

تأثیر مدل احتراقی در پیش‌بینی رفتار آتش استخری و تنوره حرارتی حاصل از آن با روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ

محمدحسین جعفری^۱ و هادی پاسدارشهری^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، m.jafarikaliji@modares.ac.ir

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، pasdar@modares.ac.ir

* نویسنده مخاطب

تاریخ دریافت: ۹۷/۹/۹، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۱۰/۱۱، پذیرش: ۹۷/۱۰/۲۶

چکیده: در این مقاله به کمک روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ رفتار آتش استخری بزرگ مقیاس با توان حرارتی ۱۴ و ۴۵ کیلووات برای سوخت متان مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور بررسی کارایی مدل‌های احتراقی مختلف در مدل‌سازی آتش استخری، دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه و شیمی بسیار سریع با مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای و سینتیک یک‌مرحله‌ای مورد ارزیابی قرار گرفته شده است. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مطابقت خوبی داشته و میانگین دمایی و سرعت برای سه ناحیه شعله پایدار، متناوب و تنوره حرارتی ارزیابی شده است. با بررسی دما و سرعت شعله با نتایج تجربی مدل احتراقی اضمحلال گردابه، مدل مناسب‌تری در پیش‌بینی میدان سرعت و توزیع دما است. علاوه بر آن با استفاده از تحلیل فرکانسی بر روی نتایج دما و سرعت، رفتار گذرای آتش مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد برای هندسه مورد بررسی فرکانس غالب برای دما و سرعت برابر شده و مقدار ۲/۷۵ هرتز بوده است. علاوه بر آن منحنی آبشار انرژی برای هندسه مورد بررسی استخراج شد که نشان از دقت شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ استفاده شده در تعیین رفتار آتش و تنوره حرارتی آن است.

کلیدواژگان: شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، آتش استخری، مدل اضمحلال گردابه، مدل شیمی بسیار سریع، مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای

مقدمه

جریان حاصل از آتش‌سوزی در واقع یک جریان تنوره^۱ واکنشی است. به طور کلی آتش را می‌توان در دو دسته آتش جت و آتش در تنوره واکنشی تقسیم کرد. معیار این تقسیم‌بندی براساس نسبت نیروهای شناوری به تکانه (عدد ریچاردسون) جریان است. آتش استخری، که نمونه‌های آن را می‌توان به وفور در آتش‌سوزی‌های طبیعی ملاحظه کرد، نوعی تنوره واکنشی و جریان احتراقی با انرژی جنبشی پایین است که در آن نیروی شناوری غالب بر حرکت آن است. آتش استخری زمانی تعریف می‌شود که منبع سوخت در معرض اکسیژن قرار گرفته و پس از انجام واکنش شیمیایی احتراق، شعله‌های تشکیل شده به صورت عمودی رشد کرده و به بالا می‌روند [۱].

فیزیک حاکم بر آتش استخری و یا به طور کلی آتش اصطلاحاً چندفیزیکی^۲ است. از این رو برای شناخت پدیده‌های حاکم بر آن نیاز است فرایندهای مختلف را مدنظر قرار داد. واکنش‌های احتراقی، جریان زیرشبکه، انتقال حرارت، تولید دوده و مواردی از این قبیل از جمله مباحثی‌اند که در بررسی فیزیک آتش باید مدنظر قرار گیرد. مدل‌های میدانی و یا همان مدل

1. plume

2. Multi-physics

دینامیک سیالات محاسباتی روشی را برای مدل سازی حریق ارائه می کند که در آن معادلات ناویر-استوکس و دیگر معادلات نظیر معادلات زیرشبکه و معادلات کمیت اسکالر (جزء مولی) در فضای محاسباتی حل می شود. بر همین اساس کدهای کامپیوتری اولیه نظیر یوان دی سیف^۱، جاسمین^۲، فونیکس^۳، فلوتریدی^۴ و سوفی^۵ اولین کدهایی بودند که بر مبنای معادلات رینولدز متوسط گیری شده^۶ ناویر استوکس بنا شده بودند و اکثراً در این نرم افزارها مدل k-ε مورد استفاده قرار می گرفت [۲].

مک گراتان [۳] اولین مطالعه در زمینه استفاده از روش شبیه سازی گردابه های بزرگ^۷ در شبیه سازی آتش در فضای باز و بسته را انجام داد. در ابتدای سال ۲۰۰۰ میلادی، نرم افزار شبیه سازی دینامیک آتش بر پایه روش شبیه سازی گردابه های بزرگ عرضه شد و مطالعات عددی اخیر [۴-۷] با استفاده از نسخه های مختلف نرم افزار شبیه سازی دینامیک آتش، که توسط گراتان [۸] در NIST توسعه یافته است، به بررسی شعله های آتش توسط شبیه سازی گردابه های بزرگ پرداختند. یکی دیگر از حلگرهای پیشرفته که برای شبیه سازی آتش مورد استفاده قرار می گیرد حلگر Firefoam بوده که در نرم افزار openFoam بر مبنای زبان برنامه نویسی C++ است. بررسی دقت هر یک از مدل هایی که به منظور مدل سازی آتش استفاده می شود (اعم از مدل زیرشبکه، مدل احتراقی، مدل دوده، مدل تشعشع و غیره)، عامل مهمی در کارایی نرم افزارهای شبیه سازی آتش است. مدل سازی جریان مغشوش شناوری حاصل از آتش استخری متان و هلیم توسط ژین و همکارانش [۹] به روش شبیه سازی گردابه های بزرگ و با فرضیات و روش مشابه مرجع [۱۰] انجام شد. مقایسه نتایج به دست آمده با مطالعات پیشین، که به صورت دویعدی بوده است، نشان دهنده دقت بالاتر این روش در شبیه سازی جریان شناوری آتش است. یکی از مطالعه هایی که در زمینه مدل سازی شعله به روش شبیه سازی گردابه های بزرگ صورت گرفته مطالعه وانگ [۱۱] است که به بررسی نتایج تجربی به دست آمده از آزمایش مک کافری [۱۲] با مدل سازی شعله های ۱۴ تا ۵۸ کیلووات پرداخته است.

در بررسی واکنش های انجام شده در حریق، به طور معمول، به مدل های احتراقی مراجعه می شود. لذا، یکی از مباحث کلیدی در مدل سازی جریان های واکنشی-زیرشبکه، مدل های احتراقی است. مدل های احتراقی در واقع شدت و سرعت واکنش در جریان های واکنشی احتراقی را مشخص می کند؛ به همین دلیل یکی از اجزای اصلی مدل سازی احتراق در حضور اغتشاش است. از آنجاکه در مدل سازی آتش فیزیک مختلف با یکدیگر مرتبط می شوند، نیاز است که موضوع مدل احتراقی مناسب با دقت بالاتری بحث شود؛ به این معنا که متناسب با مدل زیرشبکه مورد نظر مدل احتراقی مناسب ارائه شود.

یانگ و همکاران [۱۳] با استفاده از نرم افزار شبیه سازی دینامیک آتش^۸ و مدل زیرشبکه شبیه سازی گردابه های بزرگ سه مدل احتراقی EDC^۹، شیمی بسیار سریع^{۱۰} و مدل احتراقی بر مبنای کسر مخلوط را برای سناریو آتش در فضای تک اتاقه با دو ورودی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق، مدل احتراقی که بر مبنای کسر مخلوط بود را برای سینتیک دومرحله ای و با دو و سه تابع کسر مخلوط تعریف کردند و نتایج آن ها را با یکدیگر مقایسه کردند. نتایج مقدار آزادسازی حرارت در سینتیک دومرحله ای مطلوب بوده است. البته تحقیقات دیگری [۱۳، ۱۴] نیز در زمینه تأثیر مدل احتراقی بر مدل سازی آتش با تغییر نسخه نرم افزاری همچون شبیه سازی دینامیک آتش انجام شده است. ماراگکاس و همکاران [۱۵] کارایی مدل احتراقی اضمحلال گردابه ای را در دو بسته نرم افزاری openFoam و شبیه سازی دینامیک آتش مقایسه کردند و پیش بینی دمای متوسط حدود ۱۰۰ کلوین بیش از نتایج تجربی توسط بسته openFoam را گزارش کردند. البته شبیه سازی دینامیک آتش میزان نوسانات سرعت را به خوبی مدل نکرده بود.

1. UNSAFE
2. JASMINE
3. Phoenix
4. FLOW-3D
5. Sofi
6. Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)
7. Large Eddy Simulation (LES)
8. Fire Dynamics Simulator (FDS)
9. Eddy Dissipation Concept (EDC)
10. Infinity Fast Chemistry (IFC)

پاسدارشهری و همکاران [۱۶]، با استفاده از مدل احتراقی شیمی بسیار سریع، مدل سازی آتش استخری با مدل های زیرشبکه اسماگورینسکی و یک معادله ای ساده در مقیاس بزرگ را مورد بررسی قرار دادند و مشاهده شد که مدل یک معادله ای و اسماگورینسکی میزان تغییرات سرعت عمودی را به ترتیب با ۷ و ۱۲ درصد اختلاف نسبت به نتایج تجربی تخمین می زنند. اما، مدل یک معادله ای حدود ۱۶ درصد بیشتر از مدل اسماگورینسکی زمان حل دارد. در تحقیقی دیگر از این نویسندگان [۱۷] مدل احتراقی EDC جایگزین مدل احتراقی سینتیک بسیار سریع می شود و مشاهده می شود که نتایج در این مدل احتراقی بهتر می شود و میدان سرعت (که در مدل احتراقی قبلی بیشتر از حد مجاز پیش بینی می شد) در این مدل احتراقی کمی کاهش می یابد و به نتایج تجربی نزدیک تر می شود.

یوان و همکاران [۱۸] با استفاده از مدل احتراقی فلیمت آرام، سه مدل زیرشبکه های اسماگورینسکی، WALE^۱ و ورمن^۲ را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که مدل WALE زیرشبکه سازگارتر با روش فلیمت است و در تحقیقی دیگر از این نویسندگان [۱۹] مقدار مناسب سه ضریب ثابت اسماگورینسکی، عدد پرانتل و عدد اشمیت زیرشبکه که با مدل احتراقی فلیمت آرام هم خوانی بیشتری داشته باشد را ارائه دادند. مارگکاس و همکاران [۲۰] با مقایسه دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه ای^۳ و EDC و مقایسه نتایج اضمحلال گردابه ای با نتایج EDC، ضرایب مدل اضمحلال گردابه ای را تصحیح کردند. در این تحقیق ضریب مدل احتراقی اضمحلال گردابه ای را از ۱ تا ۸ تغییر داده و به این نتیجه رسیدند که ضریب ۱ نتایج دقیق تری را پیش بینی می کند.

با توجه به مرور مطالعات انجام شده این مطلب به وضوح مشاهده می شود که به طور صریح نمی توان گفت که چه مدل احتراقی برای مدل سازی آتش استخری در مقیاس بزرگ مناسب است، بلکه باید متناسب با نوع سناریو آتش و نوع مدل زیرشبکه و همچنین مدل های دیگری که استفاده می شود مدل احتراقی انتخاب و استفاده شود. در این تحقیق، مدل های احتراقی اضمحلال گردابه ای و شیمی بسیار سریع با مدل زیرشبکه یک معادله ای در مدل سازی آتش استخری استفاده شده و نتایج به دست آمده با نتایج تجربی مطالعه مک کافری [۱۲] صحت سنجی شده است و تأثیر مدل احتراقی در نتایج مورد بررسی قرار گرفته است.

معادلات حاکم

جریان آتش سوزی به عنوان یک جریان احتراقی غیرپیش آمیخته چگالی متغیر است و باید از فیلترگیری وزنی برای معادلات حاکم استفاده شود. با استفاده از روش فیلترگیری فاور می توان معادلات مربوط به جریان واکنشی نظیر پیوستگی، تکانه، انرژی و بقای گونه ها را متوسط گیری کرد. در این صورت معادلات مورد نیاز برای مدل سازی احتراق به صورت روابط (۱) تا (۴) می شود.

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{\tau}_{ij}}{\partial x_i} - \frac{\partial(\bar{\tau}_{u_i u_j})}{\partial x_i} + (\bar{\rho} - \rho_{ref})g_j \quad (2)$$

$$\bar{\rho}C_p \frac{\partial(\bar{T})}{\partial t} + \bar{\rho}C_p \bar{u}_i \frac{\partial(\bar{T})}{\partial x_i} = \frac{D\bar{p}}{Dt} - \frac{\partial\bar{q}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{u_i T}}{\partial x_i} + \bar{\omega}_\tau + S_{rad} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{\phi})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_i\bar{\phi})}{\partial x_i} = -\frac{\partial\bar{q}_\phi}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{u_i \phi}}{\partial x_i} + S_\phi \quad (4)$$

1. Wall Adapting Local Eddy Viscosity (WALE)
2. Verman
3. Eddy dissipation model (EDM)

در این روابط ρ چگالی مخلوط، u_i سرعت، P فشار و T دماست. همچنین، φ نشان‌دهنده هر کمیت اسکالر در جریان (نظیر جزء مولی محصولات) و ω_r نرخ حرارت تولیدشده در اثر احتراق است. عبارت S_φ و S_{rad} نیز نرخ انتقال حرارت تابشی و عبارت تولید در معادلات انرژی و کمیت اسکالراوند. در معادلات (۲) تا (۴) تانسور تنش‌های لزجی، بردار شار حرارتی و شار جرمی با استفاده از قوانین نیوتن، فوریه و فیک [۲۱] مدل‌سازی می‌شوند:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (5)$$

$$\bar{q}_i = -\frac{\mu C_p}{Pr} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$\bar{q}_\varphi = -\frac{\mu}{Sc_\varphi} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial x_i} \quad (7)$$

در معادله بالا μ لزجت، Pr عدد پراختل و Sc عدد اشمیت است که مقدار آن‌ها برای جریان‌های مختلف متفاوت است. پس از اعمال فیلترگیری در معادلات (۲) تا (۴) یک سری ترم‌هایی نظیر تانسور تنش‌های لزجی نوسانی، بردار شار حرارتی و شار جرمی نوسانی ایجاد می‌شود که نیاز است با استفاده از مدل‌های زیرشبکه مدل شوند. در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، برای بسته‌شدن معادلات، مدل زیرشبکه مناسب برای ترم تنش زیرشبکه ارائه می‌شود و در واقع نقش مدل‌سازی زیرشبکه این است که اثرات گردابه‌های کوچک به‌گونه‌ای مدل‌سازی شده و وارد معادلات شود. به این منظور روش‌های مختلفی برای شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ ارائه شده است که توانایی مدل‌کردن زیرشبکه را دارد. یکی از مدل‌های زیرشبکه مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای است [۲۲]. در این مدل معادله انتقال برای انرژی جنبشی زیرشبکه حل می‌شود و مقدار لزجت گردابه‌ای با توجه به انرژی جنبشی زیرشبکه تعیین می‌شود.

$$\mu_t^{SGS} = \bar{\rho} C \Delta \sqrt{k_{sgs}} \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} k_{sgs})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u}_i k_{sgs})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} C_{\alpha k} \Delta \sqrt{k_{sgs}} \frac{\partial k_{sgs}}{\partial x_i} \right) + P_{k_{sgs}} - D_{k_{sgs}} + B_{k_{sgs}} \quad (9)$$

$$P_{k_{sgs}} = -\tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (10)$$

$$D_{k_{sgs}} = C_* \frac{\bar{\rho} k_{sgs}^{3/2}}{\Delta} \quad (11)$$

$$B_{k_{sgs}} = -\frac{C}{\sigma_\rho} \Delta \sqrt{k_{sgs}} \left(\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} \cdot g_j \right) \quad (12)$$

در معادلات مربوط به مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای ضریب C را معمولاً ۰٫۰۶۹، $C_{\alpha k} = C / \sigma_k$ و مابقی ضرایب را ۱ در نظر می‌گیرند [۲۲].

مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای

مگناسن و هجارتاگر [۲۳] با ایده‌گرفتن از روش ارائه‌شده توسط اسپالدینگ [۲۴] مدل احتراقی اضمحلال گردابه را ارائه دادند. مدل اضمحلال گردابه همچون مدل EBU^۱ با این فرض ارائه می‌شود که ناحیه واکنشی به‌صورت مجموعه‌ای از بسته‌های واکنشی‌اند که با گردابه‌های زیرشبکه منتقل می‌شوند. در واقع ناحیه‌ای که اختلاط واکنش‌دهنده‌ها و احتراق در آن‌ها صورت می‌گیرد مقدار جزئی از کل حجم مخلوط است (که بسیار جزئی و در حد گردابه‌های کوچک است) و در آن گردابه‌ها اضمحلال

1. Eddy Break-Up (EBU)

صورت می‌گیرد و از این روش که این روش به اضمحلال گردابه معروف شده است. در این مدل احتراقی، نرخ مصرف سوخت از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود.

$$\overline{\dot{\omega}}_F'' = \bar{\rho} \frac{\min(\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_{O_2} / s)}{\tau_{mix}} \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)، $\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_{O_2}$ به ترتیب کسر جرمی اکسیدکننده و سوخت هستند و s نسبت جرمی استوکیومتری هوا به سوخت است. پارامتر مهم در رابطه (۱۳) τ_{mix} است که توسط رابطه (۱۴) به دست می‌آید.

$$\tau_{mix} = \min \left(\frac{k_{sgs}}{C_{EDM} \varepsilon_{sgs}}, \frac{\Delta^2}{C_{diff} \alpha} \right), C_{EDM} = 4, C_{diff} = 2 \quad (14)$$

مدل احتراقی شیمی بسیار سریع

مدل احتراقی شیمی بسیار سریع بر این فرض استوار است که انجام واکنش‌های شیمیایی بسیار سریع‌تر از مقیاس زمانی نفوذ و انتقال جریان بوده و در نتیجه به محض ارتباط سوخت و اکسیدکننده، احتراق صورت می‌گیرد. در این صورت می‌توان نرخ انجام واکنش سوخت که در قالب ترم منبع در معادله مربوط به انتقال جرم سوخت ظاهر می‌شود را به صورت رابطه (۱۵) مدل کرد.

$$\overline{\dot{\omega}}_F'' = \bar{\rho} \frac{\min(\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O / s)}{C \Delta t} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵)، $C, \Delta t$ به ترتیب گام زمانی و ضریب ثابت این مدل هستند. در زمان آتش‌سوزی، سوخت طی یکی سری فرایندهای سینتیکی به گونه‌های دیگر نظیر دوده و دی‌اکسیدکربن تبدیل می‌شود. طبیعی است که سینتیک کامل توانایی بالایی در مدل‌سازی جزئیات فرایند سینتیکی تبدیل گونه‌ها دارد [۲۵]. اما، بسیار زمان محاسباتی زیادی را می‌طلبد که در مدل‌سازی آتش به صرفه نیست، چراکه در مدل‌سازی آتش، دغدغه نوع و مقدار آلاینده‌ها وجود ندارد، بلکه یکی از موضوعات اصلی، دود ناشی از فرایند حریق است. لذا، در اکثر تحقیقاتی که انجام داده‌اند نظیر مراجع [۱۱، ۱۵، ۲۶ و ۲۷] از واکنش‌های کلی استفاده کرده‌اند.

در این مقاله برای تمامی حالت‌های مورد بررسی از فرض واکنش یک‌مرحله‌ای بازگشت‌ناپذیر استفاده می‌شود و واکنش شیمیایی در حالت کلی به صورت رابطه (۱۶) در نظر گرفته می‌شود.



که برای سوخت متان به صورت رابطه (۱۷) درمی‌آید.



با توجه به معادله (۳) مشاهده می‌شود یک مجهول در رابطه وجود دارد به نام ترم منبع S_{rad} (نرخ انتقال حرارت تشعشع) که معرف میزان انتقال حرارت تشعشع است و نیاز به مدل‌سازی دارد. یکی از مدل‌هایی که برای مدل‌سازی میزان انتقال حرارت تشعشع در معادلات به کار می‌رود مدل تشعشعی روش جهات گسسته^۱ است. در این روش برای هر نقطه جهات مختلفی را در نظر می‌گیرد و معادله دیفرانسیلی را در هر جهت حل کرده و سپس میزان انتقال حرارت تشعشع را برای هر نقطه به دست می‌آورد. معادله (۱۸) معادله دیفرانسیلی تشعشع است و به منظور گسسته‌سازی این معادله نیاز است که فضای

1. Discrete Ordinates Method (DOM)

4π را به جهات مختلف تقسیم‌بندی کرد و آن را در آن راستاها حل کرد. در این مقاله مدل تشعشی DOM در نظر گرفته شده است که نحوه گسسته‌سازی این روش در ادامه به صورت مختصر ذکر می‌شود.

$$\xi_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial x} + \eta_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial y} + \zeta_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial z} \approx \bar{K}_a (\sigma \bar{T}^4 - \bar{I}_i) \quad (18)$$

در معادله (۱۸) از اثر متقابل تشعشع و اغتشاش زیر شبکه صرف نظر شده است و تشعشع جسم سیاه نیز به صورت $E_b = \sigma \bar{T}^4$ در نظر گرفته شده است و جهت‌های ξ_i, η_i, ζ_i مجموعه‌ای است از جهت‌هایی که معادله شدت تشعشع در آن راستاها گسسته‌سازی می‌شود. در این گزارش نتایج چند جهات $n_{rad} = 4 \times n_\theta \times n_\phi$ ($n_\theta = n_\phi = 2$) مورد ارزیابی قرار گرفت. پس از تعیین جهات گسسته‌سازی معادله مربوط به شدت تشعشع نیاز است که اثر تشعشع را وارد معادله انرژی کرد، به این منظور توسط رابطه (۱۹) می‌توان تأثیر تشعشع را در معادله انرژی اعمال کرد.

$$S_{rad} = -4\bar{K}_a E_b + \sum_{i=1}^{n_{rad}} w_i \bar{K}_a \bar{I}_i (\hat{s}_i) \quad (19)$$

در رابطه (۱۹) w_i ضرایب وزنی مربوط به جهت‌های گسسته‌سازی معادله تشعشع‌اند. در اکثر مطالعات مربوط به مدل‌سازی آتش، اشاره شده است که برای استفاده از مدل تشعشی بهتر است از ϕS (۳*۸) زاویه فضایی) استفاده شود و یا بهتر است که معادله تشعشع با استفاده از روش بادسو گسسته‌سازی شود [۲۸].

روش عددی

در مدل‌سازی حاضر از حلگر fireFoam استفاده شده است. fireFoam نیز همچون سایر حلگرهای نرم‌افزار openFoam (کد متن باز openFoam براساس برنامه‌نویسی شیء‌گرا با زبان برنامه‌نویسی C++ است) از روش گسسته‌سازی حجم محدود [۲۹] استفاده می‌کند. در این حلگر که الگوریتم حاکم بر آن PIMPLE^۱ است [۳۰]، معادلات به صورت ضمنی در برنامه اعمال شده است. حداکثر مقدار عدد کورانت موضعی ۰/۴ در نظر گرفته شده است.

برای تمامی عبارت‌های جابه‌جایی در معادلات اندازه حرکت، انرژی جنبشی زیر شبکه، انتقال انرژی و انتقال گونه از تقریب مرتبه دو استفاده شده است. برای عبارت مشتق زمانی در تمام معادلات از روش اویلری و برای گرادیان‌ها، از روش گوسی مرتبه دوم و برای مشتق‌های مرتبه دوم نیز از تقریب مرتبه دوم استفاده شده است و عبارت مشتق مرتبه اول شدت تابش، در جهات مختلف در معادله شدت تابش، با استفاده از تقریب مرتبه اول بادسو، گسسته‌سازی می‌شود.

برای صحت‌سنجی با نتایج تجربی، از نتایج حل عددی متوسط‌گیری زمانی شده است که با توجه به بررسی دما و سرعت تعدادی از نقاط در محدوده حل، مشاهده شده است که نتایج متوسط‌گیری ثابت شده و حل به حالت شبه پایدار رسیده است. در این مطالعه نتایج همه موارد برای ۲۵ ثانیه متوسط‌گیری زمانی شده و متوسط‌گیری بعد از ۷ ثانیه از شروع حل آغاز شده است. به منظور بررسی تأثیر مدل احتراقی و همچنین بررسی سازگاری مدل احتراقی با نوع مدل زیر شبکه، دو نوع مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای و شیمی بسیار سریع با مدل زیر شبکه یک‌معادله‌ای برای دو توان حرارتی ۱۴ و ۴۵ کیلووات آتش استخری مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

برای انجام مطالعات از یک دستگاه کامپیوتر با پردازشگر intel-Core i7-4970k با فرکانس ۴ گیگاهرتز، که ۴ هسته حقیقی و ۱۶ گیگابایت حافظه موقت دارد، استفاده شده است. این دستگاه قابلیت انجام پردازش موازی به کمک کتابخانه MPI^۲ را داراست. در عمده محاسبات انجام شده برای دستیابی به سرعت بالاتر به طور هم‌زمان از ۴ هسته برای هر مطالعه استفاده شده است. به‌عنوان یک برآورد برای مدل‌های ذکر شده، با در نظر گرفتن حدود ۵۶۰ هزار شبکه محاسباتی و زمان حل ۲۵ ثانیه

1. Pressure (PISO)-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
2. Message Passing Interface

(برای رسیدن به جواب‌های شبیه پایدار)، برای مدل احتراقی شیمی بسیار سریع ۴۷ ساعت و برای مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای ۵۵ ساعت زمان محاسبات لازم است.

شرح آزمون تجربی مک کافری

یکی از مطالعات آزمایشی معروف در زمینه آتش استخری مطالعه مک کافری [۱۲] است. در مطالعه ایشان سوخت متان از یک مشعل به طول و عرض ۰/۳ متر وارد فضای آزاد می‌شود. همچنین، به دلیل ارائه توزیع دما، امکان مقایسه نتایج دو مدل مورد بررسی نیز برقرار است. مقدار حرارت آزاد شده در دو حالت ۱۴ و ۴۵ کیلووات در مطالعات عددی حاضر بررسی می‌شود. در مطالعه آزمایشگاهی مقادیر دما و سرعت عمودی در خط مرکزی ورودی سوخت به صورت متوسط گزارش شده است. این مقادیر با استفاده از ترموکوپل و حسگر دوجبهته فشار^۱ اندازه‌گیری شده است. همچنین، مشاهداتی در خصوص رفتار نوسانی آتش نیز در گزارش ایشان ارائه شده است.

شرایط شبیه‌سازی و اندازه شبکه محاسباتی

برای شبیه‌سازی مسئله تشریح‌شده، ناحیه محاسباتی، همان‌طور که در شکل ۱ مشخص شده، مکعب مستطیلی با طول و عرض ۰/۹ متر و ارتفاع ۳ متر در نظر گرفته شد. مبدأ محور مختصات در گوشه این مربع قرار دارد و سوخت نیز از صفحه‌ای مربعی به طول و عرض ۰/۳ متر در مرکز سطح به همان میزان مشخص‌شده در آزمون و از صفحه پایینی مکعب وارد می‌شود. به منظور دستیابی به نتایج مستقل از شبکه محاسباتی، لازم است در ابتدا شناخت کافی نسبت به محدوده مقیاس طولی حل حاصل شود. مقیاس طولی مناسب برای حل مسئله، شامل تنوره آتش و جریان شناوری حاصل از آن براساس توان حرارتی آن، توسط رابطه (۲۰) تعریف می‌شود [۱۰]:

$$L^{base} = \left(\frac{\dot{Q}_{comb}}{\rho_{\infty} T_{\infty} C_p \sqrt{g}} \right)^{0.4} \quad (20)$$

این طول مشخصه در واقع برآوردی از ناحیه مؤثر در اطراف آتش استخری است که از تغییرات آن اثر می‌پذیرد. به طور کلی، هنگامی که برای این مقیاس طولی حداقل ۱۰ شبکه محاسباتی در نظر گرفته شود، مقادیر بزرگ مقیاس، که از حل مستقیم معادلات به دست می‌آید و در واقع توسط لزجت واقعی کنترل و محاسبه می‌شوند، به درستی حل می‌شود [۳۱]. البته، توجه شود که این یک برآورد از میزان شبکه محاسباتی است و روند دستیابی به جواب‌های مستقل از اندازه شبکه محاسباتی باید در حل عددی انجام شود. در اینجا برای توان حرارتی ۴۵ کیلووات طول مشخصه از مرتبه حدود ۳ سانتی‌متر است. بنابراین، برای حل صحیح بزرگ مقیاس لازم است که اندازه شبکه از مرتبه ۳ سانتی‌متر باشد. در مدل‌سازی آتش پارامتری به نام شاخص کیفیت شعله (PRI)^۲ تعریف می‌شود و با توجه به مقدار این پارامتر، می‌توان راجع به شبکه مورد استفاده به طور تقریبی صحبت کرد. این پارامتر به صورت رابطه (۲۱) تعریف می‌شود.

$$PRI = \frac{L^{base}}{\Delta x} \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)، Δx اندازه شبکه محاسباتی است. معمولاً برای مدل‌سازی کلیات جریان حاصله از آتش مقدار بین ۵ تا ۱۵ را توصیه می‌کنند [۱۴] اما برای دنبال کردن رفتار نوسانی و جزئیات آتش توصیه می‌شود که مقدار PRI بیشتر از ۴۰ باشد [۱۵]. برای این مسئله از شبکه‌ای با ساختار نشان داده شده در شکل ۱ استفاده شده است. در محدوده مقیاس طولی محاسبه‌شده، تراکم شبکه به منظور پیش‌بینی دقیق‌تر پدیده‌های نوسانی، بیشتر در نظر گرفته شد.

1. Bi-directional Pressure Probe
2. Plume Resolution Index

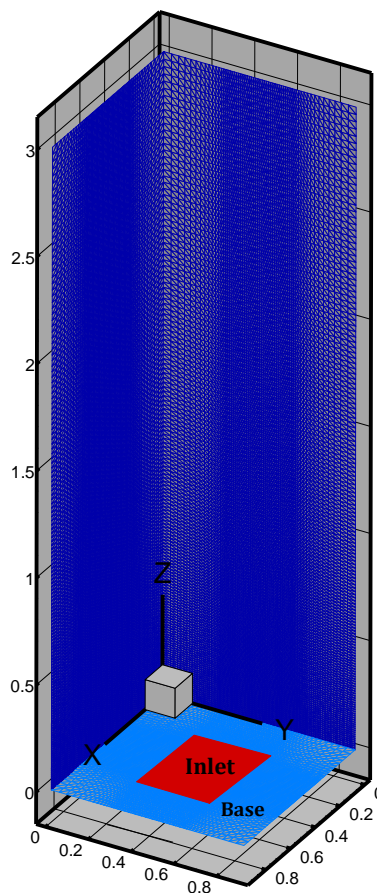
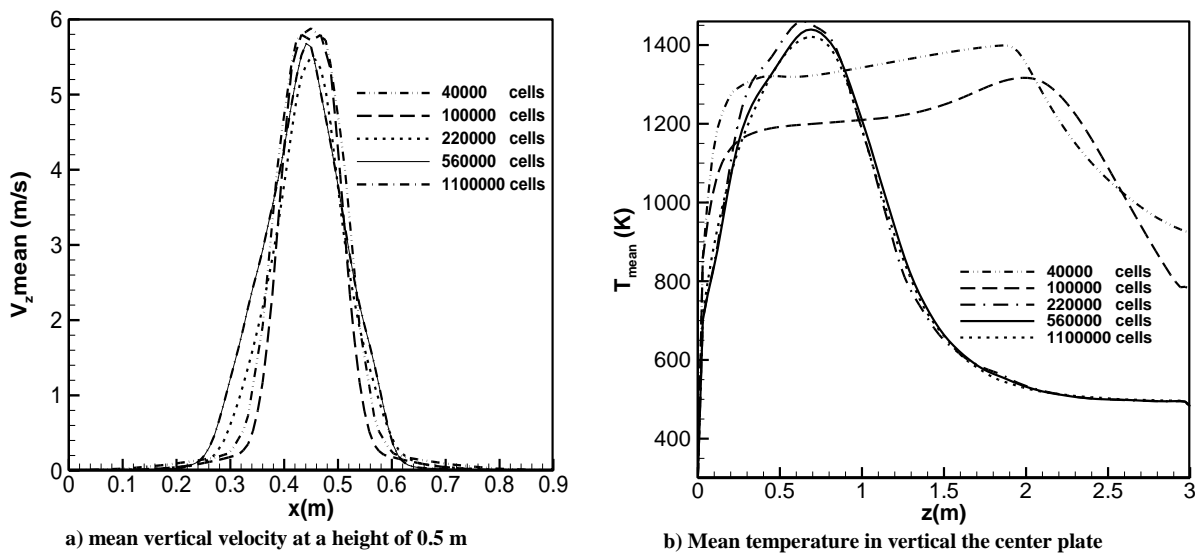


Figure 1- Geometry and computational grid structure used in simulation in 3D
 شکل ۱- هندسه و ساختار شبکه محاسباتی مورد استفاده در شبیه‌سازی در حالت سه‌بعدی

در ابتدا، شبکه محاسباتی با میزان ۴۰ هزار سلول در نظر گرفته شد. این تعداد شبکه در چند مرحله تا میزان ۱/۱ میلیون سلول افزایش یافت. در چند ناحیه از میدان محاسباتی نتایج متوسط زمانی سرعت‌های عمودی برای شبکه‌های مختلف باهم مقایسه شدند. به‌عنوان مثال، در صفحه مرکزی تغییرات سرعت متوسط عمودی در ارتفاع ۰/۵ متر نسبت به مرکز ناحیه محاسباتی در شکل ۲-الف نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با تغییر تعداد شبکه محاسباتی از ۵۶۰ هزار به ۱/۱ میلیون شبکه تفاوت محسوسی در منحنی تغییرات سرعت عمودی حاصل نمی‌شود. همچنین، دمای میانگین در خط مرکزی صفحه مرکزی بررسی شده است که تغییرات نتایج از ۵۶۰ هزار تا ۱/۱ بسیار اندک بوده است. بنابراین، میزان شبکه محاسباتی ۵۶۰ هزار سلول در نظر گرفته شد (شکل ۲-ب). شبکه با سازمان استفاده‌شده با شبکه‌بندی بهینه ۵۶۰ هزار سلول با ۲۲۰ بخش در راستای عمودی (محور Z) بوده و در صفحه XY ناحیه ورودی مشخص شده با توجه به اهمیت بحث نوسانی شعله به ۲۴ بخش در هر جهت تقسیم شده و قسمت‌های دیگر صفحه به ۱۸ بخش تقسیم شده است و دارای ضریب ۴ با رشد نزولی به سمت ورودی‌اند. با وجود آنکه نتایج مستقل از اندازه سلول محاسباتی برای مسئله مورد نظر محاسبه شد، اما کیفیت شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ وابسته به درصدی از انرژی جنبشی زیرشبکه است که در شبیه‌سازی با این روش به‌طور مستقیم حل می‌شود. پوپ [۳۲] معتقد است در شبیه‌سازی به روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ باید حداقل ۸۰ درصد از انرژی جنبشی زیرشبکه به‌طور مستقیم حل شود. این درصد به‌صورت رابطه (۲۲) تعریف می‌شود:

$$LES_{IQ} = \frac{k_{Resolved}}{k_{Total}} = \frac{k_{Resolved}}{k_{Resolved} + k_{SGS}} \quad (22)$$



a) mean vertical velocity at a height of 0.5 m

b) Mean temperature in vertical the center plate

Figure 2- grid independency results for the simulated case
 شکل ۲- محاسبه جواب‌های مستقل از اندازه شبکه محاسباتی

در این رابطه k_{Total} انرژی جنبشی زیرشبکه کل جریان، $k_{Resolved}$ انرژی جنبشی زیرشبکه حل شده به طور مستقیم و k_{SGS} انرژی جنبشی زیرشبکه در مقیاس زیرشبکه است. انرژی جنبشی زیرشبکه حل شده با توجه به رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود.

$$k_{Resolved} = \frac{1}{2} \overline{(u'^2 + v'^2 + w'^2)} = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (23)$$

در این رابطه u' ، v' و w' نوسانات سرعت حل‌شونده در جهت‌های x ، y و z است. نوسانات سرعت‌های حل‌شونده، از تفاضل سرعت متوسط از سرعت لحظه‌ای با توجه به رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود.

$$k_{Resolved} = \frac{1}{2} \overline{(u_i - \bar{u}_i)(u_i - \bar{u}_i)} \quad (24)$$

به لحاظ عددی، مقدار LES_{iQ} عددی بین صفر و یک است. به لحاظ فیزیکی هنگامی که LES_{iQ} به سمت یک میل کند، تمامی مقیاس‌های جریان به صورت مستقیم شبیه‌سازی شده است. به عبارت دیگر در این حالت حل جریان، همان حل شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS) است. مقدار LES_{iQ} از پهنای فیلتر جریان متأثر است. هرچه اندازه فیلتر (که در این تحقیق با توجه به استفاده از فیلتر ضمنی، رابطه مستقیم با اندازه سلول محاسباتی دارد) کوچک‌تر باشد، میزان انرژی جنبشی حل‌شونده در میدان حل افزایش می‌یابد و در نتیجه LES_{iQ} ، افزایش خواهد یافت. کلیک و همکاران [۳۳] نشان دادند که در بسیاری از کاربردهای مهندسی، حل ۷۵ تا ۸۵ درصد از انرژی جنبشی زیرشبکه جریان توسط شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ مناسب است. به عبارت دیگر، اندازه سلول محاسباتی برای قرارگیری در این محدوده کفایت می‌کند. شکل ۳ توزیع انرژی جنبشی حل‌شونده در صفحه مرکزی میدان محاسباتی را برای دو مدل احتراقی در تعداد سلول محاسباتی یکسان (این تعداد برابر با تعداد سلول محاسبه‌شده در حالت استقلال شبکه است) نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در بیشتر نواحی میدان محاسباتی به‌غیر از نواحی مجاور تنوره حرارتی و نواحی اطراف دیوار قسمت بالایی، مقدار LES_{iQ} نزدیک یک است. می‌توان گفت که در این نواحی، حل جریان به حل شبیه‌سازی عددی مستقیم نزدیک است. در نواحی ورودی سوخت و نیز سطح مشترک تنوره حرارتی و هوای محیط، همچنان معیار LES_{iQ} رعایت شده است. در سطح بالایی صفحه مورد بررسی (که به‌عنوان دیوار در نظر گرفته شده) مقدار LES_{iQ} کمتر از سایر نواحی است که به‌خاطر نوع سلول‌بندی و ضریب داده‌شده به سلول‌بندی در راستای عمودی و در راستای نزدیک به تنوره است که سلول‌های بزرگ‌تری در آن نواحی هستند. گرچه در این

1. Direct Numerical Simulation

نواحی نیز همچنان معیار LES_{IQ} رعایت می‌شود، اما این نتایج نشان می‌دهد که برای افزایش دقت محاسبات باید از سلول محاسباتی متراکم‌تر (به عبارت دیگر، پهنای فیلتر کوچک‌تر) در مجاورت دیوار استفاده شود. در نهایت نتایج به دست آمده، کیفیت مناسب سلول محاسباتی را نشان می‌دهد.

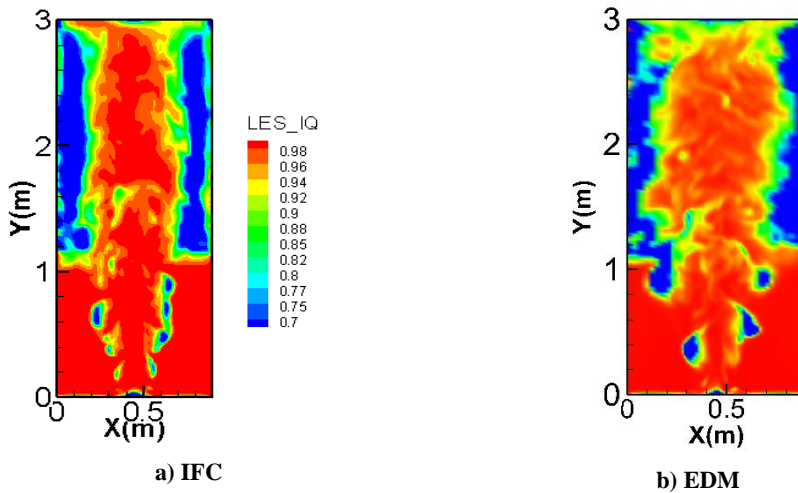


Figure 3- LES_{IQ} in the central plate

شکل ۳- مقدار نسبت انرژی جنبشی زیر شبکه حل شونده (LES_{IQ}) در صفحه مرکزی میدان حل

نتایج

در ابتدا در خصوص رفتار نوسانی آتش استخری بحث می‌شود. شکل ۴ رفتار نوسانی مسئله مورد بررسی را برای آتش ۴۵ کیلووات، نشان می‌دهد. در این شکل، تغییرات دمایی در ۴ زمان متوالی با اختلاف زمانی ۰/۲ ثانیه نشان داده شده است. پدیده‌های گلوبی شدن و برآمدگی در سطح ناحیه دمابالای جریان در این شکل در زمان‌های مختلف، قابل مشاهده است. این شکل، به صورت نسبی، نواحی شعله پایدار، شعله تناوبی و تنوره حرارتی شناوری را نشان می‌دهد. در قسمت پایین ورودی سوخت، ساختار مشابهی در شعله تمامی شکل‌ها مشاهده می‌شود. این قسمت، در تمامی گام‌های زمانی، یکسان است. در بالای این ناحیه، ناحیه شعله تناوبی قرار دارد. این ناحیه در تمام گام‌های زمانی، همان‌طور که مشاهده می‌شود، ساختاری ناپایدار دارد. در بالای این ناحیه، تنوره حرارتی است. با شکل‌گیری شعله و رشد آن، جریان گازهای داغ به سمت بالا شبیه یک جت عمل کرده و به تدریج جریان هوایی را از محیط اطراف به سمت خود کشیده و با خود همراه می‌کند که این سبب می‌شود در انتهای شعله، شعله‌های آتش کمی کشیده شوند و این کشیدگی سرانجام منجر به شعله‌های گسسته در انتهای آتش می‌شود (البته در شبیه‌سازی چون مدل احتراقی موجود قادر نیست به خوبی خاموشی شعله را مدل کند لذا شعله‌های گسسته به خوبی در شبیه‌سازی دیده نمی‌شود).

مشاهدات مختلف تجربی [۱۲] نشان می‌دهد که می‌توان در آتش استخری شناوری سه ناحیه مجزا را در نظر گرفت. این سه ناحیه عبارت‌اند از نواحی شعله پایدار^۱، شعله تناوبی^۲ و تنوره شناوری^۳ و به صورت طرحواره در شکل ۵ نشان داده شده است. هر یک از این نواحی، رفتار نوسانی دارند. نتایج شبیه‌سازی از میانگین دمایی خط عمودی مرکزی و سرعت عمودی با نتایج تجربی مقایسه شده است. نمودارها براساس پارامترهای که توسط مک‌کافری طراحی شده است رسم شده‌اند. پارامترها به صورت $\frac{\bar{u}}{Q^{1/5}}$ و $\frac{z}{Q^{2/5}}$ مقیاس شده است. اگرچه نرمال‌سازی پارامترها براساس ابعاد نبوده اما مک‌کافری مقیاسی را یافته که

1. Persistent Flame
2. Intermittent Flame
3. Buoyant Plum

می‌توان دمای خط مرکزی و سرعت عمودی در خط مرکزی را به منحنی منحصربه‌فردی براساس توان حرارتی کاهش داد. با توجه به مقیاس به‌دست‌آمده $\frac{z}{Q^{2/5}}$ مک‌کافری برای سه ناحیه بازه‌ای را تعریف کرده است که در جدول ۱ آورده شده است [۱۲].

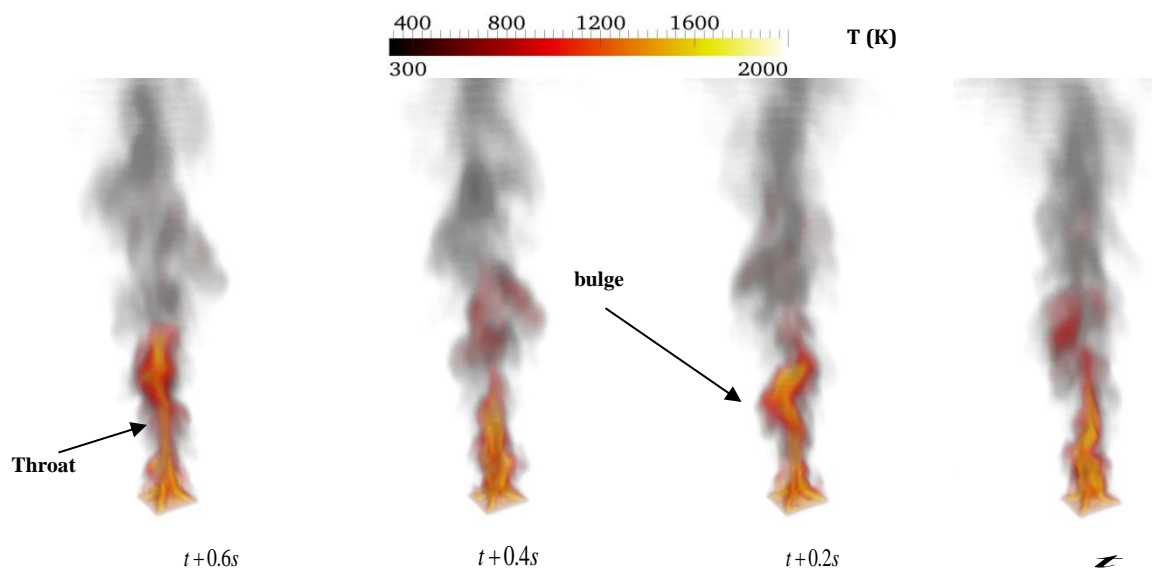


Figure 4- The fluctuating behavior of the pool fire, 45kw, ICF

شکل ۴- رفتار نوسانی آتش استخری، حالت ۴۵ کیلووات، مدل احتراقی شیمی بسیار سریع

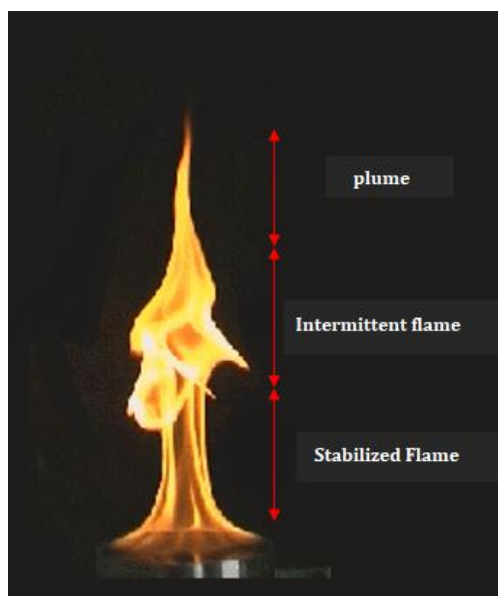


Figure 5- Picture of the moment pool fire

شکل ۵- تصویر لحظه‌ای از آتش استخری

جدول ۱- ناحیه‌های تشکیل‌شده در شعله

Table-1 thermo-physical properties of several defined zones in pool fire

zone	Flame	Intermittent	Plume
$\frac{z}{Q^{2/5}}$	< 0.08	0.08 – 0.2	0.2 – 0.5

مک کافری شیب تغییرات دما را در ناحیه پایدار ثابت، در ناحیه متناوب ۱- و در ناحیه تنوره ۳/۵- توضیح داده است. مرتبط با تغییرات دما، سرعت نیز در ناحیه شعله پایدار با ریشه دوم افزایش یافته و سپس در ناحیه متناوب ثابت مانده و در ناحیه تنوره با شیب ۳/۱- کاهش می‌یابد. مقادیر سرعت و مختصات عمودی با توجه به مقادیر مختلف از میزان حرارت آزاد شده، در شکل ۶ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که هر دو مدل احتراق، رفتار مشابهی با نتایج آزمایشگاهی مک کافری دارند. لازم به توضیح است که نواحی شعله پایدار، شعله تناوبی و تنوره حرارتی با توجه به تعریف نتایج آزمایشگاهی، مشخص شده است. به‌طور کلی هر دو مدل احتراقی در ناحیه شعله پایدار که اثرات نوسانات جریان ناچیز است، مقدار سرعت را به‌خوبی تخمین زده‌اند. مقادیر محاسباتی در این ناحیه در محدوده مقادیر تجربی است. با گذر از ناحیه شعله پایدار و در ناحیه شعله تناوبی، هر دو مدل احتراقی رفتار مشابهی با نتایج تجربی دارند، اما میزان سرعت را بیشتر از مقادیر تجربی پیش‌بینی می‌کنند. این پیش‌بینی در مقدار حرارت آزاد شده ۱۴ کیلووات بیشتر از ۴۵ کیلووات است. پیش‌بینی مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای حدود ۱۲ درصد از پیش‌بینی مدل احتراقی شیمی بسیار سریع دقیق‌تر است. بیشینه خطا در این ناحیه مربوط به مدل احتراقی شیمی بسیار سریع بوده که در حدود ۲۲ درصد است. به‌مرور و با افزایش ارتفاع در ناحیه تنوره حرارتی میزان خطای پیش‌بینی سرعت کاهش می‌یابد. همچنین، اختلاف نتایج دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای و مدل احتراقی شیمی بسیار سریع کاهش می‌یابد. در این ناحیه خطای مدل احتراقی شیمی بسیار سریع در حدود یک درصد بیشتر از مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای است. متوسط خطای مدل احتراقی اضمحلال گردابه در این ناحیه کمتر از یک درصد است. با توجه به آنکه جریان تنوره حرارتی در واقع برگرفته از جریان القایی آتش است. این نمودار به‌خوبی نشان می‌دهد که این جریان القایی توسط هر دو مدل احتراقی تخمین زده می‌شود و در مجموع مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای نتایج دقیق‌تری نسبت به مدل احتراقی شیمی بسیار سریع ارائه داده است.

در این مقطع سرعت عمودی از صفر شروع شده و با شروع احتراق افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشینه خود می‌رسد و سپس دوباره مقدار سرعت کاهش می‌یابد چراکه احتراق و آزادسازی انرژی در آن ناحیه محدود می‌شود و لذا انرژی جنبشی گاز کاهش می‌یابد.

پارامتر ترموفیزیکی مهم دیگری که در جریان آتش اهمیت دارد، تغییرات دماست. منحنی افزایش دمای متوسط (منظور افزایش دما نسبت به محیط است) روی خط مرکزی میدان حل ($X=0, Y=0$) در شکل ۷ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که رفتار تمامی نمودارها، به‌طور کیفی، مشابه رفتار نمودار تجربی است. نتایج دمایی برای آتش ۴۵ کیلووات به نتایج تجربی نزدیک‌تر بوده است. در ناحیه شعله پایدار اختلاف دمای بیشینه برای مدل‌های احتراقی با نتایج تجربی در حدود ۲۰۰ کلوین است. توضیح این نکته لازم است که ترموکوپل‌های استفاده‌شده در مطالعه تجربی برای تشعشع اصلاح نشده‌اند و مک کافری حدود ۲۰ درصد خطا در گزارش‌های تجربی خود را در همین راستا بیان کرده است [۱۲]. در ناحیه متناوب اختلاف دمایی نتایج حاصل از مدل‌های احتراقی با افزایش ارتفاع افزایش می‌یابد، ولی برای آتش ۴۵ کیلووات برای هر دو مدل احتراقی در بازه نتایج تجربی بوده است. در ناحیه تنوره نتایج دو مدل احتراقی اختلاف را همچنان ادامه داده، به‌نحوی که در مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای در انتها کمی خطا ایجاد می‌شود و خطای مدل احتراقی شیمی بسیار سریع نیز در حدود ۲۰ کلوین می‌شود. با توجه به شکل ۶، نتایج دمای متوسط‌گیری‌شده توسط روش اضمحلال گردابه‌ای، کمتر از نتایج دمای پیش‌بینی‌شده توسط مدل احتراقی شیمی بسیار سریع است و به‌عبارتی مقدار آزادسازی انرژی احتراق توسط روش اضمحلال گردابه‌ای کمتر بوده است و به‌تبع آن نتایج سرعت در شکل ۶ کمتر پیش‌بینی شده است. با توجه به شکل ۷، مدلی که دما را کمتر از مابقی مدل‌ها پیش‌بینی کرده است مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای است که در قسمت نتایج سرعت نیز بهترین پیش‌بینی سرعت مربوط به این روش بود و همچنین مدل احتراقی شیمی بسیار سریع در حالت آتش ۱۴ کیلووات، بیشترین پیش‌بینی دما را دارد که نتایج عددی سرعت این مدل نیز بیشتر از سایر مدل‌ها بود. به‌عبارتی نتایج سرعت و دما رابطه مستقیم با یکدیگر دارند؛ به این معنا که روندی را که دما طی می‌کند، سرعت نیز طی می‌کند.

پیش‌بینی دمای نتایج عددی به ماهیت دو مدل احتراقی برمی‌گردد، چراکه مدل احتراقی شیمی بسیار سریع با این فرض احتراق را مدل‌سازی می‌کند که به محض روبه‌رو شدن سوخت و اکسیدکننده، احتراق به صورت کامل شکل بگیرد ولی مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای نوع و زمان مشخصه مخلوط‌شدن سوخت و اکسیدکننده را در روند پیشرفت احتراق مهم می‌داند. از این رو در مدل احتراقی شیمی بسیار سریع دما بیشتر از مدل اضمحلال گردابه‌ای پیش‌بینی می‌شود و زمانی که دما بیشتر پیش‌بینی شود به تبع آن انرژی مخلوط بالاتر می‌رود. همچنین، چگالی پایین‌تر آمده و لذا نیروی شناوری وارده بر سیال بیشتر شده و در نتیجه سرعت عمودی بالاتر می‌رود و بالعکس، زمانی که دما پایین‌تر پیش‌بینی شود، سرعت کاهش می‌یابد.

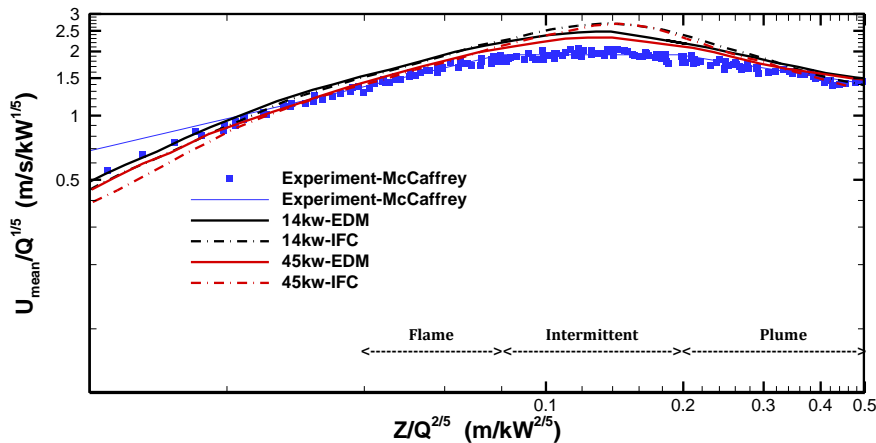


Figure 6- Centerline mean velocity

شکل ۶- سرعت متوسط در خط مرکزی

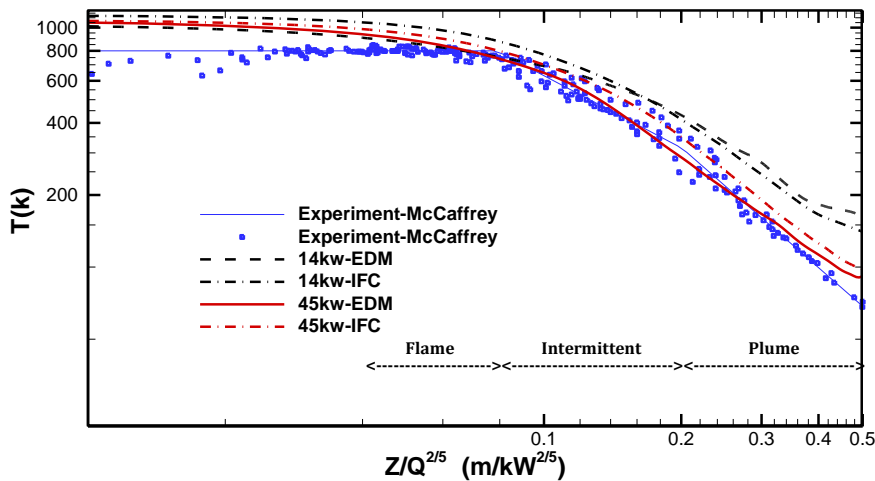


Figure 7- Centerline mean temperature rise

شکل ۷- افزایش دمای متوسط در خط مرکزی

شکل ۸ مقایسه تغییرات دما در صفحه مرکزی میدان حل، بین نتایج تجربی مک‌کافری [۱۲] و نتایج حل عددی، برای دو مدل احتراقی را نشان می‌دهد. در نزدیکی مرکز شعله، دمای پیش‌بینی شده، بیشتر از مقادیر تجربی است. اما، این پیش‌بینی، با دور شدن از مرکز شعله، برای مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای با توجه به پیش‌بینی کمتر دما به مقادیر تجربی نزدیک‌تر می‌شود. دمای مرکز شعله در مدل احتراقی اضمحلال گردابه کمتر از دمای مرکز شعله در مدل شیمی بسیار سریع است و با توجه به اختلاف این دو مدل با نتایج تجربی، با توجه به خطای ۲۰ درصدی به دلیل در نظر نگرفتن تشعشع در اندازه‌گیری کار

تجربی مک کافری [۱۲]، نتایج عددی در بازه حدود ۲۰ درصد خطا قرار گرفته و در مجموع نتایج تجربی را به خوبی دنبال می کنند.

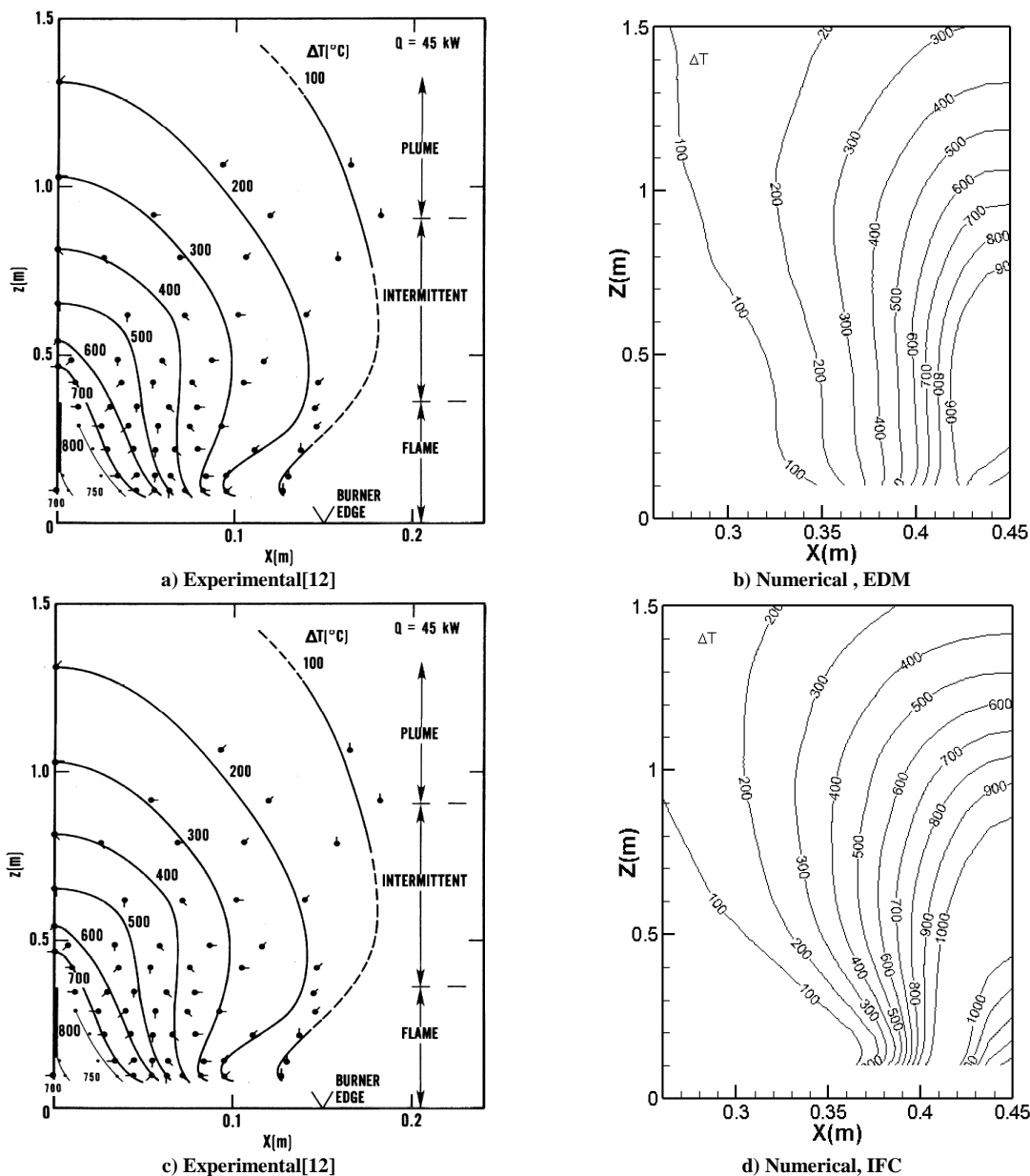


Figure 8- Center plane mean temperature rise

شکل ۸- کانتور افزایش دما نسبت به محیط در صفحه مرکزی

آنچه به طور معمول در مشاهدات دیده می شود رفتار تپشی^۱ و نوسانی بودن آتش استخری است. این رفتار نوسانی به عنوان سیکل های پافینگ^۲ شناخته می شود. در واقع، سیکل پافینگ به دلیل تشکیل پدیده های فیزیکی در مجاورت شعله آتش، نظیر ورود هوا به تنوره، ساختار شعله، میزان اختلاط سوخت و هوا و غیره ایجاد می شود. این پدیده به صورت نوسانی ظاهر می شود و

1. Pulsating Behavior
2. Puffing

سبب ناپایداری در سطح شعله می‌شود و پدیده‌های مرتبط به شعله نظیر سرعت، دما، سرعت چرخشی و غیره را تحت‌الشعاع خود قرار می‌دهد و در طول زمان یک نوسان در این پارامترها ایجاد می‌کند.

در ناحیه آتش، به دلیل وجود شتاب جاذبه، گرادیان فشار استاتیک در جهت عمودی برقرار است. از طرف دیگر، به دلیل اختلاف دما بین سطح شعله و داخل آن (ناحیه دمابالا) با محیط پیرامون (ناحیه دماپایین)، گرادیان چگالی در راستای افقی نیز وجود دارد. در شکل ۹، طرحواره سطح شعله و دو ناحیه دمابالا (شعله) و دماپایین (مجاورت شعله) مشخص شده است. این دو گرادیان موجب چرخش گاز در این ناحیه و تشکیل گردابه‌ها می‌شود. این سازوکار به نام گردابه باروکلینیک^۱ شناخته می‌شود [۳۴]. از نظر ریاضی، این عبارت به صورت ضرب خارجی گرادیان‌های چگالی و فشار $(\nabla\rho \times \nabla p) / \rho^2$ بیان می‌شود [۳۴]. با توجه به نحوه تشکیل این نوع گردابه و نیز کم بودن میزان تغییرات گرادیان فشار استاتیک در راستای عمودی، قدرت این گردابه متأثر از میزان گرادیان چگالی است. بنابراین، گردابه‌های قدرتمندتر در مقیاس‌های کوچک در سطح شعله تشکیل می‌شوند. به دلیل وجود نیروهای شناوری، این گردابه‌های کوچک به سمت بالا حرکت می‌کنند. در حالی که این گردابه‌های کوچک به سمت بالا حرکت می‌کنند، با یکدیگر نیز اختلاط یافته و ترکیب می‌شوند. این مرحله در واقع همان مرحله اختلاط گردابه‌هاست که موجب تشکیل گردابه‌های بزرگ‌تر، رفتارهای نوسانی، گلوبی شدن^۲ و برآمدگی^۳ در سطح آتش استخری می‌شود. این گردابه‌ها همچنان به سمت بالا حرکت می‌کنند تا در نهایت به دلیل آبخار انرژی از بین می‌روند.

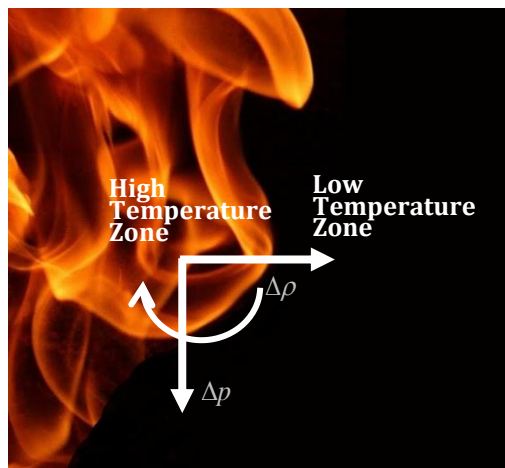


Figure 9- baroclinic vortex
شکل ۹- نحوه تشکیل گردابه باروکلینیک

در مدل‌سازی آتش استخری با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ نتایج به صورت متناوب تغییر می‌کنند که علت عمده آن پدیده پافینگ است. به منظور بررسی فرکانس پدیده پافینگ با تحلیل فرکانسی^۴ سرعت در یک نقطه خاص و در طول یک دوره زمانی متشکل از چندین دوره تناوب، فرکانس آن را به دست می‌آورند.

در نتایج عددی، به منظور به دست آوردن فرکانس پافینگ، نتایج سرعت عمودی و دما پس از رسیدن به حالت شبه پایدار به مدت ۱۵ ثانیه در ارتفاع ۱ متری خط مرکزی $(x=y=0)$ در هر گام زمانی محاسباتی ذخیره می‌شود و سپس، با استفاده از تحلیل فرکانسی، فرکانس‌های حاکم استخراج می‌شود. شکل ۱۰ تحلیل فرکانسی داده‌های سرعت عمودی و دما توسط روش‌های مختلف در نقطه مذکور را نشان می‌دهد.

1. Baroclinic
2. Necking
3. Bulging
4. Fast Fourier Transform (FFT)

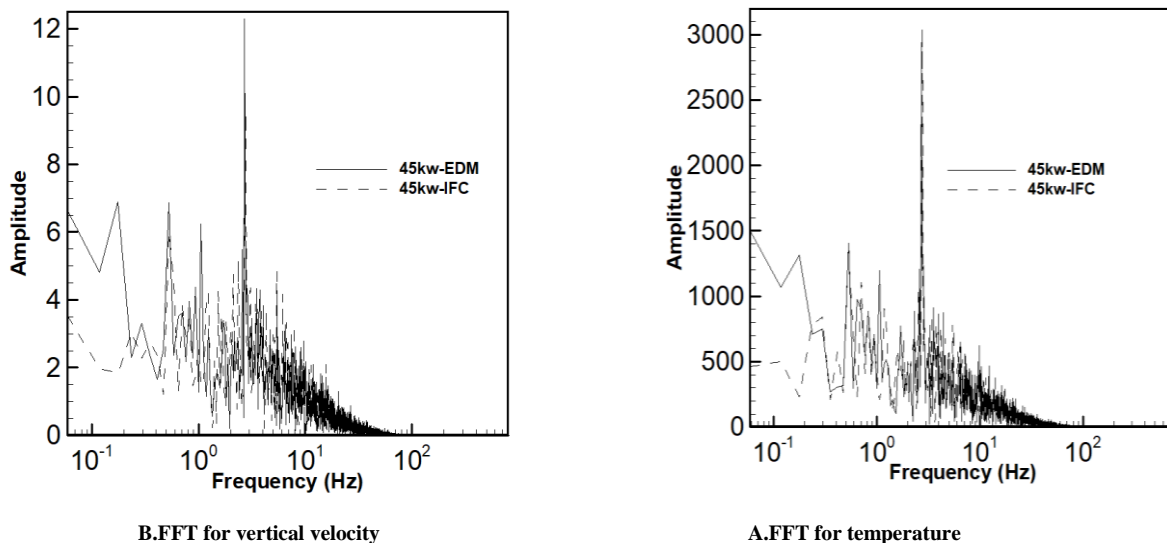


Figure 10- FFT of velocity and temperature for a point
 شکل ۱۰ تحلیل فرکانسی سرعت و دما برای یک نقطه

در شکل ۱۱ تحلیل فرکانسی سرعت عمودی و دما برای یک نقطه و برای یک حالت شیمی بسیار سریع یک معادله ای در یک نمودار نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۱۱ مشخص است، فرکانس غالب برای هر دو حالت تحلیل فرکانسی یکسان بوده که فرکانس ۲/۷۵ است.

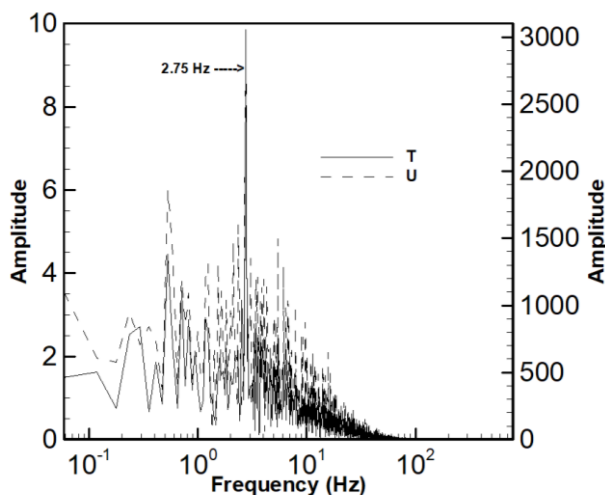


Figure 11- FFT of velocity and temperature, IFC, 45kw,15s
 شکل ۱۱- تحلیل فرکانسی دما و سرعت در یک نقطه، مدل شیمی بسیار سریع، توان ۴۵ کیلووات در طول بازه زمانی ۱۵ ثانیه

شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ بر این فرض استوار است که گردابه‌های بزرگ را به صورت مستقیم مدل کرده و اثرات گردابه‌های کوچک را با استفاده از مدل‌های زیرشبهه مدل کند [۳۵]. گردابه‌های بزرگ مقیاسی که در حد طول مشخصه اصلی جریان تشکیل شده‌اند به تدریج به گردابه‌های کوچک‌تر تقسیم می‌شوند تا اینکه در نهایت به گردابه‌های موسوم به کولموگورو^۱

1. Kolmogorov

تبدیل می‌شوند و با ازدست‌دادن انرژی خود، از بین می‌روند. تبدیل گردابه‌ها از بزرگ‌مقیاس به گردابه‌های کولموگورو موسوم به آبشار انرژی است. با تبدیل گردابه‌های بزرگ‌مقیاس به کولموگورو به تدریج گردابه‌ها انرژی خود را از دست می‌دهند. به عبارتی، هرچه گردابه کوچک‌تر می‌شود، مقدار انرژی که در گردابه وجود دارد نیز کمتر می‌شود.

در شکل ۱۲، نتایج طیف انرژی برحسب فرکانس، مربوط به نقطه‌ای در ارتفاع ۱ متری خط مرکزی ($x=y=0$) با توجه به انتقال فوری، رسم شده است. همان‌گونه که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، در فرکانس‌هایی که اندازه سرعت در نمودار تحلیل فرکانسی افزایش یافته است مقدار PSD هم زیاد شده است و در فرکانس پافینگ، که گردابه غالب است، مقدار PSD به مقدار بیشینه خود رسیده است. در محدوده‌ای که انرژی از گردابه‌های بزرگ‌مقیاس به گردابه‌های کوچک‌مقیاس انتقال می‌یابد، گردابه‌های موسوم به گردابه‌های مقیاس تیلور وجود دارند [۳۶]. در این محدوده، طیف انرژی تابعی از توان $-5/3$ عدد موج است که متناسب با عکس اندازه گردابه و به طریق دیگر متناسب با فرکانس است [۳۷]. در شکل ۱۲، شیب $-5/3$ بر روی نمودار نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، این شیب با شیب خط PSD مربوط به دو مدل احتراقی با تقریب خوبی یکسان است که نشان‌دهنده دقت و میزان مناسبی از شبکه در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ است.

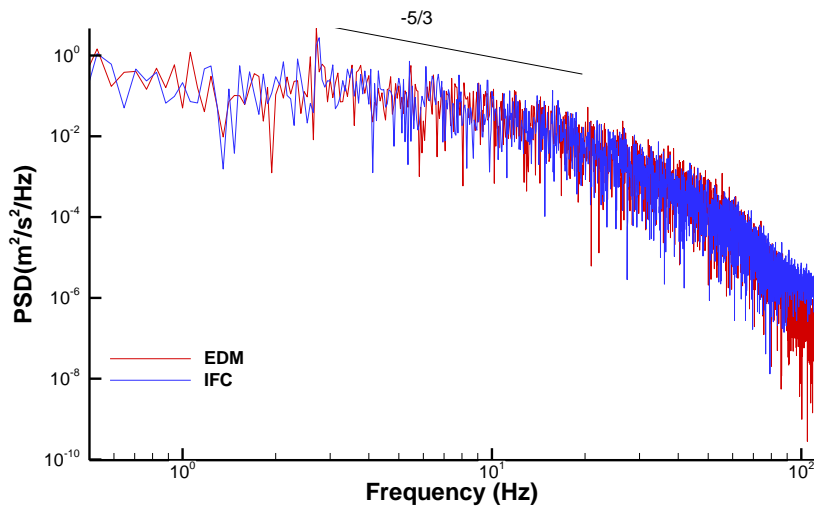


Figure 12- PSD of velocity, 45kw, 15s

شکل ۱۲- تحلیل فرکانسی PSD داده‌های سرعت عمودی، توان ۴۵ کیلووات در طول بازه زمانی ۱۵ ثانیه

نتیجه‌گیری

در این مطالعه، آتش استخری متان، باهدف بررسی تأثیر مدل‌های احتراقی بر دقت شبیه‌سازی عددی آتش، برای دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای و شیمی بسیار سریع با مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای مورد ارزیابی قرار گرفت. مقایسه مقادیر متوسط تجربی و عددی نشان می‌دهد که در پیش‌بینی رفتار سرعت عمودی در ناحیه محاسباتی، دو مدل در ناحیه شعله پایدار و تنوره حرارتی دقت قابل قبولی دارند، اما هر دو مدل، در ناحیه شعله تناوبی، میزان سرعت را بیشتر از مقادیر تجربی پیش‌بینی می‌کنند. پیش‌بینی مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای حدود ۱۲ درصد از پیش‌بینی مدل احتراقی سریع دقیق‌تر است. به‌مرور و با افزایش ارتفاع در ناحیه تنوره حرارتی، میزان خطای پیش‌بینی سرعت کاهش می‌یابد. همچنین، اختلاف نتایج دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای و مدل سریع کاهش می‌یابد. در این ناحیه، خطای مدل احتراقی سریع در حدود یک درصد بیشتر از مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای است. متوسط خطای مدل احتراقی اضمحلال در این ناحیه کمتر از یک درصد است.

در آتش استخری، سرعت عمودی در راستای عمودی ابتدا از مقدار نزدیک صفر شروع شده و به تدریج افزایش می‌یابد تا در ارتفاع حدود ۲/۵ متر به مقدار بیشینه خود می‌رسد و پس از آن، به علت کاهش مقدار احتراق، سرعت عمودی کاهش می‌یابد. نتایج عددی پیش‌بینی شده توسط مدل‌های مختلف احتراقی برای سرعت عمودی در راستای محور مرکزی در محدوده نتایج تجربی قرار دارند و تقریباً تمام مدل‌ها یک روند را برای سرعت عمودی پیش‌بینی کرده‌اند. با مقایسه نتایج دمایی شبیه‌سازی با نتایج تجربی مشخص شده است که در ناحیه شعله پایدار اختلاف دمایی بیشینه برای مدل‌های احتراقی با نتایج تجربی در حدود ۲۰۰ درجه است. در ناحیه متناوب اختلاف دمایی نتایج حاصل از مدل‌های احتراقی با افزایش ارتفاع افزایش می‌یابد، ولی برای آتش ۴۵ کیلووات برای هر دو مدل احتراقی در بازه نتایج تجربی بوده است. در ناحیه تنوره نتایج دو مدل احتراقی افزایش اختلاف را همچنان ادامه داده، به نحوی که در مدل احتراقی اضمحلال گردابه‌ای در انتها کمی خطا ایجاد می‌شود و خطای مدل احتراقی سینیتیک سریع نیز در حدود ۲۰ درجه سلسیوس می‌شود.

منابع

1. A. A. Attar, M. Pourmahdian, and B. Anvaripour, "Experimental study and CFD simulation of pool fires," *International Journal of Computer Applications*, 70, No. 11, 2013.
2. H. Pasdarsahri, G. Heidarinejad, and K. Mazaheri, "Comparison of Turbulence Sub-Grid Scale Model for Modeling of Large Scale Pool Fire Using LES," *Energy Engineering Managment*, 3, No. 1, pp. 52-61, 2013. (in Persian)
3. K. McGrattan, R. Rehm, and H. Baum, "Fire-driven flows in enclosures," *Journal of Computational Physics*, 110, 1994, pp. 285-291.
4. H. R. Baum, K. B. McGrattan, and R. G. Rehm, "Three dimensional simulations of fire plume dynamics," *Fire Safety Science*, 5, 1997, pp. 511-522.
5. Y. Xin, S. Filatyev, K. Biswas, J. Gore, R. Rehm, and H. Baum, "Fire dynamics simulations of a one-meter diameter methane fire," *Combustion and Flame*, 153, 2008, pp. 499-509.
6. Y. Xin, J. P. Gore, K. B. McGrattan, R. G. Rehm, and H. R. Baum, "Fire dynamics simulation of a turbulent buoyant flame using a mixture-fraction-based combustion model," *Combustion and Flame*, 141, 2005, pp. 329-335.
7. T. Ma and J. Quintiere, "Numerical simulation of axi-symmetric fire plumes: accuracy and limitations," *Fire Safety Journal*, 38, 2003, pp. 467-492.
8. K. McGrattan, S. Hostikka, J. Floyd, H. Baum, R. Rehm, W. Mell, and et al., *Fire dynamics simulator (version 5), technical reference guide*, NIST Special Publication 1018-5, Gaithersburg, Maryland, USA, 2010.
9. Y. Xin, J. Gore, K. McGrattan, R. Rehm, and H. Baum, "Large eddy simulation of buoyant turbulent pool fires," *Proceedings of the Combustion Institute*, 29, 2002, pp. 259-266.
10. K. McGrattan, H. Baum, and R. Rehm, "Large eddy simulations of smoke movement," *Fire Safety Journal*, 30, 1998, pp. 161-178.
11. Y. Wang, P. Chatterjee, and J. L. de Ris, "Large eddy simulation of fire plumes," *Proceedings of the Combustion Institute*, 33, 2011, pp. 2473-2480.
12. B. J. McCaffrey and P. B. D. Flames, *Some Experimental Results*, NBSIR, 1979.
13. D. Yang, L. Hu, Y. Jiang, R. Huo, S. Zhu, and X. Zhao, "Comparison of FDS predictions by different combustion models with measured data for enclosure fires," *Fire Safety Journal*, 45, 2010, pp. 298-313.
14. G. Yeoh, S. Cheung, J. Tu, and T. Barber, "Comparative Large Eddy Simulation study of a large-scale buoyant fire," *Heat and mass transfer*, 47, 2011, pp. 1197-1208.
15. G. Maragkos and B. Merci, "Large Eddy simulations of CH₄ fire plumes," *Flow, Turbulence and Combustion*, 99, 2017, pp. 239-278.
16. H. Pasdarsahri, G. Heidarinejad, and K. Mazaheri, "Large eddy simulation on one-meter methane pool fire using one-equation sub-grid scale model," *MCS*, 7, 2014, pp. 11-15.
17. H. pasdarsahri, *Improved of compatible subgrid scale with Large Eddy Simulation for numerical simulation of fire in closed space*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, 2013. (in Persian)
18. A. Yuen, G. Yeoh, V. Timchenko, S. Cheung, and T. Chen, "Study of three LES subgrid-scale turbulence models for predictions of heat and mass transfer in large-scale compartment fires," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 69, 2016, pp. 1223-1241.
19. A. C. Yuen, G. H. Yeoh, V. Timchenko, S. C. Cheung, Q. N. Chan, and T. Chen, "On the influences of key modelling constants of large eddy simulations for large-scale compartment fires predictions," *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 31, 2017, pp. 324-337.
20. G. Maragkos, T. Beji, and B. Merci, "Advances in modelling in CFD simulations of turbulent gaseous pool fires," *Combustion and Flame*, 181, 2017, pp. 22-38.
21. T. Poinsot and D. Veynante, *Theoretical and numerical combustion*, Vol. 60, RT Edwards, Inc., Philadelphia, PA, 2005.

22. G. H. Yeoh and K. K. Yuen, *Computational fluid dynamics in fire engineering: theory, modelling and practice*, Butterworth-Heinemann, 2009.
23. B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion," *Symposium (international) on Combustion*, 16, No. 1, 1977, pp. 719-729.
24. D. Spalding, "Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames," *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 13, No. 1, 1971 Jan 1, pp. 649-657.
25. A. Yuen, G. Yeoh, V. Timchenko, S. Cheung, and T. Barber, "Importance of detailed chemical kinetics on combustion and soot modelling of ventilated and under-ventilated fires in compartment," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96, 2016, pp. 171-188.
26. A. Trouvé and Y. Wang, "Large eddy simulation of compartment fires," *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 24, 2010, pp. 449-466.
27. S. Vilfayeau, T. Myers, A. W. Marshall, and A. Trouvé, "Large eddy simulation of suppression of turbulent line fires by base-injected water mist," *Proceedings of the Combustion Institute*, 36, 2017, pp. 3287-3295.
28. P. P. S. da Costa, *Validation of a mathematical model for the simulation of loss of coolant accidents in nuclear power plants*, Thesis to obtain the Master of Science Degree, Mechanical Engineering, Tecnico Lisboa 2016.
29. S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, CRC press, boca raton, Florida, 1980.
30. A. A. Fancello, *Dynamic and turbulent premixed combustion using flamelet-generated manifold in openFOAM*, BOXPress, Eindhoven University of Technology, 2014.
31. J. G. Quintiere, *Fundamentals of fire phenomena*, John Wiley Chichester, West Susses, England, 2006.
32. R. Cant, "SB Pope, Turbulent Flows, Cambridge University Press, Cambridge, UK," *Combustion and Flame*, 125, 2001, pp. 1361-1362.
33. I. Celik, Z. Cehreli, and I. Yavuz, "Index of resolution quality for large eddy simulations," *Journal of fluids engineering*, 127, 2005, pp. 949-958.
34. M. Faghri and B. Sundén, *Transport phenomena in fires*, Vol. 20, WIT press, Southamton, Boston, 2008.
35. S. De, A. K. Agarwal, S. Chaudhuri, and S. Sen, *Modeling and Simulation of Turbulent Combustion*, Springer, Singapore, 2018.
36. R. O. Fox and A. Varma, *Computational models for turbulent reacting flows*, Cambridge Univ. Press, 2003.
37. R. Lewandowski and B. Pinier, "The Kolmogorov Law of Turbulence What Can Rigorously Be Proved? Part II," *The Foundations of chaos revisited: from Poincaré to recent advancements*, ed: Springer, 2016, pp. 71-89.

English Abstract

Effects of combustion model in predicting pool fire and fire plum behaviors using large eddy simulation method

Mohammadhossein Jafari¹ and Hadi Pasharshahi^{2*}

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, m.jafarikaliji@modares.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, pasdar@modares.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2018.11.30, Received in revised form: 2019.01.01, Accepted: 2019.01.16)

In this paper, methane pool fire and fire plumes with two heat release rates of 14 and 45 kW are simulated using Large-Eddy Simulation (LES) method. In order to investigate the accuracy of various combustion models, two combustion models of Eddy Dissipation Model (EDM) and Infinity Fast Chemistry (IFC) have been evaluated with a one-equation sub-grid scale model. The simulated results are in a good agreement with experimental measurements, and show the scaling relations of mean temperature and velocity in each pool fire region including stable flame, intermittent and plume. Results indicate that, EDM combustion model have a better prediction of mean velocity and temperature while it has more computational time. In addition, by incorporating Fast Fourier Transform (FFT) analysis on the transient results of temperature and velocity, the prevailing frequency for the temperature and velocity is equal which is 2.75 Hz for the current case. Moreover, energy cascade of eddies shows the accuracy of the LES in predicting pool fire dynamic.

Keywords: Large Eddy Simulation, Pool fire, Eddy dissipation model, Infinity Fast Chemistry, One-equation sub-grid scale model