

مقایسه مدل‌های زیر شبکه توربولانسی برای مدل‌سازی آتش استخری بزرگ مقیاس به روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ

هادی پاسدارشهری^{۱*}، قاسم حیدری نژاد^۲، کیومرث مظاهری^۳

دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی

(*) نویسنده مخاطب: hadi.pasdar@gmail.com

چکیده

در این مقاله مدل‌های زیر شبکه اسماغورینسکی و تک معادله‌ای ساده در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) برای مدل‌سازی آتش استخری در مقیاس بزرگ مقایسه شده‌اند. شبیه‌سازی برای آتش استخری متان با حرارت آزاد شده ۲/۰۷ مگاوات صورت گرفته است. بر اساس مدل کسر مخلوط و واکنش تک مرحله‌ای برای سوخت مورد نظر، تغییرات لحظه‌ای و متوسط‌گیری کمیات و مشخصه‌های توربولانسی محاسبه و با مقادیر تجربی موجود مقایسه شده‌اند. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که هر دو مدل تک معادله‌ای و اسماغورینسکی سازگاری قابل قبولی با نتایج تجربی دارد. به طور کلی مدل تک معادله‌ای به دلیل حل معادله اضافی انرژی جنبشی، در حدود ۱۶ درصد بیشتر از مدل اسماغورینسکی زمان حل دارد و در تعیین مقادیر توربولانسی به دلیل استفاده از مشخصه‌های جریان دقت بالاتری دارد. از سوی دیگر مقایسه کمیت‌های توربولانسی نشان می‌دهد که با دور شدن از مرکز آتش مقادیر توربولانسی مدل شده، بیشتر از مقدار واقعی آن برآورد می‌شود.

واژه‌های کلیدی: آتش استخری، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، مدل اسماغورینسکی، مدل تک معادله‌ای

۱- مقدمه

بشر از ابتدای تاریخ تاکنون از آتش برای گرم کردن، روشنایی، پخت غذا، راه‌اندازی موتورهای احتراقی و ایجاد حرارت در صنایع مختلف بهره برده است به طوری که آتش امروزه به عنوان قسمتی از زندگی انسان شده که بدون آن ادامه حیات و فراهم آوردن آسایش و امکانات رفاهی غیر ممکن است. لزوم بکارگیری ایمن آتش در فضاهای مختلف موجب شده است که آگاهی از فرآیند آن به منظور کنترل این پدیده مورد توجه قرار گیرد. به طور کلی سوختن یا احتراق از نظر امکان کنترل آن دو گونه است. نوع اول، احتراق کنترل شده می‌باشد، که در واقع نوعی احتراق مفید است و در بسیاری از صنایع مورد استفاده قرار می‌گیرد. نمونه‌هایی از این احتراق موتورهای احتراقی، مشعل‌ها و کوره‌ها و ... می‌باشند. نوع دوم آن، احتراق کنترل نشده است؛ این نوع احتراق اغلب در اثر یک بی احتیاطی آغاز می‌شود. آتش‌سوزی (حریق) جنگل‌ها و خانه‌ها و ... نمونه‌هایی از این احتراق می‌باشند. آتش‌سوزی در واقع احتراقی کنترل نشده است که در اغلب موارد موجب خسارات شدید جانی و مالی می‌شود.

۱- دانشجوی دکتری، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مکانیک-تبدیل انرژی

۲- استاد، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مکانیک-تبدیل انرژی

۳- دانشیار، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مکانیک-تبدیل انرژی

در جوامع مدرن امروزی سرمایه‌گذاری در خصوص مباحث ایمنی در آتش به دلیل آگاهی از اثرات مخرب آن اجتناب ناپذیر است. مطابق آمار رسمی منتشر شده در ایالات متحده، خسارات ناشی از آتش‌سوزی در دهه ۷۰ میلادی در حدود ۱۱ میلیارد دلار در سال تخمین زده شده است. این آتش‌سوزی‌ها سالانه منجر به فوت حدود ۱۲۰۰۰ نفر شده است. بهره‌گیری از سیستم‌های آتش‌نشانی و مهار آتش، این مقدار را به ۴۱۲۶ نفر در سال ۱۹۹۸ رسانده است [۱]. این امر موجب شد که توجه به دانش آتش و آگاهی از روش‌های مهار آن بیش از پیش مورد توجه قرار گیرد و سرمایه‌گذاری‌های گسترده‌ای در این خصوص انجام شود. به طوری که در سال ۲۰۰۶، در ایالات متحده، هزینه‌ای بالغ بر ۳۱۷ میلیارد دلار برای پیش‌بینی، پیش‌گیری و مهار آتش استفاده شده است [۲].

چگونگی و مسیر انتشار آتش و دود، میزان حرارت تولیدشده و انتقال یافته به محیط، شدت تغییرات پارامترهای ترموشیمیایی (دما، فشار، کسر مولی گونه‌های شیمیایی، ...)، از مهمترین مواردی است که در مدل‌سازی اهمیت دارد. این موارد کمک زیادی به طراحان و مهندسان در سیستم اطفاء حریق می‌کند. با مدل‌سازی آتش می‌توان در موارد محاسبه میزان خاموش‌کننده‌های مورد نیاز، جانمایی حسگرها و هشداردهنده‌ها، کنترل آتش، تعیین نواحی خطر و راه‌های فرار تصمیم‌گیری نمود.

روش‌های مدل‌سازی میدانی^۱ در واقع از اصول دینامیک سیالات محاسباتی برای حل معادلات بقاء استفاده می‌کنند. این روش‌ها در اواخر دهه ۷۰ میلادی با توسعه کد کامپیوتری UNDSAFE-I توسط یانگ و چانگ، شروع شد. به دنبال آن در دهه‌های ۸۰ و ۹۰ میلادی کدهای JASMINE (توسط مرکز تحقیقات آتش انگلستان) و FLOW-3D بکار گرفته شد که از قواعد مدل‌سازی میدانی استفاده می‌کردند. در تمامی این کدهای کامپیوتری از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ استفاده می‌شد [۳]. لیو و ون [۴] مدل $k-\epsilon$ برای جریان با رینولدز پایین (ارائه شده توسط لاندیر) و مدل $k-\epsilon$ که توسط هنجالیک ارائه شده بود را برای شعله دیفیوژن در ناحیه جریان شناوری بالای آتش بکار بردند. مدل هنجالیک معادلات انتقال جدیدی برای محاسبه ترم‌های شار و اضمحلال حرارتی حل می‌کند. در مطالعه مرجع [۴] از مدل شکست گردابه (EBU) برای احتراق و انتقال گسسته (DTRM) برای تابش استفاده شده است. نتایج ایشان نشان می‌دهد با انجام پاره‌ای از اصلاحات در مدل دوم، نتایج بهتری در شبیه‌سازی آتش و جریان شناوری بالای شعله دیفیوژن آتش حاصل می‌شود. همچنین آنها در مطالعاتشان استفاده از مدل لاندیر را برای آتش نامناسب دانسته‌اند زیرا از هماهنگی خوبی با نتایج آزمایشگاهی برخوردار نیست. تاثیرپذیری جریان شناوری بالای شعله از نیروهای حرارتی و مکانیکی و عدم در نظر گرفتن این اثر در مدل استاندارد $k-\epsilon$ مهمترین دلیل عدم توانایی این مدل در شبیه‌سازی آتش است. پِنسِن و همکارانش [۵]، مدل‌های مختلف تابش را برای شبیه‌سازی آتش سوخت JP-8 بکار بردند. آنها در مطالعاتشان از مدل توربولانسی RANS استفاده کردند. نتایج ایشان نشان می‌دهد استفاده از مدل مونت کارلو برای تابش دقت بالاتری نسبت به روش‌های جهات گسسته (DOM) و DTRM دارد، اما این مدل زمان محاسباتی بیشتری هم نیاز دارد. در داخل ناحیه شعله، تمامی روش‌های استفاده شده، نتایج قابل قبولی را پیش‌بینی می‌کنند. در نهایت آنها پیشنهاد نمودند در شرایطی که میزان دقت مدل در مقابل زمان محاسباتی اهمیت دارد، روش DOM استفاده شود. ژو و همکارانش [۶]، مدل‌های احتراقی مختلف را برای شبیه‌سازی آتش در فضاهای بسته تک اتاقی، فضای بسته (راهرو) با نسبت منظری (عرض به طول) ۴ و داخل تونل مقایسه نمودند. در این تحقیق از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ برای جریان رینولدز پایین استفاده شد. منبع آتش در مطالعه تک اتاق سوخت متان بود. نتایج تحقیق ایشان برای تک اتاق نشان می‌دهد که تمامی مدل‌های استفاده شده در تخمین دما و سرعت در اطراف شعله که تغییرات دما و سرعت شدید است، ناتوان هستند. این نتیجه نشان می‌دهد که اثر متقابل احتراق و توربولانس در مدل‌سازی به خوبی لحاظ نشده است. یِغُو و همکارانش [۷]، با استفاده از روش RANS اصلاح‌شده برای جریان‌های شناوری، برای فضاهای تک اتاقی، دو اتاقی و چند اتاقی، که نتایج تجربی آنها موجود بود، جریان القایی آتش را مدل کردند. در فضای تک اتاقی با در نظر گرفتن شعله ناشی از سوخت گازی و عدم

¹ Field Modeling

حضور سوخت جامد، مدل‌های احتراقی EBU و LFA با و بدون در نظر گرفتن اتلاف حرارت تابشی بررسی شدند. نتایج نشان می‌دهد، برای دستیابی به نتایج دقیق‌تر، اتلاف حرارتی تابش باید لحاظ شود. برای هر دو مدل، نتایج بدست آمده برای دمای گاز با در نظر گرفتن اتلاف تابش، با نتایج تجربی در نزدیکی سقف، اختلاف دارد. در حالی که میزان سرعت جریان در نقاط مختلف از دقت قابل قبولی برخوردار است. یئو و همکارانش [۸]، جریان القایی آتش پروپان ۳۰۰ کیلوواتی را برای ساختمان یک طبقه چند اتاقی، با استفاده از مدل RANS اصلاح شده برای توربولانس، LFA برای احتراق، DOM برای تابش و مدل معرفی شده توسط سید برای دوده شبیه‌سازی کردند. در مدل دوده مورد استفاده از واکنش‌های تکمیلی اکسیداسیون استفاده شده است. مدل مورد استفاده دما را با تقریب قابل قبولی تخمین می‌زند. پیش‌بینی مدل از غلظت CO و CO₂ اندکی ضعیف است. محققان این کار نیز، اصلاح مدل توربولانس را برای بررسی‌های بیشتر رفتار آتش پیشنهاد نمودند. مطالعات گذشته نشان می‌دهد که گونه‌های شیمیایی تولید شده بر نرخ توزیع حرارت تابشی و سهم مکانیزم‌های انتقال حرارت در هنگام حریق اثر قابل توجهی دارند. بنابراین عدم پیش‌بینی صحیح آنها بر میزان نرخ حرارت تابشی اثر گذاشته و نتایج حاصل را از واقعیت دور می‌کند. به عنوان مثال بر اساس مطالعات تجربی مارکاتوس و همکارانش در مورد آتش [۱۷]، در حدود ۲۰ درصد انرژی کل آتش در مدل‌های میدانی به صورت تابشی است که باعث تغییر توزیع پلوم بالای شعله می‌شود.

با توجه به تحقیقات گذشته، مدل شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ دارای دقت بالاتری، و البته هزینه محاسباتی بالاتر، نسبت به RANS است. از طرف دیگر یکی از معایب RANS عدم توانایی آن در پیش‌بینی گردابه‌های بزرگ کنترل‌کننده فرآیند اختلاط است [۱۰]. با پیشرفت توان محاسباتی کامپیوترها، توجه به مدل‌های LES برای بهره‌مندی از دقت بالاتر این روش‌ها، بیشتر شد [۱۱]. اولین مطالعه شاخص در زمینه استفاده از LES در تعیین حرکت دود حاصل از آتش توسط مک‌گراتان [۱۲] و همکارانش در موسسه ملی استاندارد و تکنولوژی ایالات متحده انجام شد. در مطالعه ایشان روش LES با مدل زیر شبکه اسماغورینسکی برای تعیین حرکت دود جریان القایی توسط آتش در محیط باز و بسته مورد ارزیابی قرار گرفت. در این تحقیق مدل‌سازی احتراق با روش کسر مخلوط انجام شد. در این مدل آتش به عنوان عناصر لاگرانژی فرض شد که از خود حرارت آزاد می‌کنند. منظور آن است که نرخ حرارت آزاد شده بین تعدادی ذره جامد با توزیع معین تقسیم می‌شود. این ذرات جامد جایگزین دود شده و جریان القایی روی آتش به آنها اعمال می‌شود. در واقع نرخ حرارت آزاد شده توسط آتش، به عنوان پارامتر ورودی استفاده شد. اثرات اتلاف تابش در این مطالعه اعمال نشده است. نتایج میدان دما و سرعت مرجع [۱۲] برای دو نمونه مورد بررسی، با نتایج تجربی سازگاری خوبی دارد. این مطالعه پایه‌ای منجر به توجه محققان به استفاده از LES در شبیه‌سازی آتش شد. کوک و ریلی [۱۰]، مدل زیر شبکه دینامیکی را برای جریان احتراقی توربولانس غیر آمیخته در روش LES توسعه دادند. در مطالعه ایشان با اعمال تابع چگالی احتمال روی مدل احتراقی، اثرات نوسانات دما به دلیل توربولانس در مدل احتراقی لحاظ شده است (هنگام فیلتر کردن معادلات تعدادی از ترم‌های نوسانی از معادلات غیر احتراقی حذف می‌شود که در این مطالعه لحاظ شده است). مدل زیر شبکه دینامیکی در مطالعه ایشان استفاده و اثرات اتلاف حرارت تابشی در معادلات حذف شده است. نتایج بدست آمده برای واکنش تک مرحله‌ای بکار برده شده است. ژانگ و همکارانش [۱۳]، جریان القایی آتش داخل فضای بسته یک اتاقی را به روش LES با مدل زیر شبکه اسماغورینسکی، مدل و مشخصه‌های توربولانسی جریان را محاسبه کردند. گرچه عنوان این تحقیق شبیه‌سازی اتاق آتش بود، اما به دلیل استفاده از منبع حرارتی به جای آتش واقعی، هیچ مدل احتراقی استفاده نشده است و حرارت آزاد شده به صورت ترم تولید در معادله انرژی اعمال می‌شود. مقایسه نتایج با نتایج تجربی نشان دهنده ضعف مدل در پیش‌بینی دما و مشخصه‌های توربولانسی است. خطای مدل مورد استفاده در نزدیکی سقف و با نزدیک شدن به مرز جامد افزایش می‌یابد. گرچه اشاره‌ای در مرجع [۱۳] به دلیل این خطا نشده است اما به نظر می‌رسد ضعف مدل اسماغورینسکی در نزدیکی مرز جامد و یکسان بودن ضریب تعیین کننده لزجت توربولانسی مهمترین دلایل این خطا باشد.

مدل سازی جریان توربولانس شناوری حاصل از آتش استخری متان و هلیوم توسط زین و همکارانش [۱۴] به روش LES و با فرضیات و روش مشابه مرجع [۱۲] انجام شد. مقایسه نتایج بدست آمده با مطالعات پیشین که به صورت دو بعدی بوده است، نشان دهنده دقت بالاتر این روش در شبیه سازی جریان شناوری آتش است. با توجه به آنکه در مدل بکار برده شده آتش به صورت عناصر حرارتی لاگرانژی است، برای افزایش دقت روش، تعداد این عناصر و میزان حرارت آزاد شده برای هر کدام در گام های زمانی مختلف باید به درستی تعیین شود. در این مطالعه به دلیل عدم استفاده از مدل احتراقی مناسب، امکان تخمین غلظت محصولات احتراق وجود ندارد. این مدل برای مواردی که تنها توزیع جریان و دما در میدان حل اهمیت دارد، می تواند بکار برده شود. وانگ و همکارانش [۱۵]، رفتار جریان شناوری القایی آتش کنار دیوار عمودی را با روش LES بررسی کردند. در این تحقیق از مدل زیر شبکه اسماکورینسکی استفاده شد. در این کار برای مدل سازی احتراق، مدل کسر مخروط بکار برده شد. ایجاد آتش در دیوار جامد در اینجا به صورت مجازی و با تزریق پروپان در ماده متخلخل روی دیوار انجام گرفت. نتایج نشان می دهد که سهم انتقال حرارت تابشی برای جریان مورد استفاده با افزایش تزریق سوخت تا ۵۰ درصد افزایش می یابد. همچنین رفتار آتش در کنار دیوار به صورت کاملاً وابسته به زمان و سه بعدی است. یکی از منابع خطای این تحقیق در نظر نگرفتن اثرات توربولانس در مدل احتراقی زیر شبکه است.

با توجه به توسعه کد FDS و صحت سنجی های مختلف آن که در سالیان اخیر مورد توجه بوده است، گروهی از مطالعات نیز به استفاده از این کد برای تعیین رفتار آتش در فضاهای مختلف پرداخته اند. به عنوان مثال چو و زو [۱۶]، به کمک کد FDS تغییر فشار در اتاق بسته آتش گرفته را بررسی و با مطالعات تجربی مقایسه کردند و نشان دادن که FDS در تخمین مقدار حرارت آزاد شده در اتاق آتش فاقد خروجی هوا که با افزایش فشار توام است، دقت لازم را ندارد. اصلاح واکنش های شیمیایی و استفاده از سینتیک های کامل تر برای بهبود نتایج پیشنهاد شده است.

همانطور که مشاهده می شود عمده مطالعات پیشین در خصوص روش شبیه سازی گردابه های بزرگ با مدل زیر شبکه اسماکورینسکی صورت گرفته است. در مطالعه حاضر علاوه بر مدل اسماکورینسکی، مدل یک معادله ای هم بکار برده شده است تا اثرات این مدل ها بررسی شود. همچنین برای اثر پذیری کمتر سایر مشخصه های، شبیه سازی برای آتش استخری متان در محیط باز صورت گرفته است.

۲- معادلات حاکم

در جریان توربولانس احتراقی، از متوسط گیری فاور برای معادلات حاکم استفاده می شود. متوسط فاور به صورت زیر نوشته می شود:

$$\tilde{\phi}(x_i, t) = \frac{\rho \phi(x_i, t)}{\bar{\rho}} \quad (1)$$

بنابراین قسمت حل نشده به صورت زیر بدست می آید:

$$\phi(x_i, t) = \tilde{\phi}(x_i, t) + \phi''(x_i, t) \quad (2)$$

گردابه های بزرگ مقیاس که بر اختلاط گازها حاکم هستند به طور مستقیم حل می شوند. مدل کردن مقیاس زیر شبکه (SGS) از مشکلات پیش روی روش های LES است. V_f در رابطه فوق با توجه به مدل های زیر شبکه محاسبه می شود. تنش های زیر شبکه با ویسکوزیته گردابه ای معرفی می شود که طول مشخصه آن به اندازه فیلتر استفاده شده در محاسبات و زمان مشخصه آن با توجه به نرخ اضمحلال محلی انرژی تعیین می شود. تنش رینولدزی SGS که از معادلات متوسط گیری حاصل می شود، به صورت زیر نوشته می شود:

$$\bar{\tau}_{ij, SGS} = \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j = -2\mu_T^{SGS} \tilde{S}_{ij} + \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

$$\mu_T^{SGS} = \bar{\rho} C_1 \Delta^2 |\tilde{S}_{ij}| \quad (5)$$

در این رابطه Δ پهنای فیلتر است که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\Delta = (\Delta x \Delta y \Delta z)^{1/3} \quad (6)$$

پهنای فیلتر نشان دهنده کوچکترین مقیاس میدان است که حل می‌شود و با توجه به اندازه شبکه محاسباتی تعیین می‌شود. به این ترتیب معادلات متوسط‌گیری شده، پس از ساده‌سازی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} (v + v_i) \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_i \quad i = 1, 2, 3 \quad (8)$$

ضریب C_1 در رابطه (۵) مقداری تجربی است. مقدار $|\tilde{S}_{ij}|$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳]:

$$|\tilde{S}_{ij}| = \sqrt{2 \tilde{S}_{ij} \tilde{S}_{ij}} \quad (9)$$

تانسور τ_{kk} نیز با توجه رابطه زیر مدل می‌شود:

$$\tau_{kk} = 2 \bar{\rho} C_k \Delta^2 |\tilde{S}_{ij}| \quad (10)$$

الریاچر و همکارانش نشان دادند که در محاسبات کاربردی، مقدار τ_{kk} به دلیل آنکه $C_k \ll C_1$ قابل صرف‌نظر کردن است [۳]. مقدار ضریب اسماغورینسکی $C_s = \sqrt{C_1}$ برای جریان‌های مختلف، متفاوت است. این مقدار به طور کلی در محدوده $0.065 < C_s < 0.3$ قرار دارد [۳]. مطالعات تئوری مختلفی برای تعیین ضریب اسماغورینسکی در جریان‌های مختلف صورت گرفته است. به عنوان مثال وانگ و همکارانش [۱۵] مقدار 0.16 را برای آتش کنار دیواره پیشنهاد کردند. مقدار این ضریب با توجه به رژیم جریان و مطالعات تجربی تعیین می‌شود [۳].

با متوسط‌گیری معادله انرژی، شار حرارتی توربولانسی ایجاد می‌شود که این شار را می‌توان به صورت زیر مدل کرد:

$$H_j = -\bar{\rho} (\bar{h} u_j - \tilde{h} \tilde{u}_j) = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \quad (11)$$

به این ترتیب معادله انرژی پس از ساده‌سازی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h})}{\partial x_i} = \frac{\overline{Dp}}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \left(D + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \right) + q_r + q_{comb} \quad (12)$$

در این رابطه Pr_t پرانتل توربولانسی است که مقدار ثابت ۱ برای آن در نظر گرفته می‌شود. q_r شار حرارت تابشی است. انرژی حاصل از احتراق با استفاده از مدل احتراقی، تعیین و به معادله انرژی اضافه می‌شود. معادله انرژی به صورت‌های دیگر نیز نوشته می‌شود. این بستگی به آن دارد که نرخ آزاد شدن حرارت مواد موجود است یا باید محاسبه شود.

معادله حالت (قانون گاز کامل) در این حالت به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\bar{p} = \bar{\rho} \frac{R_u}{M} \tilde{T} \quad (13)$$

مدل احتراقی بکارگرفته شده، روش کسر مخلوط با فرض انجام بسیار سریع واکنش‌ها^۱ است. این بدان معناست که انجام واکنش‌های شیمیایی بسیار سریعتر از مقیاس زمانی دیفیوژن و انتقال جریان است و در نتیجه به محض ارتباط سوخت و اکسیدکننده، احتراق صورت می‌گیرد. کسر مخلوط، کمیت بقایی غیرفعال است که به صورت نسبت مقدار محل سوخت به اکسیدکننده تعریف می‌شود.

$$Z = \frac{sY_f - Y_o + 1}{1 + s} \quad (14)$$

در رابطه فوق Y_f و Y_o به ترتیب کسر جرمی سوخت و اکسید کننده است. همچنین S ضریب استوکیومتری است. شار جرمی توربولانسی حاصل از متوسط‌گیری فاوور معادله کسر مخلوط نیز بر اساس ویسکوزیته توربولانسی بدست می‌آید:

$$M_j = -\bar{\rho}(\tilde{Z}u_j - \tilde{u}_j\tilde{Z}) = \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \quad (15)$$

معادله فیلتر شده بقای کسر مخلوط را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{Z}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Z})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \left(D + \frac{\nu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right) \quad (16)$$

در این رابطه D ضریب نفوذ گونه است تعیین و به صورت زیر محاسبه می‌شود. مقدار کسر مخلوط در مسیر سوخت، یک و جایی که فقط اکسیدکننده است، صفر می‌باشد. در رابطه (۱۵)، Sc_t عدد اشمیت توربولانسی است که به صورت تجربی مقدار ثابت (۱/۰) برای آن در نظر گرفته می‌شود. علاوه بر معادله کسر مخلوط، معادله انتقال کسر جرمی سوخت نیز حل می‌شود تا به کمک آن بتوان معادلات احتراقی جریان را تکمیل کرد.

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{Y}_f}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Y}_f)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \left(D + \frac{\nu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_f}{\partial x_j} \right) + R \quad (17)$$

در این رابطه، R ، نرخ مصرف سوخت است که به صورت زیر مدل می‌شود:

$$R = \frac{\rho}{\Delta t C_c} \min(\tilde{Y}_f, \frac{\tilde{Y}_o}{s}) \quad (18)$$

در رابطه فوق، Δt ، استپ زمانی حل و C_c ، ثابت مدل است. بدین ترتیب با حل معادلات انتقال برای کسر مخلوط و کسر جرمی سوخت و در نهایت با استفاده از رابطه (۱۴) می‌توان مقدار کسر جرمی اکسیدکننده را بدست آورد. مقدار انرژی حاصل از احتراق که باید در معادله انرژی لحاظ شود، با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$q_{Comb} = -R\Delta h_c \quad (19)$$

در این رابطه، Δh_c گرمای حاصل از احتراق است.

یکی دیگر از مدل‌های زیر شبکه LES، مدل تک معادله‌ای هستند. در این مدل‌های معادله انتقال برای انرژی جنبشی توربولانس حل می‌شود. مقدار لزجت توربولانسی با توجه به انرژی جنبشی توربولانس تعیین می‌شود.

$$\mu_T^{SGS} = \bar{\rho} C \Delta \sqrt{k_{SGS}} \quad (20)$$

مقدار C در رابطه فوق با توجه به مطالعات تئوری ساگت ۰/۰۶۹ در نظر گرفته می‌شود [۳]. معادله انتقال برای محاسبه توزیع انرژی جنبشی زیر شبکه، از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k_{SGS}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i k_{SGS}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} C_{\alpha k} \Delta \sqrt{k_{SGS}} \frac{\partial k_{SGS}}{\partial x_i} \right) + P_{k_{SGS}} - D_{k_{SGS}} + B_{k_{SGS}} \quad (21)$$

¹ Infinitely Fast Chemistry

در این رابطه $C_{ak} = C/\sigma_k$ ، P_{kSGS} ترم تولید، D_{kSGS} ترم اضمحلال توربولانس و B_{kSGS} ترم تولید به دلیل نیروهای شناوری است. در این مدل ترم تولید به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$P_{kSGS} = -\tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (22)$$

ترم اضمحلال زیر شبکه با توجه به اندازه فیلتر محاسبه می‌شود:

$$D_{kSGS} = C_* \frac{\bar{\rho} k_{SGS}^{3/2}}{\Delta} \quad (23)$$

ترم تولید به دلیل نیروهای شناوری با توجه به رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$B_{kSGS} = -\frac{C}{\sigma_p} \Delta \sqrt{k_{SGS}} \left(\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} \cdot g_j \right) \quad (24)$$

مقدار ضرایب ثابت روابط (۲۳) و (۲۴)، یک فرض می‌شود [۳]. مزیت اصلی این روش در واقع استفاده از مشخصه‌های جریان در مدل‌سازی زیر شبکه است.

۳- مطالعه آتش استخری متان

برای این منظور مساله آتش استخری متان با شار دبی سوخت ورودی $\dot{m}'' = 0.053 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ و قطر سوخت ورودی $D=1\text{m}$ در نظر گرفته شده است. دمای سوخت ورودی ۲۸۶ کلوین فرض شده است. با توجه به مطالعات مک‌گراتان و همکارانش [۱۲]، طول مشخصه جریان آتش استخری با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید:

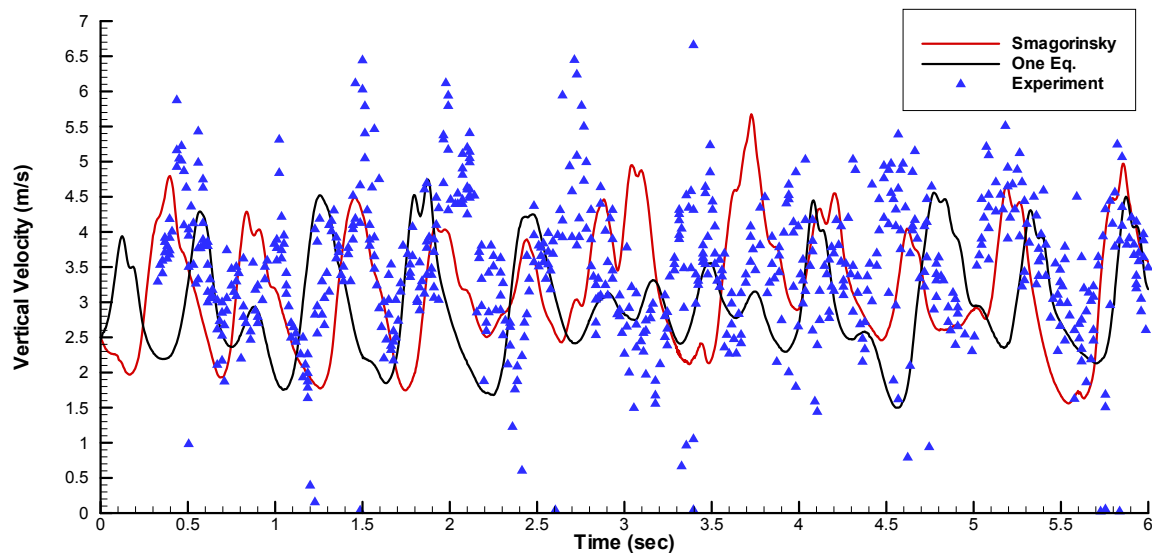
$$L^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_{ref} T_{ref} c_p \sqrt{g}} \right)^{2/5} \quad (34)$$

در این رابطه $\dot{Q}$ حرارت آزاد شده است. با توجه میزان سوخت ورودی، مقدار حرارت آزاد شده، $\dot{Q} = 2.07 \text{ MW}$ است، بدین ترتیب طول مشخصه جریان در حدود ۱/۳ متر است. برای حل این مساله محیطی با طول و عرض ۳ متر و ارتفاع ۱/۵، ۲، ۳ و ۵ متر در ابتدا در نظر گرفته شد. برای بررسی اثر ارتفاع محیط حل، برای اعمال شرایط مرزی خروجی، در ابتدا، برای شبکه محاسباتی خشن مقادیر سرعت و دمای متوسط محاسبه و با هم مقایسه شدند تا اندازه مناسب ارتفاع حل حاصل شود. برای آنکه مقدار دقیق‌تری از لحاظ مقایسه یا شاخص عددی حاصل شود، مقادیر واریانس کمیات مطرح شده را روی خط $Z=0.8\text{m}$ برای سرعت متوسط عمودی و دمای متوسط محاسبه شد. با توجه به تغییرات اندک بین ارتفاع ناحیه حل بین ۳ و ۵ متر، مقدار ارتفاع حل، برای کاهش زمان محاسباتی ۳ متر در نظر گرفته شد. شبکه محاسباتی در هر دو روش مطابق شکل ۱، در نظر گرفته شده است. تراکم شبکه محاسباتی در مرکز و مجاورت آتش، به دلیل حساسیت‌ها و گرادیان‌های شدید کمیات‌ها در این قسمت، بیشتر در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی در یک دوره ۶۰ ثانیه‌ای با مقدار گام زمانی شروع، 0.0001 انجام و در طول محاسبات با حفظ حداقل عدد کورانت 0.4 گام زمانی تغییر می‌کرد. همچنین کمیات متوسط‌گیری شده در بازه زمانی ۴۰ تا ۶۰ ثانیه و در شرایط شبیه پایدار محاسبه شدند.

۳- بحث پیرامون نتایج

در شکل ۱ مقایسه کمی بین تغییرات سرعت لحظه‌ای عمودی با استفاده از دو مدل زیر شبکه معرفی شده، با نتایج تجربی [۱۷] در یک دوره ۶ ثانیه‌ای در ارتفاع ۰/۵۰۵ متر بالای ورودی آتش و نتایج حاصل از حل عددی با مدل‌های اسمگورینسکی و تک معادله‌ای نشان داده شده است. تیزن و همکارانش [۱۷] با استفاده از اندازه‌گیری‌های PIV نشان دادند که سیکل‌های پف اگر چه در لحظات مختلف، متفاوت است اما از یک الگوی یکسان در جریان تبعیت می‌کند. به طور کلی

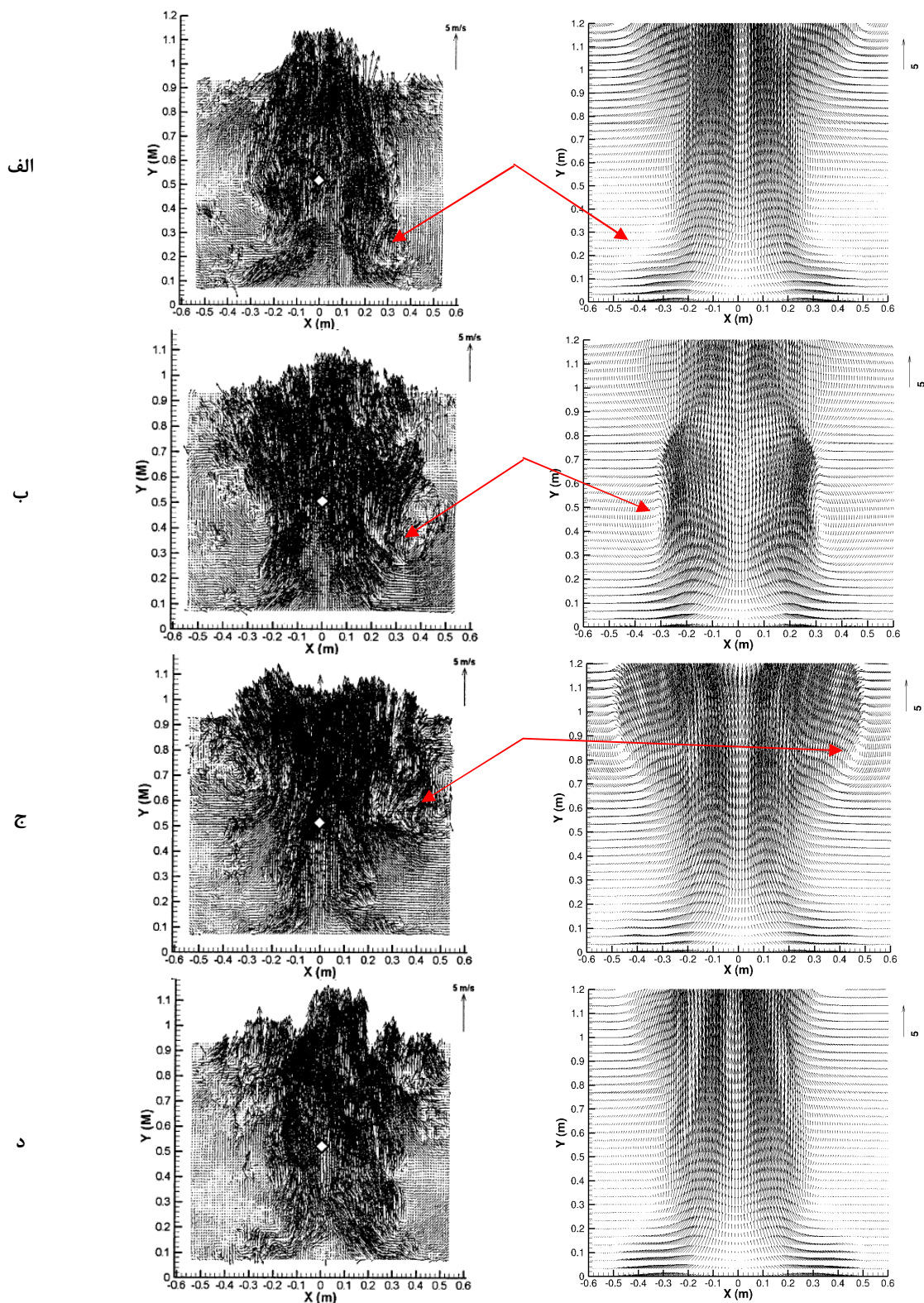
الگوی سرعت عمودی بدست آمده با نتایج تجربی سازگار است. البته در نتایج عددی، جواب‌های بدست آمده نسبت به نتایج تجربی دارای رفتار نوسانی کمتر هستند. یکی از دلایل وجود نوسانات کمتر در حل عددی، مربوط به ماهیت روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ است. در واقع در این روش از فیلترهای مکانی استفاده می‌شود و گردابه‌های بزرگ به طور مستقیم حل و گردابه‌های کوچک مدل می‌شوند. به همین دلیل استخراج نتایج دقیق از رفتار نوسانی مستلزم استفاده از شبکه محاسباتی ریزتر و یا استفاده از روش‌های حل عددی مستقیم است.



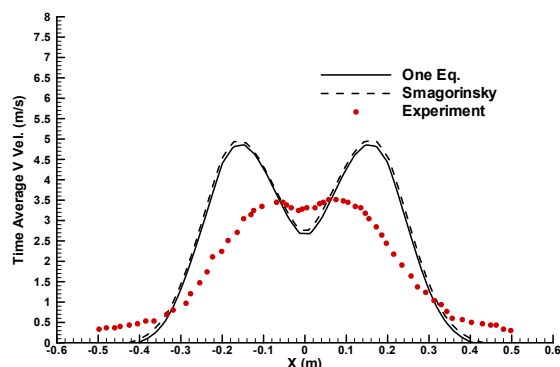
شکل ۱- مقایسه سرعت عمودی حاصل از شبیه‌سازی کار حاضر با نتایج تجربی [۱۷]

یکی از مهمترین پارامترهایی که در آتش استخری مورد بررسی قرار می‌گیرد سیکل پف (Puff) است. این سیکل نشان دهنده فرآیند تشکیل گردابه‌ها و حرکت آنها به سمت بالا است. شکل ۲ مقایسه بین تغییرات زمانی میدان حل با استفاده از مدل زیر شبکه اسمگورینسکی با نتایج تجربی تیپزن و همکارانش [۱۷] را در یک سیکل پف در صفحه مرکزی میدان حل نشان می‌دهد. شکل ۲ به خوبی ارتباط بین گردابه‌های بزرگ جریان و سیکل پف را نشان می‌دهد در ابتدای سیکل، گردابه‌ای کوچک در قسمت ورودی جریان سوخت، شکل می‌گیرد. به مرور این گردابه تقویت شده و در اثر نیروی شناوری به سمت بالا حرکت می‌کند. با حرکت گردابه به سمت بالا، اندازه آن نیز بزرگ‌تر می‌شود تا در انتها از ناحیه مورد بررسی محو می‌شود. شکل ۲ هماهنگی خوبی بین نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی و نتایج تجربی را نشان می‌دهد.

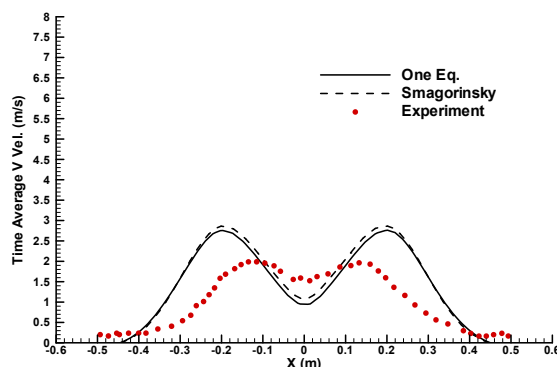
شکل ۳ مقایسه بین سرعت متوسط عمودی و حاصل از حل عددی با نتایج تجربی را نشان می‌دهد. به طور کلی نتایج عددی هر دو مدل تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد. به طور کلی سرعت متوسط عمودی با دور شدن از مرکز دایره ورودی سوخت بین شعاع‌های ۰/۱ تا ۰/۳ متر بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی می‌شود. یکی از دلایل این امر آن است که در هر دو مدل، ضریب ثابت برای محاسبه لزجت توربولانسی، ثابت فرض می‌شود. در واقع در کل میدان حل، بدون توجه به مشخصه‌های مقیاس بزرگ، ضریب ثابت یکسان است.



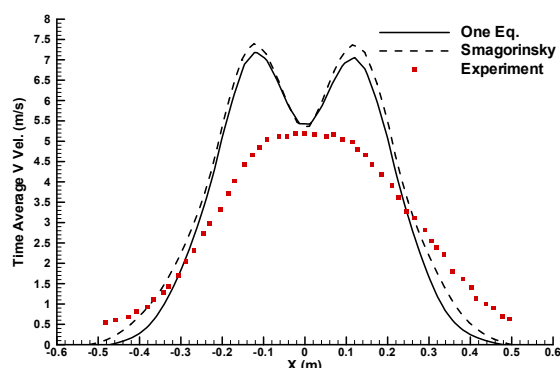
شکل ۲- مقایسه نتایج حل عددی با مدل زیر شبکه اسماکورینسکی و نتایج تجربی با اندازه‌گیری PIV [۱۷] در یک دوره سیکل پف
سمت راست: نتایج عددی و سمت چپ نتایج تجربی را نشان می‌دهد. الف: شروع سیکل، ب: ۱/۴، ج: ۲/۴ و د: ۳/۴



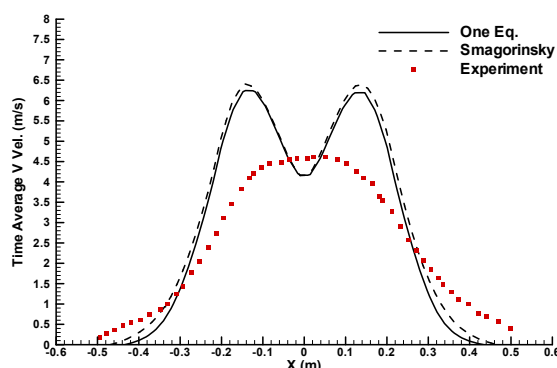
ب: $y=0.4$ m



الف: $y=0.2$ m



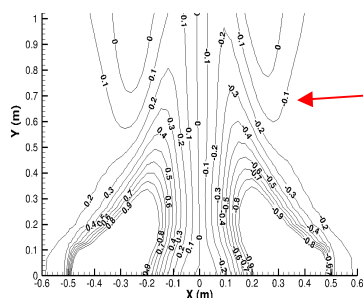
د: $y=0.8$ m



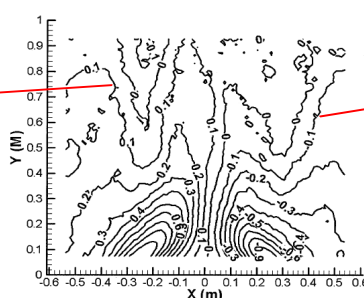
ج: $y=0.6$ m

شکل ۳- مقایسه سرعت متوسط عمودی روی صفحه مرکزی در ارتفاع‌های مختلف با نتایج تجربی

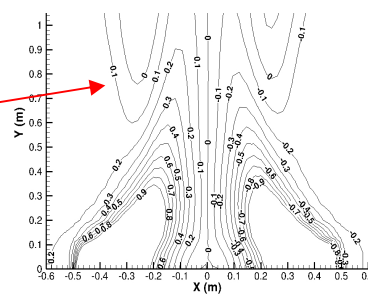
برای آنکه مقایسه دقیق‌تری بین مقادیر پیش‌بینی شده و مقادیر تجربی صورت گیرد، در شکل ۴ و ۵، کانتور توزیع سرعت متوسط افقی و عمودی روی صفحه مرکزی در هر دو مدل با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که سازگاری قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی حاکم است. سرعت افقی در نواحی نزدیک به ورودی سوخت، بیشتر از مقدار تجربی تخمین زده می‌شود. سرعت عمودی هم با دور شدن از بستر سوخت، بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی شده است.



ب: اسماگورینسکی



ج: تجربی

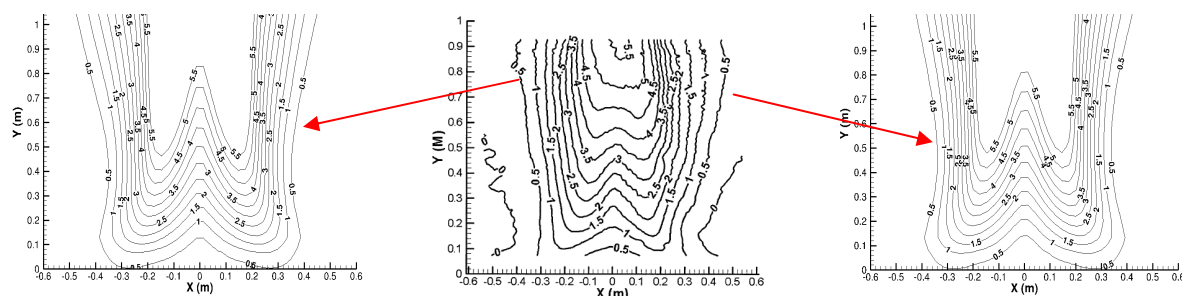


الف: تک معادله‌ای

شکل ۴: مقایسه سرعت متوسط افقی روی صفحه مرکزی برای دو مدل با نتایج تجربی

یکی از مهمترین دلایل این پیش‌بینی بیشتر، مدل کردن و البته نوع مدل بکار برده شده برای مدل‌سازی زیر شبکه است. استفاده از شبکه ریز تر (که در این مطالعه معادل فیلتر کوچکتر است) در نزدیکی ناحیه سوخت و نیز بکارگیری مدل‌های دینامیکی زیر شبکه (این مورد توسط نویسندگان در حال بررسی است) می‌تواند موجب کاهش خطا و پیش‌بینی دقیق‌تری از رفتار گردابه‌ها ایجاد کند. شکل ۶ و ۷ مقایسه بین کمیت‌های توربولانسی حاصل از شبیه‌سازی و نتایج تجربی را نشان می‌دهد.

مشاهده می‌شود که متوسط مجذور نوسانات عمودی ($\overline{v'^2}$) سرعت در مرکز صفحه مرکزی حل بیشتر از مقدار واقعی پیش‌بینی شده است. در حالی که متوسط مجذور نوسانات افقی ($\overline{u'^2}$) کمتر از مقدار واقعی آن است. در مجموع هر دو مدل با دقت قابل قبولی روند تغییرات کمیت‌های مختلف را به خوبی پیش‌بینی کرده‌اند اما به طور کلی پیش‌بینی مدل تک معادله‌ای نسبت به مدل اسماکورینسکی برای کمیت‌های توربولانسی دقیق‌تر است. علاوه بر موارد ذکر شده در خصوص علت اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی، فرض واکنش یک مرحله‌ای و عدم لحاظ کردن اثر تابش، از دیگر منابع خطا در حل عددی است.

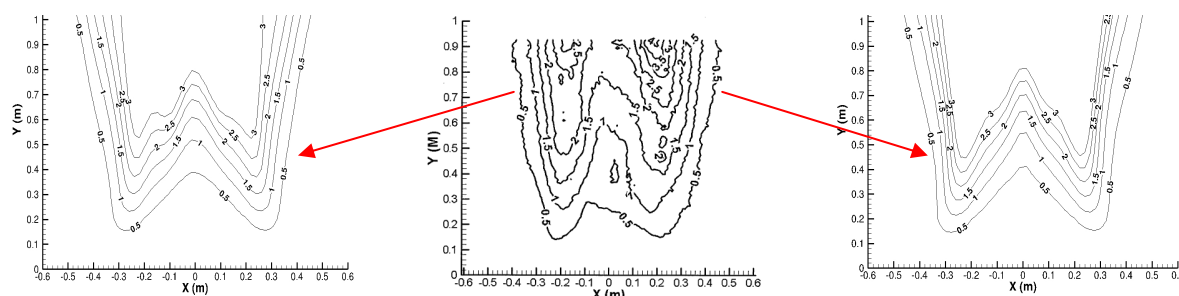


ب: اسماکورینسکی

ج: تجربی

الف: تک معادله‌ای

شکل ۵: مقایسه سرعت متوسط عمودی روی صفحه مرکزی برای دو مدل با نتایج تجربی

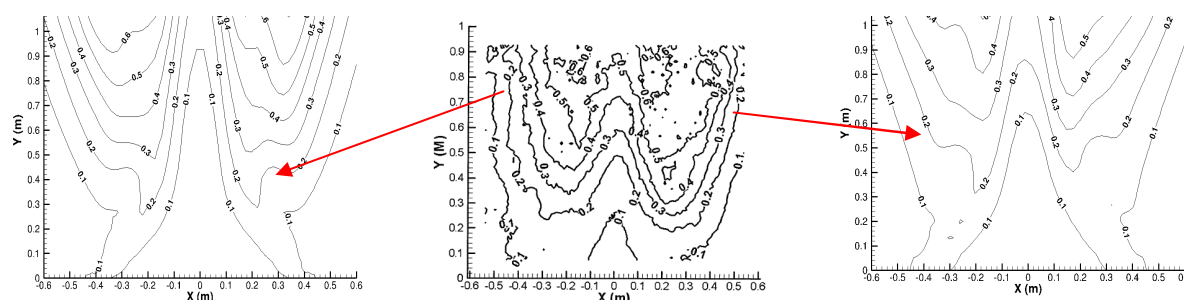


ب: اسماکورینسکی

ج: تجربی

الف: تک معادله‌ای

شکل ۶: مقایسه متوسط مجذور نوسانات عمودی سرعت ($\overline{v'^2}$) روی صفحه مرکزی برای دو مدل با نتایج تجربی



ب: اسماکورینسکی

ج: تجربی

الف: تک معادله‌ای

شکل ۷: مقایسه متوسط مجذور نوسانات افقی سرعت ($\overline{u'^2}$) روی صفحه مرکزی برای دو مدل با نتایج تجربی

۴- جمع‌بندی

آتش استخری متان با حرارت ورودی ۲/۰۷ مگاوات در محیط باز با روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ با دو مدل زیر شبکه اسماکورینسکی و تک معادله‌ای با فرض واکنش تک مرحله‌ای و انجام سریع واکنش، انجام شد. با توجه به نتایج بدست آمده، حل عددی حاضر از هماهنگی قابل قبولی با نتایج تجربی برخوردار است. با استفاده از حل عددی حاضر، سرعت افقی در

نواحی نزدیک به ورودی سوخت، بیشتر از مقدار تجربی و سرعت عمودی هم با دور شدن از بستر سوخت، بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی شده است. به کمک حل لحظه‌ای بدست آمده، سیکل پف که از مشخصه‌های آتش استخری است با دقت قابل قبولی نشان داده شد. همچنین با مقایسه متوسط مجذور نوسانات سرعت عمودی در صفحه مرکزی میدان حل، مشاهده شد که این مقادیر بیشتر از مقدار واقعی پیش‌بینی شده است. در حالی که متوسط مجذور نوسانات افقی کمتر از مقدار واقعی آن با استفاده از حل عددی حاضر بدست می‌آید. استفاده از مدل‌های دینامیکی و شبکه محاسباتی ریزتر در دستیابی به نتایج دقیق‌تر برای مطالعات آتی پیشنهاد می‌شود.

مراجع

- 1- Quintiere, J.G., "Fundamentals of Fire Phenomena", John Wiley & Sons Ltd, 2006.
- 2- Hall, J.R., "The total cost of fire in the united states", NFPA report, 2009.
- 3- Yeoh, G.H., Yuen, K.K., "Computational Fluid Dynamics in Fire Engineering", Elsevier Ltd, 2008.
- 4- Liu, F., Wen, J., "The Effect of Turbulence Modeling on the CFD Simulation of Buoyant Diffusion Flames", Fire Safety Journal, Vol. 37, pp. 125-150, 2002.
- 5- Jensen, K.A., Ripoll, J.F., Wray, A.A., Joseph, D., Hafi, M.E., "On various modeling approaches to radiative heat transfer in pool fires", Combustion and Flame, Vol. 148, pp. 263-279, 2007.
- 6- Xue, H., Ho, J.C., Cheng, Y.M., "Comparison of different combustion models in enclosure fire simulation", Fire Safety Journal, Vol. 36, pp. 37-54, 2001.
- 7- Yeoh, G.H., Yuen, R.K.K., Cheung, S.C.P., Kwok, W.K., "On Modeling Combustion, Radiation and Soot Processes in Compartment Fires", Building and Environment, Vol. 38, pp. 771-785, 2003.
- 8- Yeoh, G.H., Yuen, R.K.K., Lo, S.M., Chen, D.H., "On Numerical Comparison of Enclosure Fire in a Multi-Compartment Building", Fire Safety Journal, Vol. 38, pp. 85-94, 2003.
- 9- Markatos, N.C., Malin, M.R., Cox, G., "Mathematical Modeling of Buoyancy-Induced Smoke Flow in Enclosures", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 25, pp. 63-75, 1982.
- 10- Cook, A.W., Riley, J.J., "Subgrid-Scale Modeling for Turbulent Reacting Flows", Combustion and Flame, Vol. 112, pp. 593-606, 1998.
- 11- Lesieur, M., Metais, O., Comte, P., "Large-Eddy Simulations of Turbulence", Cambridge University Press, Cambridge, 2005.
- 12- McGrattan, K.B., Baum, H.R., Rehm, R.G., "Large eddy simulations of smoke movement", Fire Safety Journal, Vol. 30 pp. 161-178, 1998.
- 13- Zhang, W., Hamer, A., Klassen, M., Carpenter, D., Roby, R., "Turbulence statistics in a fire room model by large eddy simulation", Fire Safety Journal, Vol. 37, pp. 721-752, 2002.
- 14- Xin, Y., Gore, J., McGrattan, K.B., Rehm, R.G., Baum, H.R., "Large eddy simulation of buoyant turbulent pool fires", Proceeding of the Combustion Institute, Vol. 29, pp. 259-266, 2002.
- 15- Wang, H.Y., Coutin, M., Most, J.M., "Large-eddy-simulation of buoyancy-driven fire propagation behind a pyrolysis zone along a vertical wall", Fire Safety Journal, Vol. 37, pp. 259-285, 2002.
- 16- Chow, W.K., Zou, G.W., "Numerical simulation of pressure changes in closed chamber fires", Building and Environment, Vol. 44, pp. 1261-1275, 2009.
- 17- Tieszen, S.R., O'Hern, T.J., Schefer, R.W., Weckman, E.J., Blanchat, T.K., "Experimental study of the flow field in and around a one meter diameter Methane fire", Combustion and Flame, Vol. 129, pp. 378-391, 2002.