



بررسی اثر انتقال حرارت تشعشی بر ساختار شعله SM1 با روش فلیملت پایا

فرهاد فصیحی¹، سحر نوری^{2*}، مسعود عیدی عطارزاده³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

2- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

* تهران، صندوق پستی 4413-15875 s_noori@aut.ac.ir

چکیده

تشعشع حرارتی نقش کلیدی در انتقال حرارت بین شعله و محیط اطراف آن دارد. بنابراین ارائه روشی قابل اعتماد برای اندازه‌گیری تشعشع شعله در مطالعه احتراق امری ضروریست. این درحالیست که اندازه‌گیری شار تابشی از شعله در محفظه به دلیل تأثیر دیواره‌ها چالش برانگیز است. تشعشع ساطع شده توسط دیواره‌ها و بازتابش تشعشع شعله از دیواره‌ها باعث مداخله در اندازه‌گیری تشعشع شعله می‌شود. دیواره‌هایی با دمای بالا یا بازتابش بالا، می‌تواند باعث افزایش خطا در اندازه‌گیری تشعشع شعله شود. در این مقاله، پارامترهای مختلف مؤثر در شدت تشعشع شعله مورد بررسی قرار گرفته است. این بررسی‌ها براساس شدت تشعشع دیواره و شار حرارتی تشعشی دیواره انجام شده است. برای محاسبه تشعشع شعله یک روش نظری ارائه شده است که برای تأیید درستی آن، با نتایج شبیه‌سازی عددی مقایسه شده است. در این شبیه‌سازی مشعل SM1 دانشگاه سیدنی مورد بررسی قرار گرفته و از مدل احتراقی فلیملت پایا و مدل توربولانسی $k-\epsilon$ اصلاح شده، بهره برده شده است. به دلیل پایین بودن ضخامت لپتیکی مدل مورد مطالعه، در شبیه‌سازی عددی از مدل تشعشی DO استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تنوری مطابقت خوبی داشت و تخمین تشعشع شعله از دقت قابل قبولی برخوردار بود. نتایج نشان داد اختلاف تشعشع شعله از تشعشع دیواره هنگامی بیشتر از 25% می‌شود که مقدار ضریب تشعشع دیواره از 0.8 کوچکتر و یا دمای دیواره از 330K بیشتر شود.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 11 آذر 1396
پذیرش: 28 اسفند 1396
ارائه در سایت: 07 اردیبهشت 1397

کلید واژگان:

تشعشع شعله
شار حرارتی تشعشی
شدت تشعشع دیواره
مشعل SM1
مدل تشعشی DO

Investigation of radiative heat transfer effect on the SM1 flame structure with steady flamelet method

Farhad Fasihi, Sahar Noori*, Masoud Eidi Attar Zadeh

Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 4413-15875 Tehran, Iran, s_noori@aut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 02 December 2017
Accepted 19 March 2018
Available Online 27 April 2018

Keywords:

Flame radiation
Radiative heat flux
Wall incident radiation
SM1 Burner
DO radiation model

ABSTRACT

Thermal radiation plays a key role in the heat transfer between the flame and its surroundings. It is essential to provide a reliable method for measurement of flame radiation in the combustion study. Also, it is challenging to measure the radiation flux from the flame in the chamber due to the effect of the walls. The radiation emitted from the walls and the reflection of the flame radiation from the walls interferes with the measurement of the flame radiation. High temperature or high reflection walls can increase the error in the measurement of flame radiation. In this paper, various parameters affecting the flame radiation have been investigated. These studies are based on the wall incident radiation and the wall radiation heat flux. To calculate the flame radiation, a theoretical method is presented which is compared with the CFD simulation results to confirm its correctness. To simulate the flame SM1 of the University of Sydney, a steady flamelet combustion model has been used with the $k-\epsilon$ modified turbulence model. Due to the low optical thickness of the model, the DO radiation model is used to simulate CFD. The CFD results are in good agreement with theoretical results, and the estimation of flame emission are accurately acceptable. The results show that the flame radiation differs from the wall radiation by more than 25%, when the wall radiation coefficient will be smaller than 0.8 or the wall temperature will be more than 330K.

1- مقدمه

در یک محفظه بسته به دلیل تأثیر دیواره بر تشعشع شعله، تعیین مقدار آن را پیچیده می‌کند. تشعشع ساطع شده از دیواره‌ها و تشعشع بازتابی شعله از دیواره‌ها باعث ایجاد تداخل در اندازه‌گیری تشعشع شعله می‌شود [3]. یکی از دلایل مهم در پیچیدگی محاسبات کامپیوتری تشعشع شعله، وجود مشخصات کلیدی تشعشع مانند ضرایب جذب¹ و پراکندگی² اجزای گازی و

تشعشع حرارتی نقش مهمی در انتقال حرارت بین شعله و محیط اطرافش دارد. در واقع، انتقال حرارت غالب در کاربردهای حرارتی مانند توربین‌های گازی، کوره‌های صنعتی و موتورهای احتراق داخلی، تشعشع حرارتی می‌باشد که به دلیل وجود گاز و ذرات موجود در محفظه به وجود می‌آید [2,1].

اگرچه اندازه‌گیری تشعشع شعله در یک محیط باز، نسبتاً ساده است ولی

¹ Absorption Coefficient

² Scattering Coefficient

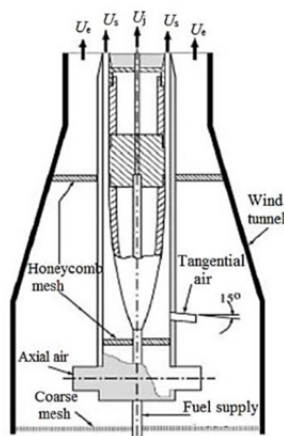


Fig. 1 Bumer schematic inside the wind tunnel (cross section)[12]

شکل 1 نمای کلی مشعل در داخل تونل باد (از روبرو) [12]

مورد نیاز جهت ایجاد چرخش از 3 ورودی به قطر داخلی 5 میلی متر، که با زاویه 120 درجه ای نسبت به یکدیگر واقع شده اند و با افق زاویه 15 درجه می سازند، تامین می شود. هوای محوری از 2 ورودی به قطر داخلی 25 میلی متر که در فاصله 447 میلی متری از سطح خروجی مشعل واقع شده اند، تامین می گردد. این مشعل داخل تونل بادی با سرعت محوری 20 متر بر ثانیه، با سطح مقطع مربعی به ابعاد 130×130 میلی متر قرار گرفته است [12]. این نوع شعله توسط ناحیه بازگردش به خوبی توسعه می یابد و ناحیه گلوگاهی بارزی را در فاصله ای به اندازه قطر جداکننده، ایجاد می کند و فرمی مانند ساعت شنی را به شعله می دهد.

جدول 1 مشخصات فیزیکی شعله SM1 را نمایش می دهد، که در آن U_e و W_s به ترتیب سرعت خطی و سرعت چرخشی هوای ورودی اصلی به محفظه احتراق، U_j سرعت جت سوخت ورودی به محفظه است. S_g نشان دهنده عدد چرخش می باشد و مقدار آن از متوسط (W_s/U_s) به دست می آید. عدد رینولدز هوای ورودی و Re_j عدد رینولدز جت سوخت ورودی می باشد. U_e نیز به عنوان سرعت خطی هوای ثانویه در نظر گرفته می شود که مقدار آن برابر 20 m/s است.

3- روش عددی و معادلات حاکم

در مقاله حاضر، ویژگی های احتراق شعله های چرخشی پایدار توسط جسم جداکننده، با روش فلیمنت پایا با مدل RANS⁴ مورد بررسی قرار گرفته است. معادلات RANS، معادلات متوسط زمانی برای حرکت جریان سیال هستند. ایده تشکیل دهنده این معادلات، تجزیه رینولدز است که به وسیله آن یک مقدار لحظه ای، به مقادیر متوسط زمانی و نوسانی خود تجزیه شده است. به منظور بسته شدن ترم های اضافی تولید شده در اثر میانگین گیری، نیاز به مدل سازی اضافی برای حل شدن دارد و مدل های آشفتگی مختلفی را ایجاد می کنند که در این مقاله از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است.

جدول 1 مشخصات شعله مورد بررسی

Table 1 The flame properties

نوع شعله	سوخت	U_s (m/s)	W_s (m/s)	U_j (m/s)	S_g	Re_s	Re_j
SM1	CH4	38.2	1.19	7.32	5.0	75900	7200

⁴ Reynolds-Averaged Navier-Stokes

ذرات مختلف موجود در احتراق می باشد [4-8].

شدت تشعشع اندازه گیری شده دیواره توسط رادیومتر¹ که سطح داخلی محفظه احتراق را اندازه می گیرد، دارای سه بخش است:

- 1- تشعشع ورودی از شعله و محصولات احتراق (ذرات موجود و گازهای فعال)،
- 2- تشعشع ساطع شده از دیواره ها،
- 3- تشعشع بازتاب شده از دیواره ها.

علاوه بر سه مورد ذکر شده، بخشی از تشعشع دریافتی، توسط گازها و ذرات محیط در مسیر دیواره جذب و پراکنده می شوند.

شدت تشعشع اندازه گیری شده دیواره توسط رادیومتر¹ G_{total} ، به صورت

زیر بیان می شود:

$$G_{total} = E_{flame} + G_{wall} \quad (1)$$

که در آن E_{flame} تشعشع شعله (تشعشع مستقیم ورودی از دمای بالای محصولات احتراق که بخشی از آن توسط محفظه جذب یا پراکنده می شود)، G_{wall} ترکیبی از تشعشع دیواره² و بازتاب³ آن می باشد.

به منظور اندازه گیری تشعشع شعله از شدت تشعشع کلی، برخی از محققین با اندازه گیری اختلاف شدت تشعشع در هنگامی که شعله روشن است و در هنگامی که شعله خاموش است (بلافاصله بعد از خاموشی شعله)، مقدار تشعشع شعله را تخمین می زنند [9]. اگرچه از این طریق تأثیر انتشار تشعشع دیواره در نظر گرفته می شود، اما تأثیر بازتابش از دیواره دیده نمی شود، که در بعضی شرایط می تواند مقدار تشعشع شعله را تحت تأثیر زیادی قرار دهد.

در سال 2015 کشیر و همکارانش [10]، شعله چرخشی SM1 را برای دو مدل توربولانسی $k-\epsilon$ و $k-w-SST$ اصلاح شده در عدد چرخش های متفاوت مدل سازی کردند. بعد از مقایسه این دو مدل با نتایج تجربی روی تغییرات دما، مشخصه جریان و کسر جرمی اجزای سوخت مثل متان و مونوکسید کربن، به این نتیجه رسیدند که مدل $k-\epsilon$ اصلاح شده نتایج نزدیکتری نسبت به نتایج تجربی داشت.

در مقاله حاضر، ویژگی های احتراق شعله چرخشی پایدار شده توسط جسم جداکننده، با روش فلیمنت پایا مورد بررسی قرار گرفته است، و صحت مدل مورد استفاده به وسیله شبیه سازی شعله SM1 بررسی شده است. در ابتدا از مدل احتراقی فلیمنت پایا با استفاده از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ اصلاح شده، به شبیه سازی شعله SM1 دانشگاه سیدنی پرداخته شده است [11]. در ادامه این مقاله به بررسی مشخصات کلیدی تشعشع و تأثیر آن ها بر تشعشع شعله و دیواره پرداخته شده، و سپس با ارائه یک مدل تنوری، مقدار تشعشع شعله را محاسبه کرده و صحت و دقت اندازه گیری با شبیه سازی عددی مقایسه شده است.

2- هندسه مورد بررسی

مشعل طراحی شده در دانشگاه سیدنی، مشعلی چرخشی با فناوری جت مماسی که دارای جسم مسدود کننده ای از جنس سرامیک به قطر 50 میلی متر بوده و جت سوختی به قطر 3.6 میلی متر در مرکز آن واقع شده است. با توجه به "شکل 1" به منظور تامین هوای مورد نیاز جهت احتراق، پیرامون جسم مسدود کننده، لوله ای حلقوی به قطر 60 میلی متر که دارای ضخامت 2.0 میلی متری در خروجی مشعل است، قرار داده شده است. هوای

¹ Radiometer

² Wall emission

³ Wall reflection

این کمیت است، در محدوده محفظه احتراق به کمک روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی حل می‌شود. محاسبات آشفتگی نیز به همراه این معادلات با مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$ استاندارد در نرم‌افزار فلوئنت انجام می‌شود. سپس، با مقادیر به‌دست آمده برای کسر مخلوط متوسط، واریانس این کمیت و نرخ استهلاك اسکالر محاسبه شده در هر سلول، توزیع گونه‌ها و دما از بانک اطلاعاتی خوانده می‌شود. در آخر مقادیر متوسط کسر جرمی گونه‌های شیمیایی و دما محاسبه می‌شود [14].

سوخت مورد استفاده در این مطالعه، متان بوده است. بنابراین در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته از مکانیزم شیمیایی GRI 2.11 که شامل 49 گونه و 277 واکنش می‌باشد، استفاده شده است.

5- شرایط مرزی

در تعیین شرایط مرزی سوخت ورودی، کسر جرمی سوخت در تمام شرایط برابر یک در نظر گرفته شده است و دمای سوخت ورودی در تمام حالات 300K می‌باشد. گرادیان فشار در ورودی صفر در نظر گرفته شده است. سرعت سوخت ورودی یکسان و برابر 32.7 m/s در نظر گرفته می‌شود.

برای شرایط مرزی اکسیدکننده ورودی، کسر جرمی هوا به عنوان اکسیدکننده 23٪ جرمی اکسیژن و 77٪ جرمی نیتروژن در نظر گرفته شده است که با دمای ورودی 300K به محیط واکنش تزریق می‌گردد.

جسم جداکننده به‌صورت دیواره تعریف شده و در تمامی جهات، مقادیر سرعت و گرادیان دما و کسر جرمی گونه‌ها صفر منظور گردیده است. در خروجی، فشار برابر فشار محیط در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی اعمالی به مسأله در جدول 2 ارائه شده است.

6- نتایج

6-1- شبکه محاسباتی^۴

جریان تولید شده در انتهای "شکل 1"، به عنوان ورودی جریان برای "شکل 2" در نظر گرفته شده است.

این شبیه‌سازی برای میدانی به ابعاد 65×250 میلی‌متر مربع، و به صورت تقارن محوری انجام شده است (شکل 2). سوخت از لوله‌ای مرکزی به قطر 3.6 میلی‌متر و هوای محوری و مماسی از شیار حلقوی به اندازه 5 میلی‌متر به میدان وارد می‌شود.

به‌منظور اطمینان از عدم وابستگی نتایج حل عددی به شبکه محاسباتی^۵، بررسی استقلال از نتایج شبیه‌سازی از شبکه انجام شده است. این بررسی با استفاده از سه شبکه محاسباتی، با تعداد سلول‌های محاسباتی 36021، 151750 و 210000 صورت گرفته است که نشان‌دهنده استقلال نتایج شبیه‌سازی از شبکه محاسباتی است. توزیع سرعت محوری، دما و کسر جرمی گونه CO₂ برای هر سه شبکه مورد استفاده قرار گرفته است و با نتایج تجربی هریک در "شکل 3" مقایسه شده‌اند. این شکل نشان‌دهنده استقلال نتایج از شبکه محاسباتی برای شبکه محاسباتی دارای 151750 سلول است.

جدول 2 شرایط مرزی مسئله

Table 2 Boundary conditions

دیواره کناری	جسم جداکننده	خروجی	ورودی هوا	ورودی سوخت
خروجی فشار دیوار	خروجی فشار	ورودی سرعت	ورودی سرعت	

مدل $k-\varepsilon$ استاندارد، مدلی دو معادله‌ای است. در این مدل لزجت آشفته به صورت معادله (2) بیان می‌شود:

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

C_μ یک ثابت تجربی است. k و ε از معادلات دیفرانسیلی انتقال زیر به‌دست می‌آیند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$G_k = -\rho u_i' u_j' \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

$C_{\varepsilon 1}$ ، $C_{\varepsilon 2}$ و $C_{\varepsilon 3}$ ضرایب ثابت مدل، σ_k و σ_ε به ترتیب اعداد پراکتل مغشوش برای ε و k ، G_k ترم تولید انرژی جنبشی اغتشاشات در اثر گرادیان‌های سرعت متوسط، G_b ترم تولید انرژی اغتشاش در اثر بویانسی و Y_M توزیع نوسانات انبساطی در توربولانس تراکم‌پذیر به نرخ اتلاف کل است.

ثابت‌ها در این مدل توربولانسی به‌صورت زیر می‌باشند:

$$C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.6, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.3, \sigma_\varepsilon = 1.0$$

برای حل معادلات احتراق از نرم‌افزار فلوئنت با روش فلیمنت پایا استفاده شده است. و به‌دلیل تراکم‌ناپذیر بودن جریان، حلگر مورد استفاده از نوع فشارمینا^۱ و تفاضل متناهی ضمنی^۲ می‌باشد.

4- مدل احتراقی

در این شبیه‌سازی جهت مدل‌سازی احتراق از روش فلیمنت پایا استفاده شده است. فلیمنت به لایه‌های واکنشی-نفوذی^۳ نازک می‌گویند که در جریان غیرواکنشی احاطه شده‌اند. در مدل فلیمنت آرام، شعله نفوذی مغشوش به صورت یک مجموعه آماری از فلیمنت‌ها در نظر گرفته می‌شود [13]. معادلات فلیمنت یک شکل ساده شده از معادلات بقای گونه‌ها و انرژی‌اند. فرضیه اصلی این مدل براساس نازک بودن لایه واکنشی است. در این مدل از اثرات چند بعدی مانند مشتقات اسکالره‌ای واکنشی در جهت مماسی شعله در مقایسه با جهت عمودی صرف‌نظر می‌شود. برای بررسی بیشتر در روابط عددی فلیمنت به مرجع [14] مراجعه شود.

به‌منظور پیاده‌سازی مفهوم فلیمنت پایا برای مدل‌سازی یک شعله آشفته، ابتدا یک کتابخانه فلیمنت (شامل توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها) ساخته می‌شود. سپس، معادلات فلیمنت با استفاده از یک مکانیزم شیمیایی و نرخ استهلاك مشخص انتگرال‌گیری شده و مقادیر کسر جرمی و دما در حالت پایا به‌صورت تابعی از کسر مخلوط و نرخ استهلاك اسکالر به‌دست می‌آید.

بعد از به‌دست آوردن توزیع گونه‌ها و دما، بانک اطلاعاتی به نام کتابخانه فلیمنت ساخته می‌شود. ورودی‌های این کتابخانه شامل سه پارامتر کسر مخلوط متوسط، نرخ استهلاك اسکالر و واریانس کسر مخلوط‌اند. معادلات بقا، که شامل معادلات پیوستگی، تکانه، انتقال کسر مخلوط متوسط و واریانس

¹ Pressure Base

² Implicit

³ Reactive-Diffusive Layer

⁴ Grid Resolution

⁵ Grid independency

2-6- مدل تشعشعی

در این مقاله از مدل تشعشعی دسته‌بندی گسسته¹ (DO) استفاده شده است. مدل تشعشعی دسته‌بندی گسسته، یکی از پنج مدل اصلی شبیه‌سازی تشعشع در نرم‌افزار فلوئنت می‌باشد که از معادله (6)، برای محاسبه انتقال حرارت تشعشع استفاده می‌کند.

این مدل در تمامی محدوده ضخامت‌های اپتیکی کاربرد داشته و برخلاف مدل رزلند² و مدل تابش انتقال گسسته³ می‌تواند با حلگر بر مبنای چگالی⁴ و به صورت پردازش موازی⁵ استفاده شود.

مدل تشعشعی دسته‌بندی گسسته، از معادله انتقال تابشی⁶ برای محاسبه شدت تشعشع استفاده می‌کند. این مدل، معادله انتقال تابشی را برای تعداد محدودی از زوایای فضایی حل می‌کند. معادله انتقال تابشی، شدت تشعشع در هر موقعیتی در یک مسیر دارای جذب، گسیل و یا پراکندگی را محاسبه می‌کند. معادله انتقال تابشی برای محیطی با خاصیت جذب، تابش و پراکندگی در موقعیت $r \rightarrow$ و جهت $s \rightarrow$ ، به صورت رابطه (6) است [15]:

$$\frac{dI(r \rightarrow, s \rightarrow)}{ds} + (a + \sigma)I(r \rightarrow, s \rightarrow) = \frac{a n^2 \sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r \rightarrow, s' \rightarrow) \phi(s \rightarrow, s' \rightarrow) d\omega' \quad (6)$$

در این رابطه، $r \rightarrow$ بردار موقعیت، $s \rightarrow$ بردار جهت، $s' \rightarrow$ بردار جهت پراکندگی، s طول مسیر، a ضریب جذب، n ضریب شکست، σ_s ضریب پراکندگی، ω' زاویه فضایی و ϕ ، عملکرد فاز⁷ می‌باشد. عملکرد فاز، توزیع زاویه‌ای شدت تشعشع پراکنده شده به وسیله ذرات در طول موج مشخص شده می‌باشد. در واقع عملکرد فاز، شدت تشعشع پراکنده شده در یک جهت، نسبت به کل شدت تشعشع پراکنده شده در تمامی جهات می‌باشد.

3-6- مقایسه مدل‌های تشعشعی DO و P1

هر دو مدل برای بررسی در محفظه احتراق مناسب می‌باشند و در هر دوی آن‌ها اثرات پراکندگی گاز در نظر گرفته می‌شود. با این تفاوت که مدل P1 برای ضخامت‌های اپتیکی بالاتر از 1 مناسب می‌باشد و سرعت محاسبه بالاتری دارد، ولی مدل DO برای همه ضخامت‌های اپتیکی مناسب می‌باشد و دقت بالاتری دارد و زمان محاسبات بیشتری را می‌طلبد.

مدل مورد بررسی دارای ضخامت‌های اپتیکی پایینی می‌باشد و با توجه به "شکل 4" مدل DO، مقدار دقیق‌تری از تشعشع شعله را محاسبه می‌کند. در نتیجه، مدل تشعشعی DO برای این بررسی و شبیه‌سازی گزینه مناسب‌تری می‌باشد.

4-6- بررسی تغییرات زوایای ϕ و θ

نرم افزار فلوئنت معیاری را برای اندازه‌گیری دقیق این دو زاویه در نظر می‌گیرد، که با توجه به فرضیات نرم‌افزار ما مقادیر 2، 5، 7 و 10 را در شرایط ثابت بررسی کردیم. با توجه به "اشکال 5 و 6"، با افزایش زوایای ϕ و θ ، مقدار تشعشع دیواره⁸ و شار حرارتی تشعشعی دیواره⁹ متعادل‌تر و با تغییرات کمتری می‌شود. بررسی‌ها نشان می‌دهد هر چه این مقدار بالاتر رود دقت

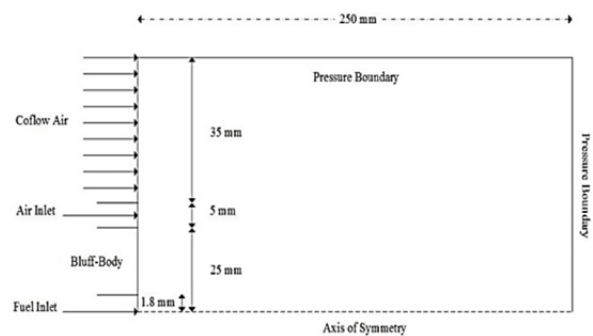


Fig. 2 Computational domain with its coordinates and dimension

شکل 2 مختصات و ابعاد مسئله

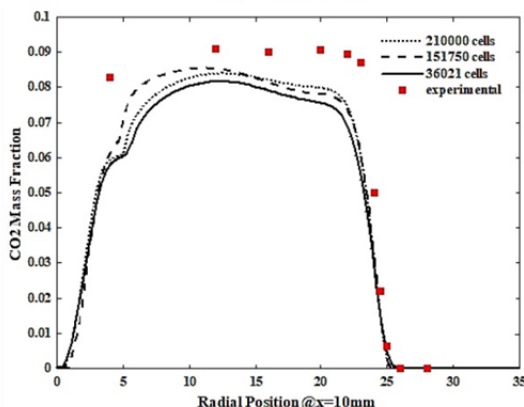
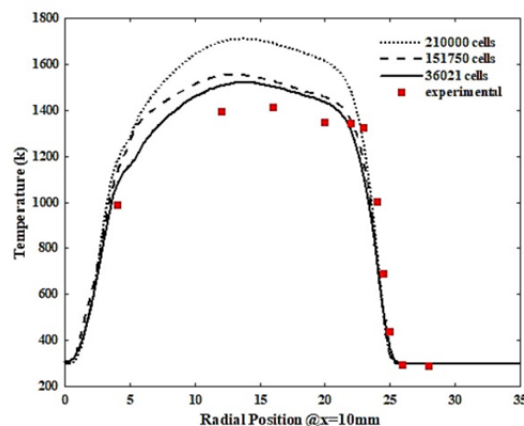
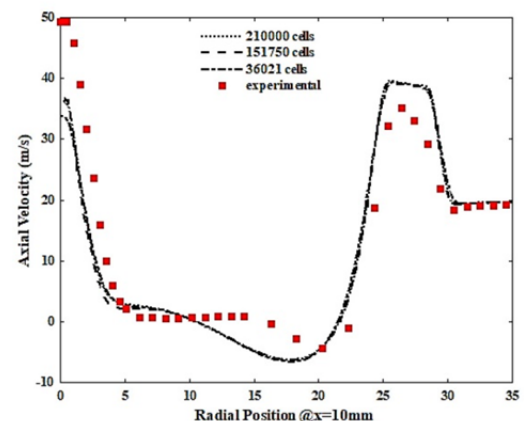


Fig. 3 Independence of results from grid resolution

شکل 3 استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

¹ Discrete Ordinate(DO)

² Rosseland

³ Discrete transfer radiation model(DTRM)

⁴ Density based

⁵ Parallel processing

⁶ Equation of transfer for Absorbing, Emitting and Scattering media

⁷ Phase Function

⁸ Wall incident radiation

⁹ Wall radiation heat flux

5-6- بررسی اثرات دیواره بر روی تشعشع شعله

در این بخش برای آنالیز مشخصات تشعشع ابتدا لازم است به روابط حاکم در آن بپردازیم. اگر دمای دیواره و ϵ_w ضریب تشعشع دیواره باشد، شار حرارتی تشعشعی خالص دیواره¹ برابر معادله (7) خواهد بود [16].

$$q_{\text{net}} = \frac{\sigma(T_w^4 - T_{m,\text{eff}}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{m,\text{eff}}} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1} \quad (7)$$

که در آن $T_{m,\text{eff}}$ و $\epsilon_{m,\text{eff}}$ به ترتیب دما و ضریب تشعشع مؤثر محیط می‌باشد و در ادامه در مورد به‌دست آوردن مقدار این دو پارامتر توضیح داده خواهد شد.

طبق قانون کیرشهف، در سیستم‌های خاکستری و دیفیوز، ضریب تشعشع با ضریب جذب دیواره برابر است. بنابراین شار حرارتی تشعشع با شدت تشعشع دیواره²، G_{total} ، به‌صورت معادله (8) مرتبط می‌شود.

$$q_{\text{net}} = \epsilon_w G_{\text{total}} - \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (8)$$

حال با استفاده از دو معادله (7) و (8) می‌توان رابطه G_{total} را به صورت معادله (9) نشان داد.

$$G_{\text{total}} = \frac{\sigma(T_{m,\text{eff}}^4 - T_w^4)}{\frac{\epsilon_w}{\epsilon_{m,\text{eff}}} + 1 - \epsilon_w} + \sigma T_w^4 \quad (9)$$

شدت تشعشع دیواره از مجموع تشعشع شعله، E_{flame} ، و ترکیب انتشار و بازتاب ناشی از تشعشع دیواره، G_{wall} ، می‌باشد که در ادامه در مورد آن توضیح بیشتری داده خواهد شد.

برای بررسی اثرات دیواره بر روی تشعشع شعله دو حالت در نظر گرفته شده است. در حالت اول دمای دیواره تغییر کرده و مابقی پارامترها ثابت می‌باشد. در حالت دوم ضریب تشعشع دیواره تغییر کرده و مابقی پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است.

حالت اول: اثر تغییر دمای دیواره ($T_{\text{wall}}=300, 500, 700, 1000\text{K}$)

همان‌طور که در بالا ذکر شد، مقدار شدت تشعشع دیواره از رابطه (10) به‌دست می‌آید:

$$G_{\text{total}} = G_{\text{wall}} + E_{\text{flame}} \quad (10)$$

که در آن G_{total} شدت تشعشع کلی دیواره می‌باشد، E_{flame} تشعشع شعله (تشعشع ناشی از دمای بالای محصولات احتراق و قسمتی از آن ناشی از پراکندگی و جذب محیط احتراق می‌باشد) که به‌صورت رابطه (11) نوشته می‌شود، و G_{wall} شامل مجموع انتشار و بازتاب ناشی از تشعشع دیواره می‌باشد.

$$E_{\text{flame}} = \epsilon_{m,\text{eff}} \sigma T_{m,\text{eff}}^4 \quad (11)$$

با استفاده از معادله (10)، معادله G_{wall} به‌صورت زیر به‌دست می‌آید.

$$G_{\text{wall}} = G_{\text{total}} - E_{\text{flame}} \quad (12)$$

$$\Rightarrow G_{\text{wall}} = \frac{\sigma(T_{m,\text{eff}}^4 - T_w^4)}{\frac{\epsilon_w}{\epsilon_{m,\text{eff}}} + 1} + \sigma T_w^4 - \epsilon_{m,\text{eff}} \sigma T_{m,\text{eff}}^4$$

همان‌طور که ذکر شد مقدار G_{wall} برابر مجموع انتشار و بازتاب ناشی از تشعشع دیواره می‌باشد که معادلات آن به‌صورت زیر به‌دست می‌آید.

$$G_{\text{wall}} = G_{\text{wall,reflect}} + G_{\text{wall,emission}} \quad (13)$$

برای محاسبه $G_{\text{wall,reflect}}$ ، باید دمای دیواره صفر در نظر گرفته شود، در نتیجه:

$$G_{\text{wall,reflect}} = \epsilon_{m,\text{eff}} \sigma T_{m,\text{eff}}^4 \frac{(1 - \epsilon_w)(1 - \epsilon_{m,\text{eff}})}{\epsilon_w + (1 - \epsilon_w)\epsilon_{m,\text{eff}}} \quad (14)$$

$$G_{\text{wall,emission}} = G_{\text{wall}} - G_{\text{wall,reflect}} \quad (15)$$

$$= \epsilon_w \sigma T_w^4 \frac{1 - \epsilon_{m,\text{eff}}}{\epsilon_w + (1 - \epsilon_w)\epsilon_{m,\text{eff}}}$$

¹ wall radiation heat flux

² wall incident radiation

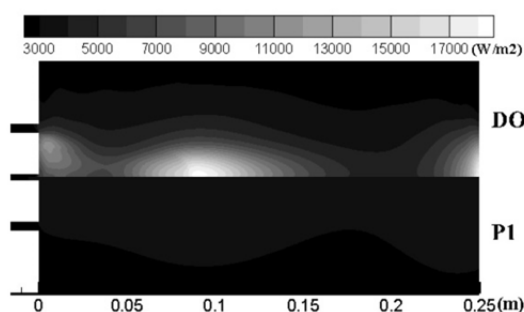


Fig. 4 Comparison of Incident Radiation between DO and P1 radiation models. (W/m²)

شکل 4 مقایسه میزان تشعشع شعله (W/m²) توسط دو مدل تشعشعی P1 و DO

اندازه‌گیری بالاتر رفته ولی هزینه محاسباتی نیز افزایش می‌یابد. در نتیجه با توجه به هندسه مسئله موردنظر، مقدار 5×5 اندازه مناسبی برای دقت حل ما می‌باشد.

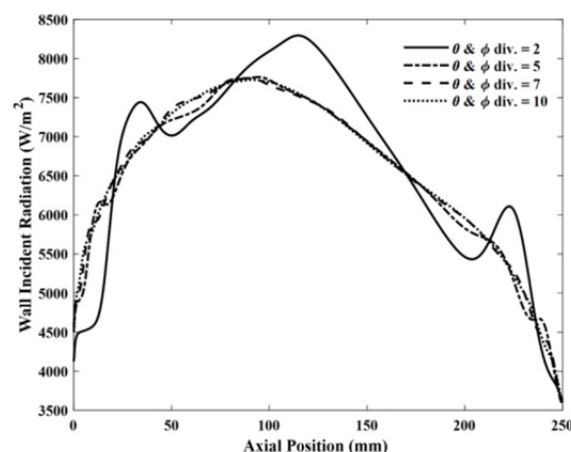


Fig. 5 Change effect of ϕ & θ division on wall incident radiation in axial position

شکل 5 تأثیر تغییرات تقسیم‌بندی زوایای θ و ϕ مختلف بر تشعشع دیواره نسبت به محور طولی

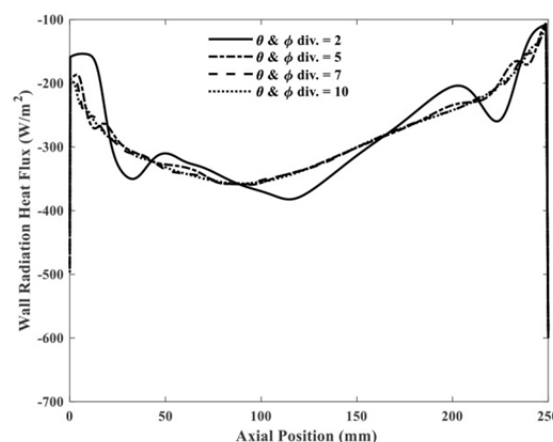


Fig. 6 Change effect of ϕ & θ division on wall radiative heat flux in axial position.

شکل 6 تأثیر تغییرات تقسیم‌بندی زوایای ϕ و θ مختلف بر شار حرارتی تشعشع دیواره نسبت به محور طولی

با توجه به رابطه بالا [17]، با افزایش دمای دیواره، $G_{wall, emission}$ افزایش می‌یابد. در نتیجه G_{wall} افزایش یافته و به تبع آن G_{total} یعنی شدت تشعشع دیواره افزایش می‌یابد. تصاویر زیر مربوط به شبیه‌سازی‌های انجام شده است و صحت نتایج بالا را نشان می‌دهد. در "شکل 7" با افزایش دمای دیواره، میزان تشعشع دیواره افزایش یافته است. "شکل 8" کانتورهای تشعشع ناشی از تغییرات دمای دیواره را نشان می‌دهد. در این‌جا نیز تأثیر افزایش دمای دیواره بر افزایش تشعشع شعله به روشنی قابل مشاهده است.

6-6- بررسی اثرات تغییر ضریب پراکندگی² گاز بر تشعشع شعله

با توجه به معادله انتقال تشعشع (6) که در بخش 3 اشاره شد، این معادله را می‌توان به‌صورت معادله (16) نیز بیان کرد.

$$\frac{dI'_\lambda}{ds} = -K_\lambda(s) I'_\lambda(s) + a_\lambda(s) I'_{\lambda b}(s) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i=0}^{4\pi} I'_\lambda(s, \omega_i) \varphi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i \quad (16)$$

که در آن ترم $K_\lambda(s)$ ضریب خاموشی برابر مجموع ضریب جذب گاز و ضریب پراکندگی گاز می‌باشد:

$$-K_\lambda(s) I'_\lambda(s) = -a_\lambda(s) I'_\lambda(s) - \sigma_{s\lambda}(s) I'_\lambda(s) \quad (17)$$

در نتیجه معادله انتقال تشعشع به چهار بخش زیر تقسیم می‌شود:

$$1) \text{ کاهش در اثر جذب گاز: } dI'_{\lambda,a} = -a_\lambda(s) I'_\lambda(s) ds$$

$$2) \text{ کاهش در اثر پراکندگی گاز: } dI'_{\lambda,s} = -\sigma_{s\lambda}(s) I'_\lambda(s) ds$$

$$3) \text{ افزایش در اثر تشعشع ساطع شده از خودگاز: } dI'_{\lambda,s} = a_\lambda(s) I'_{\lambda b}(s) ds$$

$$4) \text{ افزایش در اثر جذب از پراکندگی‌های اطراف:}$$

$$dI'_{\lambda,s} = \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i=0}^{4\pi} I'_\lambda(s, \omega_i) \varphi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i$$

با توجه به کانتورهای دما، با افزایش ضریب پراکندگی تغییرات دما در محفظه

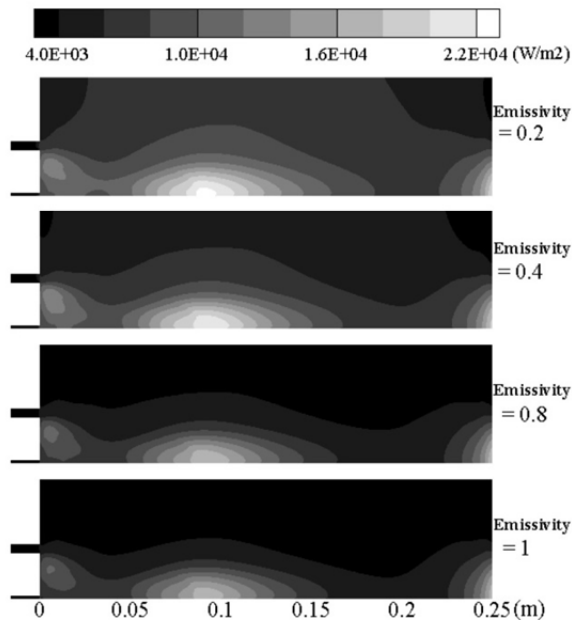


Fig. 9 Contours of Incident Radiation at different wall Emission Coefficient ($\epsilon_w = 0.2, 0.4, 0.8, 1$)

شکل 9 کانتورهای شدت تشعشع در ضرایب تشعشعی مختلف دیواره ($\epsilon_w = 0.2, 0.4, 0.8, 1$)

¹ non Reflective

² Scattering Coefficient

حالت دوم: اثر تغییر ضریب تشعشع دیواره ($\epsilon_w = 0.2, 0.4, 0.8, 1$) در این بخش، ضریب تشعشع دیواره تغییر کرده و اثر آن بر شدت تشعشع شعله بررسی شده است. ضرایب تشعشع در نظر گرفته شده برای دیواره برابر است با: $\epsilon_w = 0.2, 0.4, 0.8, 1$.

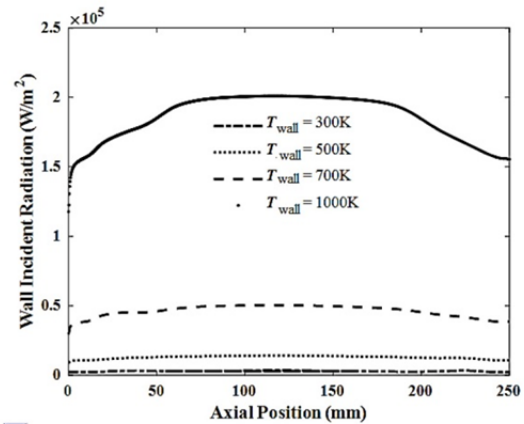


Fig. 7 Change effect of wall temperature on wall incident radiation in axial position

شکل 7 تغییرات دمای دیواره و تأثیر آن بر تشعشع دیواره نسبت به محور طولی

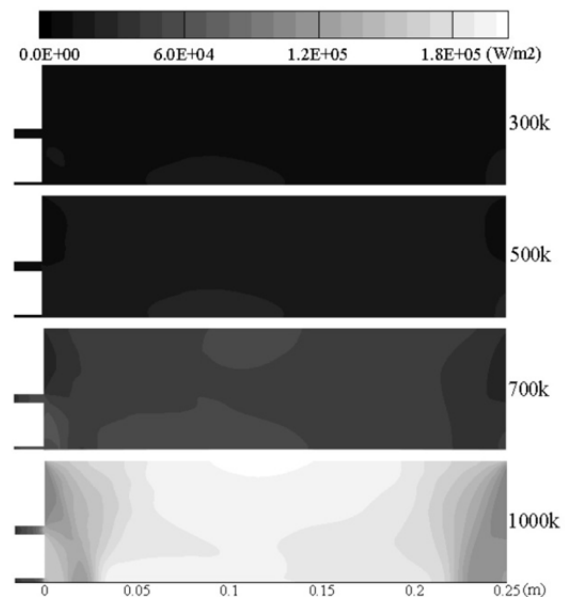


Fig. 8 Contours of incident radiation at different wall temperatures.

شکل 8 کانتورهای شدت تشعشع در دماهای مختلف دیواره 300K, 500K 700K 1000K, 10000K.

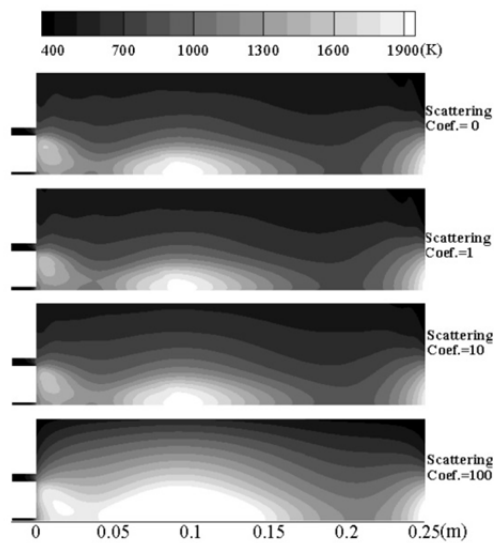


Fig. 11 Radiation Temperature (K) contours at different Scattering Coefficients (0,1,10,100)

شکل 11 کانتورهای دمای تشعشع (K) در ضرایب پراکندگی مختلف (100,10,1,0)

6-8- بررسی اثر ضریب پراکندگی بر شار حرارتی تشعشعی دیواره

با افزایش ضریب پراکندگی، شدت تشعشع محفظه افزایش می‌یابد، پس انرژی حرارتی تشعشعی محفظه (q_m) نیز افزایش می‌یابد. و از آنجایی که دما و ضریب تشعشع دیواره ثابت است، انرژی حرارتی تشعشعی دیواره (q_{wall}) ثابت می‌ماند. خالص انرژی حرارتی تشعشعی (q_{net}) برابر اختلاف انرژی محفظه و دیواره می‌باشد، در نتیجه با افزایش q_m اختلاف این دو بیشتر می‌شود.

از طرفی با توجه به رابطه شار حرارتی تشعشعی دیواره (7)، با افزایش ضریب پراکندگی شعله، دمای تشعشع ناشی از شعله (و به تبع آن $T_{m,eff}$) افزایش می‌یابد. در نتیجه افزایش $T_{m,eff}$ باعث افزایش اختلاف آن با دمای دیواره (T_w) می‌شود و q_{net} دیواره منفی‌تر شده و در واقع اندازه q_{net} دیواره افزایش می‌یابد. "شکل 12" نمودار تغییرات شار تشعشعی حرارتی دیواره را نشان می‌دهد که با افزایش ضریب پراکندگی، شار تشعشعی حرارتی دیواره منفی‌تر شده است که نشان از بزرگتر شدن اندازه شار حرارتی تشعشعی می‌باشد.

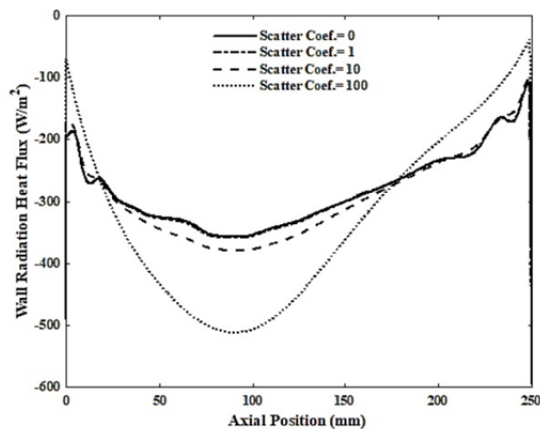


Fig. 12 wall radiation heat flux (w/m^2) at different Scattering Coefficients (0,1,10,100)

شکل 12 نمودار شار تشعشعی حرارتی دیواره (w/m^2) در ضرایب پراکندگی مختلف (100,10,1,0)

تقریباً ثابت است. به این دلیل که طبق رابطه انتقال تشعشع در مدل دسته‌بندی گسسته¹، با افزایش پراکندگی گاز که یک ترم کاهنده می‌باشد شدت تشعشع کاهش می‌یابد. ولی به دلیل این که ترم چهارم این رابطه تأثیر جذب از پراکندگی محیط اطراف را دریافت می‌کند و با افزایش پراکندگی این ترم افزایش می‌یابد، در نتیجه اثر کاهش شدت تشعشع ناشی از افزایش پراکندگی گاز را خنثی می‌کند و تغییرات دما تقریباً ثابت می‌ماند. "شکل 10" کانتورهای دما را برای ضرایب پراکندگی 0، 1، 10 و 100 نشان می‌دهد، با توجه به تصاویر، تغییرات ضریب پراکندگی تأثیر ناچیزی بر دمای شعله می‌گذارد.

با افزایش ضریب پراکندگی، ضریب خاموشی² (که برابر مجموع ضریب جذب و ضریب پراکندگی گاز می‌باشد) نیز افزایش می‌یابد. و از آنجایی که ضخامت اپتیکی³ با ضریب خاموشی طبق رابطه انتگرالی زیر رابطه مستقیم دارد:

$$k_\lambda(s) = \int_0^s K_\lambda(s) ds \quad (18)$$

(که در آن $k_\lambda(s)$ ضخامت اپتیکی و $K_\lambda(s)$ ضریب خاموشی می‌باشد) در نتیجه ضخامت اپتیکی نیز افزایش می‌یابد و طبق رابطه انتقال تشعشع با افزایش ضخامت اپتیکی، شدت تشعشع نیز افزایش می‌یابد.

6-7- تأثیر ضریب پراکندگی بر شدت تشعشع دیواره

با توجه به رابطه شدت تشعشع دیواره (9)، با افزایش ضریب پراکندگی، دمای تشعشع شعله⁴ (که بر دمای مؤثر محیط $T_{m,eff}$) اثر مستقیم دارد) افزایش یافته، در نتیجه با افزایش دمای مؤثر محیط شدت تشعشع دیواره افزایش می‌یابد. "شکل 11" اثر تغییرات ضریب پراکندگی بر دمای تشعشع شعله را نشان می‌دهد که تأثیر مستقیم بر $T_{m,eff}$ دارد. با افزایش ضریب پراکندگی، دمای تشعشع افزایش یافته است.

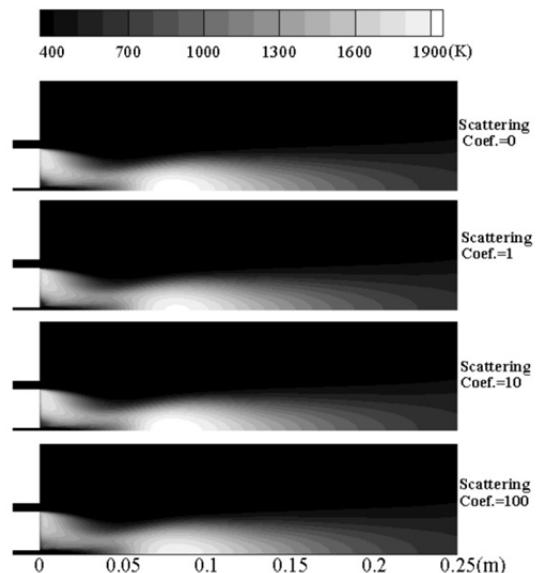


Fig. 10 Flame Temperature (K) contours at different Scattering Coefficients (0,1,10,100)

شکل 10 کانتورهای دمای شعله (K) در ضرایب پراکندگی مختلف (100,10,1,0)

¹ Discrete Ordinate (DO)

² Extinction Coefficient

³ Optical Thickness

⁴ Radiation temperature

است. باتوجه به تصاویر، نتایج شبیه‌سازی شده با نتایج تجربی تطابق خوبی دارد که نشان‌دهنده صحت شبیه‌سازی عددی این بررسی می‌باشد. با توجه به "شکل 12"، بیشترین مقدار شار حرارتی ناشی از تشعشع 500 W/m² می‌باشد. در حالی که انرژی حرارتی آزاد شده کلی در مشعل سیدنی برای شعله SM1 برابر 11.1 KW می‌باشد [18]. در نتیجه انرژی حرارتی ناشی از تشعشع با تغییر ضریب پراکندگی در مقابل انرژی حرارتی کلی مشعل مقدار ناچیزی می‌باشد، به همین دلیل در "شکل 13" دماها با تغییر ضریب پراکندگی تغییر قابل توجهی نداشته‌اند.

10-6- بررسی ضریب خاموشی¹ و ضخامت اپتیکی²

در یک محیط گازی ضریب خاموشی به عواملی چون دما، طول موج، فشار و غلظت گاز وابسته است و مقدار آن از مجموع ضریب جذب و ضریب پراکندگی گاز به دست می‌آید.

ضخامت اپتیکی معیاری برای توانایی میرا کردن تشعشع می‌باشد. اگر تشعشع به سرعت میرا شود به این معناست که ضخامت اپتیکی آن بالا است. در واقع هر چه ضخامت اپتیکی بیشتر باشد، عمق نفوذ کمتر و محیط کدرتر است. ارتباط ضخامت اپتیکی با ضریب خاموشی در فاصله 0 تا S بصورت معادله زیر تعریف می‌شود [15]:

$$k_{\lambda}(s) = \int_0^s K_{\lambda}(s) ds \quad (19)$$

که در آن $k_{\lambda}(s)$ ضخامت اپتیکی و $K_{\lambda}(s)$ ضریب خاموشی است.

تغییرات شعاعی ضریب خاموشی کلی گاز در $x=100$ mm برای ضریب تشعشع دیواره 0.4 و دمای دیواره 1000K، در "شکل 15" نشان داده شده است. (برای ضرایب تشعشع و دماهای دیواره دیگر نیز با اختلاف ناچیزی مشابه همین نمودار می‌شود.) با انتگرال پروفیل ضریب خاموشی در طول فاصله شعاعی، ضخامت اپتیکی محیط از خط مرکزی تا دیواره به دست می‌آید. مقدار محاسبه شده این انتگرال برای دمای دیواره در 1000K و ضریب تشعشع دیواره 0.4، برابر 0.0112 می‌باشد. این بدین معناست که حدود 99٪ از تشعشع تولید شده در خط مرکزی می‌تواند در میان میدان عبور کند. پس واضح است که میدان احتراق از ضخامت اپتیکی پایینی برخوردار است. در

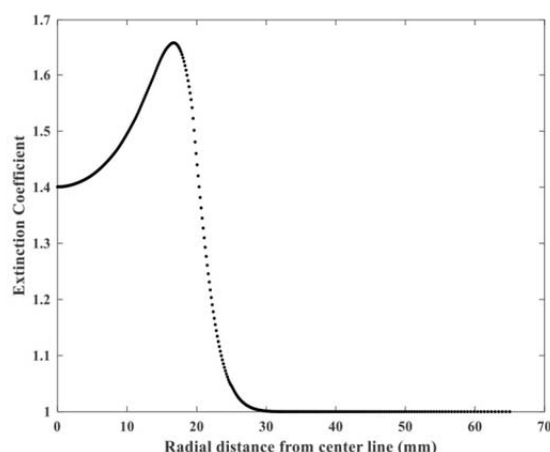


Fig. 15 Radial profile of Extinction Coefficient at axial position ($x=100$ mm)

شکل 15 نمودار شعاعی ضریب خاموشی در فاصله طولی 100 میلی‌متری

¹ Extinction Coefficient

² Optical Thickness

9-6- بررسی تغییرات ضریب پراکندگی بر دما و اجزای واکنش احتراقی

در "اشکال 13 و 14" تغییرات دما و تغییرات کسر جرمی CH₄ و CO₂ با ضرایب پراکندگی مختلف در فواصل شعاعی و در مقاطع محوری مختلف ضرایب پراکندگی مختلف را نشان می‌دهد و با نتایج تجربی مقایسه شده

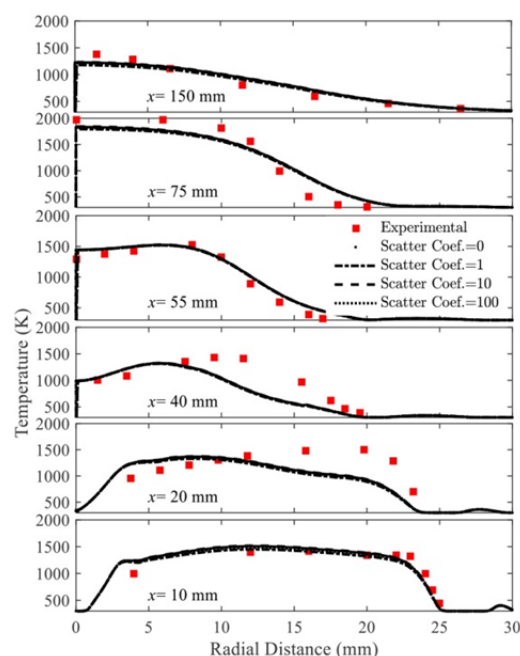


Fig. 13 Radial profile of Temperature at different axial positions ($x=10, 20, 40, 55, 75, 150$) with different Scattering Coefficients (0, 1, 10, 100)

شکل 13 نمودار تغییرات شعاعی دما در فواصل محوری مختلف (100, 10, 1, 0) به همراه ضرایب پراکندگی مختلف (100, 10, 1, 0)

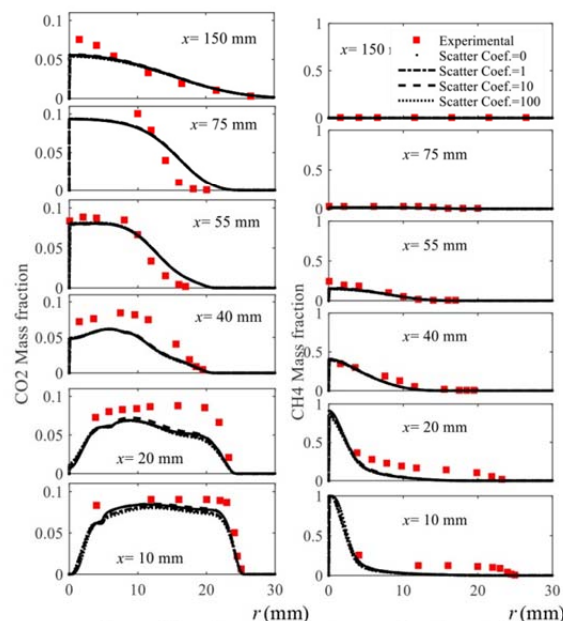


Fig. 14 Radial profile of CH₄ and CO₂ mass fraction at different axial positions ($x=10, 20, 40, 55, 75, 150$) with different Scattering Coefficients (0, 1, 10, 100)

شکل 14 نمودار تغییرات شعاعی متان و دی‌اکسیدکربن در فواصل محوری مختلف (100, 10, 1, 0) به همراه ضرایب پراکندگی مختلف (100, 10, 1, 0)

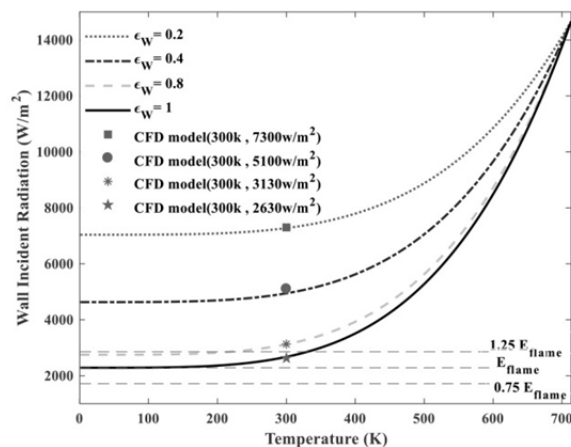


Fig. 16 Incident Radiation predicted by theoretical model (solid lines) and CFD model (symbols) at $x=85\text{mm}$

شکل 16 تغییرات شدت تشعشع پیش‌بینی شده دیواره توسط مدل تئوری (خطوط نقطه‌چین) و شدت تشعشع شبیه‌سازی شده دیواره توسط فلوئنت (علامت‌ها) در $x=85\text{mm}$

پرداخته و تأثیر دیواره بر تشعشع شعله مشخص شد. نتایج حاصل از این مقاله را می‌توان به‌صورت زیر جمع‌بندی کرد:

1. با افزایش دمای دیواره، شدت تشعشع دیواره افزایش یافته و با افزایش ضریب تشعشع دیواره، شدت تشعشع دیواره کاهش می‌یابد. در نتیجه برای این‌که دیواره کمترین تأثیر را در تشعشع شعله داشته باشد باید در شرایط دمای پایین و ضریب تشعشع بالا قرار گیرد، هرچند که در واقعیت وقوع هر دوی این شرایط امکان‌پذیر نیست.
2. افزایش ضریب پراکندگی نشان داد که باعث افزایش دمای تشعشع و دیواره نیز افزایش می‌یابد. همچنین تأثیر تغییرات ضریب پراکندگی بر تغییرات دما و کسر جرمی اجزای واکنش‌ناچیز بود.
3. در انتها با استفاده از روش عددی برای یک نقطه از دیواره محفظه، مقادیر $T_{m,eff}$ و $\epsilon_{m,eff}$ را محاسبه کرده و به وسیله آن مقدار تشعشع شعله نیز به‌دست آمد و شدت تشعشع دیواره نیز برای ضرایب تشعشعی مشخص برحسب دماهای مختلف دیواره پیش‌بینی و رسم گردید. سپس برای اعتبارسنجی آن، از شدت تشعشع شبیه‌سازی شده دیواره توسط فلوئنت در آن نقطه و در ضرایب تشعشعی مختلف استفاده شد و در یک نمودار باهم مقایسه شد، که نشان از مطابقت خوب و ارائه درست برای پیش‌بینی شدت تشعشع دیواره، G_{total} بود.
4. نتایج نشان داد اختلاف تشعشع شعله و تشعشع دیواره هنگامی از 25٪ بیشتر می‌شود که مقدار ضریب تشعشع دیواره از 0.8 کوچک‌تر، و یا دمای دیواره از 330K بیشتر شود.

8- مراجع

- [1] C. Tien, S. Lee, Flame radiation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 8, pp. 41–59, 1982.
- [2] R. Viskanta, M. Mengüç, Radiation heat transfer in combustion systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 1987.
- [3] K. Zhou, N. Liu, L. Zhang, K. Satoh, Thermal radiation from fire whirls: revised solid flame model, *Fire Technology*, 50, pp. 1573–87, 2014.
- [4] E.S. Oran, J.P. Boris, Detailed modelling of combustion systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 7, pp. 1–72, 1981.
- [5] P. Nakod, G. Krishnamoorthy, M. Sami, S. Orsino, A comparative evaluation of gray and non-gray radiation modeling strategies in oxy-coal combustion simulations, *Applied Thermal Energy*, 54, pp. 422–32, 2013.

نتیجه مدل تشعشعی DO مناسب‌تر است زیرا این مدل برای ضخامت‌های اپتیکی زیر یک، از دقت بالاتری برخوردار است.

6-11- ارائه مدل نهایی و مقایسه نتایج شبیه‌سازی با روش عددی

در این قسمت اثرات تشعشع دیواره بر تشعشع شعله برای چهار مورد به دو روش عددی (با استفاده از روابط تشعشعی بیان شده در قسمت‌های قبل) و شبیه‌سازی در نرم‌افزار فلوئنت با هم مقایسه شده و سپس در یک نمودار برای همه حالت‌ها نتایج ارائه شده است. با توجه به نتایج ارائه شده در قسمت‌های قبلی در مقادیر مختلف دمای دیواره و ضریب تشعشع دیواره، تغییرات ضریب خاموشی و شکل شعله نسبتاً ناچیز بود. پس می‌توان نتیجه گرفت که تشعشع شعله برای چهار مورد ذکر شده در جدول 3، مقدار برابری دارند. این نتیجه کمک می‌کند تا بتوان اثرات تشعشع دیواره بر روی شعله را با مشخصات یکسان اندازه‌گیری کرد.

جدول 3 مقادیر دمای دیواره، ضریب تشعشع دیواره و شدت تشعشع دیواره را که حاصل از شبیه‌سازی می‌باشد، برای چهار حالت مختلف در فاصله طولی $x=85\text{mm}$ و بر روی دیواره نشان می‌دهد. با استفاده از معادله G_{total} (9) و دو تا از موارد جدول 3 (ϵ_w و T_w)، می‌توان مقادیر $\epsilon_{m,eff}$ و $T_{m,eff}$ را با حل دو معادله و دو مجهول به‌دست آورد. که با این روش

$$T_{m,eff} = 713 \text{ K} \text{ و } \epsilon_{m,eff} = 0.156$$

به‌دست می‌آید. توجه شود که این مقادیر برای حالت‌های دیگر نیز بررسی شده و تقریباً برابر همین مقدار می‌شوند. اکنون مقدار تشعشع شعله قابل محاسبه است:

$$E_{flame} = \epsilon_{m,eff} \sigma T_{m,eff}^4 = 2286 \text{ W/m}^2$$

به‌دلیل این‌که این مقدار از تشعشع شعله نسبت به تشعشع دیواره مقدار کوچکی است، ممکن است حتی در دمای پایین دیواره، تشعشع دیواره بر شدت تشعشع کلی تأثیر بسزایی داشته باشد. در جدول 3 میزان انحراف ناشی از تغییرات تشعشع دیواره بر تشعشع شعله نیز پیش‌بینی شده است.

با تعیین مقادیر $\epsilon_{m,eff}$ و $T_{m,eff}$ ، می‌توان برای تمامی شرایط دیواره مقدار G_{total} را محاسبه کرد. در "شکل 16" با استفاده از $\epsilon_{m,eff} = 0.156$ و $T_{m,eff} = 713 \text{ K}$ ، مقادیر پیش‌بینی شده G_{total} توسط مدل تئوری رسم شده و با مقادیر شبیه‌سازی آن در چند نقطه مقایسه شده است. همچنین مقدار E_{flame} با رنج $\pm 25\%$ نیز مشخص شده است. نتایج نشان می‌دهد اختلاف تشعشع شعله و تشعشع دیواره زمانی از 25٪ بیشتر می‌شود که مقدار ضریب تشعشع دیواره از 0.8 کوچک‌تر، و یا دمای دیواره از 330K بیشتر شود.

7- نتیجه‌گیری

مشعل آزمایشگاهی دانشگاه سیدنی با استفاده از روش RANS و مدل احتراقی فلیمنت پایا شبیه‌سازی شده است. مقایسه نتایج دمای گازها و کسر جرمی اجزای واکنش با نتایج تجربی بیانگر خطای کم و صحت عملکرد تنظیمات کد است. به‌دلیل پایین بودن ضخامت اپتیکی مسأله، از مدل تشعشعی DO استفاده شد. سپس به بررسی تغییرات در پارامترهای تشعشع

جدول 3 تأثیر تشعشع دیواره روی نتایج شبیه‌سازی در دمای دیواره 300K

Table 3 Effects of wall emissivity on the simulation results when the wall is at 300K

ضریب تشعشع دیواره (ϵ_w)	1	0.8	0.4	0.2
مقدار تشعشع دیواره (W/m^2)	2630	3130	5100	7300
تشدت شعله - تشعشع دیواره تشدت شعله %	05.15	9.36	1.123	3.219

- [12] P. A. M. Kalt, Y. M. Al-Abdeli, A. R. Masri, R. S. Barlow, Swirling turbulent non-premixed flames of methane: flowfield and compositional structure, *Proceedings of the Combustion Institute*, 29, pp. 1913-1919, 2002; www.sydney.edu.au/engineering/aeromech/thermofluids/swirl.htm.
- [13] N. Peters, Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion, *Progress in Energy and Combustion Science*, 3, pp. 319-339, 1984.
- [14] F. Chitgarha, M. Davazdah Emami, M. Farshchi, Simulation of a CH₄/H₂ diffusion flame using unsteady and steady flamelet combustion models, *Fuel and Combustion Scientific Research Journal*, Vol. 8, No. 2, Tehran, Iran, 2015. (in persian فارسی)
- [15] Robert Siegle, John R. Howel, *Thermal Radiation Heat Transfer*, Lewis research Center, Government printing Office, Washington, NASA SP- 164, Vol.3, 1971.
- [16] FP. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [17] Zhiwei Yang, Adewale Adeosun, Benjamin M. Kumfer, Richard L. Axelbaum, An approach to estimating flame radiation in combustion chambers containing suspended-particles, *Fuel*, 2017; <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.083>
- [18] <http://web.aeromech.usyd.edu.au/thermofluids/swirl.php>
- [6] AA. Bhuiyan, J. Naser, Numerical modelling of oxy fuel combustion, the effect of radiative and convective heat transfer and burnout, *Fuel*, 139, pp. 268-84, 2015.
- [7] F. Xia, Z. Yang, A. Adeosun, BM. Kumfer, RL. Axelbaum, Staged, pressurized oxy-combustion: computational fluid dynamic simulations z boilers, *The 8th International Symposium on Coal Combustion*, Beijing, China, 2015.
- [8] J. Zhang, T. Ito, S. Ito, D. Riechelmann, T. Fujimori, Numerical investigation of oxycoal combustion in a large-scale furnace: non-gray effect of gas and role of particle radiation, *Fuel*, 139, pp. 87-93, 2015.
- [9] D. Woycenko, W. Van de Kamp, P. Roberts, Combustion of pulverized coal in a mixture of oxygen and recycled flue gas, *Summary of the APG Research Program*, IF8RF Doc, in, F98/Y/4. Ijmuiden, The Netherlands: *International Flame Research Foundation (IFRF)*, 1995.
- [10] B. Kashir, S. Tabejamaat, and N. Jalalatian, A numerical study on combustion characteristics of blended methane-hydrogen bluff-body stabilized swirl diffusion flames, *International Journal of Hydrogen Energy* 40, 18, pp. 6243-6258, 2015.
- [11] F. Fasihi, S. Noori, M. Eidi Attar Zade, Study of jet velocity effect on sm1 flame configuration with steady flamelet, *The 16th International Conference of Iranian Aerospace Society*, 2017. (in Persian فارسی)