



مطالعه عددی پدیده انتقال حرارت توام در یک جریان واکنشی

صابر پیلوا¹، کیومرث مظاهری^{2*}، هادی پاسدارشهری³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 14155-111، kiumars@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 15 آذر 1394

پذیرش: 09 دی 1394

ارائه در سایت: 03 بهمن 1394

کلید واژگان:

انتقال حرارت توام

حلگر

این فوم

روش کوپل

مشعل شانه عسلی

چکیده

انتقال حرارت توام یکی از جنبه‌های مهم در تبدیل انرژی است و نقش بسزایی در میزان راندمان حرارتی و مصرف سوخت محفظه احتراق دارد. در کار حاضر مدلی دو بعدی برای یک جریان واکنشی آرام با محاسبه معادلات انتقال جرم، منتهم، انرژی و گونه‌ها ارائه شده است. برای شبیه‌سازی عددی، حلگری در نرم‌افزار متن‌باز این فوم توسعه داده شده است. این حلگر قادر است تا رفتار فرآیندهای واکنشی و انتقالی در سیال، انتقال حرارت هدایتی در جامد و تشعشع از سطوح جانبی را جهت تاثیر انتقال حرارت توام پیش‌بینی کند. در این حلگر برای تحلیل و بررسی عددی انتقال حرارت توام از روش کوپل و جهت پیوستگی دما و شار حرارتی بر روی سطح مشترک بین سیال و جامد، شرط مرزی اعمال می‌شود. صحت‌سنجی حلگر ایجاد شده با استفاده از داده‌های تجربی نمونه آزمایشگاهی مشعل شانه عسلی صورت پذیرفته است. نتایج نشان می‌دهد که مقایسه حل عددی و داده‌های تجربی از مطابقت خوبی برخوردار است. بررسی نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که مطالعه پارامتری شامل تغییر شرایط ورودی سیال و همچنین ابعاد هندسه در برهم‌کنش انتقال حرارت توام و محل آزاد شدن انرژی حاصل از احتراق موثر می‌باشد. با افزایش سرعت ورودی محل تشکیل شعله به سمت خروجی و با افزایش نسبت هم‌ارزی، این محل به سمت ورودی حرکت می‌کند. افزایش طول جامد و ضخامت آن باعث کاهش طول ناحیه پیش گرمایش نیز می‌شود.

Numerical study of conjugate heat transfer phenomena in a reacting flow

Saber Pilva, Kiumars Mazaheri*, Hadi Pashdarshahri

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

* P.O.B. 14115-111, Tehran, Iran, kiumars@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 December 2015
Accepted 30 December 2015
Available Online 23 January 2016

Keywords:

Conjugate heat transfer
Solver
OpenFOAM
coupled method
honeycomb burner

ABSTRACT

Conjugate heat transfer is one of the most important aspects of energy conversion and plays an important role in the thermal efficiency and fuel consumption of chambers. In the present work, a two-dimensional model for reacting flow is presented to calculate transport equations of mass, momentum, energy and species. A new solver is developed for the open-source OpenFOAM software. This new solver is able to predict the conjugate heat transfer effects of reactions and transport processes in fluid and heat conduction in solid as well as radiation in surrounding surface. The coupled method is used and the continuity of temperature and heat flux on the fluid and solid interface is applied in order to analyze conjugate heat transfer through boundary conditions. Experimental data of honeycomb burner is used to validate the new solver. Numerical results are in good agreement with the experimental data. The results show that change of fluid inlet condition and geometry dimensions affect the interaction of conjugate heat transfer and location of released heat of combustion. The location of flame is moved toward outlet as the inlet velocity is increased and toward inlet as the equilibrium ratio is increased. Increasing the length and thickness of solid reduces the preheated area as well.

1- مقدمه

در بسیاری از فرآیندها انتقال حرارت از یک جریان دما بالا به دیواره‌های جامد جهت گرم کردن سیال عامل دیگر و یا سرد کردن سطح جامد بسیار مهم می‌باشد، به طوریکه بسیاری از تجهیزات با همین هدف طراحی و ساخته می‌شوند [1]. تعامل بین انتقال حرارت هدایتی با یک جریان سیال در سطح جامد را انتقال حرارت توام¹ می‌گویند [2]. فیزیک انتقال حرارت توام بدین صورت است که گرما از طریق مکانیزم هدایت در جامد و توسط مکانیزم

جابجایی در سیال به طور همزمان در یک سطح مشترک منتقل می‌شود. این پدیده کاربرد فراوانی در صنایع مختلف از قبیل مشعل متخلخل [3]، مبدل حرارتی، میکرو برنرها [4]، بویلرهای نیروگاهی [2] و کوره‌های پتروشیمی [5] دارد. در محفظه احتراق انتقال حرارت توام نقش کلیدی در مباحث بهینه‌سازی و مصرف سوخت دارد. به طور مثال در کوره‌های پتروشیمی انرژی گرمایی از محفظه احتراق به سیال فرآیندی که در رآکتور جریان دارند، منتقل می‌شود. انتقال حرارت از جریان احتراقی به واسطه هدایت به دیواره‌های درونی رآکتور منتقل می‌شود. در سطح مشترک رآکتور با محفظه احتراق پدیده انتقال حرارت توام رخ می‌دهد [6]. جنس و خواص جداره جامد

1- Conjugate heat transfer

با توجه به تحقیقات انجام شده درک درست از فیزیک پدیده انتقال حرارت توام می‌تواند در بهینه‌سازی تجهیزات صنعتی مفید باشد. در پژوهش حاضر به بررسی عددی این پدیده در یک مسئله معیار و همچنین مطالعه پارامتری آن برای فهم فرآیندهای فیزیکی پرداخته شده است. بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد نرم‌افزار متن‌باز⁴ این‌فوم⁵ با توجه به ویژگی‌های منحصر به فردش بستری مناسب برای شبیه‌سازی این فرآیند می‌باشد. برای این کار حلگری در این نرم‌افزار توسعه داده شده است. در این حلگر برای حل عددی فرآیند انتقال حرارت توام، روش کوپل اعمال شده است. در راستای اهداف کار حاضر مدلی برای انتقال حرارت توام در یک هندسه ساده ارائه شده که هدف اصلی در آن در وهله اول صحت‌سنجی حلگر ایجاد شده در این‌فوم و سپس مطالعه پارامتری برای اطمینان از رفتار حلگر در شرایط کارکردی مختلف و همچنین درک صحیحی از پدیده‌های فیزیکی رخ داده می‌باشد. مسئله حاضر یک نمونه آزمایشگاهی است که مین و شین در سال 1989 مطالعه آزمایشگاهی آن را انجام داده‌اند و از نتایج آن برای اعتبارسنجی استفاده می‌شود [13]. میدان محاسباتی این مسئله یک کانال دوبعدی به همراه دو جامد غیر رسانای موازی است که ورودی آن مخلوط پیش‌آمیخته پروپان و هوا می‌باشد.

2- معادلات حاکم

معادلات حاکم برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق پیش‌آمیخته و انتقال حرارت توام بین یک جریان واکنشی و جامد شامل بقای جرم، بقای مومنتم، بقای انرژی و بقای گونه‌ها به همراه معادله گاز کامل می‌باشد. برای محاسبات جریان با چگالی متغیر از روش متوسط‌گیری جرمی استفاده شده است. شکل متوسط‌گیری شده معادلات حاکم طی روابط (1) تا (5) می‌باشد. (علامت "~" نشان‌دهنده‌ی متوسط‌گیری جرمی و علامت "-" نشان‌دهنده‌ی متوسط‌گیری زمانی است [14]).

➤ بقای جرم

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

➤ بقای مومنتم

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i}\right)\right] \quad (2)$$

➤ معادله انرژی

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{h}_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{h}_s) = \frac{D\bar{p}}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{\rho}\alpha\frac{\partial\tilde{h}_s}{\partial x_i}\right) + \dot{\omega}_T \quad (3)$$

$$\frac{D\bar{p}}{Dt} = \frac{\partial\bar{p}}{\partial t} + \tilde{u}_i\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \tilde{u}_j\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j} \quad (4)$$

➤ معادله بقای جرم برای گونه k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{Y}_k) = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\bar{\rho}V_i\frac{\partial\tilde{Y}_k}{\partial x_i}\right] + \bar{\omega}_k \quad (5)$$

در روابط (1) تا (5)، $\bar{\rho}$ دانسیته، \tilde{u} بردار سرعت، \bar{p} فشار، μ ویسکوزیته دینامیکی، \tilde{h}_s آنتالپی محسوس، α ضریب نفوذ حرارتی مولکولی، $\dot{\omega}_T$ نرخ متوسط گرمای حاصل از احتراق، \tilde{Y}_k کسر جرمی گونه k ام، V_i بردار سرعت نفوذی و $\dot{\omega}_k$ نرخ متوسط واکنش گونه k ام می‌باشد.

یکی از پارامترهای تاثیرگذار در میزان انتقال شار حرارتی به داخل رآکتور می‌باشد که رابطه مستقیم با مقدار مصرف سوخت نیز دارد.

تعیین شرایط بهینه برای خواص توموفیزیکی جداره‌ها در تجهیزات صنعتی به دلیل انتقال حرارت پیچیده گازهای دما بالا با سطوح جامد به صورت آزمایشگاهی کار بسیار پرهزینه و دشواری می‌باشد. شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت توام براساس دینامیک سیالات محاسباتی¹ می‌تواند در دست-یابی به شرایط عملکرد بهینه مفید واقع شود. بنابراین می‌توان پارامترهای موثر بر این پدیده را تعیین و آنها را مورد بحث و بررسی قرار داد.

جهت تحلیل و مدل‌سازی عددی انتقال حرارت توام روش‌های گوناگونی وجود دارد که اکثراً برای پدیده‌های پایا توسعه داده شده‌اند [7]. دو روش اصلی برای حل مسئله انتقال حرارت توام وجود دارد که براساس چگونگی ایجاد پیوستگی دما و شار بر روی دیوار بین سیال و جامد بیان می‌شوند [8]. در روش اول، تمامی معادلات حاکم در سیال و جامد در یک سیستم واحد حل می‌شوند. این روش به عنوان روش توام² شناخته می‌شود که از نظر محاسباتی بسیار پرهزینه می‌باشد. زیرا به منظور ایجاد پیوستگی دما و شار حرارتی در سطح مشترک سیال و جامد نیاز است که از شبکه‌بندی بسیار ریزی استفاده شود. در این حالت معادلات سیال و جامد با دیدگاه عددی مشابهی حل می‌شوند. در روش دوم معادله بقای انرژی برای جریان سیال و دیواره جامد به صورت مجزا حل می‌شود و کوپلینگ حرارتی از طریق شرط مرزی در سطح مشترک انجام می‌شود. در این روش برای حل میدان سیال و جامد می‌توان از روش‌های مختلف عددی استفاده کرد. سپس با استفاده از یک حلقه تکرار، پیوستگی شار حرارتی و دما در سطح مشترک برقرار می‌شود. این دیدگاه به روش کوپل³ معروف می‌باشد.

حل عددی انتقال حرارت توام در تحقیقات بسیاری از پژوهشگران قرار گرفته شده است. در ادامه به چند مورد از کارهای انجام شده با توجه به روش‌های ذکر شده در بالا و کاربرد این پدیده در صنعت اشاره می‌شود. هانگ و چانگ در سال 2003 به مطالعه عددی جریان توربولانسی و انتقال حرارت توام در یک لوله متحدالمرکز با حرکت سطوح داخلی آن پرداختند. آن‌ها از دیدگاه اول برای حل عددی انتقال حرارت توام بهره بردند و با بررسی پارامتری در آن توانستند میزان انتقال حرارت بین جامد و سیال را به خوبی پیش‌بینی کنند [9]. دوچاین و همکارانش در سال 2009 فرآیند انتقال حرارت توام و جریان مغشوش را با استفاده از روش گردابه‌های بزرگ در توربین گاز شبیه‌سازی نمودند. آن‌ها به منظور ارزیابی دقیق اثرات متقابل بین شعله و دیوار از روش توام بهره گرفتند و به بالا بودن زمان شبیه‌سازی با این روش اذعان داشتند. آن‌ها با ارائه یک مدل توانستند حالت بهینه‌ای را جهت طراحی توربین گاز ایجاد کنند [10]. چنگ و همکارانش در سال 2011 به حل عددی انتقال حرارت توام در کوره ذوب‌آهن پرداختند. آن‌ها با بهره‌گیری از روش کوپل کوره ذوب‌آهن را با تغییر ضخامت دیوار نسوز شبیه‌سازی نموده و توانستند به مقدار بهینه‌ای از دما در سطح دیوار و کاهش اتلاف حرارتی دست یابند [11]. یلامی و همکارانش در سال 2012 به ارزیابی عملکرد مبدل حرارتی در کوره دوار ذوب‌آهن پرداختند. آن‌ها جریان‌های گرم و سرد درون مبدل را شبیه‌سازی و انتقال حرارت در سطح مشترک سیال و جامد را با روش کوپل مدل نموده و به تحلیل آن در میزان راندمان حرارتی کوره پرداختند [12].

1- Computational Fluid Dynamics

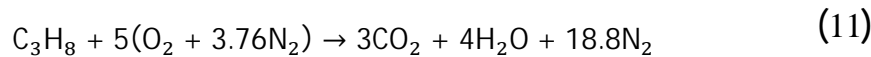
2- Conjugate method

3- Couple method

4- Open-source

5- openFOAM

شده‌اند. واکنش شیمیایی تنها در فاز گاز رخ می‌دهد و از واکنش کاتالیستی در سطح جامد چشم‌پوشی شده است. در این کار از مکانیزم یک مرحله‌ای وستبروک- درایر برای احتراق سوخت گازی پروپان استفاده شده است. این مکانیزم با داده‌های تجربی یاماوکا و تیسوجی صحت‌سنجی شده است [17].



3-2- شرایط مرزی

هندسه‌ای که در آن پدیده انتقال حرارت توام بین جریان واکنشی و جامد شبیه‌سازی می‌شود در شکل 1 نشان داده شده است. این هندسه یک کانال دوبعدی است که دو جامد غیررسانای موازی با خواص مشابه را شامل می‌شود. همان‌طور که در شکل مشخص است داده‌های تجربی برای سیال در صفحه تقارن و برای جامد در سطح مشترک دو ناحیه اندازه‌گیری شده است. تاثیر پارامترهای مختلف نیز در این دو خط مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است.

ابعاد میدان محاسباتی هندسه مورد نظر در جدول 1 آورده شده است. ضرایب صدور و هدایت حرارتی جامد به ترتیب 0.4 و 2.2 W/mK می‌باشد. شرایط اولیه‌ی حل عددی همان شرایط محیط اطراف یعنی دمای 300 K و فشار 101325 Pa است. مخلوط پروپان و هوا با نسبت هم‌ارزی 0.55 از یک سمت کانال وارد می‌شود. جریان ورودی به کانال با دمای 300 K، توزیع یکنواخت برای سرعت و کسر جرمی گونه‌ها با مقادیر مشخص اعمال شده است. در انتهای پایین‌دست میدان محاسباتی شرط فشار خروجی و گرادیان نرمال صفر برای سرعت، دما و کسر جرمی گونه‌ها تنظیم شده است.

در مرزهای عرضی کانال برای قسمت جامد از شرط عایق حرارتی استفاده شده است. در محفظه‌های احتراق، اتلاف حرارت از ورودی و خروجی محفظه (تشعشع از سطوح کانال به محیط سرد) و همچنین جابجایی ناشی از جریان ورودی سرد رخ می‌دهد. در کار حاضر برای در نظر گرفتن این اتلاف‌ها کانال از بالادست و پایین‌دست به اندازه 5 mm توسعه داده شده و به واسطه شرط مرزی از این سطوح جانبی کانال به محیط اطراف انتقال حرارت دارند [18]. شرط مرزی برای این ناحیه (L') مطابق رابطه (12) اعمال شده است:

$$k \frac{\partial T}{\partial n} = \sigma \epsilon (T^4 - T_\infty^4) \quad (12)$$

در رابطه‌ی بالا ϵ ضریب صدور جامد و σ ثابت استفان بولتزمن می‌باشد. در

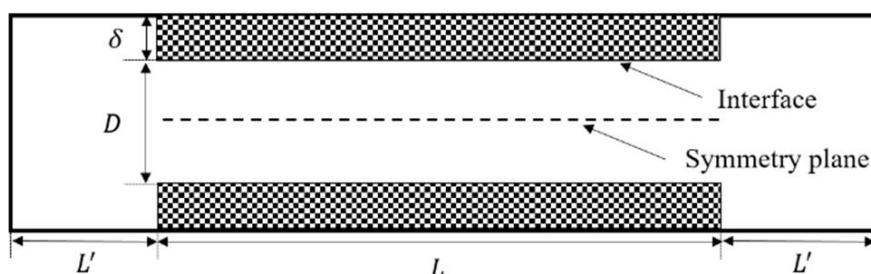


Fig. 1 Schematic of geometry simulation

شکل 1 طرح‌واره‌ای از هندسه شبیه‌سازی شده

جدول 1 ابعاد هندسی میدان محاسباتی

پارامتر	اندازه (mm)
طول کانال (L)	20
عرض کانال (D)	0.76
ضخامت جامد (δ)	0.17
طول توسعه‌یافته‌ی کانال (L')	5

1-2- مدل احتراقی

در جریان احتراقی آرام، برای محاسبه نرخ متوسط تولید یا مصرف گونه k ام در اثر واکنش‌ها از مدل سینتیک آرنیوسی¹ استفاده شده است. این مدل برای جریان‌های آرام از دقت مناسبی برخوردار است. با فرض یک سیستم شیمیایی با N گونه و M واکنش را می‌توان به صورت واکنش شیمیایی زیر نشان داد:

$$\sum_{k=1}^N \nu'_{kj} \mathcal{S}_k = \sum_{k=1}^N \nu''_{kj} \mathcal{S}_k \quad k = 1, N \quad j = 1, M \quad (6)$$

که در آن \mathcal{S}_k نشانگر گونه‌ی k ام و ν'_{kj} و ν''_{kj} ضرایب مولی استوکیومتری گونه‌ی k ام در واکنش j ام می‌باشد. با توجه با معادله بالا نرخ مصرف یا تولید گونه‌ی k ام به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\omega}_k = \frac{d[X_k]}{dt} = \sum_{j=1}^M \nu_{kj} RR_j \quad (7\text{-الف})$$

$$\nu_{kj} = \nu''_{kj} - \nu'_{kj} \quad (7\text{-ب})$$

$$RR_j = k_{fj} \prod_{k=1}^N [X_k]^{\nu'_{kj}} - k_{rj} \prod_{k=1}^N [X_k]^{\nu''_{kj}} \quad (7\text{-ج})$$

$$[X_k] = \frac{\rho Y_k}{MW_k} \quad (7\text{-د})$$

در روابط بالا MW_k جرم مولکولی گونه‌ی k ام، $[X_k]$ نماد غلظت مولی گونه‌ی k ام، RR_j نرخ پیشرفت واکنش j ام، k_{fj} و k_{rj} نرخ‌های رفت و برگشت واکنش j ام می‌باشند. به‌طور معمول برای محاسبه‌ی ثابت نرخ‌های واکنش رفت و برگشت از رابطه آرنیوس استفاده شده است:

$$k_{fj} = A_j T^{\beta_j} \exp\left(-\frac{E_{aj}}{RT}\right) \quad (8\text{-الف})$$

$$k_{rj} = \frac{k_{fj}}{\left(\frac{p_a}{RT}\right)^{\sum_{k=1}^N \nu_{kj}} \exp\left(\frac{\Delta S_j^0}{R} + \frac{\Delta H_j^0}{RT}\right)} \quad (8\text{-ب})$$

در روابط بالا E_{aj} انرژی فعال‌سازی واکنش j ام، R ثابت جهانی گازها، A_j ضریب پیش‌نمایی آرنیوس، β_j توان دما، و p_a فشار می‌باشند [15]. تغییرات آنتالپی و آنتروپی واکنش j ام به ترتیب با H و S نشان داده شده‌اند که با روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$\frac{H}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (9)$$

$$\frac{S}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (10)$$

ضرایب a_1 تا a_7 از جداول ترمودینامیکی جنف² بدست می‌آیند. از آنجایی که محاسبه‌ی نرخ تولید یا مصرف گونه‌ها به تمام واکنش‌ها به‌طور همزمان انجام می‌شود، بنابراین یک دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی³ غیرخطی در هر گام زمانی حل می‌شود.

2-2- فرضیات

در کار حاضر تاثیر نیروی وزنی، اثر صورت⁴ و دو فور⁵ و همچنین تشعشع در فاز سیال نادیده گرفته شده است. فرض نادیده گرفتن تشعشع سیال در تجزیه و تحلیل سیگل توجیه شده است [16]. او اثبات کرده که برای مقیاس‌های طولی تشعشع در حدود یک میلی‌متر، تشعشع گاز کمتر از یک درصد تشعشع سطح جامد مجاور آن است. از این رو قابل چشم‌پوشی می‌باشد. سوخت، هوا و محصولات احتراق به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته

1- Arrhenius expression

2- janaf

3- ODE

4- sorret

5- Dufour

اطمینان از فیزیکی بودن رفتار حلگر در شرایط کارکردی مختلف، مطالعه‌ی پارامتری در مسئله انجام شده است.

3-1- وابستگی حل به شبکه و اعتبارسنجی

برای حل مسئله ابتدا عدم وابستگی حل عددی به شبکه‌ی محاسباتی بررسی شد. 3 شبکه با تعداد سلول 5400، 16200 و 40500 انتخاب و نتایج حل روی هر کدام مقایسه شد. شکل 2 نتایج دما در صفحه تقارن از ابتدا تا انتهای جامد را برای 3 شبکه‌ی متفاوت نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود نتایج دو شبکه با 16200 و 40500 تعداد سلول تفاوت بسیار کمی با هم ندارند و تقریباً روی هم افتاده‌اند. بنابراین شبکه با تعداد 16200 سلول برای حل عددی انتخاب شده است.

پس از انجام عدم وابستگی حل عددی به شبکه و یافتن شبکه‌ی مناسب، نتایج حل عددی با داده‌های تجربی مقایسه شدند. همان‌طور که در شکل‌های 3 و 4 مشاهده می‌شود تطابق مناسبی بین حل عددی و داده‌های آزمایشگاهی وجود دارد، به طوریکه متوسط خطای محاسبه شده 7 درصد می‌باشد. شکل 3 نمودار دمای گاز سیال در خط مرکزی کانال و شکل 4 نمودار دما در سطح مشترک برحسب طول کانال را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، حل عددی دمای سیال و جامد را در اکثر نقاط به خوبی پیش‌بینی کرده است. نتایج در ناحیه پایین دست شعله با داده‌های تجربی کمی فاصله می‌گیرد که دلیل این اختلاف به خاطر شرط مرزی عایق برای سطح بیرونی جامد است. در حالت آزمایشگاهی، دیواره جامد می‌تواند با محیط اطراف تبادل حرارت داشته باشد این در حالی است که در حل عددی هرگونه انتقال حرارت به محیط صفر در نظر گرفته شده است.

همچنین بین نتایج عددی و داده‌های تجربی در پیش‌بینی ماکزیمم دمای شعله اختلاف وجود دارد علت اختلاف بین حل عددی و داده‌های تجربی عواملی همچون سینتیک شیمیایی، فرض دو بعدی مشعل و همچنین اصلاحاتی نظیر افزودن طول توسعه‌یافتگی در هندسه می‌باشد. به طور کلی سینتیک‌های کاهش‌یافته مثل سینتیک کار حاضر، در پیش‌بینی مقدار حرارت آزاد شده و دمای آدیاباتیک شعله نسبت به سینتیک‌های تفصیلی اختلاف دارند. این اختلاف را می‌توان در ماکزیمم دمای شعله مشاهده نمود

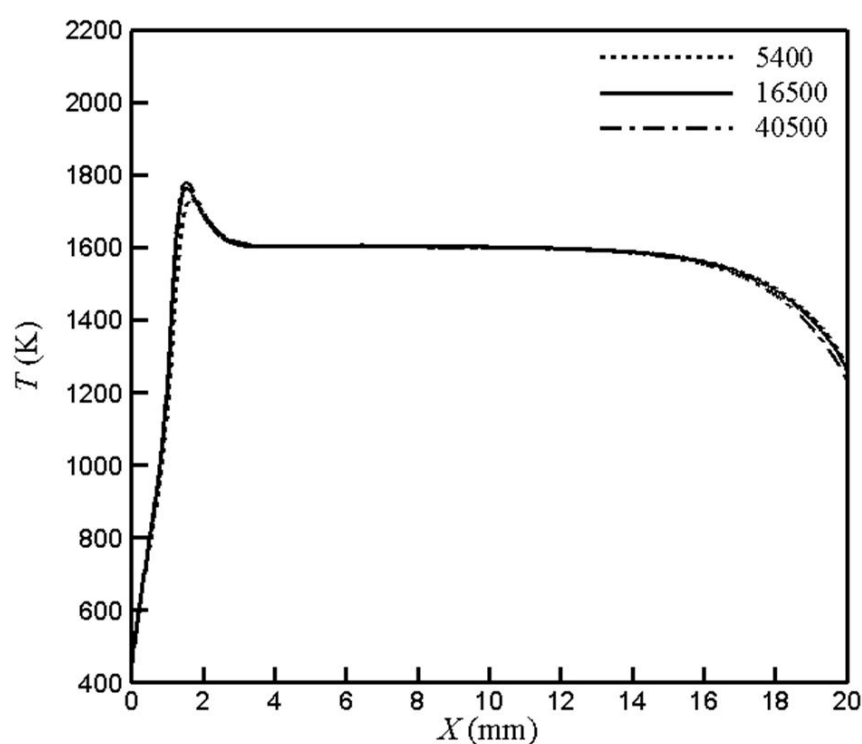


Fig. 2 Comparison of fluid temperature distribution on symmetry plane with different grid

شکل 2 توزیع دما بر روی صفحه تقارن: مقایسه کار عددی در شبکه‌های مختلف

این هندسه جهت اعمال شرط مرزی سطح مشترک بین جامد و سیال، برای سرعت از شرط عدم لغزش و برای گونه‌ها شرط عدم نفوذ اعمال گردید. بر-اساس روش کوپل در سطح مشترک دو ناحیه شار حرارتی از میدان سیال به دامنه محاسباتی جامد منتقل می‌شود و دمای دیوار از جامد به سیال برگشت داده می‌شود تا در سطح مشترک دو ناحیه، شار حرارتی و دما یکسان شوند. شرط مرزی دمایی این سطوح طبق روابط زیر صورت می‌گیرد:

$$k_{\text{solid}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{solid}} = k_{\text{fluid}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{fluid}} \quad (13-\text{الف})$$

$$T_{\text{solid}} = T_{\text{fluid}} \quad (13-\text{ب})$$

در رابطه‌ی بالا n بردار عمود بر سطح و k ضریب هدایت حرارتی می‌باشد. سرعت در ورودی و کسر جرمی گونه‌ها براساس نسبت هم‌ارزی تعیین می‌شوند. با توجه به اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی مین و شین [13]، سرعت ورودی در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف داده شده است که در نسبت هم‌ارزی 0.55 سرعت ورودی می‌تواند 2 تا 3 برابر سرعت سوزش آرام شعله باشد. با توجه به داده‌های تجربی سرعت ورودی معادل 2 برابر سرعت سوزش آرام شعله در نظر گرفته شده است و در نسبت هم‌ارزی 0.55 کسر جرمی گونه‌های ورودی محاسبه شده‌اند. برای بدست آوردن سرعت سوزش آرام شعله از نرم‌افزار تجاری کمکین¹ و حلگر انتشار آزاد سرعت شعله² استفاده شد [19].

2-4- شبیه‌سازی عددی

در کار حاضر برای شبیه‌سازی مسئله معیار به صورت دو بعدی و به منظور حل عددی معادلات حاکم، کد متن باز اپن فوم ویرایش 2.2.2 توسعه داده شده است. کد متن باز اپن فوم براساس برنامه‌نویسی شیء‌گرا³ با استفاده از زبان برنامه‌نویسی C++ نوشته شده است. در این کد از روش حجم محدود⁴ با شبکه هم‌مکان⁵ برای گسسته‌سازی معادلات حاکم، استفاده می‌شود. به منظور شبیه‌سازی انتقال حرارت توام برای جریان‌های واکنشی، روابط مربوط به بخش جامد و شرایط مرزی در فصل مشترک بین جامد و سیال و همچنین انتقال حرارت تشعشعی سطح جامد به حلگر مورد نظر افزوده شد. در این حل عددی از روش کرنک- نیکلسون⁶ برای انتگرال‌گیری زمانی استفاده شده است. برای حل مساله کوپلینگ بین فشار و سرعت آلگوریتم تصحیح فشار PISO⁷ اعمال گردید. به منظور کاهش نفوذ و پخش عددی از یک روش TVD⁸ برای جمله‌های جابجایی استفاده شده است. این روش در نزدیکی تغییرات شدید روش پادبادسو⁹ و در نواحی هموار تقریب تفاضل مرکزی را اعمال می‌کند. برای جمله‌های نفوذی در معادلات بقای مومنتم، انرژی و گونه‌ها هم از تقریب تفاضل مرکزی استفاده شد. گسسته‌سازی کلیه جمله‌های زمانی با روش اولر مرتبه‌ی اول و کلیه‌ی میان‌یابی‌های انجام شده به صورت خطی می‌باشد. مقدار باقی مانده برای همگرایی حل معادلات مقدار 1×10^{-6} در نظر گرفته شده است.

3- نتایج و بحث

نتایج در دو بخش ارائه می‌شود. در بخش اول عدم وابستگی به شبکه بررسی و نتایج عددی با داده‌های تجربی مقایسه شده است. در بخش دوم برای

- 1- Chemkin
- 2- Flame speed freely propagating
- 3- Object Oriented
- 4- Finite Volume
- 5- Collocated Grid
- 6- Crank-Nicolson
- 7- Pressure Implicit with Splitting of Operators
- 8- Total Variation Diminishing
- 9- Upwind

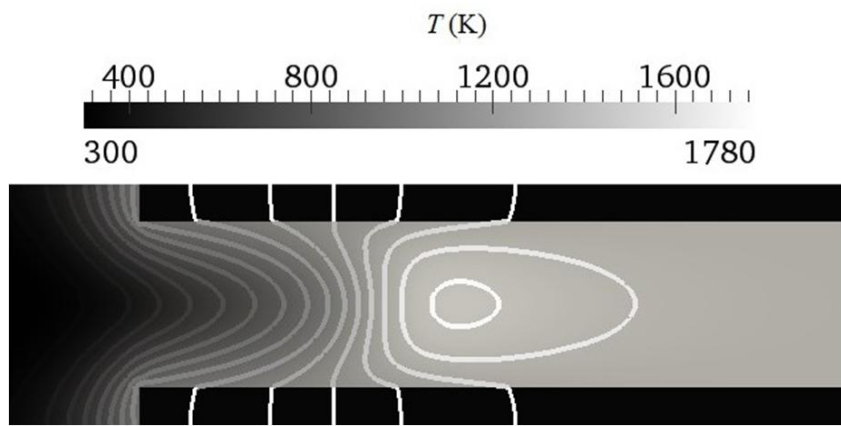


Fig. 5 Isothermal contour in equivalence ratio 0.55 and input speed to twice speed of burning

شکل 5 خطوط هم‌دما در نسبت هم‌ارزی 0.55 و سرعت دو برابر سرعت سوزش

طریق مکانیزم جابجایی جامد را گرم می‌کند. سپس جامد این گرما را از طریق مکانیزم هدایت به بالادست شعله و پایین‌دست کانال منتقل می‌کند. گرمای منتقل شده به بالادست از طریق مکانیزم تشعشع و جابجایی به مخلوط سوخت و هوا منتقل می‌شود. در واقع دیوارهای جامد و جریان واکنشی به صورت یک مبدل حرارتی عمل می‌کنند، به طوری که هر سه مکانیزم هدایت، جابجایی و تشعشع به طور هم‌زمان رخ می‌دهد. همان‌طور که خطوط هم‌دما کانتور شکل 5 نشان می‌شود در جهت عرضی کانال فقط انتقال حرارت به دیوار جامد وجود دارد. نفوذ گرمی گونه‌ها در این جهت به دلیل چشم پوشی از واکنش‌های کاتالیستی در سطح مشترک نادیده گرفته شده است. البته این نفوذ در جهت عرضی نسبت به جهت محوری ناچیز می‌باشد. انتقال حرارت در فاز سیال بدین صورت است که از ورودی تا ناحیه تشکیل شعله (ناحیه پیش‌گرم) گرادیان دمایی از دیوار به سمت فاز سیال و از ناحیه واکنش تا انتهای کانال بالعکس می‌باشد.

سرعت سوزش شعله متأثر از پیش‌گرم شدن مخلوط و همچنین اتلاف حرارتی توسط مکانیزم‌های هدایت و جابجایی از ناحیه واکنش می‌باشد. براساس تئوری شعله‌های پیش‌مخلوط آرام، سرعت سوزش با افزایش دمای پیش‌مخلوط، زیاد می‌شود با توجه به فیزیک مسئله کار مذکور این عمل از طریق انتقال حرارت جامد به بالادست شعله انجام می‌شود.

3-2- مطالعه پارامتری

هدف از مطالعه پارامتری در این کار بررسی پدیده‌های فیزیکی در کارکرد مسئله و اطمینان از رفتار حلگر می‌باشد. مطالعه پارامتری شامل تغییر نسبت هم‌ارزی، طول جامد کانال، ضخامت جامد و سرعت ورودی می‌باشد که به توضیح هر کدام از موارد اشاره شده پرداخته می‌شود.

3-2-1- تاثیر نسبت هم‌ارزی بر توزیع دما

یکی از پارامترهای مورد بررسی تغییر در نسبت هم‌ارزی و تاثیر آن بر توضیح دما می‌باشد. با سرعت ورودی ثابت برای نسبت هم‌ارزی‌های 0.55، 0.65، 0.75 و 0.85 تغییر در محل تشکیل شعله، ماکزیمم دمای گاز و ماکزیمم دمای جامد بررسی شد. محل تشکیل شعله به صورت ناحیه آزاد شدن گرمای حاصل از احتراق (dQ) تعریف شده است. همان‌طور که در کانتورهای شکل 6 مشاهده می‌شود محل تشکیل شعله با افزایش نسبت هم‌ارزی به سمت ورودی کانال (بالادست) حرکت می‌کند. با افزایش نسبت هم‌ارزی و نزدیک شدن به حالت استوکیومتری گرمای بیشتری در سیال آزاد می‌شود و در نتیجه دمای جامد نیز افزایش یافته و گرمای بیشتری را می‌تواند به بالادست انتقال دهد. از این رو به یک ناحیه پیش‌گرم کوچکتری به منظور بالا بردن

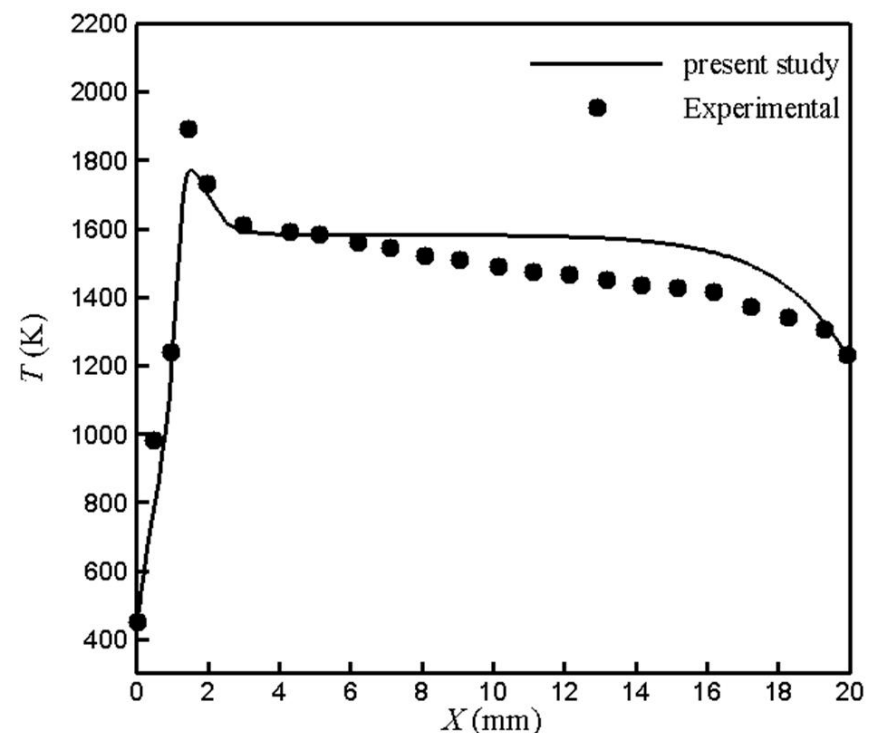


Fig. 3 Comparison of the experimental data and Fluid temperature distribution on symmetry plane

شکل 3 توزیع دمای سیال بر روی صفحه تقارن: مقایسه حل عددی با نتایج تجربی

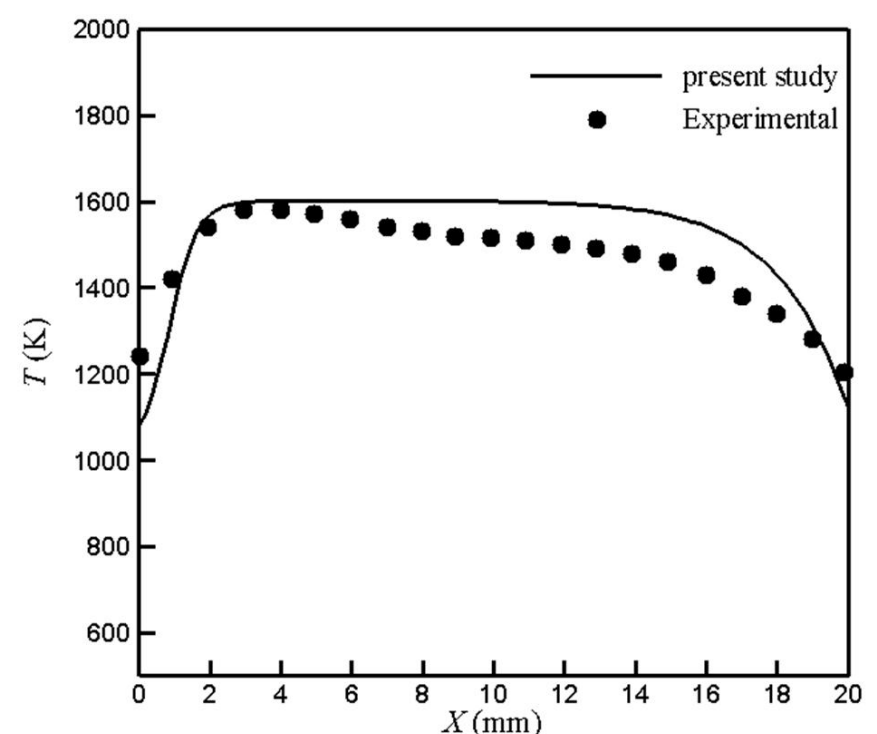


Fig. 4 Comparison of the experimental data and solid temperature distribution on interface

شکل 4 توزیع دما بر روی سطح مشترک: مقایسه نتایج عددی با داده‌های تجربی جهت صحت‌سنجی

که در داده‌های تجربی این مقدار 1870 K و در حل عددی 1780 K می‌باشد این نوع از سینتیک‌ها به جهت پیش‌بینی درست از رفتار شعله و همچنین پایین بودن هزینه محاسباتی برای شبیه‌سازی عددی بسیار مناسب می‌باشند. لذا در بیشتر مسائل احتراقی که از این نوع سینتیک‌ها استفاده می‌شود. کوپل بودن تمامی مکانیزم‌های انتقال حرارت اعم از هدایت، جابجایی و تشعشع و فرآیند واکنشی در سیال از مشخصه‌های اصلی این هندسه است. در کانتور شکل 5 توزیع دما همراه با خطوط هم‌دما در مقطعی از کانال دو بعدی نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود علیرغم عرض کم کانال، خطوط هم‌دما به صورت خمیده هستند که این نشان‌دهنده تاثیر انتقال حرارت توام بر تشکیل شعله می‌باشد. ضخامت ناحیه واکنشی در راستای طول کانال حدود 2 تا 2.5 میلی‌متر است. در این ناحیه سوخت به طور کامل مصرف می‌شود. فرآیند انتقال حرارت بدین صورت است که ابتدا گاز در ناحیه واکنش از

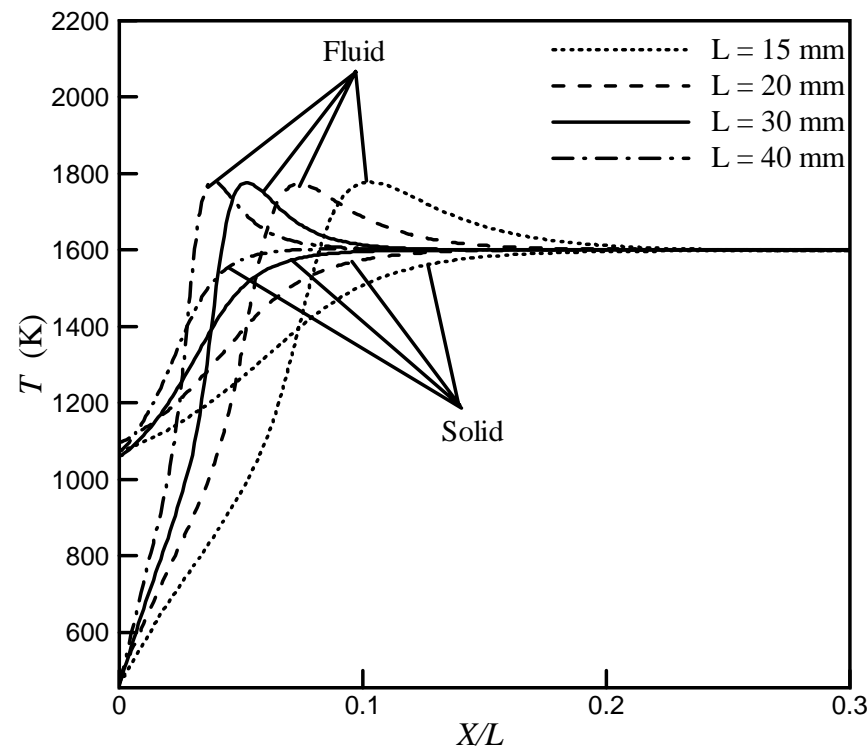


Fig. 7 Comparison of the fluid and solid temperatures in different lengths of wall

شکل 7 مقایسه نمودار دماهای سیال و جامد در طول‌های مختلف دیوار محفظه

انتقال حرارت تشعشعی به محیط سرد می‌کاهد. از اینرو دیوارهای جامد می‌توانند حرارت بیشتری را به بالادست شعله منتقل کنند. این افزایش دمای جامد را می‌توان در نمودار شکل 7 مشاهده نمود.

همانطور که مشاهده می‌شود، محل ماکزیمم دما شعله با افزایش طول جامد به سمت ورودی کانال حرکت می‌کند. دلیل این امر را می‌توان از نمودار دمایی جامد دریافت، که با افزایش طول جامد میزان انتقال حرارت هدایتی در آن زیاد می‌شود و در نتیجه گرمای بیشتری را می‌تواند به ناحیه بالادست شعله منتقل نماید. با گرم‌تر شدن جامد سرعت سوزش افزایش می‌یابد و شعله را عقب‌تر می‌کشاند. با توجه به شرایط ورودی، اگر طول جامد از 15 mm کمتر باشد شعله خاموش می‌شود. به دلیل کاهش سطح مشترک بین سیال و جامد، انتقال حرارت جابجایی کم شده و در نتیجه دمای جامد کاهش می‌یابد و نمی‌تواند حرارت لازم را به بالادست شعله منتقل کند.

3-2-3- تاثیر سرعت ورودی بر توزیع دما

در شکل 8 نمودار دمای سیال در امتداد طول کانال (صفحه تقارن) در سرعت‌های ورودی مختلف نشان داده شده است. همانطور که گفته شد، بر اساس نتایج تجربی سرعت ورودی در نسبت هم‌ارزی 0.55 برای پایدار بودن شعله، می‌تواند دو تا سه برابر سرعت سوزش باشد. در حل عددی حاضر تغییرات سرعت ورودی به ترتیب 1.2، 1.8، 2.4 و 3 برابر سرعت سوزش در نظر گرفته شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش سرعت ورودی، محل ماکزیمم دمای شعله به سمت خروجی کانال حرکت می‌کند. این در حالی است که مقدار ماکزیمم دمای سیال نیز افزایش می‌یابد. با افزایش سرعت ورودی، انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد و محل ماکزیمم دمای شعله در ناحیه پایین‌تری با دیوار به تعادل می‌رسد و شعله را تشکیل می‌دهد. با منتقل شدن محل ماکزیمم دمای شعله به پایین دست جریان، طول ناحیه پیش‌گرم افزایش می‌یابد. با این افزایش طول جریان فرصت بیشتری برای پیش‌گرم شدن دارد. در نتیجه جریان گرمای بیشتری را جذب می‌کند و اتلاف حرارت از دیوار جامد کاهش یافته و منجر به تشکیل احتراق در دمای بالاتری خواهد شد.

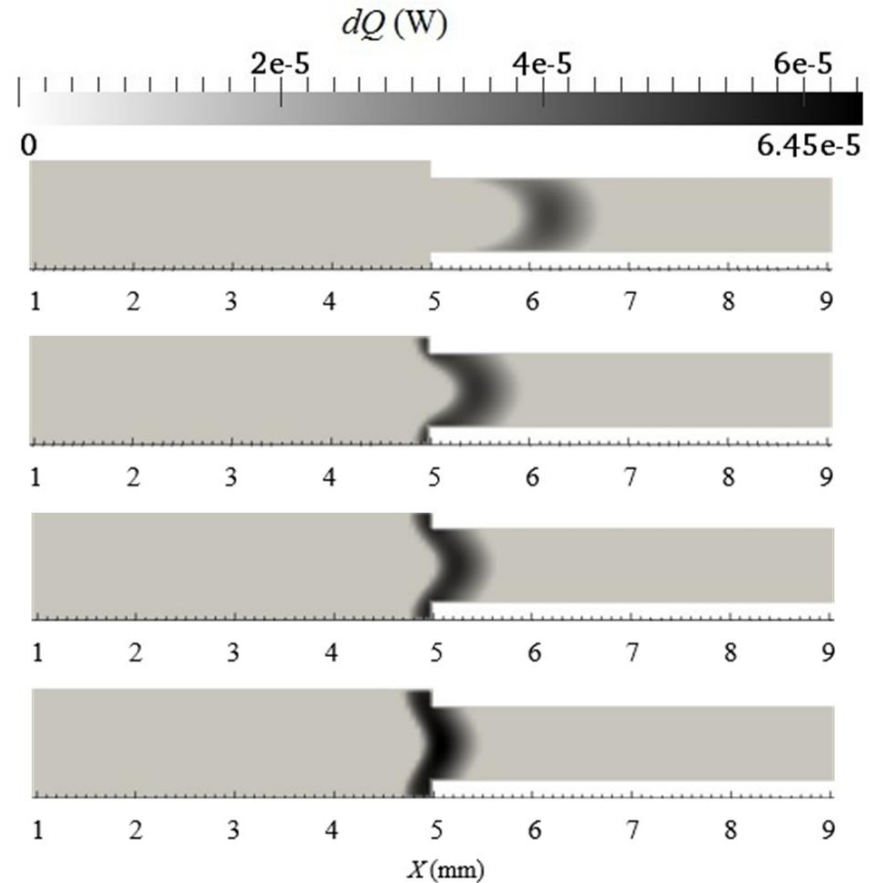


Fig. 6 Comparing the contours of the flame at constant input speed and ratio of different equivalence ratio

شکل 6 مقایسه کانتورهای محل تشکیل شعله در سرعت ورودی ثابت و نسبت هم‌ارزی‌های متفاوت. (به ترتیب از بالا به پایین: 0.55، 0.65، 0.75 و 0.85)

دمای گاز برای انجام احتراق نیاز می‌باشد. در واقع طول ناحیه پیش‌گرم با افزایش نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد. تغییرات دمایی در نسبت هم‌ارزی‌های متفاوت را می‌توان در جدول 2 مشاهده نمود.

مقدار انتقال حرارت تشعشعی به محیط سرد از ورودی کانال تا ناحیه بالادست شعله با افزایش نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد. با کاهش این اتلاف حرارتی از ناحیه واکنش به محیط سرد، مقدار گرمای انتقالی به دیوارهای جامد زیاد می‌شود. با افزایش دمای جامد، میزان انتقال حرارت جابجایی به ناحیه پیش‌گرم نیز افزایش می‌یابد که این عاملی برای افزایش سرعت سوزش و همچنین دمای ماکزیمم شعله نیز است.

3-2-2- تاثیر طول جامد بر توزیع دما

در شکل 7 نمودار تغییرات دما در سطح مشترک و در صفحه تقارن کانال، در طول‌های مختلف جامد دیده می‌شود. این نتایج در نسبت هم‌ارزی 0.55 و سرعت ورودی معادل 2 برابر سرعت سوزش است. روند تغییرات بدین صورت است که با افزایش طول جامد ماکزیمم دمای شعله نیز افزایش می‌یابد. با افزایش طول کانال اصلی، سطح مشترک بین سیال و جامد افزایش می‌یابد و این افزایش سطح باعث افزایش حرارت جابجایی بیشتری به جامد می‌شود. در واقع با افزایش طول مقدار گرمای بیشتری به جامد داده می‌شود و از میزان

جدول 2 تغییرات نسبت هم‌ارزی در سرعت ورودی ثابت و تاثیر آن بر پارامترهای احتراق

Table 2 equivalence ratio of changes in input speed fixed and its impact on combustion parameters

نسبت هم‌ارزی	محل تشکیل شعله (mm)	دمای ماکزیمم گاز (K)	دمای ماکزیمم جامد (K)
0.55	6.38	1778	1601
0.65	5.50	1867	1779
0.75	5.31	2004	1941
0.85	5.15	2110	2064

4- نتیجه گیری

در کار حاضر به شبیه سازی احتراق پیش آمیخته مخلوط پرورپان و هوا با نسبت هم ارزی 0.55 در یک کانال در ابعاد میکرو (به طول 30 mm و عرض 1.1 mm) پرداخته شد. هدف از این کار بررسی انتقال حرارت توام بین یک جریان واکنشی و دیواره های جامد می باشد. با توجه به مطابقت خوب نتایج عددی در مقایسه با داده های تجربی، می توان نتیجه گرفت که مدل ارائه شده و فرضیات آن برای شبیه سازی این مسئله مناسب می باشند و حلگر ایجاد شده در شرایط مختلف ورودی سیال و ابعاد هندسه کارآمد است. همچنین نتایج بدست آمده نشان می دهند که تغییر ابعاد و خواص جامد می تواند بر ماکزیمم دمای شعله و همچنین محل تشکیل آن تاثیرگذار باشد. به طوریکه با افزایش طول جامد و یا ضخامت آن، دمای جامد زیاد شده و محل تشکیل شعله به سمت ورودی کانال حرکت می کند. از طرف دیگر، تغییر در پارامترهای ورودی جریان واکنشی نیز می تواند بر میزان انتقال حرارت هدایتی در جامد و جابجایی در سیال، به طور همزمان موثر باشد. با بررسی نتایج بدست آمده می توان استنباط کرد که محل تشکیل شعله، توزیع دما در سیال و جامد در اثر برهم کنش فرآیندهای جابجایی، هدایت، تشعشع و آزاد شدن انرژی شیمیایی تعیین می شود و تغییر در پارامترهای مختلف می تواند بر هر یک از فرآیندهای اشاره شده و در نتیجه بر توزیع دما تاثیرگذار باشد.

5- فهرست علائم

$a_1 - a_7$	ضرایب مربوط به جدول جنف
A	ضریب پیش نمایی آرنیوس ($\text{cm}^3 \text{mol}^{-1} \text{s}^{-1}$)
D	عرض کانال (mm)
dQ	انرژی حاصل از احتراق (W)
E_a	انرژی فعال سازی (Jmol^{-1})
H	آنتالپی ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$)
h_s	آنتالپی محسوس ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$)
K	نرخ واکنش ($\text{m}^3 \text{gmol}^{-1} \text{s}^{-1}$)
L	طول کانال (mm)
L'	طول توسعه یافته ی کانال (mm)
M	تعداد واکنش ها
MW	جرم مولکولی (kgmol^{-1})
n	بردار نرمال صفحه
N	تعداد گونه ها
P	فشار ($\text{kgm}^{-1} \text{s}^{-2}$)
R	ثابت جهانی گازها ($\text{JK}^{-1} \text{mol}^{-1}$)
RR	نرخ پیشرفت واکنش ($\text{kg} \text{hr}^{-1}$)
S	آنتروپی ($\text{kJ.kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	دما (K)
u	سرعت (ms^{-1})
V	بردار سرعت نفوذی (ms^{-1})
X	غلظت مولی گونه ها (molm^{-3})
Y	کسر جرمی گونه ها

علائم یونانی

α	ضریب نفوذ حرارتی مولکولی ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
β	توان دما

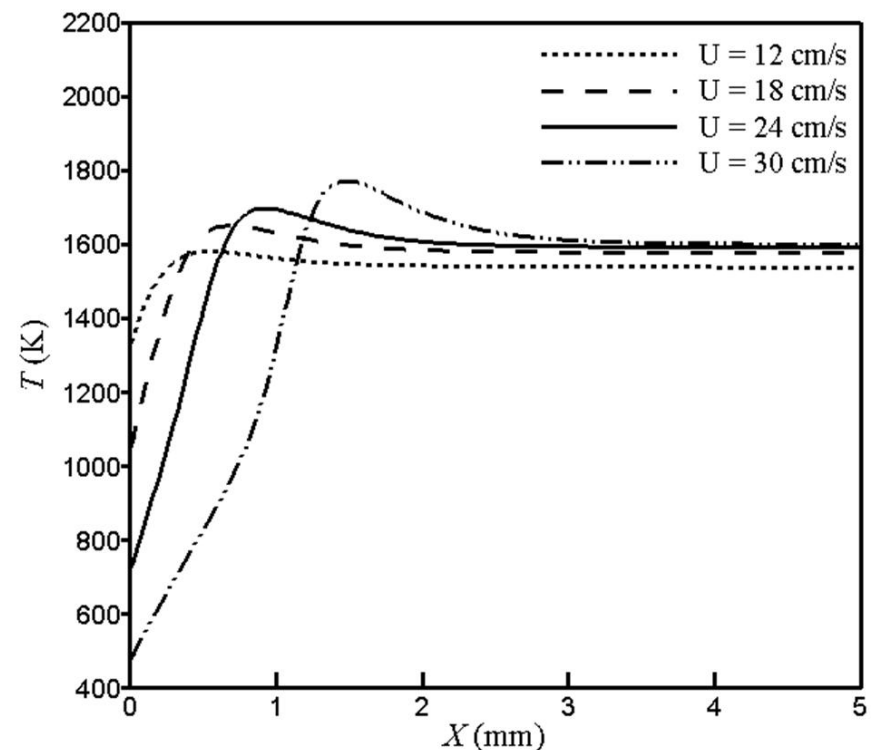


Fig. 8 Comparison of fluid temperature in symmetry plane in equivalence ratio 0.55 and with different input speeds

شکل 8 مقایسه دمای سیال در صفحه تقارن در نسبت هم ارزی 0.55 و با سرعت های ورودی متفاوت

3-2-4- تاثیر ضخامت جامد بر توزیع دما

پارامتر مورد بررسی دیگر، تغییر ضخامت جامد و تاثیر آن بر میزان انتقال حرارت و مکان شعله می باشد. همانطور که نمودار شکل 9 نشان می دهد محل ماکزیمم دمای شعله با افزایش ضخامت جامد به سمت ورودی کانال حرکت می کند. این در حالی است که میزان دمای جامد با افزایش ضخامت جامد بیشتر می شود. با افزایش ضخامت، دیواره می تواند مقدار انرژی بیشتری را در خود ذخیره کند و به بیان دیگر انتقال حرارت بین جامد و سیال بیشتر می شود. از اینرو دمای جامد نیز زیاد می شود. با افزایش مقدار انرژی ذخیره شده، جامد حرارت بیشتری را به بالادست شعله منتقل می کند و این افزایش انتقال حرارت باعث می شود که مخلوط سوخت و هوا زودتر به دمای احتراق برسند و شعله در ناحیه نزدیک به ورودی تشکیل شود.

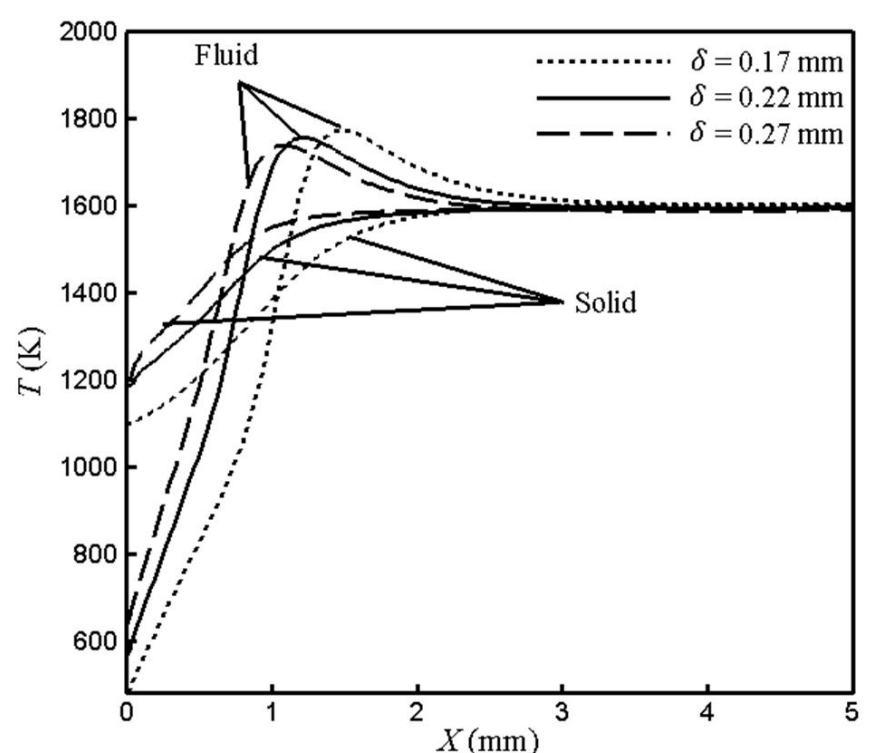


Fig. 9 Comparison of the fluid and solid temperatures the different thickness solid

شکل 9 مقایسه نمودار دماهای سیال و جامد در ضخامت های متفاوت جامد

- [5] G. J. Heynderickx, G. G. Cornelis, G. F. Froment, Circumferential tube skin temperature profiles in thermal cracking coils, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, Vol. 38, No. 12, pp. 1905–1912, 1992.
- [6] Z. Xianfeng, Y. Yuanyi, W. Guoqing, Z. Lijun, L. Yi, Estimating the operation status of steam cracking furnace using numerical simulation with combustion models, *China Petrochemical Process Petrochemical Technology*, Vol. 14, No. 4, pp. 52–63, 2012.
- [7] D. Panara, B. E. Noll, A coupled solver for the solution of the unsteady conjugate heat transfer problem, *International Conference on Computational Methods for Coupled Problems Science and Engineering*, Philadelphia: Taylor & Francis, Vol. 2, pp. 23–40, 2007.
- [8] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics*, First Edition. pp. 230–250, London: pearson, 1995.
- [9] C.P. Yeh, C.K. Hoew, R. J. Yang, Conjugate heat transfer analysis of copper staves and sensor bars in a blast furnace for various refractory lining thickness, *Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 58–65, 2012.
- [10] F. Duchaine, S. Mendez, F. Nicoud, A. Corpron, V. Moureau, T. Poinso, Conjugate heat transfer with large eddy simulation for gas turbine components, *Comptes Rendus Mecanique*, Vol. 7, No. 6–7, pp. 550–561, 2009.
- [11] D. Kin, H. Din, Laminar premixed flame stabilized inside a honeycomb ceramic, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 2, pp. 341–356, 1991.
- [12] A. T. Oyelami, S. B. Adejuyigbe, M. A. Waheed, Performance evaluation of recuperative heat exchanger in rotary furnace, Vol. 3, No. 2, pp. 0–6, 2012.
- [13] D. K. Min, H. D. Shin, Laminar premixed flame stabilized inside a honeycomb ceramic, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 2, pp. 341–356, 1991.
- [14] T. Poinso, D. Veynate, *Theoretical and numerical combustion*, Second Edition, pp. 487–510, Philadelphia, U.S.A, 2005.
- [15] S. R. Turns, *An introduction to combustion concepts and application*, Chapter. 6, Second Edition, pp. 221–300, New York: McGraw-Hill, 2000.
- [16] R. Siegel, S. Howell, *Thermal radiation heat transfer*, Third Edition, pp. 160–184, Washington, 1992.
- [17] K. Yamaoka, I. Tsuji, Dynamic of stretched flames, *Twentieth Symposium International on Combustion institute*, Vol. 22, No. 1, pp. 1381–1402, 1984.
- [18] C. L. Hackert, J. L. Ellzey, O. A. Ezekoye, Combustion and heat transfer in model two-dimensional porous burners, *Combustion and Flame*, Vol. 116, No. 1–2, pp. 177–191, 1999.
- [19] *Reaction Designer*, Accessed on 18 January 2015; <http://www.reactiondesign.com/products/chemkin/chemkin-2>.

 δ ضخامت جامد (mm) ε ضریب صدور تشعشعی μ لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) ν ضریب استوکیومتری $\dot{\omega}_k$ نرخ متوسط گونه k ام (kgm^{-3}) $\dot{\omega}_T$ نرخ متوسط گرمای حاصل از احتراق ($\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-3}$) ρ چگالی (kgm^{-3}) \mathcal{S} مربوط به نوع گونه σ ثابت استفان بولتزمن ($\text{Js}^{-1}\text{m}^{-2}\text{K}^{-4}$)

بالانویس‌ها

 $'$ مربوط به واکنش دهندها $''$ مربوط به محصولات

زیرنویس‌ها

 f مربوط به واکنش رفت

Fluid فاز سیال

 j مربوط به واکنش زام k مربوط به گونه k ام r مربوط به واکنش برگشت

Solid فاز جامد

6-مراجع

- [1] S. Olusunle, A. Oyelami, Computational modeling of temperature distribution of streams in recuperative heat exchanger, *Engineering Materials Development Institute*, Vol. 5, No. 8, pp. 164–169, 2014.
- [2] I. Timoshpol, L. German, Mathematical simulation of conjugate heat exchange in heating furnaces with a moving bottom, *Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 79, No. 3, pp. 3–11, 2006.
- [3] H. Liu, S. Dong, B. W. Li, Parametric investigations of premixed methane-air combustion in two-section porous media by numerical simulation, *Fuel*, Vol. 89, No. 7, pp. 1736–1742, 2010.
- [4] A. Alipoor, K. Mazaheri, A. Shamouni, Dynamics of lean hydrogen/air flame regimes in micro scale combustion, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 94–102, 2014. (in Persian)