University of Technology, 2001.
- [27] Golovitchev V., Chomiak J., Numerical Modeling of high Temperature Air 'Flameless Combustion,' in Proceeding of, 27-30.
- [28] Guessable A., Airs A., I Go alp, Heal F. T., RANS Simulation of Methane Diffusion Flame: Comparison of Two Chemical Kinetics Mechanisms: Comparison of Two Chemical Kinetics Mechanisms, Journal of Physical Science and Application, Vol. 3, No. 6, pp. 400-408, 2013.
- [29] Modest M. F., Radiative heat transfer: Academic press, 2013.
- [30] Kadar A. H., Modelling Turbulent Non-Premixed Combustion in Industrial Furnaces, 2015.
- [31] https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/nod_e416.htm#sec-rotate-equations, Accessed (2016/09/21).
- [32] Ghasemi E., Soleimani S., Lin C., RANS simulation of methane-air burner using local extinction approach within eddy dissipation concept by OpenFOAM, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 54, pp. 96-102, 2014.

۶- جمع بندی

در کار حاضر به مطالعه رفتار توزیع دمایی در کوره‌های دوار پرداخته شده است. در گام اول با توجه به عدم دسترسی به داده‌های آزمایشگاهی در زمینه کوره‌های دوار، روش‌ها و مدل‌های مناسب براساس مسئله معیار اعتبارسنجی شده‌اند. در نهایت مطابق بررسی‌های انجام شده در بخش اول، شبیه‌سازی کوره دوار با استفاده مدل توربولانس $k-\epsilon$ realizable، مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط، مدل تابشی P1 انجام گرفته است. مطابق نتایج بدست آمده در نظر گرفتن شتاب گرانش در شبیه‌سازی منجر به انحراف شعله به سمت دیواره فوقانی کوره می‌شود. برخورد شعله با دیواره منجر به خسارت عایق دیواره می‌شود. تأثیر در نظر گرفتن انتقال گرمای تابشی در کار حاضر نشان‌دهنده اهمیت بالای مکانیزم انتقال گرمای تابشی در شرایط حاکم بر مسئله مورد مطالعه است. نتایج بررسی تأثیر دوران نشان می‌داد که دوران دیواره تأثیر محسوسی بر روی میدان دمایی داخل کوره نداشته ضمن اینکه با اعمال دوران افزایش ناچیزی بر روی دمای دیواره کوره مشاهده می‌شود. مباحث مطرح شده در واقع میزان اهمیت پارامترهای مختلف در شبیه‌سازی کوره‌های دوار را مشخص می‌نماید. در نهایت با بهره‌گیری از دستاورد بخش شبیه‌سازی در کار حاضر، تأثیر میزان هوای اضافی بر روی توزیع دمایی کوره نیز به لحاظ کاربردی مورد مطالعه قرار گرفت که نتایج حاصل نشان‌دهنده کاهش دمای کوره و بیشینه دمایی دیواره کوره با افزایش درصد هوای اضافی در محدوده مورد بررسی می‌باشد. اهمیت این موضوع از آن جهت است که با کاهش دمای دیواره خسارت وارده به عایق دیواره و همچنین تلفات گرمایی از دیواره کوره کاهش می‌یابد.

۷- مراجع

- [1] Boateng A. A., Rotary kilns: transport phenomena and transport processes: Butterworth-Heinemann, 2015.
- [2] Elatta H.r, Specht E., Fouda A. S. Bin-Mahfouz, CFD modeling using PDF approach for investigating the flame length in rotary kilns, Heat and Mass Transfer, Vol. 52, No. 12, pp. 2635-2648, 2016.
- [3] Peray, Kurt E., and Joseph J. Waddell. *The rotary cement kiln*. Vol. 139. Edward Arnold, 1986.
- [4] Elattar H., Stanev R., Specht E., Fouda A., CFD simulation of confined non-premixed jet flames in rotary kilns for gaseous fuels, Computers & Fluids, Vol. 102, pp. 62-73, 2014.
- [5] Jenkins B., Mullinger P., Industrial and process furnaces: principles, design and operation: Butterworth-Heinemann, 2011.
- [6] Alyaser A. H., Fluid flow and combustion in rotary kiln, Thesis, University of British Columbia, 1998.
- [7] Mastorakos E., Massias A., Tsakiroglou C., Goussis D., Burganos V., Payatakes A., CFD predictions for cement kilns including flame modelling, heat transfer and clinker chemistry, Applied Mathematical Modelling, Vol. 23, No. 1, pp. 55-76, 1999.
- [8] Mujumdar K. S., Ranade V. V., CFD modeling of rotary cement kilns, Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering, Vol. 3, No. 2, pp. 106-118, 2008.
- [9] Liu X. Y., Specht E., Temperature distribution within the moving bed of rotary kilns: Measurement and analysis, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, Vol. 49, No. 2, pp. 147-150, 2010.