



The Importance of the Compatible Combustion and Sub-grid Scale Models on the Simulation of Large-Scale Pool Fire

G. Heidarinejad* , H. Pasharshahri, M. Safarzadeh

Faculty of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

ABSTRACT: In this paper, large-scale pool fire behavior has been investigated with large eddy simulation. In order to investigate the efficiency of various combustion models in the pool fire simulation, two combustion models of the eddy dissipation model and infinite fast chemistry in two sub-grid scale models of Smagorinsky and one equation was evaluated. The infinite fast chemistry model has an over-prediction in the reaction rate and flame temperatures in the simulation of pool fire. In addition, the eddy dissipation model, due to the use of time characteristic of turbulence and diffusion, has more accurate results in the prediction temperature field and flow behaviors. The eddy dissipation model with one-equation sub-grid scale model has better prediction for the velocity field and there is a difference of about 5–10 % with the experimental measurements. However, the infinite fast chemistry combustion model can better fit with the Smagorinsky sub-grid scale than one equation sub-grid scale model in the simulation of pool fire. The numerical results predicted by the different combustion models and sub-grid models for vertical velocity along the central line are in the range of experimental results, and almost all models predict the vertical velocity in this line, good.

Review History:

Received: 15 Nov. 2018

Revised: 10 Jan. 2019

Accepted: 11 Mar. 2019

Available Online: 20 Mar. 2019

Keywords:

Pool fire

Eddy dissipation

Infinite fast chemistry combustion model

Smagorinsky

One-equation sub-grid.

1. Introduction

In general, fire can be divided into two categories of jet fire and plume fire. The criterion for this division is based on the ratio of buoyancy forces to momentum (Richardson number).

Pool fire is a reactive plume and low-kinetic combustion in which buoyancy force is the dominant force on its movement. In the category of pool fire, pool fire with diameter of the fuel source of about 1 meter and above is a large-scale pool fire, and pool fire with a diameter of the fuel source of less than 30 to 50 cm is called a small-scale pool fire [1, 2].

McGrattan [3] conducted the first study on the use of a Large Eddy Simulation (LES) method in open and closed fire simulation. Yang et al. [4] using the LES model with *Fire Dynamics Simulator (FDS)* software, three combustion models of eddy dissipation, infinite fast chemistry and combustion model based on mixture fraction for the fire scenario in a single space room with an entrance. Maragcos et al. [5] modified the coefficients of the eddy dissipation model by comparing two eddy dissipation combustion models and eddy dissipation concept. In this study, the coefficient of the eddy dissipation combustion model was changed from 1 to 8 and it was concluded that coefficient 1 predicts a precise result.

In the present study, the modeling of the open-air pool fire by using simple combustion models, which is in accordance

*Corresponding author's email: gheidari@modares.ac.ir

with the fire physics, which is usually a fast chemistry kinetic, is considered and the effects of wall was ignored, in other words, in the simple manner of the effect of the combustion model on fire modeling were investigated.

2. Governing Equations

Using the Favre filtering method can filter the equations of reactive flow such as continuity, momentum, energy, and species transport equations. Smagorinsky [6] and single equation [7] Sub-Grid Scale (SGS) model for sub-grid stress and infinite fast chemistry and eddy dissipation combustion model was used for single-step reactions, and the radiation model of the discrete-ordinate approach was used for radiation modeling [8].

3. Numerical Method

In the present modeling, the fireFoam solver has been used; in the fireFoam solver, the equations are implicitly applied in the program. The value of the local Courant number is considered to be 0.4. For all convective terms in flow equations, turbulent kinetics energy, energy transfer, the transfer of species, the second-order scheme has been used. In this paper, a simulation based on the test carried out by Tieszen et al. [9], was conducted for a methane fuel with a fuel inlet diameter of one meter. for a methane fuel with a fuel inlet diameter of one meter. The amount of intake of fuel was $0.0666 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$. In order to model the pool fire,



the computational domain of $3 \times 3 \times 3$ m³ as shown in Fig. 1 was considered, and four types of 216000, 500000, 1000000, 2000000 grids were considered as the study of the effect of the computational grid, and the grid of one million was selected as the main grid.

The results are presented in four cases of Smagorinsky SGS-eddy dissipation combustion model (S_E), Smagorinsky SGS-infinite fast combustion model (S_I), one equation SGS-eddy dissipation combustion model (O_E) and one equation SGS-infinite fast combustion model (O_I) In order to investigate the compatibility of the combustion model with SGS model in modeling the pool fire.

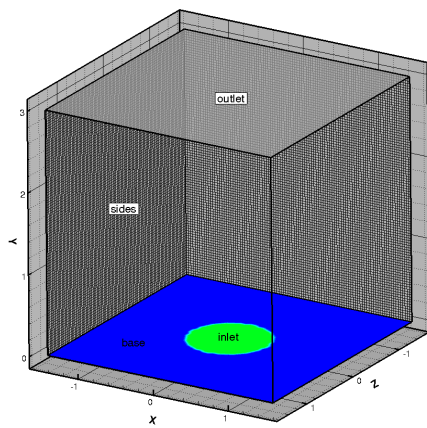
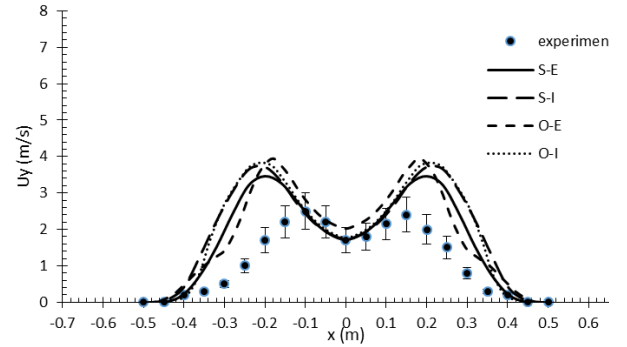


Fig. 1. The computational domain

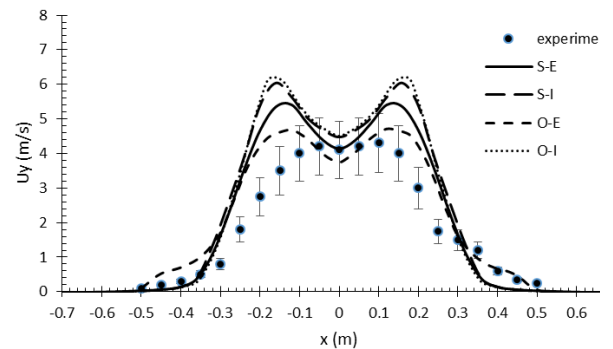
4. Results

In the pool fire, with a spark or other agent, the fuel around the fuel source starts to ignite. Since the ratio of fuel to air is high around the fuel source, so there is a rich combustion area in this area. By combustion formation, the temperature of the combustion gases as well as the gases surrounding the combustion products increases and, consequently, the density of the mixture decreases. By reducing the density of the mixture relative to the environment, the buoyancy force is activated corresponding to the difference in density of the mixture with the surrounding environment. In the next step, hot gases from the combustion process move upward due to buoyancy forces. In fact, at this stage, the flame is formed and transmitted as a plume to the top and disappears at the end of the flame by interrupting the combustion.

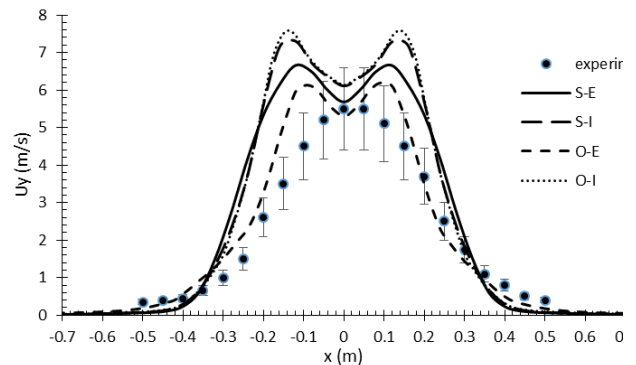
As seen in Fig. 2, between 4 cases, O_I case predicts the best results, for example, at 0.6 m, the relative error is about 29 %, and at 0.9 m, is about 14 %, which is the error within the range of experimental data error (20%) and, of course, at the $Y = 0.3$ level, most models have modeled the results with more error, which is due to the fact that in reality near the fuel bed, the combustion starts gradually and therefore, the temperature and consequently the velocity gradually increases, but in the modeling by combustion models based on the fast chemistry combustion with a faster speed than the experimental, and so the difference between numerical and experimental results is more pronounced at this point.



(a)



(b)



(c)

Fig. 2. Mean vertical velocity at a) $y = 0.3$ b) $y = 0.6$ c) $y = 0.9$ m

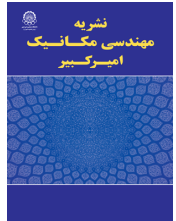
5. Conclusions

The prediction of the numerical temperature results in the nature of two combustion models, such as the infinite fast chemistry combustion model. When the fuel and oxidant are encountered, the reaction proceeds according to the equations of the irreversible stoichiometric equation, and therefore the temperature is higher than the eddy dissipation model and when the temperature is more predicted, the energy of the mixture is higher and also the density is lower. Therefore, the buoyancy force on the fluid is higher and therefore the vertical velocity is higher, and vice versa, when the temperature is

lower (in eddy dissipation model), the velocity decreases.

References

- [1] B.J. McCaffrey, Entrainment and heat flux of buoyant diffusion flames, *NBSIR*, (1982) 82-2473.
- [2] B. McCaffrey, Purely buoyant diffusion flames: Some experimental results. Final Report, Chemical and Physical Processes in Combustion. The National Institute of Standards and Technology (NIST), Miami Beach, (1979) 49.
- [3] K. McGrattan, R. Rehm, H. Baum, Fire-driven flows in enclosures, *Journal of Computational Physics*, 110(2) (1994) 285-291.
- [4] D. Yang, L. Hu, Y. Jiang, R. Huo, S. Zhu, X. Zhao, Comparison of FDS predictions by different combustion models with measured data for enclosure fires, *Fire Safety Journal*, 45(5) (2010) 298-313.
- [5] G. Maragkos, T. Beji, B. Merci, Advances in modelling in CFD simulations of turbulent gaseous pool fires, *Combustion and Flame*, 181 (2017) 22-38.
- [6] R.O. Fox, A. Varma, *Computational models for turbulent reacting flows*, Cambridge Univ. Press, 2003.
- [7] G.-H. Yeoh, K.K. Yuen, *Computational fluid dynamics in fire engineering: theory, modelling and practice*, Butterworth-Heinemann, 2009.
- [8] P.P.S. da Costa, Validation of a mathematical model for the simulation of loss of coolant accidents in nuclear power plants, (2016).
- [9] S. Tieszen, T. O'hern, R. Schefer, E. Weckman, T. Blanchat, Experimental study of the flow field in and around a one meter diameter methane fire, *Combustion and Flame*, 129(4) (2002) 378-391.



اهمیت استفاده از مدل احتراقی و زیرشبکه مناسب به منظور مدل سازی الگوی جریان در آتش استخری بزرگ مقیاس

قاسم حیدری نژاد*، هادی پاسدارشهری، محمد صفرزاده

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۸/۲۴
بازنگری: ۱۳۹۷/۱۰/۲۰
پذیرش: ۱۳۹۷/۱۲/۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۲/۲۹

کلمات کلیدی:

آتش استخری
مدل اضمحلال گردابه
مدل سینتیک سریع
مدل زیرشبکه اسماکورینسکی
تک معادله‌ای

خلاصه: در این مقاله به کمک روش شبیه سازی گردابه های بزرگ رفتار آتش استخری بزرگ مقیاس مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور بررسی کارایی مدل های احتراقی مختلف در شبیه سازی آتش و همچنین بررسی سازگاری مدل احتراقی با مدل زیرشبکه، دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه و سینتیک سریع در دو حالت مدل زیرشبکه اسماکورینسکی و تک معادله ای، مورد ارزیابی قرار گرفته شد. در حالت کلی مدل احتراقی سینتیک سریع با پیش بینی بیش از حد احتراق، میزان سرعت و دما را مقداری بیشتر از نتایج تجربی مدل می کند، اما مدل احتراقی اضمحلال گردابه به علت استفاده از زمان مشخصه اغتشاشی و نفوذ می تواند احتراق را دقیق تر مدل کند و در نتیجه نتایج میدان سرعت و دما را دقیق تر پیش بینی می کند. همچنین مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالتی که از مدل زیرشبکه تک معادله ای استفاده شود، بهترین مدل در پیش بینی میدان سرعت است به نحوی که در مقاطعی از میدان حل با اختلاف حدود ۱۰-۵ درصد در محدوده نتایج تجربی قرار می گیرد، اما مدل احتراقی سینتیک سریع بر خلاف مدل اضمحلال گردابه زمانی که با از مدل زیرشبکه اسماکورینسکی استفاده شود، نتایج بهتری ارائه می دهد و زمانی که با مدل زیرشبکه تک معادله ای به کار رود، نتایج میدان سرعت را با دقت پائین تری، مدل می کند.

۱- مقدمه

استخری که نمونه های آن را می توان به وفور در آتش سوزی های طبیعی ملاحظه کرد، نوعی پلوم واکنشی و جریان احتراقی با انرژی جنبشی پایین است که در آن نیروی شناوری، نیروی غالب بر حرکت آن است. در دسته بندی آتش استخری معمولاً، آتش استخری با قطر منبع سوخت حدود ۱ متر و بالاتر را آتش استخری بزرگ مقیاس ذکر می کنند و آتش استخری با قطر منبع سوخت کمتر از ۳۰ تا ۵۰ سانتی متر را آتش استخری کوچک مقیاس می گویند [۱ و ۲].

فیزیک حاکم بر آتش استخری و یا به طور کلی آتش، اصطلاحاً چند فیزیکی می باشد و از این رو برای شناخت پدیده های حاکم بر آن نیاز است فرایندهای مختلف را مدنظر قرار داد؛ واکنش های احتراقی، جریان اغتشاشی، انتقال حرارت، تولید دوده و مواردی از این قبیل از جمله مباحثی هستند که در بررسی فیزیک آتش باید مدنظر قرار گیرد [۳].

مدل های میدانی و یا همان مدل دینامیک سیالات محاسباتی، روشی را برای مدل سازی حریق ارائه می نماید که در آن معادلات ناویر-استوکس و دیگر معادلات نظیر معادلات اغتشاشی و معادلات

لزوجم به کارگیری ایمن آتش در فضاهای مختلف موجب شده است که آگاهی از فرآیند آن به منظور کنترل این پدیده مورد توجه قرار گیرد. آتش استخری از ابتدایی ترین آزمودن های مورد بررسی در فرآیند مدل سازی آتش و از قدیمی ترین سناریوهایی است که در بررسی آتش مورد بررسی قرار می گیرد. آتش استخری به عبارت خیلی ساده آتشی است که از منبع سوخت در مجاورت هوا شکل بگیرد و از آتشی که بر ذغالی ایجاد می شود را شامل می شود تا آتشی که ممکن است بر مخزن یک پالایشگاه اتفاق بیافتد و از این رو بررسی آتش استخری با ابعاد نسبتاً بزرگ می تواند تدابیر لازم برای جلوگیری از انتشار آتش در منابع بزرگ نظیر پالایشگاه و جنگل را به کار برد.

جریان حاصل از آتش سوزی در واقع یک جریان پلوم واکنشی است. به طور کلی آتش را می توان در دو دسته آتش جت و آتش در پلوم واکنشی تقسیم نمود. معیار این تقسیم بندی بر اساس نسبت نیروهای شناوری به مومنتوم (عدد ریچاردسون) جریان است. آتش

* نویسنده عهده دار مکاتبات: gheidari@modares.ac.ir



مدل سازی آتش فیزیکی مختلف با یکدیگر مرتبط می‌شوند، لذا نیاز است که موضوع مدل احتراقی مناسب، با دقت بالاتری بحث شود، به این معنا که متناسب با مدل اغتشاشی موردنظر مدل احتراقی مناسب ارائه شود.

ژو و همکاران [۱۰] نتایج مربوط به سه مدل احتراقی منبع گرمایی حجمی^{۱۳}، شکست گردابه^{۱۴} و پری پی.دی.اف^{۱۵} را برای سه سناریوی آتش در اتاق بزرگ و کوچک و همچنین آتش در تونل مدنظر قرار دادند و نتایج این سه روش را با استفاده از مدل اغتشاشی کا-پسیلون با یکدیگر مقایسه کردند. آن‌ها نتایج مدل احتراقی پری پی.دی.اف را به نسبت دیگر مدل‌های احتراقی مساعد ارزیابی کردند و البته مدل منبع گرمایی حجمی نیز نتایج خوبی را نشان داد (البته این نتایج مربوط به مدل اغتشاشی کا-پسیلون است). هوانگ و همکاران [۱۱] نیز سه مدل احتراقی منبع گرمایی حجمی، شکست گردابه و پری پی.دی.اف را همراه با مدل اغتشاشی کا-پسیلون برای سناریوی آتش در اتاق تمیز مدنظر قرار دادند و آن‌طور که گزارش شده است مدل منبع گرمایی حجمی مدل مناسبی برای تخمین گونه‌های حاصله نیست چراکه واکنش‌های شیمیایی را در نظر نمی‌گیرد، اما هزینه محاسباتی اندکی دارد.

اما یک سری تحقیقات دیگر کارایی مدل‌های احتراقی مختلف را برای روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ مورد آزمایش قرار دادند. از جمله، یائو و همکاران [۱۲] نتایج دو مدل احتراقی شکست گردابه و فلیملت آرام^{۱۶} را با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ برای حریق در فضای یک، دو و چند اتاقه با یکدیگر مقایسه کردند و گزارش کردند که نتایج این دو مدل تقریباً شبیه هم هست با این تفاوت که هزینه محاسباتی روش فلیملت آرام کمتر است.

یانگ و همکاران [۱۳] با استفاده از نرم‌افزار اف.دی.اس و مدل اغتشاشی شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، سه مدل احتراقی اضمحلال گردابه^{۱۷}، سینتیک سریع و مدل احتراقی بر مبنای کسر مخلوط را برای سناریوی آتش در فضای تک اتاقه با در ورودی، مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق مدل احتراقی که بر مبنای کسر مخلوط بود را برای سینتیک دومرحله‌ای و با تعریف دو و سه تابع کسر

کمیت اسکالر (جزءمولی) در فضای محاسباتی حل می‌گردد. 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 متوسط‌گیری شده^۶ ناویر استوکس بنا شده بودند و اکثراً در این نرم‌افزارها مدل کا-پسیلون مورد استفاده قرار می‌گرفت [۴].

مک‌گراتان [۵] اولین مطالعه در زمینه استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۷ در شبیه‌سازی آتش در فضای باز و بسته را انجام داد. در ابتدای سال ۲۰۰۰ میلادی نرم‌افزار اف.دی.اس^۸ بر مبنای روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ عرضه شد و از آن پس تحقیقات فراوانی بر ارتقاء مدل‌های زیرشبکه سازگارتر با مدل‌سازی حریق انجام شد؛ اما یکی دیگر از حلگرهای پیشرفته که امروزه به‌طور گسترده برای شبیه‌سازی آتش مورد استفاده قرار می‌گیرد، حلگر فایرفوم^۹ بوده که بر اساس کتابخانه‌های نرم‌افزار اپن‌فوم^{۱۰} تهیه شده است و البته از نرم‌افزارهای دیگری نظیر فلونت^{۱۱} [۶] و یا سی.اف.ایکس^{۱۲} [۷] نیز استفاده می‌شود. تحقیقات متعددی [۸ و ۹] به‌منظور بررسی کارایی هر یک از این نرم‌افزارها در مدل‌سازی آتش انجام شده است؛ اما عامل مهمی که در هر یک از این نرم‌افزارها باید با دقت مورد بررسی قرار گیرد، بررسی دقت هر یک از مدل‌هایی است که به‌منظور مدل‌سازی استفاده می‌شود (اعم از مدل اغتشاشی، مدل احتراقی، مدل دوده، مدل تشعشع و غیره).

در بررسی واکنش‌های انجام‌شده در حریق، به‌طور معمول به مدل‌های احتراقی مراجعه می‌شود لذا یکی از مباحث کلیدی در مدل‌سازی جریان‌های واکنشی-اغتشاشی، مدل‌های احتراقی می‌باشد. مدل‌های احتراقی در واقع شدت و سرعت واکنش در جریان‌های واکنشی احتراقی را مشخص می‌نماید و از این‌رو یکی از اجزای اصلی مدل‌سازی احتراق در حضور اغتشاش می‌باشد و از آنجاکه در

- 1 UNDSAFE
- 2 JASMINE
- 3 Phoenix
- 4 FLOW-3D
- 5 Sofi
- 6 Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)
- 7 Large Eddy Simulation (LES)
- 8 Fire Dynamic Simulator (FDS)
- 9 FireFoam
- 10 openFoam
- 11 Fluent
- 12 CFX

13 Volumetric Heat Source (VHS)
 14 Eddy Brake Up (EBU)
 15 PrePDF
 16 Laminar Flamelet
 17 Eddy Dissipation Model (EDM)

ضمحلل گردابه را از ۱ تا ۸ تغییر داده و به این نتیجه رسیدند که ضریب ۱ نتایج دقیق تری را پیش بینی می کند.

در این مقاله تاثیر دو پارامتر کلیدی مدل احتراقی و اغتشاشی بر دقت مدل سازی آتش استخری مورد بررسی قرار می گیرد و از تاثیر مدل های مختلف تشعشعی و نحوه گسسته سازی دیگر صرف نظر می شود. با توجه به مرور مطالعات انجام شده این مطلب به وضوح مشاهده می شود که با صراحت نمی توان گفت که چه مدل احتراقی برای مدل سازی آتش مناسب است بلکه باید متناسب با نوع سناریوی آتش و نوع مدل اغتشاشی و همچنین مدل های دیگری که استفاده می شود، مدل احتراقی انتخاب گردد.

با توجه به مرور مطالعات انجام شده تقریباً در اکثریت تحقیق ها کارایی مدل احتراقی مختلف از جمله فلیملت، منبع گرمایی حجمی، شکست گردابه، پری پی.دی.اف، اضمحلل گردابه و فرض اضمحلل گردابه در سناریوی آتش در ساختمان مورد بررسی قرار گرفته است. اما در تحقیق حاضر مدل سازی آتش استخری در فضای باز با استفاده از مدل های احتراقی ساده و در عین حال با دقت قابل قبول که مطابق با فیزیک آتش که معمولاً سینتیک سریع هست، مدنظر قرار گرفت تا به این ترتیب بتوان با صرف نظر کردن از اثرات دیواره و خاموشی و به عبارت دیگر در حالتی ساده اثر مدل احتراقی بر مدل سازی آتش بررسی کرد.

به منظور اعتبارسنجی مدل های ارائه شده برای مدل سازی آتش نیاز است که آن مدل ها را در سناریوهای مختلف مورد راستی آزمایی قرارداد و محدوده کارایی آن ها را ارتقاء داد؛ به این منظور موضوع اهمیت استفاده از مدل احتراقی مناسب در مدل سازی آتش استخری بزرگ مقیاس (متان)، در تحقیق حاضر مطرح شده است که نوآوری این تحقیق در آن است که با در نظر گرفتن سناریوی ساده اثر مدل احتراقی اضمحلل گردابه و سینتیک سریع را در دو حالت مختلف مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک معادله ای مدل سازی آتش استخری بررسی کرده و نتایج مربوط به این مدل ها مقایسه می شوند. لازم به ذکر است که ممکن است کارایی این مدل ها در سناریوهای متفاوت به شکل دیگر باشد و لذا در این مقاله فقط سناریوی آتش استخری، که سناریوی شناخته شده در بررسی آتش است، مورد بررسی قرار می گیرد.

مخلوط تعریف کردند و نتایج آن ها را با یکدیگر مقایسه نمودند. نتایج مقدار آزادسازی حرارت در سینتیک دومرحله ای، نتایج مطلوبی بوده است. البته تحقیقات دیگری [۱۳ و ۱۴] نیز در زمینه تأثیر مدل احتراقی بر مدل سازی آتش با تغییر ورژن نرم افزاری همچون اف.دی.اس انجام شده است. ماراگکاس و همکاران [۱۵] کارایی مدل احتراقی اضمحلل گردابه را در دو بسته نرم افزاری اپن فوم و اف.دی.اس مقایسه کردند و پیش بینی دمای متوسط حدود ۱۰۰ درجه کلون بیش از نتایج تجربی، توسط بسته اپن فوم را گزارش کردند و البته اف.دی.اس میزان نوسانات سرعت را به خوبی مدل نکرده بود.

پاسدار شهری 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 و در تحقیقی دیگر از این نویسندگان [۱۷] مدل احتراقی اضمحلل گردابه را 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 فلیملت آرام، سه مدل زیرشبکه های اسماگورینسکی، ویسکوزیته ادی تعدیل شده برای دیواره^۱ و وِرمَن^۲ مورد بررسی قراردادند و به این نتیجه رسیدند که مدل ویسکوزیته ادی تعدیل شده برای دیواره زیرشبکه سازگارتر با روش فلیملت است و در تحقیقی دیگر از این نویسندگان [۱۹] مقدار مناسب سه ضریب ثابت اسماگورینسکی، عدد پرانتل و عدد اشمیت اغتشاشی که با مدل احتراقی فلیملت آرام هم خوانی بیشتری داشته باشد را ارائه دادند. مارگکاس و همکاران [۲۰] با مقایسه دو مدل احتراقی اضمحلل گردابه و فرض اضمحلل گردابه و مقایسه نتایج اضمحلل گردابه با نتایج فرض اضمحلل گردابه، ضرایب مدل اضمحلل گردابه را تصحیح کردند. در این تحقیق ضریب مدل احتراقی

1 Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity (WALE)

2 Verman

۲- معادلات حاکم

با توجه به آنکه جریان آتش‌سوزی به‌عنوان یک جریان احتراقی غیرپیش‌آمیخته مطرح می‌شود، لذا یک مسئله چگالی متغیر است و باید از فیلترگیری وزنی برای معادلات حاکم استفاده شود. با استفاده از روش فیلترگیری فاوور، می‌توان معادلات مربوط به جریان واکنشی نظیر پیوستگی، مومنتوم، انرژی و بقای گونه‌ها را فیلترگیری نمود؛ که در این صورت معادلات مورد نیاز برای مدل‌سازی احتراق به‌صورت روابط (۱) تا (۴) می‌شود [۲۱].

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

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j)}{\partial x_i} \\ &= -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{ij}}{\partial x_i} - \frac{\partial(\bar{\tau}_{u_i u_j})}{\partial x_i} + (\bar{\rho} - \rho_{ref})g_i \end{aligned} \quad (2)$$

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

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

در این روابط ρ چگالی مخلوط، u_i سرعت، P فشار و T دما هستند. همچنین ϕ نشان‌دهنده هر کمیت اسکالر در جریان (نظیر جزءمولی محصولات) و ω_T نرخ حرارت تولید شده در اثر احتراق است. عبارت S_ϕ و S_{rad} نیز نرخ انتقال حرارت تابشی و عبارت تولید در معادلات انرژی و کمیت اسکالر هستند. در روابط (۲) تا (۴) تانسور تنش‌های لزجی، بردار شار حرارتی و شار جرمی که با استفاده از قوانین نیوتن، فوریه و فیک [۲۲] مدل‌سازی می‌شوند:

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

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

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

در معادله بالا μ ، ویسکوزیته می‌باشد، Pr عدد پرانتل و Sc عدد اشمیت است که مقدار آن‌ها برای جریان‌های مختلف متفاوت می‌باشد. پس از اعمال فیلترگیری در روابط (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 اغتشاشی مدل شوند. در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ برای بسته شدن 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 مدل کردن زیرشبکه را دارد.

مدل زیرشبکه‌ای که بیش از دیگر مدل‌ها مورد استقبال قرار گرفته است، مدل اسمگورینسکی است که به‌کارگیری این مدل به نسبت سایر مدل‌ها خیلی ساده‌تر است [۲۳]. در این مدل تنش زیرشبکه اغتشاشی مربوط مومنتوم توسط روابط (۸) تا (۱۱) ارائه می‌شود.

$$\bar{\tau}_{u_i u_j} = \bar{\rho}u_i u_j - \bar{\rho}\tilde{u}_i \tilde{u}_j = -2\mu_t^{SGS} \tilde{S}_{ij} + \frac{1}{3}\bar{\tau}_{kk} \delta_{ij} \quad (8)$$

$$\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial\tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (9)$$

$$\mu_t^{SGS} = \bar{\rho}C_s \Delta^2 \left| \tilde{S}_{ij} \right| \quad (10)$$

$$\mu_t^{SGS} = \bar{\rho}C_s \Delta \sqrt{k_{sgs}} \quad (11)$$

در این روابط ترم Δ معرف اندازه فیلتر است که به‌صورت $\Delta = (\Delta x \Delta y \Delta z)^{1/3}$ به دست می‌آید و همچنین μ_t^{SGS} معرف لزجت توربولانسی می‌باشد که به عبارتی اثرات اغتشاش گردابه‌های کوچک این‌گونه وارد معادلات می‌شود. C_s ضریب ثابت اسمگورینسکی می‌باشد که می‌تواند مقداری بین $0.1/0.65$ داشته باشد [۲۴].

مدل زیرشبکه دیگری که در نرم‌افزار این‌فوم مورد استفاده قرار می‌گیرد، مدل زیرشبکه یک‌معادله‌ای است [۲۵]. در این مدل معادله انتقال برای انرژی جنبشی اغتشاشی حل می‌شود و مقدار لزجت گردابه‌ای با توجه به انرژی جنبشی اغتشاشی تعیین می‌شود.

$$\overline{\dot{\omega}}_F'' = \bar{\rho} \frac{\min(\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_{O_2} / s)}{\tau_{mix}} \quad (17)$$

در رابطه (۱۷)، $\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_{O_2}$ به ترتیب کسر جرمی اکسیدکننده و سوخت هستند و S نسبت جرمی استوکیومتری هوا به سوخت است. پارامتر مهم در رابطه (۱۷) τ_{mix} می‌باشد که توسط رابطه (۱۸) به دست می‌آید.

$$\tau_{mix} = \min \left(\underbrace{\frac{k_{sgs}}{C_{EDM} \varepsilon_{sgs}}}_{\tau_{turb}}, \underbrace{\frac{\Delta^2}{C_{diff} \alpha}}_{\tau_{lam}} \right), C_{EDM} = 4, C_{diff} = 2 \quad (18)$$

۲-۲- مدل احتراقی سینتیک بسیار سریع

مدل احتراقی سینتیک 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 (۱۹) مدل نمود.

$$\overline{\dot{\omega}}_F'' = \bar{\rho} \frac{\min(\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O / s)}{C_c \Delta t} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹)، $C_c, \Delta t$ به ترتیب گام زمانی و ضریب ثابت این مدل هستند. فرآیند سوخت طی یکی سری فرآیندهای سینتیکی به گونه‌های دیگر نظیر دوده، دی‌اکسیدکربن و گونه‌های دیگر (که برخی اوقات به صدها گونه دیگر می‌رسد) تبدیل می‌شود. طبیعی است که سینتیک کامل، توانایی بالایی در مدل‌سازی جزئیات فرآیند سینتیکی تبدیل گونه‌ها دارد [۲۹]، اما زمان محاسباتی زیادی را می‌طلبد که در مدل‌سازی آتش به صرفه نیست. چراکه در مدل‌سازی آتش دغدغه نوع و مقدار آلاینده‌ها وجود ندارد و حتی سایر گونه‌ها بلکه دغدغه اصلی دوده ناشی از فرآیند حریق هست و لذا اکثر تحقیقاتی که انجام داده‌اند از سینتیک کامل استفاده نشده است بلکه از واکنش‌های کلی استفاده کرده‌اند.

در این مقاله برای تمامی حالت‌های مورد بررسی از فرض واکنش

$$\mu_t^{SGS} = \bar{\rho} C \Delta \sqrt{k_{sgs}} \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} k_{sgs})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} u_i k_{sgs})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} C_{\alpha k} \Delta \sqrt{k_{sgs}} \frac{\partial k_{sgs}}{\partial x_i} \right) + P_{k_{sgs}} - D_{k_{sgs}} + B_{k_{sgs}} \quad (13)$$

$$P_{k_{sgs}} = -\tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (14)$$

$$D_{k_{sgs}} = C_* \frac{\bar{\rho} k_{sgs}^{3/2}}{\Delta} \quad (15)$$

$$B_{k_{sgs}} = -\frac{C}{\sigma_\rho} \Delta \sqrt{k_{sgs}} \left(\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} \cdot g_j \right) \quad (16)$$

در معادلات مربوط به مدل زیرشبکه تک معادله‌ای ضریب C را معمولاً ۰/۰۶۹، $C_{\alpha k} = C / \sigma_k$ و مابقی ضرایب را ۱ انتخاب می‌کنند [۲۵].

زمانی که احتراق از حالت آرام درآمده و اغتشاشی می‌شود نیاز است اثر متقابل احتراق و اغتشاش مورد نظر قرار گیرد. شعله آتش نیز یک جریان واکنشی است که دارای مکانیسم شعله غیرپیش‌آمیخته می‌باشد که در اکثر موارد و شاید بتوان گفت در تمام موارد کاملاً اغتشاشی هست لذا نیاز است در مدل‌سازی آتش با به‌کارگیری مدل احتراقی مناسب، اثرات اغتشاش و احتراق واقع‌شده در آتش را وارد مدل‌سازی نمود [۲۶].

۲-۱- مدل احتراقی اضمحلال گردابه

مگناسن و هجارتاگر [۲۷] با ایده گرفتن از روش ارائه‌شده توسط اسپالدینگ [۲۸]، مدل احتراقی اضمحلال گردابه را ارائه دادند. مدل اضمحلال گردابه همچون مدل شکست گردابه با این فرض ارائه می‌شود که ناحیه واکنشی به صورت مجموعه‌ای از بسته‌های واکنشی هستند که با گردابه‌های اغتشاشی منتقل می‌شوند و 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 صورت می‌گیرد و از این‌روست که این روش به اضمحلال گردابه معروف شده است. در این مدل احتراقی، نرخ مصرف سوخت از رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود.

$$S_{rad} = -4\bar{K}_a E_b + \sum_{i=1}^{n_{rad}} w_i \bar{K}_a \bar{I}_i (\hat{S}_i) \quad (23)$$

در رابطه (۲۳) w_i ، ضرایب وزنی مربوط به جهت‌های گسسته‌سازی معادله تشعشع می‌باشند.

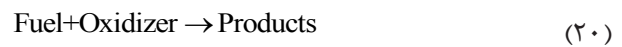
در اکثر مطالعات مربوط به مدل‌سازی آتش، اشاره شده است که برای استفاده از مدل تشعشعی بهتر است از S_4 (۸×۳ زاویه فضایی) استفاده شود و یا بهتر است که معادله تشعشع با استفاده از روش بادسو گسسته‌سازی شود [۳۰].

۲-۳- روش عددی

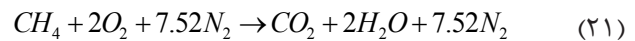
در مدل‌سازی حاضر از حلگر فایرفوم^۲ استفاده شده است؛ فایرفوم نیز همچون سایر حلگرهای نرم‌افزار اپن‌فوم از روش گسسته‌سازی حجم محدود [۳۱] استفاده می‌کند (کد متن‌باز اپن‌فوم بر اساس برنامه‌نویسی شیء‌گرا با زبان برنامه‌نویسی ++C می‌باشد). از آنجا که این نرم‌افزار محیط گرافیکی ندارد و برای انجام مراحل پس‌پردازش نرم‌افزار تخصصی ندارد. لذا برای انجام مراحل پس‌پردازش از نرم‌افزار تک‌پلات^۳ استفاده شد. از الگوریتم پیمپل، که ترکیبی از الگوریتم پیزو و سیمپل است، برای برطرف کردن وابستگی فشار و سرعت استفاده شده است [۳۲]. حلقه داخلی پیزو که معادله فشار را شامل می‌شود، برای وابستگی فشار و سرعت و معادله بقای جرم استفاده شده است و همچنین الگوریتم سیمپل برای برطرف کردن وابستگی کمیت‌های اسکالر استفاده شده است [۳۲]. با توجه به ماهیت احتراقی مساله و وابستگی چگالی به دما، در مطالعات موردی بررسی شده در این رساله، حلقه خارجی، یک بار و حلقه داخلی دو بار تکرار می‌شود. در حلگر فایرفوم، معادلات به صورت ضمنی در برنامه اعمال شده است. مقدار عدد کورانت موضعی حداکثر ۰/۴ در نظر گرفته شده است.

برای تمامی عبارت‌های جابجایی در معادلات اندازه حرکت، انرژی جنبشی زیرشبکه، انتقال انرژی، انتقال گونه از تقریب مرتبه دو استفاده شده است. با توجه به مطالعات پیشین [۱۷]، برای عبارت مشتق زمانی در تمام معادلات از روش اویلری و گرادیان‌ها، از روش گوسی مرتبه دوم و مشتق‌های مرتبه دوم نیز از تقریب مرتبه دوم

تک‌مرحله‌ای بازگشت‌ناپذیر استفاده می‌شود و واکنش شیمیایی در حالت کلی به صورت رابطه (۲۰) در نظر گرفته می‌شود



که برای سوخت متان به صورت رابطه (۲۱) درمی‌آید.



با توجه به رابطه (۳) مشاهده می‌شود که یک مجهول در رابطه وجود دارد به نام ترم منبع S_{rad} (نرخ انتقال حرارت تشعشع) که معرف میزان انتقال حرارت تشعشع می‌باشد 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 می‌باشد. 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 (۲۲) معادله دیفرانسیلی تشعشع می‌باشد و به منظور گسسته‌سازی این معادله نیاز است که فضای 4π را به جهات مختلف تقسیم‌بندی کرد و آن را در آن راستاها حل نمود. در این مقاله مدل تشعشعی جهات گسسته در نظر گرفته شده است که نحوه گسسته‌سازی این روش در ادامه به صورت مختصر ذکر می‌شود.

$$\xi_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial x} + \eta_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial y} + \zeta_i \frac{\partial \bar{I}_i}{\partial z} \approx \bar{K}_a (\sigma \bar{T}^4 - \bar{I}_i) \quad (22)$$

در معادله (۲۲) از اثر متقابل تشعشع و اغتشاش زیرشبکه 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 از جهت‌هایی که معادله شدت تشعشع در آن راستاها گسسته‌سازی می‌شود. در این گزارش نتایج چند جهات ($n_\theta = n_\phi = 2$) 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 (۲۳) می‌توان تأثیر تشعشع را در معادله انرژی اعمال نمود.

2 FireFoam

3 Tecplot

1 Discrete Ordinates Method (DOM)

جدول ۱. معرفی اجراهای مختلف انجام شده
Table 1: Introduction of different cases

مدل احتراقی	مدل زیرشبکه اغتشاشی	نماد اجرای مورد نظر
اضمحلال گردابه	زیرشبکه اسماگورینسکی	S-E
شیمی سریع	زیرشبکه اسماگورینسکی	S-I
اضمحلال گردابه	زیرشبکه تک معادله‌ای	O-E
شیمی سریع	زیرشبکه تک معادله‌ای	O-I

محاسباتی و زمان محاسباتی ۳۰ ثانیه (برای رسیدن به جواب‌های شبیه‌پایدار)، در حدود ۶۰ ساعت زمان محاسبات لازم است.

۲-۴- شرح آزمون

مطالعات تجربی متعددی در زمینه‌ی آتش استخری در فضای باز انجام شده است [۱ و ۲]. در این مقاله مدل‌سازی بر اساس آزمایش تیزن و همکاران [۳۳] برای آتش استخری با سوخت متان با قطر سوخت ورودی یک متر انجام شده است. میزان دبی سوخت ورودی $0.066 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ بوده است. توان حرارتی آتش در این حالت $2/7$ مگاوات است. بر اساس این آزمایش با استفاده از روش سرعت‌سنجی تصویر ذرات^۳ مقادیر سرعت لحظه‌ای در صفحه مرکزی آتش استخری اندازه‌گیری شده است. این مقادیر برای نقطه‌ای با ارتفاع 0.505 متر نسبت به مرکز ورودی سوخت به صورت لحظه‌ای گزارش شده است. در نهایت میزان سرعت‌های متوسط و پارامترهای اغتشاشی در صفحه مرکزی ارائه شده است. میزان دقت اندازه‌گیری برای سرعت‌های افقی بیشتر از 0.2 متر بر ثانیه و سرعت عمودی بیشتر از 1 متر بر ثانیه، $\pm 20\%$ درصد می‌باشد. دقت اندازه‌گیری با کاهش سرعت از مقادیر فوق، کاهش می‌یابد. مشخصه‌های جریان مغشوش نیز در مقادیر بیش از 0.3 مترمربع بر مجذور ثانیه برای u'^2 ، 0.5 مترمربع بر مجذور ثانیه برای v'^2 و 0.1 مترمربع بر مجذور ثانیه برای $u'v'$ دارای خطای اندازه‌گیری $\pm 20\%$ درصد است.

۲-۵- مطالعه عددی آزمون آتش استخری در فضای باز

برای شبیه‌سازی مسئله تشریح شده طبق شکل ۱ (الف) ناحیه محاسباتی مکعبی با طول، عرض و ارتفاع، 3 متر در نظر گرفته شد. مبدأ محور مختصات در مرکز این مربع قرار دارد و سوخت نیز از دایره‌ای به قطر یک متر (که مرکز آن در مبدأ مختصات واقع شده)

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.

به منظور مقایسه نتایج با نتایج تجربی نیاز است که ابتدا مقداری از زمان حل صرف رسیدن نتایج به حالت شبه پایدار شود که به این منظور حدود ۱۵ ثانیه نخست حل برای رسیدن به شرایط شبه پایدار می‌شود. در ادامه نیاز است که از داده‌ها متوسط‌گیری شود به این منظور در نتایج تجربی در محدوده ۱۱ سیکل پوفینگ (معادل با حدود ۶ ثانیه) از نتایج متوسط‌گیری شده است. اما در این مطالعه عددی در ۲۰ ثانیه، زمان متوسط‌گیری انتخاب می‌شود. البته در حدود ۱۰ ثانیه هم نتایج متوسط‌گیری با نتایج ۲۰ ثانیه فرقی نمی‌کند، چراکه نتایج مربوط به آتش استخری بعد از رسیدن به حالت شبه پایدار مورد ارزیابی قرار گرفته است و در این صورت متوسط‌گیری در تعداد سیکل بالاتر تأثیر چندانی در نتایج ندارد.

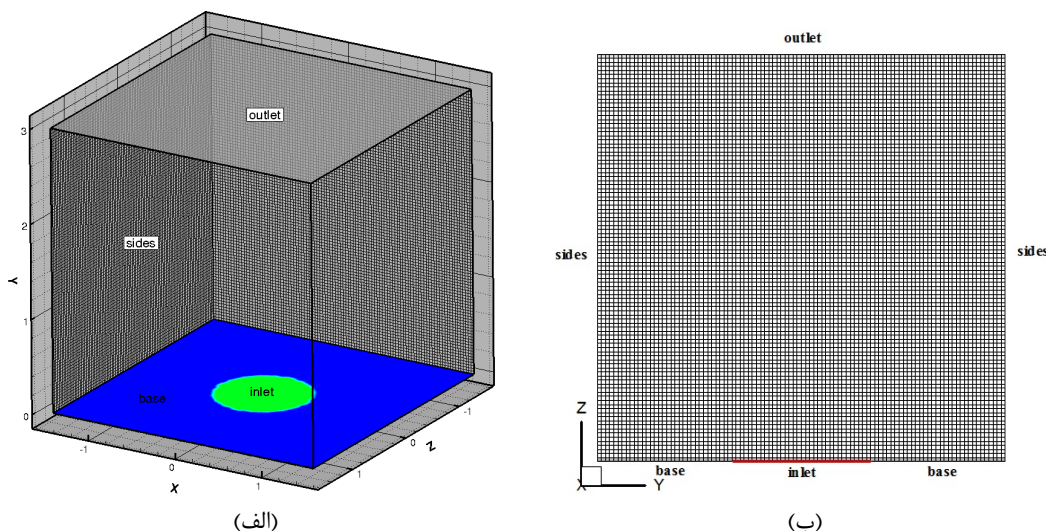
به منظور بررسی تأثیر مدل احتراقی و همچنین بررسی سازگاری مدل احتراقی با نوع مدل اغتشاشی، دو نوع مدل احتراقی اضمحلال گردابه و شیمی سریع به همراه دو نوع مدل زیرشبکه اغتشاشی اسماگورینسکی و تک معادله‌ای، طبق جدول ۱ مورد ارزیابی قرار می‌گیرند.

برای انجام مطالعات موردی از یک دستگاه کامپیوتر با سیستم حافظه توزیع شده به میزان ۶۴ گیگابایت و ۱۶ پردازشگر اینتل-کور آی۵-۲۴۰۰ با فرکانس ۳/۱ گیگاهرتز که هرکدام ۴ هسته حقیقی دارند، و ۴ گیگابایت رم استفاده شده است. این دستگاه قابلیت انجام پردازش موازی به کمک کتابخانه ام.پی.آی^۲ را دارا است. در عمده محاسبات انجام شده برای دستیابی به سرعت بالاتر به طور هم‌زمان از ۴ هسته برای هر مطالعه استفاده شده است. به عنوان یک برآورد برای مدل‌های ذکر شده، با در نظر گرفتن حدود یک میلیون شبکه

3 Particle Image Velocimetry (PIV)

1 Intel-Core i5-2400

2 MPI



شکل ۱. نمای کلی هندسه (الف) فضای محاسباتی جهت شبیه‌سازی آتش استخری با قطر یک متر (ب) نمایی از مش در صفحه y-z
 Fig. 1: Geometry of a) Computational domain to simulate a pool fire with a diameter of one meter b) View of the mesh on the page y-z

تعریف می‌شود.

$$PRI = \frac{L^{base}}{\Delta x} \quad (25)$$

در رابطه (۲۵) 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 کیفیت شعله بیشتر از ۴۰ باشد [۱۵].

به‌منظور مدل‌سازی آتش استخری فضای محاسباتی $3 \times 3 \times 3$ مترمکعب در نظر گرفته شد و چهار نوع شبکه‌بندی ۲۱۶۰۰۰، ۵۰۰۰۰، ۱۰۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰۰۰ نیز به‌عنوان بررسی تأثیر شبکه محاسباتی مدنظر قرار گرفته است و مش یک میلیون که نمایی از این مش در شکل ۱ (ب) آمده است، به‌عنوان شبکه اصلی انتخاب شده است. همچنین ناحیه ورودی سوخت، شرط مرزی دبی ورودی $0.66 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ در نظر گرفته شد. دیوارهای پائین نزدیک منبع آتش، شرط مرزی عدم لغزش لحاظ شد و سایر مرزها به‌صورت مرز آزاد فرض شد.

۳- نتایج

۳-۱- شروع اشتعال و مکانیزم آن

با توجه به شکل ۲، معمولاً آتش استخری رژیم‌های متفاوتی را تجربه می‌کند. بدین‌صورت که ابتدا با جرقه و یا عامل دیگر، سوخت

به همان میزان مشخص‌شده در آزمون و از صفحه پایینی مکعب، وارد می‌شود.

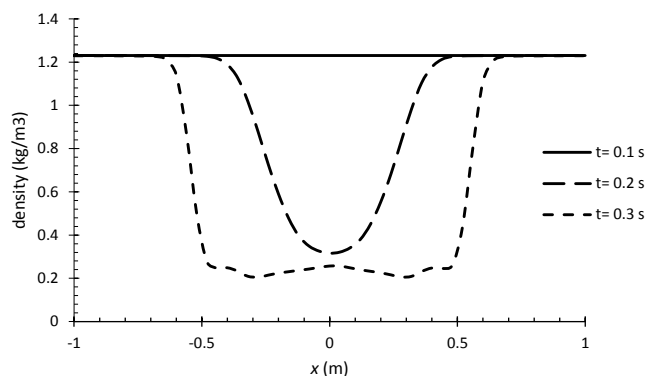
به‌منظور دستیابی به نتایج قابل قبولی از مدل‌سازی آتش، لازم است در ابتدا شناخت کافی نسبت به محدوده مقیاس طولی حل حاصل شود. مقیاس طولی مناسب برای حل مسئله شامل پلوم آتش و جریان شناوری حاصل از آن بر اساس توان حرارتی آن، توسط رابطه (۲۴) تعریف می‌شود.

$$L^{base} = \left(\frac{\dot{Q}_{comb}}{\rho_{\infty} T_{\infty} C_p \sqrt{g}} \right)^{0.4} \quad (24)$$

این طول مشخصه درواقع برآوردی از ناحیه مؤثر در اطراف آتش استخری است که از تغییرات آن، اثرمی پذیرد. به‌طور کلی هنگامی که برای این مقیاس طولی حداقل ۱۰ شبکه محاسباتی در نظر گرفته شود، مقادیر بزرگ‌مقیاس که از حل مستقیم معادلات به دست می‌آید و درواقع توسط لزجت واقعی کنترل و محاسبه می‌شوند، به‌درستی حل می‌شود [۱۵]. در این مدل‌سازی برای توان حرارتی $2/7$ مگاوات طول مشخصه از مرتبه حدود $1/3$ متر است. بنابراین برای حل صحیح بزرگ‌مقیاس لازم است که اندازه شبکه از مرتبه ۱۳ سانتی‌متر باشد. در مدل‌سازی آتش پارامتری به نام شاخص کیفیت شعله^۱ تعریف می‌شود و با توجه به مقدار این پارامتر، می‌توان راجع به شبکه مورد استفاده به‌طور تقریبی صحبت کرد. این پارامتر به‌صورت رابطه (۲۵)

1 Plume Resolution Index (PRI)

درواقع در این مرحله شعله شکل می‌گیرد و به صورت پلوم به سمت بالا منتقل می‌شود و در انتهای شعله با قطع شدن احتراق، از بین می‌رود.

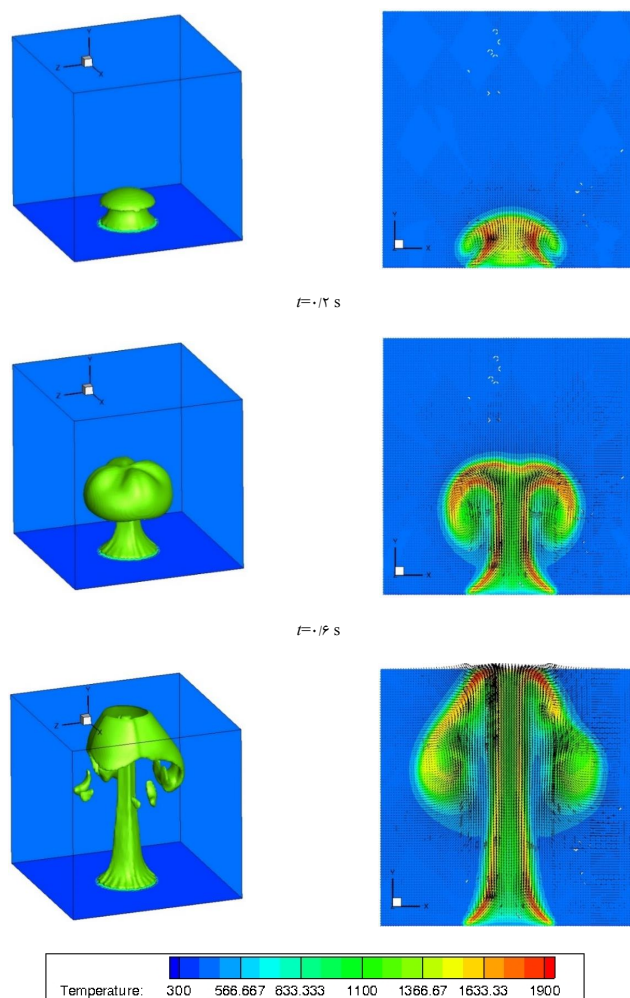


شکل ۳. چگالی مخلوط در شروع شکل‌گیری آتش (در ارتفاع ۰/۶ متر)
Fig. 3: Density of mixture at the start of fire formation (at a height of 0.6 m)

همان‌گونه که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، 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).

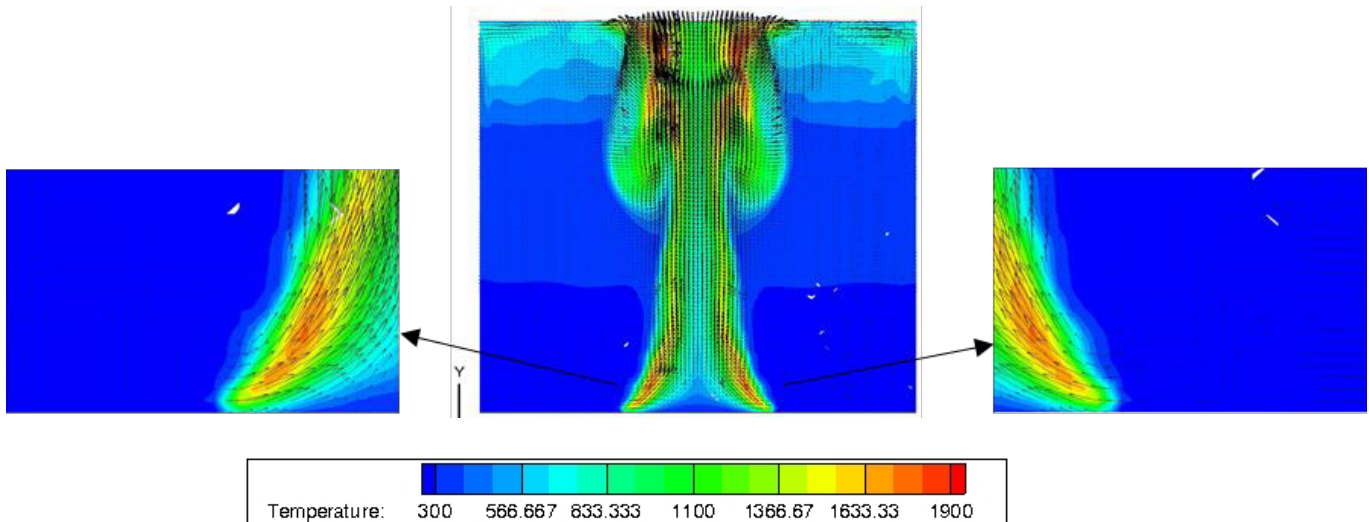
یکی از مشکلاتی که برای شروع شبیه‌سازی در مسائل احتراقی، در حالتی که از مدل احتراقی اضمحلال گردابه استفاده می‌شود، وجود دارد، نحوه شعله‌ورسازی اولیه سوخت است. به عبارت دیگر در ابتدای زمان حل، میزان سوخت ورودی مشخص است و اکسیژن هم وجود دارد، اما عامل دما که در واقع برای شروع و تداوم واکنش‌های شیمیایی لازم است، در دسترس نیست. زمانی که از مدل احتراقی اضمحلال گردابه استفاده می‌شود، در ابتدای زمان حل (تا حدود ۱۰ ثانیه اول) از مدل احتراقی سینتیک سریع به عنوان ابزاری برای ایجاد شعله اولیه، استفاده شده است. به عبارت دیگر در ابتدای زمان محاسباتی فرض می‌شود که به محض تقابل سوخت و اکسیدکننده، واکنش شیمیایی و سوختن، آغاز می‌شود. با این فرض، در همان گام زمانی اولیه ورود سوخت، سوختن، آغاز می‌شود. پس از طی حدود

در اطراف منبع سوخت شروع به اشتعال^۱ می‌کند (زمان ۰/۲ ثانیه). از آنجاکه در اطراف منبع سوخت نسبت سوخت به هوا زیاد است، لذا در این ناحیه احتراق غنی‌سوز شکل می‌گیرد. با شکل‌گیری احتراق، دمای گازهای حاصل از احتراق و همچنین گازهای اطراف محصولات احتراق بالا می‌رود و به تبع آن مطابق شکل ۳ چگالی مخلوط کاهش می‌یابد. با کاهش چگالی مخلوط به نسبت محیط اطراف، نیروی شناوری که متناسب با اختلاف چگالی مخلوط با محیط اطراف است، فعال می‌شود. در مرحله بعد، گازهای داغ حاصل از فرآیند احتراق به دلیل نیروهای شناوری به سمت بالا حرکت می‌کنند (زمان ۰/۶ تا ۱ ثانیه).



شکل ۲. شروع اشتعال و حرکت گازهای داغ ناشی از احتراق به سمت بالا (تصاویر سمت چپ، کانتور سطوح با دمای ۱۲۰۰ کلوین می‌باشد و تصاویر سمت راست، بردار سرعت و همچنین کانتور دما در صفحه $Z=0$)
Fig. 2: Ignition and moving upward of hot gases due to the combustion (left images, contour of surfaces with a temperature of 1200 K, and images on the right, velocity vector and also temperature contour in the $Z = 0$ plate)

1 Ignition



شکل ۴. نمایی از مکش هوا توسط شعله آتش
Fig. 4: View of air entrainment by flame

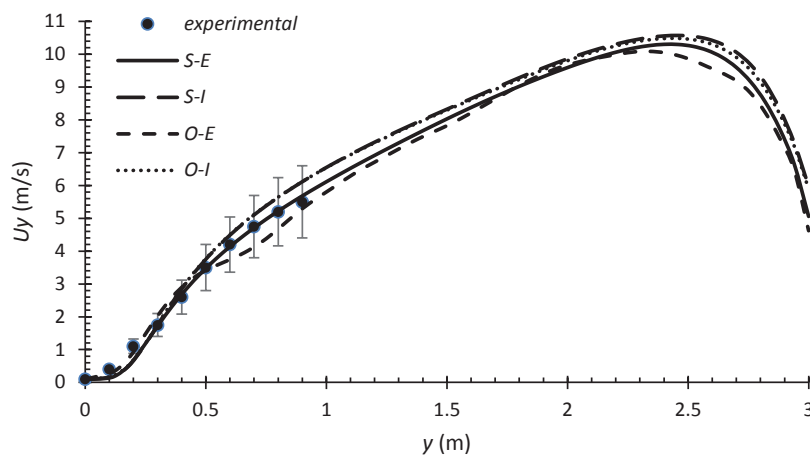
صفر (حدود $0/1$ متر بر ثانیه که سرعت سوخت ورودی است) شروع شده و به تدریج سرعت عمودی افزایش می‌یابد تا در ارتفاع حدود $2/5$ متر به مقدار بیشینه خود می‌رسد و پس از آن به علت کاهش مقدار احتراق، سرعت عمودی کاهش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل ۵ نشان داده شده است، نتایج عددی پیش‌بینی‌شده توسط مدل‌های مختلف احتراقی و زیرشبکه در محدوده نتایج تجربی قرار دارند و تقریباً تمام مدل‌ها یک‌روند را برای سرعت عمودی در راستای محور مرکزی پیش‌بینی کرده‌اند. البته با توجه به جدول ۲، بر روی خط مرکزی ($X=Z=0$) مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالتی که از مدل زیرشبکه اسمگورینسکی استفاده شود خطای نسبی میانگین در حدود ۶ درصد دارد و اگر

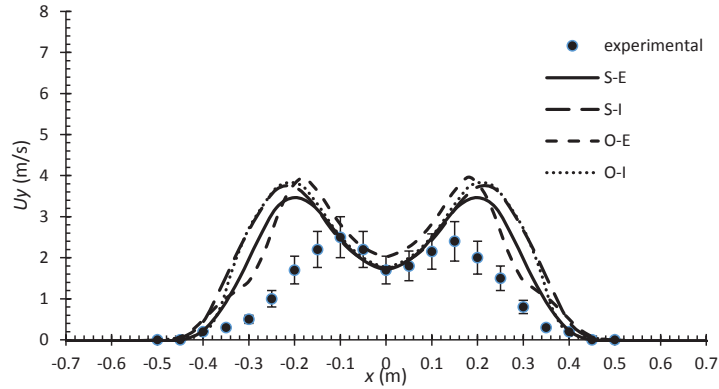
۱۰ ثانیه اول، ادامه محاسبات با مدل ائتلاف گردابه‌ای انجام می‌شود (لذا به‌طور دقیق با مدل اضمحلال گردابه نمی‌توان لحظات شعله‌ور شدن آتش را دنبال کرد).

۲-۳- مقایسه نتایج سرعت مدل‌های مختلف در مقاطع مختلف

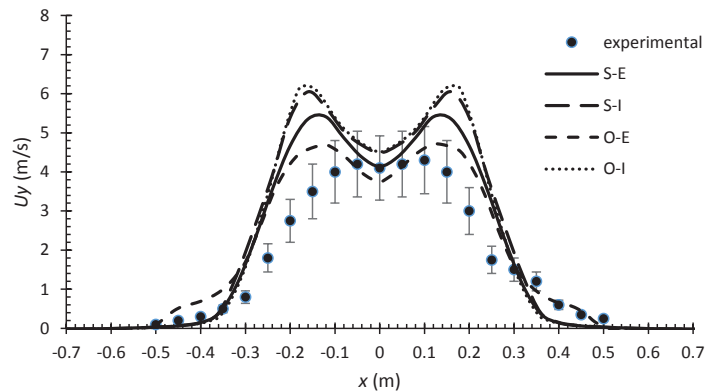
شکل ۵ نتایج تجربی و عددی مربوط به سرعت عمودی مدل‌های مختلف احتراقی و زیرشبکه را در راستای عمودی بر روی محور مرکزی نمایش می‌دهد (در این شکل نتایج تجربی تا ارتفاع $0/9$ متر نمایش داده شده است چراکه نتایج تجربی تا این ارتفاع گزارش شده است). طبق این شکل، سرعت عمودی ابتدا از مقدار نزدیک



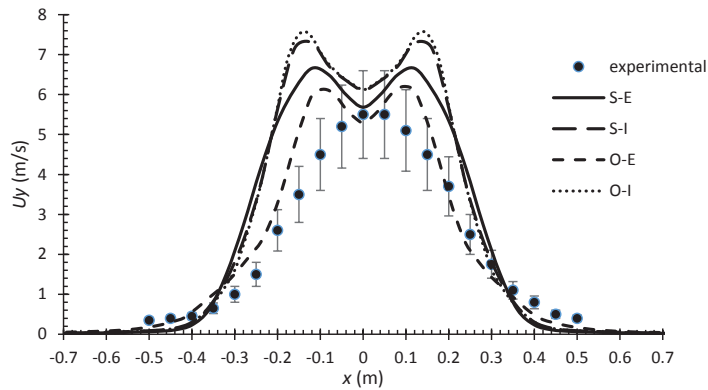
شکل ۵. مقایسه نتایج سرعت عمودی متوسط در خط مرکزی ($x = z = 0$)
Fig. 5: Comparison of mean vertical velocity results in the central line ($x = z = 0$)



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۶. مقایسه نتایج سرعت عمودی متوسط در مقطع الف) ۰/۳ متر ب) ۰/۶ متر ج) ۰/۹ متر
 Fig. 6: Comparison of mean vertical velocity results at the height of a) 0.3 m b) 0.6 m c) 0.9 m

احتراقی مختلف اضمحلال گردابه و سینتیک سریع در دو حالت مدل زیر شبکه اسماگورینسکی و تک معادله‌ای در مقطع ۰/۳، ۰/۶ و ۰/۹ متر مشاهده می‌شود. در شکل ۶ الف) سرعت عمودی در مقطع ۰/۳ متر نشان داده شده است. در این مقطع سرعت عمودی از صفر شروع شده و با شروع احتراق افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشینه خود

از تک معادله‌ای استفاده شود، در حدود ۱۰ درصد دارد و به نسبت مدل احتراقی سینتیک سریع که خطای نسبی میانگین در حدود ۱۲ درصد دارد، نتایج را بهتر پیش‌بینی کرده و نتایج آن با نتایج تجربی تطابق بیشتری دارد. در شکل ۶ نتایج سرعت عمودی متوسط‌گیری شده دو مدل

روش اضمحلال گردابه در دو حالت مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تکمعالله‌ای، به نسبت روش سینتیک سریع بسیار شبیه‌تر به نتایج تجربی است و به عبارتی مدل احتراقی اضمحلال گردابه بهتر از مدل احتراقی سینتیک سریع، روند تغییرات سرعت عمودی را پیش‌بینی کرده است. تا حدی که در شرایطی که از مدل احتراقی سینتیک سریع در حالت زیرشبکه تک‌مرحله‌ای استفاده شود، در مقطع ۰/۳ متر نتایج عددی (در نواحی که از مرکز دور باشد) حدود دو برابر محدوده نتایج تجربی (با احتساب میزان خطای نتایج تجربی) پیش‌بینی می‌شود در حالی که نتایج عددی مدل احتراقی اضمحلال گردابه در همین مدل زیرشبکه، در نزدیکی مرکز در محدوده نتایج تجربی است و با دور شدن از مرکز خطایی در حدود ۶۰-۵۰ درصد ایجاد می‌شود؛ اما زمانی که نتایج عددی در مقاطع بالاتر مشاهده می‌شود، دقت نتایج عددی بهبود می‌یابد به صورتی که مدل احتراقی اضمحلال گردابه در مدل زیرشبکه تک‌معالله‌ای تقریباً در محدوده نتایج عددی می‌افتد.

همان‌گونه که در شکل ۵ و جدول ۲ مشاهده می‌شود، نتایج سرعت عمودی در مرکز برخلاف مناطق اطراف مرکز، در محدوده نتایج تجربی می‌باشد (این موضوع در شکل ۶ نیز دیده می‌شود) به طوری که در خط مرکزی حالت O-E نتایج را با حدود ۶ درصد خطا پیش‌بینی کرده است.

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. این روند افزایش-کاهش-افزایش-کاهش که در سرعت عمودی دیده می‌شود (که شبیه دو کوهان می‌باشد) در نتایج تجربی و عددی مشاهده می‌شود و در هر دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه و سینتیک سریع در دو حالت مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک‌معالله‌ای، این روند را مدل کرده‌اند اما در تمام این مدل‌ها مقادیر سرعت عمودی بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی شده‌اند.

در شکل ۶ (ب) سرعت عمودی در مقطع ۰/۶ متر نشان داده شده است. در این مقطع نیز همچون مقطع قبلی، سرعت عمودی از صفر شروع می‌شود تا به مقدار بیشینه خود می‌رسد و سپس دوباره مقدار سرعت کاهش می‌یابد و دوباره این روند تکرار می‌شود. در این مقطع نیز این روند افزایش-کاهش-افزایش-کاهش که در سرعت عمودی دیده می‌شود (که شبیه دو کوهان می‌باشد) در نتایج تجربی و عددی مشاهده می‌شود اما نتایج مربوط به مقطع ۰/۹ متر (شکل ۶ ج)) این روند را در نتایج تجربی نشان نمی‌دهد اگرچه در نتایج عددی این روند مشاهده می‌شود و همچنین در این دو مقطع نیز نتایج عددی بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی شده است و به نوعی در تمامی حالات مقدار سرعت عمودی حاصل از نتایج عددی بیشتر از مقادیر تجربی است. با توجه به شکل ۶، در حالت کلی نتایج سرعت عمودی توسط

جدول ۲. خطای مطلق و نسبی نتایج سرعت عمودی در مقاطع مختلف

Table 2: Absolute and relative error of the vertical velocity at different sections

خطای نسبی میانگین (درصد)	خطای مطلق میانگین (m/s)	حالت مورد بررسی	مقطع	
۱۰	۰/۳۲	O-E	X = Z = 0	۱
۱۲	۰/۳۵	O-I		
۶	۰/۱	S-E		
۱۲	۰/۳۴۲	S-I		
۵۵	۱/۰۶	O-E	Y = ۰/۳ m	۲
۴۷	۰/۸۹	O-I		
۳۸	۰/۷۳	S-E		
۴۴	۰/۸۲	S-I		
۲۹	۰/۶۹	O-E	Y = ۰/۶ m	۳
۴۵	۱/۲۸	O-I		
۳۶	۰/۹۴	S-E		
۵۳	۱/۳۴	S-I		
۱۴	۰/۵۵	O-E	Y = ۰/۹ m	۴
۴۵	۱/۵۶	O-I		
۴۸	۱/۴	S-E		
۴۹	۱/۶	S-I		

می‌توان به منظور کنترل بهتر احتراق، مقادیر بهینه‌ای را برای ضرایب مدل‌های احتراقی به کاررفته استفاده نمود.

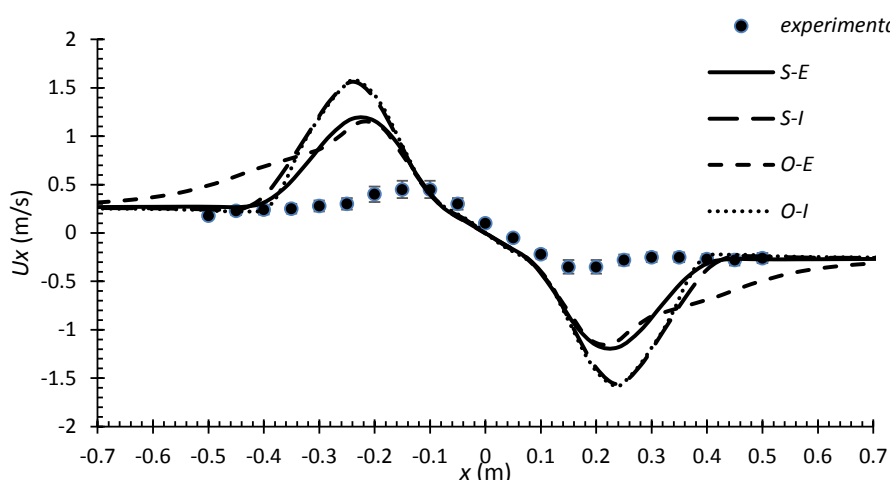
در مدل‌سازی میدان سرعت، مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالت مدل زیرشبکه تک‌معدله‌ای بهترین پیش‌بینی نتایج را ارائه می‌دهد و در مرحله بعد مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالت مدل زیرشبکه اسمگورینسکی و بعدازآن مدل احتراقی سینتیک سریع در حالت مدل زیرشبکه اسمگورینسکی و پر خط‌اترین پیش‌بینی نتایج مربوط به مدل احتراقی سینتیک سریع در حالت مدل زیرشبکه تک‌معدله‌ای می‌باشد.

به عبارتی مدل احتراقی اضمحلال گردابه (مابین دو مدل احتراقی استفاده شده)، مدل احتراقی بهتری می‌باشد و همچنین این مدل احتراقی در شرایطی که از مدل زیرشبکه تک‌معدله‌ای استفاده شود نتایج بهتری را ارائه می‌دهد و همچنین مدل احتراقی سینتیک سریع مابین دو مدل احتراقی استفاده شده، مدل احتراقی مناسبی نمی‌باشد و همچنین از این مدل احتراقی در شرایطی که از مدل زیرشبکه اسمگورینسکی استفاده شود، دقت نتایج بهبود می‌یابد.

در شکل ۷، سرعت افقی در مقطع 0.3 متر ($Z=0$) نشان داده شده است. در این مقطع سرعت افقی به ترتیب از چپ به راست، از حدود 0.3 متر بر ثانیه شروع شده و با شروع احتراق افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشینه خود می‌رسد و سپس دوباره مقدار سرعت افقی کاهش می‌یابد و سپس در جهت معکوس اندازه سرعت افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشینه اندازه سرعت افقی رسیده و سپس کاهش می‌یابد تا به مقدار حدی حدود -0.3 متر بر ثانیه می‌رسد. اما علت

اما با توجه به شکل ۶ زمانی که منحنی سرعت عمودی متوسط به دو مقدار بیشینه نزدیک می‌شود، میزان انحراف از نتایج تجربی زیادتر می‌شود که علت این موضوع پیش‌بینی بیش‌ازحد میزان احتراق (آزادسازی انرژی) توسط مدل‌های احتراقی به کاررفته می‌باشد چراکه احتراق در خط مرکزی اتفاق نمی‌افتد، بلکه در محدوده تقریبی مقادیر بیشینه سرعت عمودی اتفاق می‌افتد و لذا با ازدیاد انرژی، سرعت عمودی نیز افزایش می‌یابد و لذا به نسبت مرکز شعله، در نواحی دور از شعله انحراف از مقادیر تجربی بیشتر می‌شود و این رفتار باعث می‌شود که پیش‌بینی نتایج در مقاطع افقی با خطای بیشتری نسبت به خط مرکزی انجام شود تا حدی که با توجه به جدول ۲ برخی از حالات در حدود ۵۰ درصد خطا دارند (همچون حالت $S-I$ یا $S-E$ در پیش‌بینی نتایج سرعت عمودی روی خطوط افقی).

ما بین ۴ حالت، حالت $O-I$ بهترین نتایج را پیش‌بینی کرده است به عنوان مثال در مقطع 0.6 متر حدود ۲۹ درصد و در مقطع 0.9 متر حدود ۱۴ درصد خطای نسبی دارد که این مقدار خطا در محدوده خطای داده‌های تجربی (۲۰ درصد) می‌باشد و البته در مقطع $Y=0.3$ تقریباً اکثر مدل‌ها نتایج را با خطای بیشتری مدل کرده‌اند که علت در آن است که در واقعیت در نزدیکی بستر سوخت به تدریج احتراق شروع می‌شود و لذا دما و به تبع آن سرعت به تدریج افزایش می‌یابد اما در مدل‌سازی توسط مدل‌های احتراقی بر پایه سینتیک سریع احتراق با سرعت زیادتری نسبت به تجربی انجام می‌شود و بنابراین اختلاف بین نتایج عددی و تجربی نمود بیشتری در این مقطع پیدا می‌کند. البته این رفتار در پارامترهای دیگر نیز مشاهده می‌شود و



شکل ۷. مقایسه نتایج سرعت افقی متوسط در مقطع 0.3 متر
 Fig. 7: Comparison of the mean horizontal velocity at $y=0.3$ m

چپ شکل ۷ مشاهده می‌شود. این سرعت حدی در واقع سرعتی است که در نتیجه حرکت گازهای داغ به سمت بالا، به سمت مرکز کشیده می‌شوند و در واقع همچون یک جت عمل می‌کند و هوای اطراف را با این سرعت حدی به سمت خود می‌کشد.

۳-۲- مقایسه نتایج دمای مدل‌های مختلف در مقاطع مختلف

نتایج تجربی مرجعی که اطلاعات مربوط به میدان سرعت در آن گزارش شده بود و نتایج سرعت با آن مقایسه شد، اطلاعات مربوط به دما را گزارش نکرده است. اما می‌توان نتایج دمای پیش‌بینی شده توسط چند مدل مختلف مورد بحث را با یکدیگر مقایسه نمود. در شکل ۸ نتایج دمای متوسط‌گیری شده دو مدل احتراقی مختلف اضمحلال گردابه و سینتیک سریع، در حالتی که از دو مدل اغتشاشی اسماگورینسکی و تک‌معادله‌ای استفاده شود، در مقطع ۰/۶ و ۰/۹ متر مشاهده می‌شود.

با توجه به شکل ۸، نتایج دمای متوسط‌گیری شده توسط روش اضمحلال گردابه به نسبت روش سینتیک سریع در دو حالت مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک‌معادله‌ای، کمتر از نتایج دمای پیش‌بینی شده توسط روش سینتیک سریع است و در واقع مدل احتراقی اضمحلال گردابه نتایج دما را کمتر پیش‌بینی کرده است و به عبارتی مقدار آزادسازی انرژی احتراق توسط روش اضمحلال گردابه کمتر بوده است و به تبع آن نتایج سرعت در شکل‌های ۶ و ۷ کمتر پیش‌بینی شده است. با توجه به شکل ۸ مدلی که دما را کمتر از مابقی مدل‌ها پیش‌بینی کرده است مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالت مدل زیرشبکه تک‌معادله‌ای است که در قسمت نتایج سرعت نیز بهترین پیش‌بینی سرعت مربوط به این روش بود و همچنین مدل احتراقی سینتیک سریع در حالت مدل زیرشبکه تک‌معادله‌ای، بیشترین پیش‌بینی دما را دارد که نتایج عددی سرعت این مدل نیز بیشتر از سایر مدل‌ها بود و به عبارتی 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 سینتیک سریع با این فرض احتراق را مدل‌سازی می‌کند که به محض روبرو شدن سوخت و اکسیدکننده، احتراق به صورت کامل شکل بگیرد. ولی مدل احتراقی اضمحلال

این‌که در X منفی سرعت مثبت است و در X مثبت سرعت منفی است، این است که از دو طرف هوای تازه به سمت خط مرکزی کشیده می‌شود و لذا در جهت X منفی هوا به سمت مثبت کشیده می‌شود و در X مثبت، هوا که به سمت مرکز کشیده می‌شود (مرکز در سمت چپ قرار دارد) و لذا در جهت منفی می‌شود.

این روند افزایش-کاهش-افزایش-کاهش که در اندازه سرعت افقی وجود دارد، در نتایج تجربی و عددی مشاهده می‌شود و در هر دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه و سینتیک سریع در دو حالت مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک‌معادله‌ای، این روند را مدل کرده‌اند اما در تمام این مدل‌ها مقادیر سرعت افقی را بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی کرده‌اند و میزان انحراف نسبت به نتایج تجربی بسیار زیاد است تا حدی که در اکثر نقاط حدود ۲ الی ۳ برابر نتایج تجربی اختلاف وجود دارد. البته این میزان انحراف در نتایج تحقیقات مشابه نیز گزارش شده است، به طوری که در مرجع [۱۵] نیز نتایج عددی سرعت افقی حدود ۲ برابر نتایج تجربی پیش‌بینی شده است.

همان‌طور که بیان گردید در حالت کلی، این دو مدل احتراقی چون بر پایه واکنش سریع هستند لذا، میزان احتراق (آزادسازی انرژی) را مقداری بیش از حد پیش‌بینی می‌کنند و لذا طبق شکل ۶، سرعت عمودی بیشتر از نتایج تجربی پیش‌بینی می‌شود و به همین علت گازها با سرعت بیشتری به سمت بالا حرکت می‌کنند و بنابراین باید با مکش هوا از اطراف هوای تازه اضافه شود و لذا مکش سبب ایجاد سرعت افقی می‌شود و در نتیجه با پیش‌بینی بیشتر سرعت عمودی نتایج سرعت افقی در شکل ۷ بیشتر از نتایج تجربی به دست می‌آید.

با توجه به شکل‌های ۶ و ۷ این نکته مشهود است که دو مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک‌معادله‌ای در حالتی که از مدل احتراقی سینتیک سریع استفاده شود، میدان سرعت را شبیه یکدیگر مدل می‌کنند و تفاوت چندانی در نتایج عددی مربوط به پیش‌بینی میدان سرعت این دو مدل زیرشبکه نیست به صورتی که تنها حدود ۵-۱ درصد اختلاف دارند اما زمانی که از مدل احتراقی اضمحلال گردابه استفاده شود، اختلاف این دو مدل زیاد می‌شود و نتایج مدل زیرشبکه تک‌معادله‌ای بهتر می‌شود.

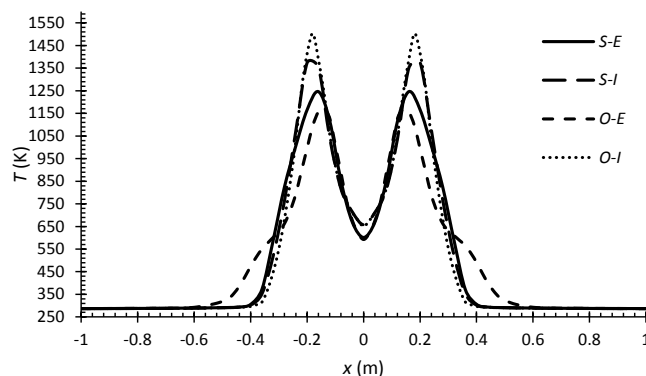
نکته‌ای که نتایج عددی و تجربی سرعت افقی با یکدیگر در آن اشتراک دارند، پیش‌بینی سرعت حدی‌ای است که در سمت راست و

سینتیک سریع مورد بررسی قرار گرفت و به منظور بررسی سازگاری مدل‌های احتراقی با نوع مدل زیرشبکه، دو مدل احتراقی فوق با دو مدل زیرشبکه اسماگورینسکی و تک‌معادله‌ای مورد ارزیابی قرار گرفت و نوع سناریوی آتش استخری با قطر یک متر و دبی $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ۰/۰۶۶ بود.

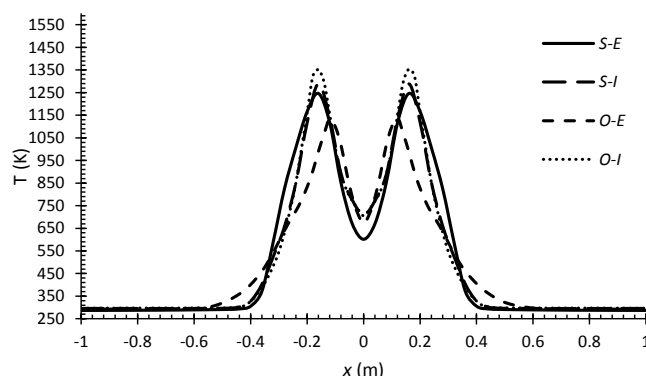
در آتش استخری، سرعت عمودی در راستای عمودی (بر خط مرکزی) ابتدا از مقدار نزدیک صفر در مرکز بستر سوخت (حدود ۰/۱ متر بر ثانیه که سرعت سوخت ورودی است) شروع شده و به تدریج افزایش می‌یابد تا در ارتفاع حدود ۲/۵ متر به مقدار بیشینه خود می‌رسد و پس از آن به علت کاهش مقدار احتراق، سرعت عمودی کاهش می‌یابد. نتایج عددی پیش‌بینی شده توسط مدل‌های مختلف احتراقی و زیرشبکه برای سرعت عمودی در راستای محور مرکزی در محدوده نتایج تجربی قرار دارند و تقریباً تمام مدل‌ها یک‌روند را برای سرعت عمودی پیش‌بینی کرده‌اند. البته در این میان مدل احتراقی اضمحلال گردابه در حالتی که از مدل زیرشبکه تک‌معادله‌ای استفاده شود، با نتایج تجربی تطابق بیشتری دارد.

در اکثر نتایج مربوط به سرعت، در خط مرکزی میدان سرعت نتایج شبیه‌سازی در محدوده نتایج تجربی می‌باشد. اما زمانی که از مرکز دور شده و به دو مقدار بیشینه سرعت عمودی نزدیک می‌شویم، میزان انحراف از نتایج تجربی زیادتر می‌شود که به نظر می‌رسد علت این موضوع پیش‌بینی بیش از حد میزان احتراق توسط مدل‌های به کار رفته باشد که می‌توان به منظور کنترل بهتر احتراق (و به تبع آن نتایج مربوطه)، مقادیر بهینه‌ای را برای ضرایب مدل‌های احتراقی به کار رفته استفاده نمود.

پیش‌بینی دمای نتایج عددی به ماهیت دو مدل احتراقی برمی‌گردد، به عنوان مثال مدل احتراقی سینتیک سریع به محض روبرو شدن سوخت و اکسیدکننده، واکنش طبق معادله‌ای تک‌معادله‌ای برگشت‌ناپذیر استوکیومتری پیش می‌رود و لذا دما بیشتر از مدل اضمحلال گردابه پیش‌بینی می‌شود و زمانی که دما بیشتر پیش‌بینی شود، به تبع آن انرژی مخلوط بالاتر می‌رود و همچنین چگالی پائین‌تر و لذا نیروی شناوری وارده بر سیال بیشتر و در نتیجه سرعت عمودی بالاتر می‌رود و بالعکس زمانی که دما پائین‌تر پیش‌بینی شود، سرعت کاهش می‌یابد.



(الف)



(ب)

شکل ۸. مقایسه‌ی نتایج دمای متوسط در مقطع الف) ۰/۶ متر ب) ۰/۹ متر
Fig. 8: Comparison of mean temperature at the height of a) 0.6 m b) 0.9 m

گردابه نوع و زمان مشخصه مخلوط شدن سوخت و اکسیدکننده را در روند پیشرفت احتراق مهم می‌داند و از این رو در مدل احتراقی سینتیک سریع به محض روبرو شدن سوخت و اکسیدکننده واکنش طبق معادله تک‌معادله‌ای برگشت‌ناپذیر استوکیومتری پیش می‌رود و لذا دما بیشتر از مدل اضمحلال گردابه پیش‌بینی می‌شود و زمانی که دما بیشتر پیش‌بینی شود به تبع آن انرژی مخلوط بالاتر می‌رود و همچنین چگالی پائین‌تر و لذا نیروی شناوری وارده بر سیال بیشتر و در نتیجه سرعت عمودی بالاتر می‌رود و بالعکس زمانی که دما پائین‌تر پیش‌بینی شود، سرعت کاهش می‌یابد.

۴- جمع‌بندی

در این مقاله باهدف بررسی تأثیر مدل‌های احتراقی بر دقت شبیه‌سازی عددی آتش، دو مدل احتراقی اضمحلال گردابه و

- models in cleanroom fire, *Journal of Mechanics*, 24(3) (2008) 267-275.
- [12] G. Yeoh, R. Yuen, S. Cheung, W. Kwok, On modelling combustion, radiation and soot processes in compartment fires, *Building and Environment*, 38(6) (2003) 771-785.
- [13] D. Yang, L. Hu, Y. Jiang, R. Huo, S. Zhu, X. Zhao, Comparison of FDS predictions by different combustion models with measured data for enclosure fires, *Fire Safety Journal*, 45(5) (2010) 298-313.
- [14] G. Yeoh, S. Cheung, J. Tu, T. Barber, Comparative Large Eddy Simulation study of a large-scale buoyant fire, *Heat and mass transfer*, 47(9) (2011) 1197-1208.
- [15] G. Maragkos, B. Merci, Large Eddy simulations of CH₄ fire plumes, *Flow, Turbulence and Combustion*, 99(1) (2017) 239-278.
- [16] H. Pasdarshahri, G. Heidarinejad, K. Mazaheri, Large eddy simulation on one-meter methane pool fire using one-equation sub-grid scale model, in: MCS, pp. 11-15.
- [17] H. pasdarshahri, improved of compatible subgrid scale with Large Eddy Simulation for numerical simulation of fire in closed space, PhD Thesis, Tarbiat Modares University, Iran, 2013 (In Persian).
- [18] A. Yuen, G. Yeoh, V. Timchenko, S. Cheung, 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(11) (2016) 1223-1241.
- [19] A.C. Yuen, G.H. Yeoh, V. Timchenko, S.C. Cheung, Q.N. Chan, 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(6-8) (2017) 324-337.
- [20] G. Maragkos, T. Beji, B. Merci, Advances in modelling in CFD simulations of turbulent gaseous pool fires, *Combustion and Flame*, [1] B.J. McCaffrey, Entrainment and heat flux of buoyant diffusion flames, NBSIR, (1982) 82-2473.
- [2] B. McCaffrey, Purely buoyant diffusion flames: Some experimental results. Final Report, Chemical and Physical Processes in Combustion. The National Institute of Standards and Technology (NIST), Miami Beach, (1979) 49.
- [3] A.A. Attar, M. Pourmahdian, B. Anvaripour, Experimental study and CFD simulation of pool fires, *International Journal of Computer Applications*, 70(11) (2013).
- [4] H. Pasdarshahri, G. Heidarinejad, K. Mazaheri, Comparison of Turbulence Sub-Grid Scale Model for Modeling of Large Scale Pool Fire Using LES, *Energy: Engineering & Management*, 3(1) (2013) 52-61 (In Persian).
- [5] K. McGrattan, R. Rehm, H. Baum, Fire-driven flows in enclosures, *Journal of Computational Physics*, 110(2) (1994) 285-291.
- [6] B. Sun, K. Guo, V.K. Pareek, Dynamic simulation of hazard analysis of radiations from LNG pool fire, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 35 (2015) 200-210.
- [7] W. Chow, R. Yin, A new model on simulating smoke transport with computational fluid dynamics, *Building and Environment*, 39(6) (2004) 611-620.
- [8] W. Chow, J. Dang, Y. Gao, C. Chow, Dependence of flame height of internal fire whirl in a vertical shaft on fuel burning rate in pool fire, *Applied Thermal Engineering*, 121 (2017) 712-720.
- [9] H.Z. Chiew, Fire dynamics simulation (FDS) study of fire in structures with curved geometry, UTAR, 2013.
- [10] H. Xue, J. Ho, Y. Cheng, Comparison of different combustion models in enclosure fire simulation, *Fire Safety Journal*, 36(1) (2001) 37-54.
- [11] Y.-L. Huang, H.-R. Shiu, S.-H. Chang, W.-F. Wu, S.-L. Chen, Comparison of combustion

- combustion, in: Symposium (international) on Combustion, Elsevier, 1977, pp. 719-729.
- [28] D. Spalding, Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames, in: Symposium (International) on Combustion, Elsevier, 1971, pp. 649-657.
- [29] A. Yuen, G. Yeoh, V. Timchenko, S. Cheung, 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) 171-188.
- [30] P.P.S. da Costa, Validation of a mathematical model for the simulation of loss of coolant accidents in nuclear power plants, (2016).
- [31] S. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, CRC press, 1980.
- [32] A.A. Fancello, Dynamic and turbulent premixed combustion using flamelet-generated manifold in openFOAM, BOXPress, 2014.
- [33] S. Tieszen, T. O'hern, R. Schefer, E. Weckman, T. Blanchat, Experimental study of the flow field in and around a one meter diameter methane fire, Combustion and Flame, 129(4) (2002) 378-391.
- 181 (2017) 22-38.
- [21] O.M. Knio, H.N. Najm, P.S. Wyckoff, A semi-implicit numerical scheme for reacting flow: II. Stiff, operator-split formulation, Journal of Computational Physics, 154(2) (1999) 428-467.
- [22] T. Poinso, D. Veynante, Theoretical and numerical combustion, RT Edwards, Inc., 2005.
- [23] R.O. Fox, A. Varma, Computational models for turbulent reacting flows, Cambridge Univ. Press, 2003.
- [24] A. Yuen, G. Yeoh, V. Timchenko, T. Barber, LES and multi-step chemical reaction in compartment fires, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 68(7) (2015) 711-736.
- [25] G.-H. Yeoh, K.K. Yuen, Computational fluid dynamics in fire engineering: theory, modelling and practice, Butterworth-Heinemann, 2009.
- [26] T. Echekki, E. Mastorakos, Turbulent combustion modeling: Advances, new trends and perspectives, Springer Science & Business Media, 2010.
- [27] B.F. Magnussen, B.H. Hjertager, On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and

