Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(1) (2021) 23-26
DOI: 10.22060/mej.2019.15713.6187

Evaluation of Combustion Models in a Porous Medium with Different Excess Air Ratios

I. Mohammadi, H. Ajam*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran

ABSTRACT: In this paper, the simultaneous study of the effects of the excess air ratio and the combustion mechanisms on the temperature and distribution of species in the porous medium burners with continuous porosity variation has been investigated. For this purpose, multi-step chemical kinetics have been used and their effects on the temperature profile, mass fraction of the main species and emission of pollutants for different values of the excess air ratio have been investigated. Problem-solving equations include continuity equation, momentum equations, gas, and solid phase energy equations, and the chemical equilibrium equation is solved using the finite volume method and the semi-implicit method for pressure linked equations algorithm is used for the relationship between velocity and pressure. The results showed that for excess air ratio of 1.5, the results of combustion mechanisms have the same accuracy in predicting the temperature profile and mass fraction of the main species, and then, for additional values of the excess air ratio, the results of the combustion mechanisms Show a slight difference. This is while the greatest difference in the results is observed for the stoichiometric condition. Also in stoichiometric conditions, the NO emission rate using the GRI-3.0 combustion mechanism is predicted to be zero, and for the rest of the coefficients of the excess air ratio, its value will be of the order of magnitude 10^{-6}.

Review History:

Received: 2019-01-28
Revised: 2019-03-12
Accepted: 2019-05-05
Available Online: 2019-05-10

Keywords:

Porous media burner
Chemical kinetic
Porosity variation
Axisymmetric combustion
Excess air ratio

1. INTRODUCTION

Today's, saving fuel and reducing pollutant emissions are major goals for optimizing the performance of systems that use fossil fuels. Combustion in a porous medium is one of the new methods that are rapidly replacing by conventional methods. In 2013, Mohammadi and Hosseinpour [1] examined the effects of chemical mechanisms and wall temperature on the performance of porous media burners with constant porosity in the two preheating and combustion zones. They found that chemical mechanisms would not have many effects on the temperature profile, and as the chemical mechanisms become fuller, NO emission levels will be closer to the experimental values. They also found that by increasing the wall temperature, the maximum temperature and; consequently, NO emission of the burner output increased. Mohammadi and Hosseinpour [2] continued their research in 2014, to study the effects of porosity profiles on the performance and emission of pollutants in the burner. The results indicated that by applying the continuous porosity profile instead of constant porosity in the two preheating and combustion zones, the maximum value of the temperature and hence the amount of NO emission in the burner output decreases.

In 2017, Ganjalikhan Nasab et al. [3] studied the effects of different parameters such as optical thickness, porosity coefficient, excess air ratio and propagation ratio on the radiation efficiency in porous medium burners. They found that by increasing optical thickness, because of the absorption of energy by the solid phase increases, the radiation efficiency also increases. As porosity increases, due to the reduction of the specific surface area per unit volume of the solid phase, less energy is transferred from the gas phase to the solid matrix, which leads to Reduces the radiation efficiency. Furthermore, with the increase of the excess air ratio and the propagation ratio, the radiation efficiency decreases and by increasing the excess air ratio, the maximum temperature as well as the amount of CO and NO emissions in the combustion products decrease.

In the present work, the combustion of methane-air was studied in a two-zones of the porous medium burner (Fig. 1) [4]. For the simulation of chemical kinetics, three different mechanisms, including GRI-2.11, GRI-3.0 [5] and a mechanism with 17 species and 58 chemical reactions have been used and the effects of these mechanisms on the

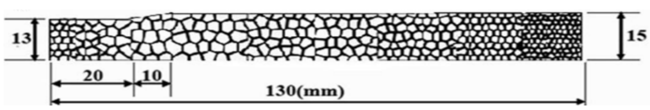


Fig. 1. A schematic of the understudy burner

*Corresponding author's email: h.ajam@um.ac.ir

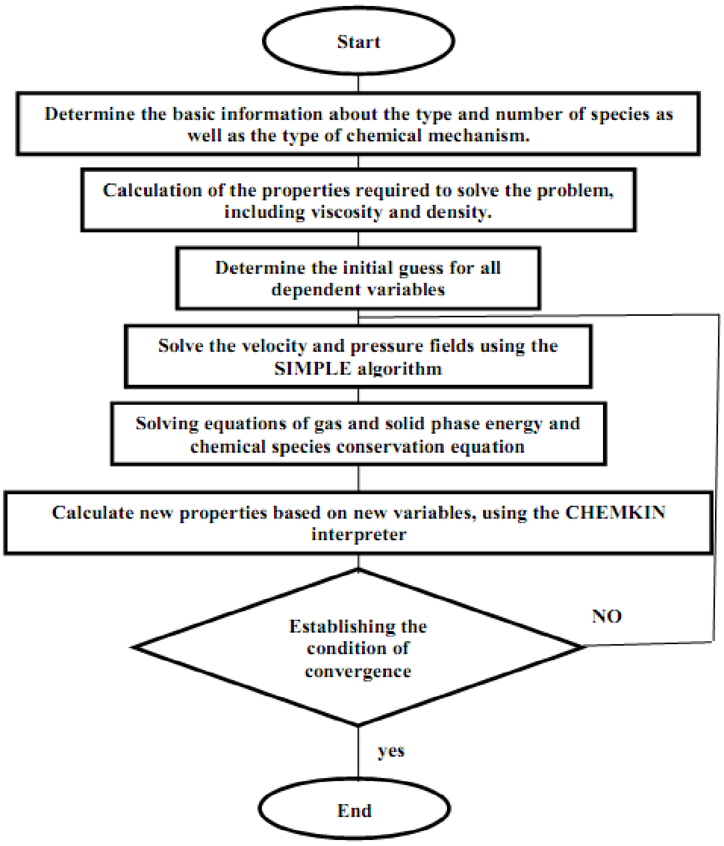


Fig. 2. Flowchart numerical simulation algorithm

temperature profile, mass fraction of species and emission of pollutants have been investigated. Also, the effects of the excess air ratio on the results of various combustion mechanisms have been shown.

2. METHODOLOGY

In this paper, the governing equations including continuity equation, momentum equations, solid phase energy equation (porous matrix), gas phase energy equation and Species conservation equations are discriminated based on the finite volume method and pressure and velocity are coupled by the Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE) algorithm. By using a multi-step reaction mechanism, the resulting system of algebraic equations is stiff and conventional iterative methods like Tridiagonal Matrix Algorithm (TDMA) lead to divergence, to solve this problem, the operator splitting method is used [1, 2].

3. RESULTS AND DISCUSSION

Figs. 3 to 8 show the gas temperature profile and various chemical species for different excess air ratio and chemical kinetics.

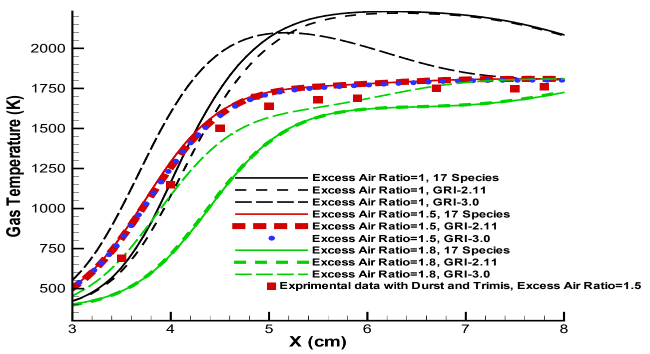


Fig. 3. Gas temperature diagram using the GRI-3.0, GRI-2.11 and 17-species mechanisms for different values of the excess air ratio [6]

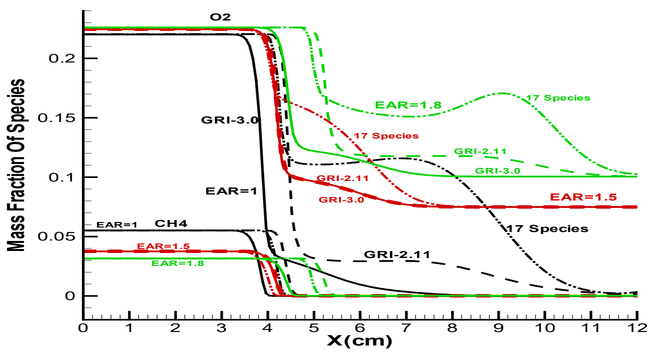


Fig. 4. Diagram of the mass fraction of species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

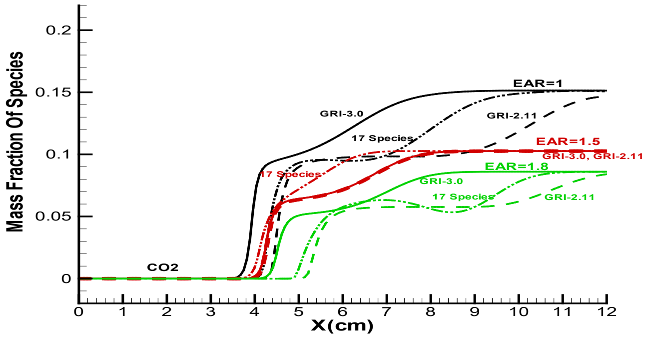


Fig. 5. Diagram of the mass fraction of CO_2 species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

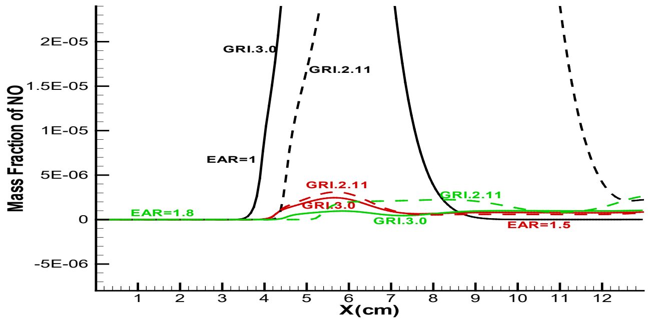


Fig. 7. Diagram of the mass fraction of NO species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 for different values of the excess air ratio

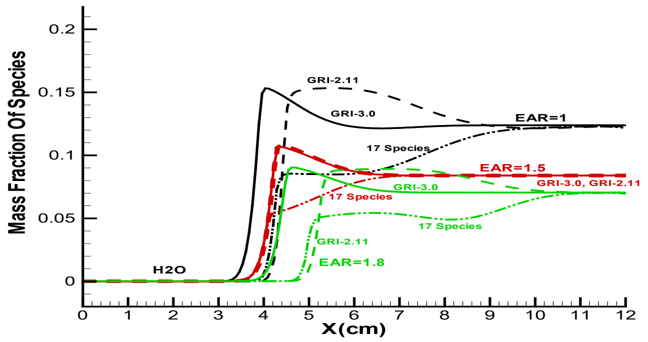


Fig. 6. Diagram of the mass fraction of H_2O species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

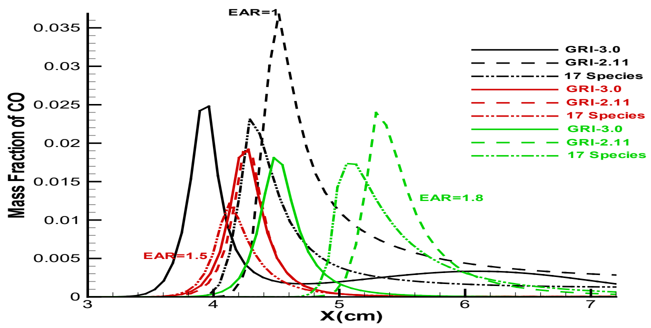


Fig. 8. Diagram of the mass fraction of CO species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

4. CONCLUSION

- The highest levels of emissions carbon dioxide, nitrogen monoxide, and carbon monoxide are related to stoichiometric conditions.
- By increasing the excess air ratio, the amount of emission of carbon monoxide and nitrogen monoxide is reduced.
- In an excess air ratio of 1.5, the results of all three chemical mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0, and the mechanism of the 17 species are approximately the same, and it is possible to reduce the computational time by using 17 species mechanism instead of GRI-3-0. Because species are reduced from 53 species to 17 species.
- Under stoichiometric conditions, the amount of emissions nitrogen monoxide using the GRI-3.0 mechanism is predicted to be zero, and for the rest of the coefficients of the excess air ratio, its value will be of the order of magnitude 10^{-6}.

REFERENCES

[1] I. Mohammadi, S. Hossainpour, The Effects of Chemical Kinetics and Wall Temperature on the Performance of Porous Media Burners, Heat and Mass Transfer, 49 (2013) 869-877.

[2] I. Mohammadi, S. Hossainpour, Investigation of the Effects of Several Porosity Variation Profiles on Performance and Pollutants Emission of the Porous Media Burners, Fire and Materials, 40 (2014) 3-17.

[3] H. Shabani Nejad, A. Gandjalikhan Nassab, E. Jahanshahi, Numerical Study on Radiant Efficiency of a Porous Burner under Different Conditions, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 32(2) (2017) 1-8.

[4] M. Farzaneh, R. Ebrahimi, M. Shams, M. Shafiey, Two-Dimensional Numerical Simulation of Combustion and Heat Transfer in Porous Burners, Engineering Letters, 15(2) (2007) 370-375.

[5] http://www.me.berkeley.edu/gri-mech.

[6] F. Durst, D. Trimis, Compact Porous Medium Burner and Heat Exchanger for Household Applications, EC project report (contract no. JOE3-CT95-0019), (1996).

HOW TO CITE THIS ARTICLE

I. Mohammadi, H. Ajam, Evaluation of combustion models in porous medium with different excess air ratios, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 23-26.

DOI: 10.22060/mej.2019.15713.6187

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۱، سال ۱۴۰۰، صفحات ۶۵ تا ۸۰

DOI: 10.22060/mej.2019.15713.6187

ارزیابی مدل‌های احتراقی در احتراق محیط متخلخل با نسبت هوای اضافی مختلف

ایمان محمدی، حسین عجم*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، ایران

خلاصه: در این مقاله به بررسی همزمان اثرات نسبت هوای اضافی و مکانیزم‌های احتراقی بر روی دما و انتشار گونه‌ها در مشعل‌های محیط متخلخل با تغییر تخلخل پیوسته پرداخته شده است. برای این هدف از سینتیک‌های چند مرحله‌ای استفاده شده است و اثرات آن‌ها بر روی پروفیل دما، کسر جرمی گونه‌های اصلی و انتشار آلاینده‌ها برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی مورد بررسی قرار گرفته است. معادلات حاکم بر مسأله شامل معادله پیوستگی، معادلات مومنتوم، معادلات انرژی فاز گاز و جامد و معادله بقاء گونه‌های شیمیایی با استفاده از روش حجم محدود حل شده و از الگوریتم سیمپل برای ارتباط بین سرعت و فشار استفاده شده است. نتایج نشان داد که به ازای نسبت هوای اضافی ۱/۵، نتایج ناشی از مکانیزم های احتراقی دارای دقت یکسان در پیش بینی پروفیل دما و کسر جرمی گونه‌های اصلی هستند و بعد از آن برای مقادیر بیشتر نسبت هوای اضافی نتایج ناشی از مکانیزم‌های احتراقی اختلاف کمی را نشان می‌دهد. این در حالی است که بیشترین اختلاف در نتایج برای حالت استوکیومتری مشاهده می‌شود. همچنین در شرایط استوکیومتری میزان انتشار مونو اکسید نیتروژن با استفاده از مکانیزم احتراقی **GRI – ۳/۰** مقدار صفر پیش بینی می‌شود و برای بقیه ضرایب نسبت هوای اضافی مقدار آن از مرتبه بزرگی خواهد بود.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۰۸-۱۱-۱۳۹۷
بازنگری: ۲۱-۱۲-۱۳۹۷
پذیرش: ۱۵-۰۲-۱۳۹۸
ارائه آنلاین: ۲۰-۰۲-۱۳۹۸

کلمات کلیدی:
مشعل محیط متخلخل
سینتیک شیمیایی
تخلخل متغیر پیوسته
احتراق متقارن محور
نسبت هوای اضافی

۱- مقدمه

در شبیه سازی فرآیند احتراق باید تمامی واکنش‌های احتمالی که در حین فرآیند به وجود می‌آیند و اجزایی را تشکیل می‌دهند، در نظر گرفته شوند. یکی از اساسی‌ترین مشکلاتی که در مورد استفاده از جزییات مکانیزم واکنش وجود دارد محدود بودن تعداد محاسباتی است که به هنگام شبیه سازی یک نمونه واقعی بدلیل نبود نظم خاصی در قرارگیری حفره‌ها و حرکت چند بعدی سیال در داخل آن‌ها و تغییر غلظت و دمای آن و همچنین ضرایب نامشخص انتقال حرارت مؤثر جابجایی و تشعشع، به وجود می‌آید. علاوه بر این مدل کردن احتراق در داخل ماده متخلخل به دلیل وجود ترم تشعشع غیر خطی و انتقال حرارت جابجایی بین فاز گاز و جامد که معادلات پیچیده‌ای را به وجود می‌آورند، بسیار پیچیده می‌شود. بنابراین در این زمینه بسیاری از کارهای تحقیقاتی که انجام شده است، از واکنش‌های تک مرحله‌ای و یا مدل کردن فرآیند واکنشی احتراقی به عنوان یک منبع تولید حرارت، استفاده شده است. سینتیک تک مرحله‌ای قطعاً نتیجه دلخواه و دقت کافی را نخواهد داشت. همچنین این مکانیزم قادر نخواهد بود که پروفیل دمایی دقیقی ایجاد نماید و نیز به علت عدم وجود واکنش‌های غیر کاملی که منجر به تشکیل کربن مونو اکسید[1] و مونو اکسید نیتروژن[2] می‌شود، قادر به پیش بینی میزان این آلاینده‌ها نخواهد بود. به همین دلیل غیر ممکن خواهد بود تا از الگوی ساده سینتیک شیمیایی که بتواند واکنش‌های موجود را به

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: h.ajam@um.ac.ir

1 - Monoxide Carbon (CO)
2 - Monoxide Oxygen (NO)

صورت تعداد کمی از اجزا بیان کند، استفاده کنیم. توسعه و بهینه سازی مشعل‌های محیط متخلخل مستلزم شبیه سازی های تجربی و عددی است که شبیه سازی آزمایشگاهی (تجربی) نیازمند صرف وقت و هزینه خواهد بود. همچنین در اندازه گیری‌های آزمایشگاهی، دقت اندازه‌گیری و تنوع بسیار محدود می‌باشد. لذا این دلایل لزوم استفاده از بررسی‌های عددی را به خوبی نشان می‌دهد.

برینر[1] [۱] و همکاران با لحاظ یک سیستم دو بعدی همراه با در نظر گرفتن پدیده احتراق با حل معادلات حاکم، مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل را تعیین نمودند. در این مطالعه از هیچ مدلی جهت تعیین شار تشعشعی در داخل مشعل استفاده نگردید. نتایج تطابق خوبی را بین داده‌های تجربی و حل عددی نشان داد. مالیکو[2] و پریرا [۲] تأثیر خواص تشعشعی محیط‌های متخلخل را بر عملکرد مشعل‌های متخلخل استوانه‌ای شکل در حالت دو بعدی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند اگر از تشعشع صرفنظر شود پروفیل دمای پیش بینی شده با مقدار آزمایش تطابق خوبی نمی‌یابد. چانگ جن[3] [۳] از یک مدل عددی یک بعدی برای بررسی اثرات افزودن هیدروژن بر روی احتراق متان[4] در یک کوره متخلخل استفاده نمود. وی دریافت که با افزایش هیدروژن در ســـــوخت ضخامت شعله کاهش خواهد یافت. تالاکدر[5] و همکاران [۴]، رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل را در دو حالت کارکرد دائم و گذرا با در نظر گرفتن یک سیستم دو بعدی مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه اثرات نشر انرژی تشعشعی توسط محیط متخلخل نیز مـد نـظـر قـرارگرفت و از روش ابعاد فرو ریخته[6] جهت تعیین توزیع شار تشعشعی در داخل مشعل متخلخل کمک گرفته شد. آن‌ها دریافتند که بیشترین میزان تشعشع خروجی برای دیوارهای سیاه اتفاق می افتد و همچنین در مقایسه با تشعشع و هدایت جامد می‌توان از هدایت مخلوط گاز صرفنظر نمود. میشرا[7] و همکاران [۵] ، برای آنالیز حرارتی مشعل‌های متخلخل تابشی چهار گوش یک سیستم دو بعدی با ۱۶۴واکنش و ۲۰ گونه شیمیایی در نظر گرفتند و معادلات انرژی جداگانه‌ای برای فاز گاز و جامد حل شد. آن‌ها نشان دادند که تعادل حرارتی در فاصله کوتاهی

1 - Brenner, G
2 - Malico
3 - Chung jen
4 - Methane (CH_4)
5 - Talukdar, P
6 - Collapsed dimension
7 - Mishra S.C

از ورودی برای مقادیر طول مشخصه (قطر حفره ریزتر) اتفاق می افتد و همچنین ماکزیمم دمای جامد برای مقادیر بزرگتر ضریب جذب، بیشتر می‌باشد. لاری[8] [۶]، به آنالیز حرارتی مشعل‌های متخلخل در حالت گذرا با استفاده از مدل دو شارحرارتی پرداخت و اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم را مورد مطالعه قرار داد. حسین پور و حدادی [۷]، اثرات پارامترهای کوره متخلخل را برروی احتراق و تشکیل آلاینده‌ها با استفاده از یک مدل یک بعدی و سینتیک چند مرحله‌ای را بررسی نمودند. آودیک[9] و همکاران [۸]، به مطالعه تجربی احتراق در یک محیط متخلخل برای مصارف خانگی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از مشعل متخلخل می‌تواند توان حرارتی را تا ۸ برابر مشعل‌های معمولی افزایش دهد و مقادیر CO و NO_x را کاهش دهد. بیدی[10] و همکاران [۹]، به بررسی عددی پایداری شعله و بهینه سازی مشعل از نظر تولید آنتروپی پرداخته‌اند. آن‌ها مشاهده کردند که شعله بیشتر در نیمه بالادست محیط متخلخل پایدار می‌شود و تولید آلایندگی در این حالت کمتر از وقتی است که شعله در نیمه پایین دست جریان پایدار می‌شود. پانتانگی[11] و همکاران [۱۰]، و ماتکومار[12] و همکاران [۱۱] ، اقدام به ساخت یک مشعل دو لایه کردند که درکار پانتانگی ناحیه پیش گرمایش توسط توپ‌های آلومینیومی ۵ میلیمتری و ناحیه احتراق از سیلیکون کاربید با ۹۰ درصد تخلخل و در کار ماتکومار ناحیه پیش گرمایش از سرامیکی با ضخامت ۱۰ میلیمتر و تخلخل ۴۰ درصد و ناحیه احتراقی مشابه تشکیل شده بود. آن‌ها تأثیر قطر مشعل، ضخامت جدار قالب مشعل و طول قالب‌های متخلخل را مورد آنالیز قرار دادند و دریافتند که این تغییر در ناحیه پیش گرمایش سبب افزایش راندمان می‌گردد. محمدی و حسین‌پور [۱۲]، به بررسی اثرات مکانیزم‌های شیمیایی و دمای دیواره بر روی عملکرد مشعل‌های محیط متخلخل با تخلخل ثابت در دو ناحیه‌ی پیش گرمایش و احتراقی پرداختند. آن‌ها دریافتند که مکانیزم‌های شیمیایی تأثیر چندانی بر روی پروفیل دمایی نخواهد داشت و هر چه مکانیزم‌های شیمیایی کامل‌ترمی‌شود میزان انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن به مقادیر آزمایشگاهی نزدیک‌تر می‌گردد. آن‌ها همچنین دریافتند که با افزایش دمای دیواره مقدار ماکزیمم

8 - Lari K
9 - Avdic
10 - Bidi
11 - Pantangi
12 - Muthukumar

دما و به تبع آن انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن در خروجی مشعل افزایش می‌یابد. آن‌ها در ادامه تحقیقاتشان [۱۳]، به بررسی اثرات پروفیل‌های تغییر تخلخل بر روی عملکرد و انتشار آلاینده‌ها در مشعل پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که با اعمال پروفیل تغییر تخلخل پیوسته به جای تخلخل ثابت در دو ناحیه پیش گرمایش و احتراقی، مقدار ماکزیمم دما و به تبع آن میزان انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن در خروجی مشعل کاهش می‌یابد. وو[1] و همکاران [۱۴]، یک مشعل محیط متخلخل با شعله مسطح گاز مایع را ساختند. انتخاب این حالت امکان رسیدن به دماهای بالاتر شعله را می‌دهد که منجر به انتقال حرارت بالاتری می‌شود. محیط متخلخل از جنس ساچمه‌های برنزی انتخاب شده بود. آن‌ها به طور آزمایشگاهی ثابت کردند که مشعل متخلخل دارای دامنه تنظیم توان بیشتری در مقایسه با مشعل شعله آزاد می‌باشد. هاشمی و همکاران [۱۵]، به بررسی پدیده برگشت شعله در مشعل‌های متخلخل پرداختند، آن‌ها با تغییر عواملی نظیر نسبت هم ارزی، نرخ آتش و ویژگی‌های محیط متخلخل پرش و نفوذ شعله در داخل محیط متخلخل را مورد ارزیابی تجربی قرار دادند. در ادامه بررسی‌ها در مورد مشعل متخلخل به استفاده از محیط متخلخل برای پایدار سازی شعله غیر پیش آمیخته پرداختند، آن‌ها در نسبت هم ارزی ۰٫۶۳ شعله پایدار به دست آوردند که تقریباً با نسبت هم ارزی تشکیل شعله پیش آمیخته در مشعل متخلخل برابر است [۱۶]. گنجعلیخان نسب و همکاران [۱۷]، به مطالعه‌ی اثرات پارامترهای مختلف مانند ضخامت اپتیکی، ضریب تخلخل، نسبت هوای اضافی و نسبت پخش بر روی بازده تشعشع در مشعل‌های محیط متخلخل پرداختند. آن‌ها دریافتند که با افزایش ضخامت اپتیکی چون جذب انرژی به وسیله ی فاز جامد افزایش می‌یابد، بازده تشعشع نیز افزایش می‌یابد و با افزایش تخلخل، به علت کاهش سطح مخصوص بر واحد حجم فاز جامد، انرژی کمتری از فاز گاز به ماتریس جامد منتقل شده که منجر به کاهش بازده تشعشع می‌شود، همچنین با افزایش نسبت هوای اضافی و نسبت پخش، بازده تشعشع کاهش می‌یابد و با افزایش نسبت هوای اضافی، دمای بیشینه و همچنین مقدار آلاینده‌های کربن مونو اکسید و مونو اکسید نیتروژن در محصولات احتراق کاهش می‌یابد. در کار حاضر سعی بر این است تا اثرات نسبت هم ارزی و تغییر سینتیک شیمیایی را بر عملکرد مشعل‌های محیط متخلخل همراه با تخلخل متغیر مورد بررسی قرار دهیم که برای این کار برنامه‌ای به زبان فرترن برای حالت دو بعدی و متقارن محور ایجاد شده است. امروزه با پیشرفت علم و تکنولوژی در عرصه‌ی ساخت مواد متخلخل، امکان تولید موادی با تخلخل متغیر دور از دسترس نخواهد بود [۱۸]. استفاده از تخلخل متغیر امکان تنظیم دمای ماکزیمم شعله را فراهم می‌آورد که به تبع آن می‌توان تولید مواد آلاینده را نیز کاهش داد. همچنین در این کار نتایج محاسبات با هر یک از سه مکانیزم احتراقی GRI−۲/۱۱[2] (۴۹ گونه و ۲۷۹ واکنش شیمیایی)، GRI−۳/۰ (۵۳ گونه و ۳۲۵ واکنش شیمیایی) و مکانیزمی با ۱۷ گونه و ۵۸ واکنش شیمیایی برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

۲- فرضیات بکار رفته در حل مسئله

۱- جریان سیال پایا، آرام و نیوتنی است.

۲- با توجه به تغییر تخلخل، برای محاسبه‌ی افت فشار و بقیه متغیرها در ماتریس متخلخل همچنان معادله‌ی دارسی[3] و فورهایمر[4] برقرار است.

۳- اثرات نیروی حجمی ناچیز است.

۴- از انتقال حرارت تشعشعی فاز گاز در برابر ماتریس جامد صرفنظر شده است.

۵- اثرات سورت[5] و دوفور[6] صرف نظر شده است.

۶- از اثرات کاتالیزوری ماده‌ی متخلخل در دمای بالا صرف نظر شده است.

۷- شرط عدم تعادل بین فاز جامد و گاز در نظر گرفته شده است که به وسیله ضریب انتقال حرارت جابجایی که دلالت بر انتقال حرارت جابجایی بین دو فاز دارد، به هم مرتبط می‌شوند.

۳- معادلات حاکم

با توجه به فرضیات مسئله معادلات حاکم به صورت زیر می‌باشند [۳ و ۵ و ۲۱-۱۹]

1 - Wu

2 - Gas Research Institute
3 - Darcy
4 - Forchheimer
5 - Soret
6 - Dufour

۳-۱- معادله‌ی پیوستگی[1]

$$\nabla.\left(\rho V_s\right)=0 \tag{۱}$$

۳-۲- معادله‌ی مومنتم[2] در جهت x

$$\nabla.\left(\rho u V_s\right)=\nabla.\left(\mu\nabla u\right)-\frac{\partial P}{\partial x}-\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_x \tag{۲}$$

۳-۳- معادله‌ی مومنتم در جهت r

$$\nabla.\left(\rho v V_s\right)=\nabla.\left(\mu\nabla v\right)-\frac{\partial P}{\partial r}-\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_r \tag{۳}$$

که μ لزجت دینامیکی مخلوط گازها، ρ چگالی مخلوط گازها و $\frac{\partial P}{\partial x}$ و $\frac{\partial P}{\partial r}$ به ترتیب افت فشار به علت لزجت در جهت‌های x و r می‌باشند. در این معادلات ترم مربوط به افت فشار در داخل ماتریس متخلخل $\frac{\Delta P}{\Delta L}$ از معادله‌ی فورهایمر که با توجه به شرایط مربوطه از معادله‌ی دارسی دقیق‌تر است به دست می‌آید و به صورت زیر نشان داده می‌شود [۵ و ۱۹ و ۲۰ و ۲۲ و ۲۳].

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_i=\frac{\mu}{K_1}V_s+\frac{\mu}{K_2}V_s\left|V_s\right| \tag{۴}$$

که در آن $K_۱$ و $K_۲$ به صورت زیر تعریف می‌گردند:

$$K_1=\frac{(d_m)^2\varepsilon^3}{180\mu(1-\varepsilon)^2} \tag{۵}$$

$$K_2=\frac{\left(d_m\right)\varepsilon^3}{1.8\rho_f\left(1-\varepsilon\right)} \tag{۶}$$

قطر مشخصه d_m و V_s بیانگر سرعت ظاهری[3] است که در محیط متخلخل بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$V_s=\varepsilon V \tag{۷}$$

که ε بیانگر تخلخل ماده‌ی متخلخل می‌باشد.

با در نظر گرفتن فرض عدم تعادل موضعی بین فاز جامد و گاز، معادلات جداگانه‌ای را برای فاز گاز و جامد خواهیم داشت.

۳-۴- معادله‌ی انرژی فاز گاز

$$\nabla.\left(\rho V_s C_p T_f\right)=\nabla.\left(\varepsilon\lambda_f\nabla T_f\right)+H\left(T_s-T_f\right)+\varepsilon\sum_{K=1}^{N_S}\dot{\omega}_k h_k \tag{۸}$$

که ρ چگالی مخلوط گاز، C_p ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط گاز، T_f دمای مخلوط گاز، ε تخلخل ماده متخلخل، λ_f ضریب هدایت گرمایی، H ضریب انتقال گرمای حجمی، دمای ماده متخلخل، $\dot{\omega}_k$ مربوط به نرخ تولید یا از بین رفتن اجزاء شیمیایی به علت واکنش‌های شیمیایی و h_k آنتالپی تشکیل گونه‌ی K ام می‌باشد. برای تعیین ضریب انتقال حرارت حجمی H از رابطه آن با ضریب انتقال حرارت جابجایی با توجه به سطح مقطع به ازای واحد حجم ماده متخلخل(a_v) استفاده می‌شود [۲۷-۲۴].

$$H=a_v h$$

تعیین a_v با توجه به اطلاعات سازندگان سرامیک و یا اندازه گیری میسر خواهد شد [۲۸]، که در رابطه زیر به یک نمونه اشاره خواهد شد. (PPC تعداد حفره‌ها به ازای یک سانتیمتر طول محیط متخلخل)

$$a_v=169.4\,PPC$$

۳-۵- معادله‌ی انرژی فاز جامد

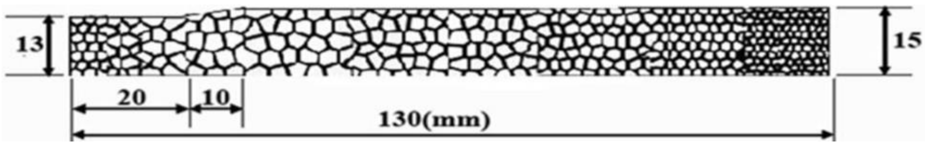
$$\nabla.\left(\left(1-\varepsilon\right)\lambda_{eff_i}\nabla T_s\right)+H\left(T_f-T_s\right)-Q_R=0 \tag{۹}$$

انتقال حرارت تشعشع در داخل ماتریس متخلخل به وسیله λ_{eff} و بین فاز جامد و محیط اطراف به وسیله‌ی Q_R مدل می‌شود. ضریب انتقال گرمای هدایت مؤثر (λ_{eff_i}) شامل همه‌ی مکانیزم‌های اصلی انتقال انرژی در محیط متخلخل می‌شود و به هدایت حرارتی فازهای جامد و گاز، خواص تشعشعی فاز جامد، فشار، دما، تخلخل و هندسه ماتریس متخلخل (شامل قطر مشخصه، شکل حفره و غیره) بستگی دارد [۲۱]. ضریب انتقال گرمای هدایت مؤثر (λ_{eff_i}) بصورت زیر تعریف می‌گردد [۱۰ و ۲۱ و ۳۱-۲۹].

$$\lambda_{eff_i}=\lambda^{\circ}{}_{eff}+\frac{\frac{\dot{m}}{A}.C_p.d_m}{K_i} \tag{۱۰}$$

---

1 - Continuum equation
2 - Momentum equation
3 - Superficial



شکل۱: شماتیکی از هندسه مورد بررسی

Fig. 1. A schematic of the under study burner

که در آن λ°_{eff} به اکثر پارامترهای ذکر شده در بالا و به خصوص اثرات تشعشعی بستگی داشته و در آزمایشگاه به صورت تابعی از دما تعیین می‌شود. در معادله (۹) ترم اول ناشی از انتقال گرمای هدایت و تشعشعی ماتریس متخلخل بدون وجود جریان و قسمت دوم مربوط به اثرات نفوذ همرفت می‌باشد که در آن $\frac{\dot{m}}{A}$ شار جرمی بر واحد سطح ، ظرفیت گرمایی ویژه، d قطر مشخصه و K_i (K_1 و K_2)، ضرایب پخش گرمایی مدل می‌باشند. انتقال حرارت تشعشع بین فاز جامد و محیط اطراف به صورت زیر تعریف می‌گردد [۲۱]:

$$Q_R=(1-\varepsilon).\frac{aC_B.\left(T_s^{\,4}-T_{\circ}^{\,4}\right)}{\Delta l}e^{-\psi x} \qquad (۱۱)$$

$$\psi=-\frac{1}{\Delta l}ln\varepsilon$$

که Δl معرف طول است که می‌تواند به عنوان ثابت مدل تعریف شود. ψ ضریب میرایی یا خاموشی برای ماتریس متخلخل، a ضریب جذب و C_B ضریب استفان- بولتزمن می‌باشد

$$C_B=5/67\times10^{-8}\frac{W}{m^{2}K^{4}}$$

۳-۶- معادله‌ی بقاء گونه‌های شیمیایی

$$\nabla.\left(\rho V_s Y_k\right)=\nabla.\left(\rho\varepsilon D_{km}\nabla Y_k\right)+\varepsilon\dot{\omega}_k \qquad (۱۲)$$
$$k\in\left[1,N_s\right]$$

که D ضریب نفوذ جرم مخلوط گازی متشکل از N_s جزء می‌باشد. $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید یا از بین رفتن گونه‌ی شیمیایی kام به علت واکنش‌های شیمیایی است که به صورت زیر قابل محاسبه می‌باشد که N_s تعداد گونه‌های شیمیایی است.

$$\dot{\omega}_k=M_k\sum_{l=1}^{NR}\left(\nu''_{kl}-\nu'_{kl}\right)K_1.\left(\prod_{reactant}C^{\nu'_{kl}}-\frac{1}{K_C}\prod_{product}C^{\nu''_{kl}}\right) \qquad (۱۳)$$

که تعداد واکنش‌های شیمیایی، M_k وزن مولکولی، ν'_{kl} و ν''_{kl} ضرایب استوکیومتریک گونه‌های شیمیایی و K_C ثابت تعادل شیمیایی است. برای هر واکنش شیمیایی l، تعادل شیمیایی گونه A_k به صورت زیر برقرار است.

$$\sum_{K=1}^{N_S}\nu'_{kl}A_k\leftrightarrow\sum_{K=1}^{N_S}\nu''_{kl}A_k \qquad (۱۴)$$

ثابت ویژه سرعت واکنش K_1 از رابطه‌ی آرنیوس[1] به صورت زیر بدست می‌آید

$$K_1=K_1^{\circ}T^{\beta_1}Exp\left(-\frac{E_1}{RT}\right) \qquad (۱۵)$$

K_1° فاکتور فرکانس برخورد اتم‌ها[2]، β_1 توان دما و E_1 انرژی فعال سازی[3] برای هر واکنش تعیین شده است.

۳-۷- معادله‌ی تغییر تخلخل

در شکل ۱ مشعل محیط متخلخل مورد بررسی را همراه با تخلخل متغیر خطی مشاهده می‌کنید.

$$\begin{array}{ll} 0.05X+0.6 & 0\le X\le 2 \\ 0.15X+0.4 & 2<X\le 3 \\ 3<X\le 13 & -0.015X+0.895 \end{array} \qquad (۱۶)$$

خواص ترمو فیزیکی مربوط به ماتریس جامد مورد استفاده در

1 - Arrhenius
2 - Collision frequency factor
3 - Activation Energy

جدول ۱: خصوصیات ترمو فیزیکی ماده متخلخل مورد استفاده [۵ و ۳۰]
Table 1. Thermophysical properties of porous material used in this work

خواص، یکا	ناحیه پیش گرمایش	ناحیه احتراقی
هدایت حرارتی، W/mK	۰/۱	۰/۵
ضریب جابه جایی، W/m^3K	۱×۱۰^{۷}	۱×۱۰^{۸}
قطر حفره، cm	۰/۵۵	۰/۶

جدول ۱ آورده شده است.

۴- شرایط مرزی

۴-۱- شرایط مرزی ورودی

سرعت، دما و غلظت گونه‌ها، در ورود به مشعل داده شده فرض می‌شود و بقیه متغیرها در ورودی مشعل به صورت معادلات (۱۷) هستند.

$$\left(1-\varepsilon\right)\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = -\varepsilon_r \sigma \left(T_s^4 - T_0^4\right)$$
$$u = u_{in}, V = 0, \quad T_g = T_{in}, \quad Y_i = Y_{i,in}, \qquad (۱۷)$$

که در آن σ ثابت استفان بولتزمن[۱] که برابر $۵/۶۷\times۱۰^{-۸}$ است، ε_r ضریب انتشار سطح و T_0 دمای محیط است که برابر ۳۰۰ کلوین در نظر می‌گیریم.

۴-۲- شرط مرزی خروجی

کلیه متغیرها شامل سرعت محوری، سرعت شعاعی، دمای گاز و غلظت گونه‌ها در خروجی مشعل به صورت توسعه یافته فرض می‌شوند که به صورت معادلات (۱۸) در برنامه اعمال می‌شوند.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{\partial Y_i}{\partial x} = 0,$$
$$\left(1-\varepsilon\right)\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = -\varepsilon_r \sigma \left(T_s^4 - T_0^4\right) \qquad (۱۸)$$

۴-۳- شرط مرزی دیوار

بر روی دیوار شرط عدم لغزش را اعمال نموده و گرادیان جزء جرمی برابر صفر در نظر گرفته می‌شود. همچنین دمای دیواره در ناحیه احتراقی ثابت و برابر ۱۴۱۰ کلوین، و در ناحیه‌ی پیش گرمایش به صورت عایق فرض می‌شود.

۴-۴- شرط مرزی محور تقارن

معادله (۱۹) روابط مربوط به شرط مرزی محور تقارن را نشان می‌دهد که در آن تغییرات کلیه پارامترها در جهـــــت شعاعی صفر می‌باشد و سرعت شعاعی برابر صفر در نظر گرفته شده است.

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\partial T_g}{\partial r} = \frac{\partial Y_i}{\partial r} = \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \;, \quad v = 0 \qquad (۱۹)$$

در معادلات انرژی شرط مرزی دما ثابت برای دیوار بالایی درنظر گرفته شده است. در واقع فرض شده که یک سیستم خنک کاری دمای دیوار بالایی را همواره در یک مقدار ثابت نگه می‌دارد.

مکانیزم‌های احتراقی

گروه‌های تحقیقاتی متعددی با همکاری یکدیگر در زمینه ایجاد یک مکانیزم بهینه سینتیک شیمیایی فعالیت می‌کنند. مهم‌ترین این گروه‌ها موسسه تحقیقاتی گاز[۲] می‌باشد. موسسه تحقیقات گاز در امریکا است که با همکاری دانشگاه برکلی[۳] در کالیفرنیا، دانشگاه استنفورد[۴]، دانشگاه آستون[۵] در تگزاس و موسسه تحقیقاتی استنفورد[۶]، تشکیل شده است. این سازمان بر روی احتراق و واکنش‌های آن تحقیق و آزمایش می‌کند. GRI-Mech در اصل شامل یک لیست از واکنش‌های ابتدایی شیمیایی و نرخ ثابت عبارات مربوط به آن‌ها است. بیشتر واکنش‌های لیست شده در آن از طریق راه‌های مختلف در آزمایشگاه مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. لذا پارامترهای ثابتی که در

1 - Stefan–Boltzmann

2 -Gas Research Institute. (GRI)
3 - Berkeley
4 - Stanford
5 - Austin
6 - Stanford Research Institute

آن وجود دارد، از طریق نتایج آزمایشگاهی که به طور دقیق انجام گرفته‌اند، به دست آمده‌اند که مهم‌ترین آن‌ها ضرایب ثابت رابطه‌ی آرنیوس می‌باشد.

GRI ۳٫۰: این مکانیزم شامل ۵۳ گونه و ۳۲۵ واکنش شیمیایی می‌باشد و کاملترین نسخه‌ای است که تاکنون توسط موسسه تحقیقات گاز در امریکا ارائه شده است [۳۲].

GRI – ۲/۱۱: این مکانیزم شامل ۴۹ گونه و ۲۷۹ واکنش شیمیایی است. در این مکانیزم گونه‌های C_3H_7، C_3H_8، CH_3CHO و CH_2CHO در لیست گونه‌هایی که در واکنش احتراق گاز متان شرکت دارند، به حساب نیامده اند.

مکانیزم ۱۷ گونه‌ای: مکانیزم ۱۷ گونه‌ای که از مکانیزم کامل به دست می‌آید دارای ۵۸ واکنش شیمیایی است. این مکانیزم، هیچ واکنشی را جهت انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن در نظر نمی‌گیرد.

نسبت هوای اضافی

برای دستیابی به یک احتراق کامل در یک فرایند از مقدار هوایی بیشتر از هوای تئوری استفاده می‌شود تا بتوان از احتراق کامل سوخت مطمئن شد. نقش دیگر این هوای اضافه جلوگیری از تشکیل گاز خطرناک مونو اکسید کربن است.

۵- مدل سازی عددی

در این مقاله معادلات حاکم شامل معادله‌ی پیوستگی، مومنتم، معادله‌ی انرژی فاز جامد(ماتریس متخلخل)، معادله‌ی انرژی فاز گاز و معادلات بقاء گونه‌های شیمیایی براساس روش حجم محدود گسسته‌سازی شده‌اند و فشار و سرعت از طریق الگوریتم سیمپل[1] به هم ارتباط داده شده‌اند و در صورتی که از مکانیزم واکنش چند مرحله‌ای استفاده شود، دستگاه جبری حاصل از تجزیه معادلات بقای اجزا و انرژی فاز گاز اصطلاحاً سخت رفتار[2] هستند و استفاده از روشهای تکراری نظیر الگوریتم ماتریس سه قطری [3] موجب واگرایی می‌شود. برای رفع این مشکل از روش انشعاب عملگر[4] استفاده می‌شود [۲۰].

به این ترتیب که معادله‌های انرژی فاز گاز و بقای اجزاء یکبار بدون ترم چشمه واکنش‌های شیمیایی به صورت گذرا حل می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\text{åñ}C_pT_f\right)+\nabla.\left(\rho V_s C_p T_f\right)= \nabla.\left(\varepsilon\lambda_f\nabla T_f\right)+H\left(T_s-T_f\right) \tag{۲۰}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\varepsilon\rho Y_k\right)+\nabla.\left(\rho V_s Y_k\right)=\nabla.\left(\rho\varepsilon D_{km}\nabla Y_k\right) \tag{۲۱}$$

و سپس معادلات (۲۲) و (۲۳) با در نظر گرفتن ترم چشمه واکنش‌های شیمیایی حل می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon\rho Y_k)=\varepsilon\omega_k.W_k \tag{۲۲}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon\rho C_pT_f)=-\varepsilon\sum_{K=1}^{Ns}\dot{\omega}h_kW_k \tag{۲۳}$$

البته این معادلات نیز سخت رفتار بوده و برای حل آن‌ها از کد VODE که برای حل معادلات دیفرانسیل سخت رفتار به کار می‌روند، استفاده می‌شود [۳۳]. زیربرنامه DVODE معادلات دیفرانسیل مرتبه‌ی اول را بر اساس الگوریتم هیندمارش-گیر[5]، حل می‌کند[۲۰]. که این الگوریتم به صورت معادلات (۲۴) و (۲۵) تعریف می‌شود.

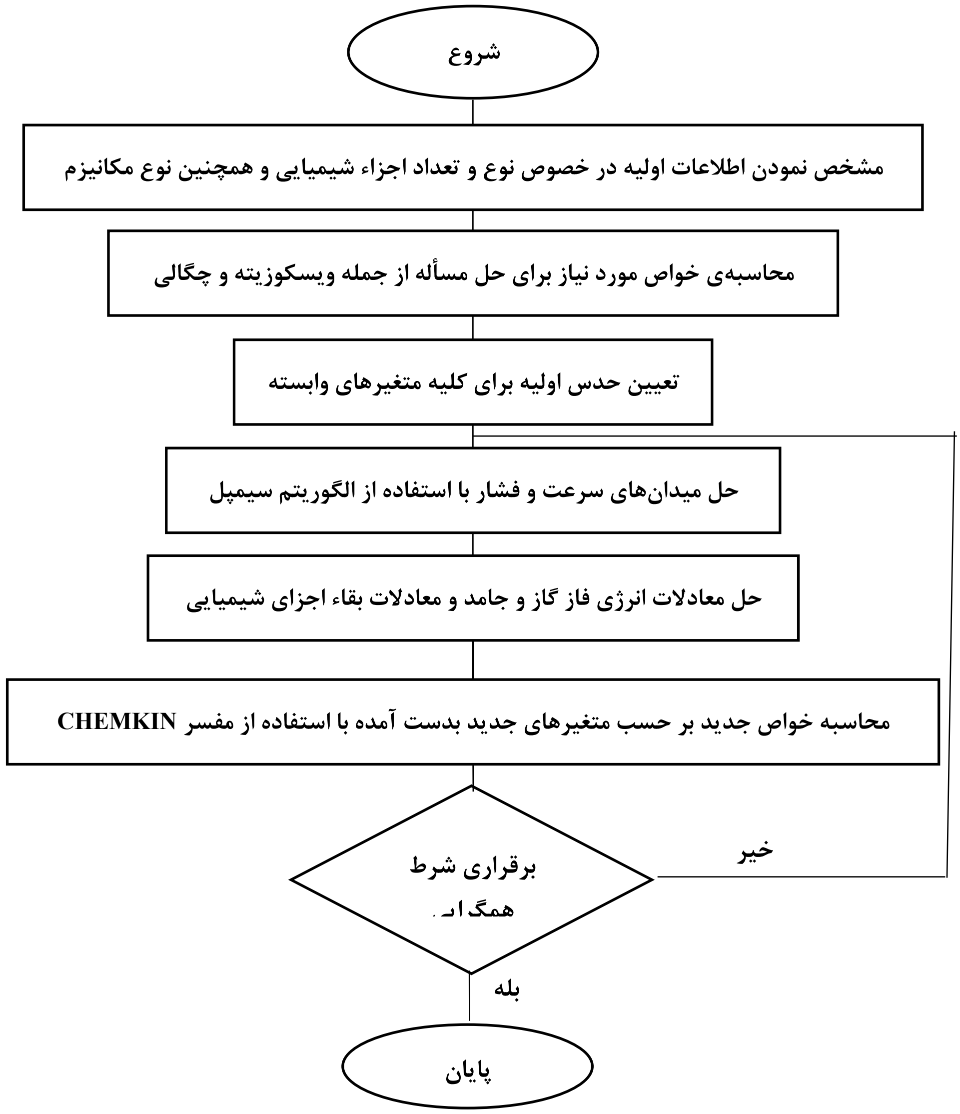
$$[Y_i]^{new}=[Y_i]^{old}+[\Delta Y_i]^{transport}+[\Delta Y_i]^{source} \tag{۲۴}$$

$$[T_g]^{new}=[T_g]^{old}+[\Delta T_g]^{transport}+[\Delta T_g]^{source} \tag{۲۵}$$

که در آن $[Y_i]^{old}$ و $[T_g]^{old}$ به ترتیب جزء جرمی و دمای گاز در تکرار قبلی، $[\Delta Y_i]^{transport}$ و $[\Delta T_g]^{transport}$ به ترتیب تفاضل جزء جرمی و دما قبل و بعد از حل معادلات (۲۰) و (۲۱) با صرفنظر نمودن از ترم‌های مربوطه و $[\Delta Y_i]^{source}$ و $[\Delta T_g]^{source}$ تفاضل جزء جرمی و دما قبل و بعد از حل معادلات (۲۲) و (۲۳) می‌باشد. در این کار برای اعمال سینتیک شیمیایی و ویژگی‌های ترمو فیزیکی و ترمو شیمیایی و نرخ پیشرفت واکنش از زیر برنامه‌ی ترنفیت[6] و کمکین[7] استفاده شده است [۳۴]، و برای شبیه‌سازی فرایند احتراق از سه مکانیزم GRI – ۲/۱۱، GRI – ۳/۰ و مکانیزمی با ۱۷گونه و۵۸ واکنش شیمیایی [۳۲] استفاده شده است. شکل ۲، فلوچارت حل مسأله را از

1 - SIMPLE
2 - Stiffness
3 - Triangle Diameter Matrix Algorithm
4 - Operator Splitting

5 -Hindmarsh-Gear
6 - Tranfit
7 - Chemkin



شکل۲: فلوچارت الگوریتم حل شبیه سازی عددی
Fig. 2. Flowchart numerical simulation algorithm

نمای کلی نشان می‌دهد.

۶- بررسی استقلال از مش بندی

در این مقاله برای بررسی استقلال از مش ، شبکه بندی‌های مختلفی مورد بررسی قرار داده شد. نتایج نشان داد که تغییرات متغیرها

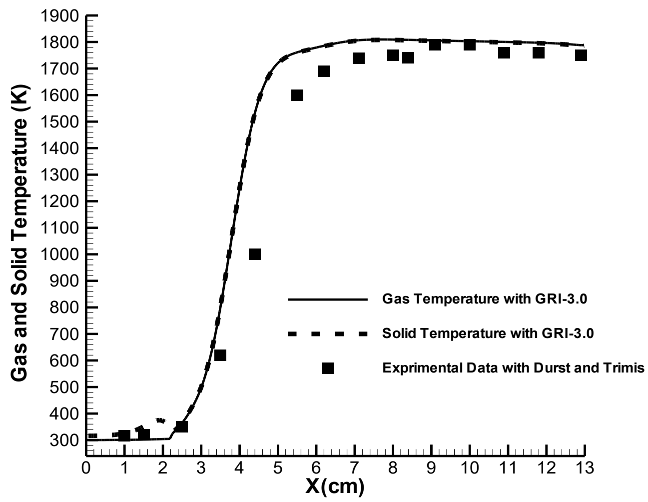
با ریزتر شدن شبکه از مش۲۶۰×۲۶بسیار ناچیز و در حدود ۳٪ خواهد بود که در کارهای مهندسی قابل صرف نظرکردن می‌باشد، بنابراین کلیه نتایج بر اساس مش ذکر شده گزارش شده است. جدول ۲ مقادیر عددی مربوط به دمای گاز را برای حالات مختلف مش‌بندی نشان می‌دهد.

۷- صحت سنجی نتایج

در این قسمت به مقایسه و بررسی پروفیل‌های دما و کسر جرمی گونه مونو اکسید نیتروژن با نتایج آزمایشگاهی دورست و تریمیس پرداخته می‌شود [۳۵]. شکل ۳ چگونگی توزیع دمای گاز و ماتریس جامد را روی خط مرکزی مشعل برای سینتیک GRI‑۳/۰ در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده از دورست و تریمیس را نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود، دمای ماتریس جامد در قسمت بالا دست واکنش بالاتر از دمای گاز می‌باشد و همچنین دمای

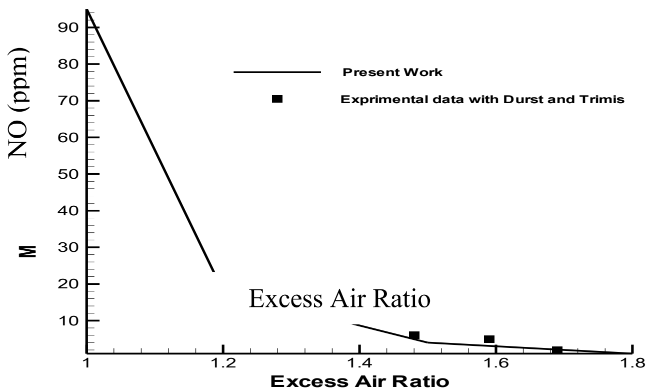
جدول۲: مقادیر دمای گاز برای نقاط آزمون مختلف با توجه به مش بندی‌های ذکر شده
Table 2. Gas temperature values for the different test points according to the mentioned mesh

مش بندی	نقاط آزمون			
	X=۴/۵cm	X=۶/۵cm	X=۸/۵cm	X=۱۱/۵cm
۱۶۰×۱۳	۵۲۲K	۱۳۵۰ K	۱۶۵۰ K	۱۶۵۵ K
۱۶۰×۲۶	۱۴۱۰ K	۱۷۴۰ K	۱۷۵۰ K	۱۳۷۰ K
۲۶۰×۱۳	۱۴۲۲ K	۱۷۵۲ K	۱۷۶۰ K	۱۷۶۵ K
۲۶۰×۲۶	۱۵۷۳ K	۱۹۵۰ K	۱۹۵۲ K	۱۹۵۲ K
۳۹۰×۲۶	۱۵۸۸ K	۱۹۷۹ K	۱۹۹۱ K	۱۹۹۰ K



شکل۳: مقایسه توزیع دمای بدست آمده از سینتیک GRI−۳/۰ با نتایج تجربی در مشعل محیط متخلخل با نسبت هوای اضافی ۱/۵ [۳۵]

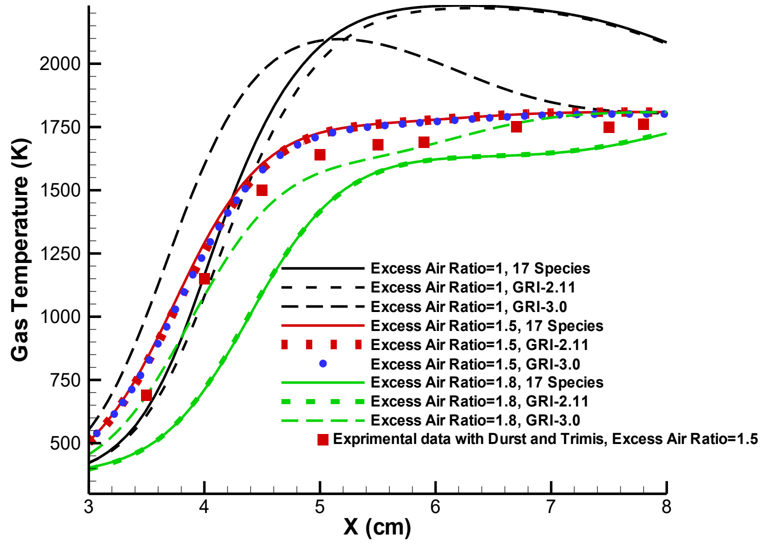
Fig. 3. Comparison of temperature distribution obtained from kinetics GRI-3.0 with experimental results in a porous media burner with an excess air ratio of 1.5



شکل۴: مقایسه کسر جرمی گونه NO با نتایج تجربی در مشعل محیط متخلخل و سینتیک شیمیایی GRI−۲/۱۱ برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی [۳۵]

Fig. 4. Comparison of mass fraction of NO species with experimental results in a porous media burner and Gri-2.11 chemical kinetics for different amounts of excess air ratio

گاز و جامد در ناحیه احتراقی تقریباً بر هم منطبق می‌باشند. یکی از مهمترین مزایای مشعل‌های محیط متخلخل برتری آن‌ها در پیش گرمایش سوخت و هوا قبل از احتراق می‌باشد. این پیش گرمایش عمدتاً توسط انتقال حرارت تشعشعی در ماتریس متخلخل و انتقال آن به فاز گاز توسط انتقال حرارت جابه جایی و بخشی نیز توسط انتقال حرارت هدایت در طول ماتریس متخلخل انجام می‌شود. از آنجا که ضریب انتقال حرارت جابه جایی در ناحیه احتراقی بالا است، درجه حرارت محلی ماتریس متخلخل به جز ناحیه کوچکی در دمای پایین قبل از احتراق، برابر دمای فاز گاز می‌باشد. بیشترین اختلاف بین نتایج عددی و شبیه سازی آزمایشگاهی حدود ۶ درصد می‌باشد. با توجه به شکل ۳بین نتایج به دست آمده از مدل سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی تطابق قابل قبولی وجود دارد. در شکل ۴ کسر جرمی گونه‌ی مونو اکسید نیتروژن برای نتایج حاصل از شبیه سازی عددی و آزمایشگاهی در مشعل محیط متخلخل با توان ۵kW و در خروجی مشعل به عنوان تابعی از نسبت هوای اضافی نشان داده شده است. بیشترین اختلاف بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از شبیه سازی عددی حدود ۸ درصد می‌باشد که با توجه به استفاده از سینتیک شیمیایی GRI−۲/۱۱ در نتایج حاصل از شبیه سازی عددی، ضروری است که به منظور دستیابی به پیش بینی بهتر جهت انتشار مونواکسید نیتروژن از مکانیزم شیمیایی و میدان دمایی دقیق‌تری، استفاده شود. با توجه به شکل ۴ بین نتایج حاصل از شبیه سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی اختلاف اندکی وجود دارد که می‌توان از آن صرف نظر نمود.



شکل۵: نمودار دمای گاز با استفاده از مکانیزم احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی [۳۵]

Fig. 5. Gas temperature diagram using the GRI-3.0, GRI-2.11 and 17-species mechanisms for different values of the excess air ratio

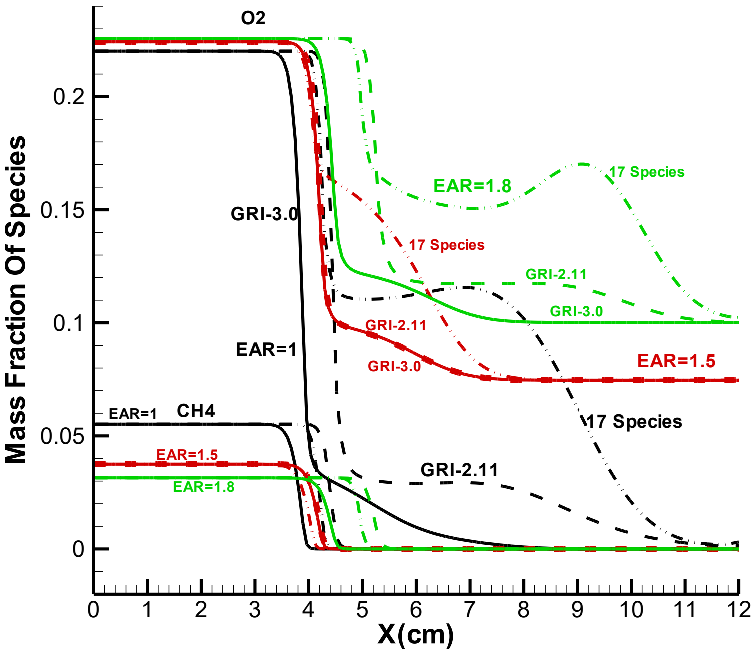
جدول۳: مدت زمان انجام محاسبات برای مکانیزم های احتراقی و پروفیل‌های تخلخل مختلف

Table 3. Time of calculation for several combustion mechanisms and porosity profiles

مشخصات کامپیوتر مورد استفاده: Pentium ۴-Intel (R) ,Celeron(R),d CPU ۳/۲۰GHz,۲ GB of RAM			
تخلخل متغیر مرتبه اول	تخلخل ثابت ۰/۷ ناحیه پیش گرمایش و ۰/۸۵ برای ناحیه احتراقی		مکانیزم ها
۷۵۰	**۸۰۲**	مدت زمان انجام محاسبات	GRI−۳/۰
۶۸۰	**۷۰۸**		GRI−۲/۱۱
۴۰۵	**۴۵۰**		۱۷ گونه

۸- نتایج

در کار حاضر احتراق پیش آمیخته‌ی متان- هوا در داخل یک مشعل محیط متخلخل دو ناحیه‌ای (شکل ۱) مورد مطالعه قرار گرفته است و برای شبیه سازی سینتیک‌های شیمیایی از سه مکانیزم مختلف شامل GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزمی با ۱۷ گونه و ۵۸ واکنش شیمیایی استفاده شده است و اثرات این مکانیزم ها بر روی پروفیل دما، کسر جرمی گونه‌ها و انتشار آلاینده‌ها مورد بررسی قرار گرفته است همچنین در این کار، اثرات نسبت هوای اضافی بر روی نتایج حاصل از مکانیزم‌های احتراقی مختلف نشان داده شده است. شکل ۵ نمودار دمای گاز با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، بیشترین میزان دمای تولید شده با استفاده از هر سه مکانیزم احتراقی برای شرایط استوکیومتری است و بعد از آن با افزایش نسبت هوای اضافی متوسط سطح درجه حرارت میدان و ماکزیمم دما کاهش چشمگیری می‌یابد. با توجه به شکل هنگامی که نسبت هوای اضافی ۱/۵ است، نتایج ناشی از هر سه مکانیزم تقریباً بر یکدیگر منطبق بوده و می‌توان از مکانیزم‌های کوچک‌تر استفاده کرد و بدین طریق در وقت و هزینه صرفه جويی نمود. جدول ۳ مدت زمان انجام محاسبات را برای مکانیزم‌های احتراقی مختلف، نشان می‌دهد با توجه به جدول ۳



شکل۶: نمودار کسر جرمی گونه‌ها با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی $GRI-۲/۱۱$، $GRI-۳/۰$ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی

Fig. 6. Diagram of the mass fraction of species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

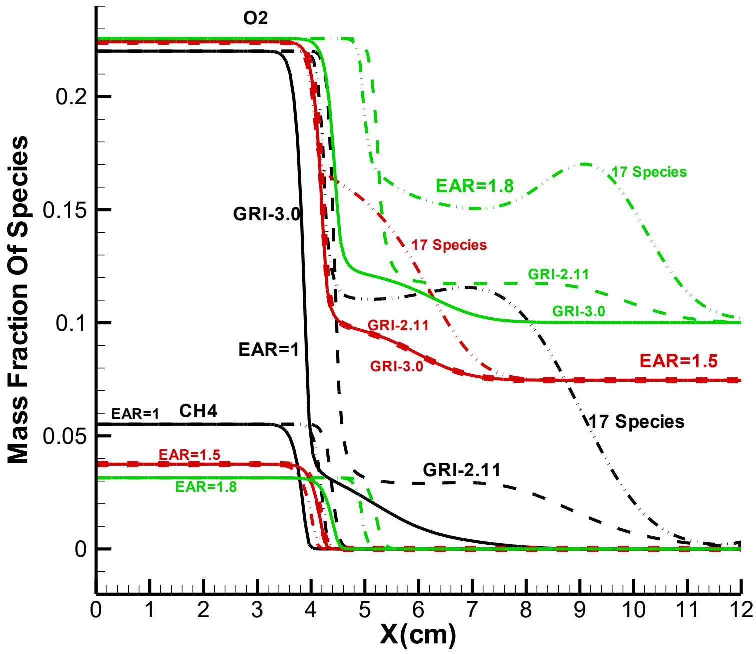
هنگامی که از مکانیزم ۱۷ گونه‌ای استفاده می‌شود برنامه حدود ۳۰۰ دقیقه سریعتر همگرا می‌گردد. همچنین استفاده از مکانیزم ۱۷ جزئی پایداری و نرخ همگرایی محاسبات را در مقایسه با مکانیزم‌های بزرگ‌تر افزایش می‌دهد. بنابراین با توجه به نیازی که از انجام محاسبات دارید می‌توان بهترین مکانیزم را انتخاب نمود. با تغییر نسبت هوای اضافی نتایج ناشی از مکانیزم‌های مختلف از یکدیگر فاصله گرفته و برای دستیابی به میدان دمایی و پروفیل‌های کسر جرمی گونه‌های هرچه دقیق‌تر بایستی از مکانیزم کامل‌تر $GRI-۳/۰$ استفاده نمود.

شکل ۶ نمودار مربوط به کسر جرمی گونه‌های متان و اکسیژن[1] را برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود مقادیر آن‌ها در ابتدا و قبل از فرایند احتراق ثابت بوده و سپس در ناحیه احتراق از مقدار آن‌ها کاسته شده و درنهایت مجدداً ثابت می‌شوند. با توجه به شکل مقدار کسر جرمی متان در خروجی مشعل برای تمام مقادیر نسبت هوای اضافی برابر صفر بوده و این نشان دهنده احتراق کامل گاز متان است. بر خلاف گاز متان، مقدار گاز اکسیژن در خروجی مشعل تنها برای شرایط استوکیومتری برابر صفر می‌باشد و هر چه نسبت هوای اضافی افزایش پیدا می‌کند مقدار انتشار آن در خروجی مشعل افزایش می‌یابد. با توجه به شکل در نسبت هوای اضافی ۱٫۵ نتایج به دست آمده با استفاده از مکانیزم‌های $GRI-۲/۱۱$ و $GRI-۳/۰$ تقریباً بر هم منطبق می‌باشند و تنها اختلاف اندکی در ناحیه احتراقی برای مکانیزم ۱۷ گونه‌ای مشاهده می‌شود ولی در سایر نسبت‌های هوای اضافی این اختلاف بیشتر مشهود است.

شکل ۷ کسر جرمی گونه کربن دی اکسید را به عنوان یکی از محصولات احتراق نشان می‌دهد. با توجه به شکل بیشترین مقدار تولید این آلاینده برای شرایط استوکیومتری است و هر چه مکانیزم احتراقی کامل‌تر گردد مقدار تولید آن در ناحیه احتراقی بالاتر می‌باشد اما با توجه به این که در بررسی آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای آنچه دارای اهمیت اصلی است و باعث آلودگی زیست محیطی می‌شود مقدار انتشار آن در خروجی مشعل است که برای تمامی مکانیزم‌های احتراقی در یک نسبت هوای اضافی ثابت مقدار یکسانی را پیش بینی می‌کند.

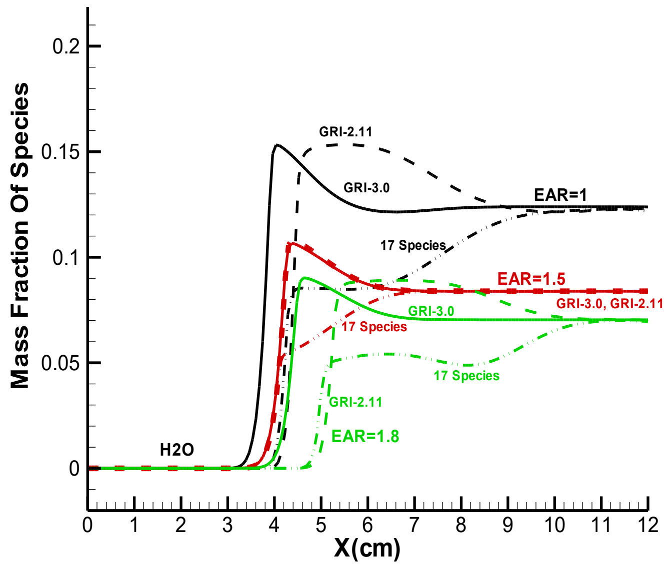
شکل ۸ نمودار کسر جرمی گونه H_2O را با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی $GRI-۲/۱۱$، $GRI-۳/۰$ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی نشان می‌دهد. به

1 -Oxygen-(O_2)



شکل۷: نمودار کسر جرمی گونه کربن دی اکسید با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی

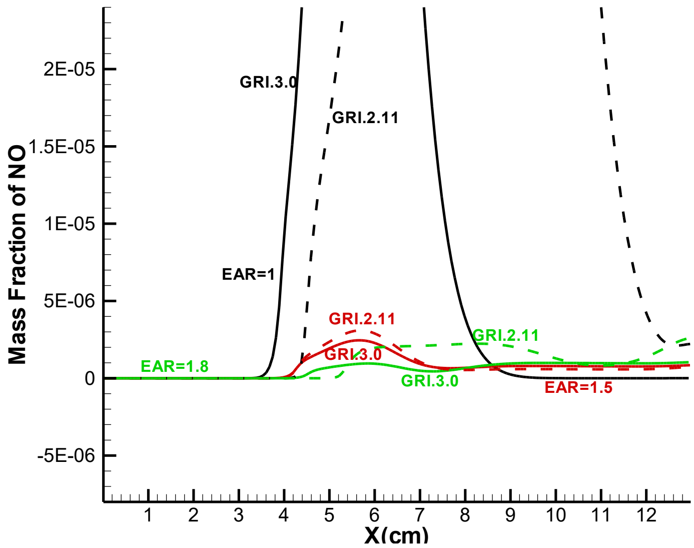
Fig. 7. Diagram of the mass fraction of CO_2 species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio



شکل ۸: نمودار کسر جرمی گونه H_2O با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی

Fig. 8. Diagram of the mass fraction of H_2O species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

دلیل پدیده احتراق، H_2O به عنوان محصول واکنش تولید می‌شود و کسر جرمی آن در طول واکنش شیمیایی افزایش می‌یابد. با توجه به شکل مکانیزم های GRI−۲/۱۱ و GRI−۳/۰ واکنش‌های برگشت را برای مصرف H_2O در نظر می‌گیرند اما مکانیزم ۱۷

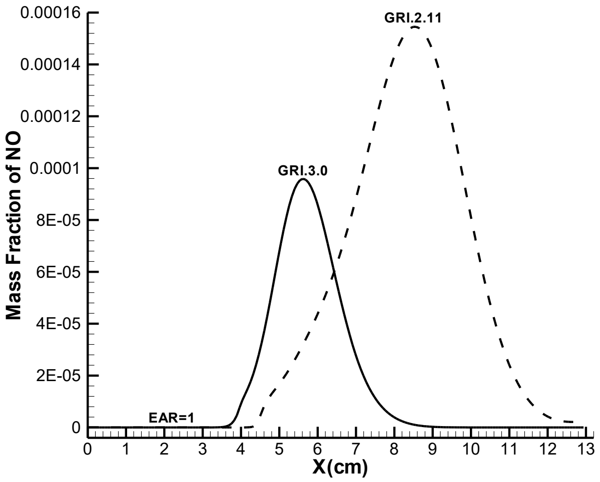


شکل۹: نمودار کسر جرمی گونه مونو اکسید نیتروژن با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI – ۲/۱۱ و GRI – ۳/۰ و برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی

Fig. 9. Diagram of the mass fraction of NO species using the combustion mechanisms GRI-2.11 and GRI-3.0 for different values of the excess air ratio

گونه‌ای این گونه نیست [۳۶].

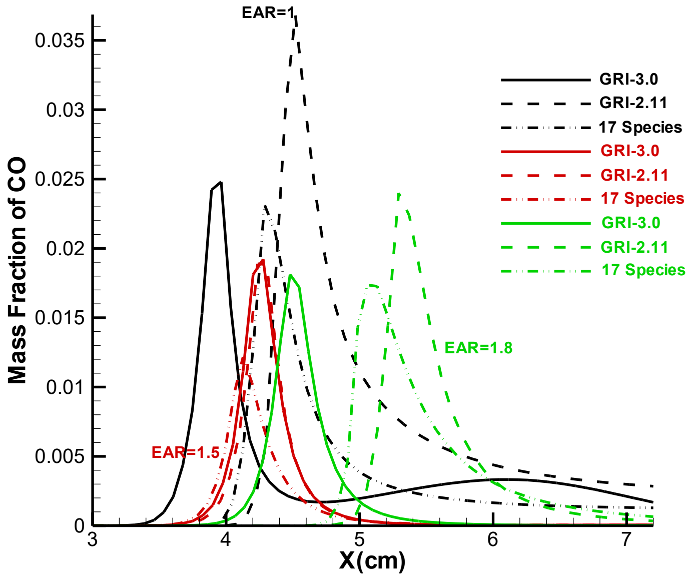
شکل ۹ نمودار کسر جرمی گونه مونو اکسید نیتروژن روی خط مرکزی مشعل با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI – ۲/۱۱ و GRI – ۳/۰ برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل مقدار مونو اکسید نیتروژن در ابتدای واکنش ناچیز بوده ولی با افزایش دما و فعال شدن واکنش‌های تولید این آلاینده، مقدار آن افزایش یافته که با توجه به شکل بیشترین مقدار تولید مونو اکسید نیتروژن در انتهای جبهه شعله اتفاق می‌افتد. میزان تولید آلاینده مونو اکسید نیتروژن به شدت به نسبت هوای اضافی وابسته است و هر چه نسبت هوای اضافی افزایش می‌یابد مقدار تولید آلاینده مونو اکسید نیتروژن کاهش پیدا می‌کند. با توجه به شکل ۵ با افزایش نسبت هوای اضافی، ماکزیمم دما و متوسط سطح درجه حرارت میدان کاهش یافته و چون تولید مونو اکسید نیتروژن به شدت به دما وابسته است، مقدار این آلاینده کاهش پیدا می‌کند. با توجه به شکل ۱۰ در شرایط استوکیومتری مقدار انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن با استفاده از مکانیزم GRI – ۳/۰ در خروجی مشعل تقریباً صفر پیش بینی می‌شود این در حالی است که برای سایر مکانیزم‌ها و نسبت‌های هوای اضافی دیگر میزان انتشار آن از مرتبه بزرگی $۱۰^{-۶}$ خواهد بود.



شکل ۱۰: نمودار کسر جرمی گونه مونو اکسید نیتروژن با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI – ۲/۱۱ و GRI – ۳/۰ برای شرایط استوکیومتری

Fig. 10. Diagram of the mass fraction of NO species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 for Stoichiometric conditions

شکل ۱۱ نمودار کسر جرمی گونه کربن مونو اکسید با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI – ۲/۱۱، GRI – ۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل بیشترین میزان تولید کربن مونو اکسید برای شرایط



شکل ۱۱: نمودار کسر جرمی گونه مونو اکسید کربن با استفاده از مکانیزم‌های احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای برای مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی

Fig. 11. Diagram of the mass fraction of CO species using the combustion mechanisms GRI-2.11, GRI-3.0 and the 17-species mechanism for different values of the excess air ratio

استوکیومتری است و بعد از آن با افزایش نسبت هوای اضافی از مقدار آن کاسته می‌شود. علت این امر را می‌توان این گونه توضیح داد که با افزایش نسبت هوای اضافی مخلوط سوخت و هوا رقیق‌تر شده و احتراق کامل‌تر می‌گردد و چون ماکزیمم دما کاهش می‌یابد، در نتیجه مقدار کربن دی اکسید کمتری به کربن مونو اکسید و اکسیژن تجزیه می‌شود و از میزان تولید آن کاسته می‌شود. همان طور که در شکل مشهود است در نسبت هوای اضافی ۱٫۵، نتایج ناشی از هر سه مکانیزم احتراقی مقادیر تقریباً یکسانی را پیش بینی می‌کنند که این امر سبب می‌شود تا بتوان در این شرایط از مکانیزم‌های احتراقی کوچکتر استفاده نمود. با توجه به اهمیت میزان انتشار آلاینده‌ها در خروجی مشعل، لازم به ذکر است که بیشترین میزان انتشار کربن مونو اکسید مربوط به شرایط استوکیومتری است.

۹- نتیجه‌گیری

احتراق پیش مخلوط متان-هوا در داخل یک مشعل محیط متخلخل برای حالت دو بعدی و به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است و به صورت همزمان تأثیرات نسبت هوای اضافی و سینتیک شیمیایی بر روی پروفیل‌های دما و کسر جرمی آلاینده‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. مطابقت نسبتاً خوبی بین نتایج آزمایشگاهی و حل عددی وجود دارد. نتایج نشان می‌دهند:

۱- با افزایش نسبت هوای اضافی، متوسط سطح درجه حرارت میدان و ماکزیمم دما کاهش می‌یابد.

۲- بیشترین میزان تولید آلاینده‌های کربن دی اکسید، مونو اکسید نیتروژن و کربن مونو اکسید برای شرایط استوکیومتری اتفاق می افتد.

۳- با افزایش نسبت هوای اضافی مقدار تولید آلاینده‌های کربن مونو اکسید و مونو اکسید نیتروژن کاهش می‌یابد.

۴- در نسبت هوای اضافی ۱٫۵ نتایج ناشی از هر سه مکانیزم احتراقی GRI−۲/۱۱، GRI−۳/۰ و مکانیزم ۱۷ گونه‌ای تقریباً یکسان است و می‌توان با استفاده از مکانیزم ۱۷جزئی به جای GRI−۳/۰ زمان محاسبات را به مقدار قابل توجهی کاهش داد چرا که تعداد گونه‌ها از ۵۳ گونه به ۱۷ گونه کاهش می‌یابد. همچنین استفاده از مکانیزم ۱۷ جزئی پایداری و نرخ همگرایی محاسبات را در مقایسه با مکانیزم های بزرگ‌تر افزایش می‌دهد.

۵- اگرچه مکانیزم ۱۷ جزئی میزان انتشار آلاینده مونو اکسید نیتروژن را به دست نمی‌دهد اما می‌توان از آن در جایی که نیازی به محاسبه مونو اکسید نیتروژن نیست، استفاده کرد و به این طریق در وقت و هزینه صرفه جویی نمود بنابراین با توجه به نیازی که از انجام

محاسبات دارید می‌توان بهترین مکانیزم را انتخاب نمود.

۶- در شرایط استوکیومتری میزان انتشار مونو اکسید نیتروژن با استفاده از مکانیزم احتراقی $GRI-۳/۰$ مقدار صفر پیش‌بینی می‌شود و برای بقیه ضرایب نسبت هوای اضافی مقدار آن از مرتبه بزرگی $۱۰^{-۶}$ خواهد بود.

منابع

[1] G. Brenner, K. pickenacker, O. Pickenacker, D. Trimis, K. Wawrzinek, T. Weber, Numerical and Experimental Investigation of Matrix Stabilized Methane-Air Combustion in Porous Inert Media, Combustion and Flame, 213-201 (2000) 123.

[2] I. Malico, J. Pereira, Numerical Study on the Influence of Radiative Properties in Porous Media Combustion, Journal of Heat Transfer 957-951 (2001) 123.

[3] C.-J. Tseng, Effect of Hydrogen Addition on Methane Combustion in a Porous Medium Burner, International Journal of Hydrogen Energy, 707-699 (2002) 27.

[4] P. Talukdar, S. Mishra, D. Trimis, F. Durst, Heat Transfer Characteristics of a Porous Radiant Burner under the Influence of a 2D Radiation Field, Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, 537-527 (2003) (4)84.

[5] S.C. Mishra, M. Steven, S. Nemoda, P. Talukdar, D. Trimis, F. Durst, Heat Transfer Analysis of a Two-Dimensional Rectangular Porous Radiant Burner, International Communication in Heat and Mass Transfer, (2006) 33 474-467.

[6] K. Lari, S.A. Ganjalikhan nassab, Transient Thermal Characteristics of Porous Radiant Burners, Iranian Journal of Science and Technology, transaction b-engineering, 31 420-407 (2007).

[7] S. Hossainpour, B. Haddadi, Numerical Study of the Effects of Porous Burner Parameters on Combustion and Pollutants Formation in: Proceedings of the World Congress on Engineering, 2008, pp. 1510-1505.

[8] F. Avdic, M. Adzic, F. Durst, Small Scale Porous Medium Combustion System for Heat Production in Households Application, Energy, 2155-2148 (2010) 87.

[9] M. Bidi, M.R.H. Nobari, M. Saffar Aval, A Numerical Evaluation of Combustion in Porous Media by EGM (Entropy Generation Minimization), Energy, (2010) 35 3500-3483.

[10] V.K. Pantangi, S.C. Mishra, P. Muthukumar, R. Reddy, Studies on Porous Radiant Burners for LPG (liquefied petroleum gas) Cooking Applications, Energy, (2011) 36 6080-6074.

[11] P. Muthukumar, P. Anand, P. Sachdeva, Performance Analysis of Porous Radiant Burners Used in LPG Cooking Stove, International Journal of Energy and Environment, 74-67 (2011) 2.

[12] I. Mohammadi, S. Hossainpour, The Effects of Chemical Kinetics and Wall Temperature on the Performance of Porous Media Burners, Heat and Mass Transfer, (2013) 49 877-869.

[13] I. Mohammadi, S. Hossainpour, Investigation of the Effects of Several Porosity Variation Profiles on Performance and Pollutants Emission of the Porous Media Burners, Fire and Materials, 17-3 (2014) 40.

[14] C.Y. Wu, K.H. Chen, S.Y. Yang, Experimental Study of Porous Metal Burners for Domestic Stove Applications, Energy Conversion and Management, 388-380 (2014) 77.

[15] S.A. Hashemi, M. Dastmalchi, M. Nikfar, Experimental Study Flashback Phenomenon in Porous Ceramic, Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering), 35-25 (2014) 46.

[16] S.A. Hashemi, E. Noori, A. Aghaei, Experimental Study of Non-Premixed Turbulent Flame Stabilization with Porous Medium, Modares Mechanical Engineering, 15 349-341 (2015).

[17] H. Shabani Nejad, A. Gandjalikhan Nassab, E. Jahanshahi Javaran, Numerical Study on Radiant Efficiency of a Porous Burner under Different Conditions, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 8-1 (2017) 32.

[18] N. Donald A, A. Bejan, Convection in Porous Media, Third ed., Springer-Verlag, NewYork, 2006.

[19] M. Farzaneh, R. Ebrahimi, M. Shams, M. Shafiey, Two-Dimensional Numerical Simulation of Combustion and Heat Transfer in Porous Burners, Engineering Letters, 375-370 (2007) (2)15.

Combined Cycle and Cogenerative Plants, Engineering Optimization, 820-801 (2006) 38.

[29] H.L. Pan, O. Pickenacker, K. Pickenacker, D. Trimis, T. Weber, in: 5th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, 2000, pp. 14-11.

[30] E.U. Schlünder, E. Tsotsas, Wärmeübertragung n Festbetten, druchmischten Schüttgütern und Wirbelschichten, Georg Thieme Verlag, Stuttgart– New York, 1988.

[31] K. Vafai, Handbook of Porous Media, Second ed., Taylor & Francis Group, LLC USA, 2005.

[32] C.T. Bowman, R.K. Hanson, D.F. Davidson, W.C. Gardiner, J. Lissianski, V., G.P. Smith, D.M. Golden, M. Frenklach, M. Goldenberg, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.

[33] P.N. Brown, G.D. Byrne, A.C. Hindmarsh, VODE: A Variable Coefficient ODE Solver, SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing, 1051-1038 (1989) 10.

[34] R.J. Kee, G. Dixon-Lewis, J. Warnatz, M.E. Coltrin, J.A. Miller, A Fortran Computer Code Package for the Evaluation of Gas-Phase Multi-Component Transport Properties, Sandia National Laboratories Report SAND-86 1986) ,8246).

[35] F. Durst, D. Trimis, Compact Porous Medium Burner and Heat Exchanger for Household Applications, EC project report (contract no. JOE-3CT1996) ,(0019-95).

[36] GRI-Mech Home page,http://www.me.berkeley.edu/gri-mech.

[20] I. Malico, X.Y. Zhou, J.C.F. Pereira, Two-Dimensional Numerical Study of Combustion and Pollutants Formation in Porous Burners, Combustion Science and Technology, 79-57 (2000) 152.

[21] S. Nemoda, D. Trimis, G. Zivkovich, Numerical Simulation of Porous Burners and Hole Plate surface Burners, Journal of Thermal Science, 17-3 (2004) 8.

[22] S. Ergun, Fluid Flow through Packed Columns, Chemical Engineering Progress, 94-89 (1952) 48.

[23] I.F. MacDonald, M.S. EI-Sayed, K. Mow, F.A.L. Dullien, Flow through Porous Media Ergun Equation Revisited, Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, (1979) 18 208-199.

[24] X. Fu, R. Viskanta, J.P. Gore, Measurement and Correlation of Volumetric Heat Transfer Coefficients of Cellular Ceramics, Experimental Thermal, and Fluid Science, 293-285 (1998) 17.

[25] M. Kaviany, Principles of Heat Transfer in Porous Media, Second ed., Springer-Verlag, New York, 1999.

[26] R. Viskanta, Interaction of combustion and heat transfer in porous inert media, in: Proceeding of 8th International Symposium on Transport Phenomena in Combustion, 1996, pp. 87-64.

[27] L.B. Younis, R. Viskanta, Experimental Determination of the Volumetric Heat Transfer Coefficient between Steam of Air and Ceramic Foam, International journal of Heat Mass Transfer, 1434-1425 (1993) 36.

[28] L.A. Catalano, A. Dadone, D. Manodoro, A. Saponaro, Efficient Design Optimization of Duct-Burners for

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

I. Mohammadi, H. Ajam, Evaluation of combustion models in porous medium with different excess air ratios, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 65-80.

DOI: 10.22060/mej.2019.15713.6187