مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند1396، دوره 17، شماره 12، ص‌ص 286-296

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تأثیر انتقال حرارت تشعشعی در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی اشتعال تراکمی با فرض محیط خاکستری

مقداد پیشگوی[1]، سید مسعود حسینی سروری[2]، سید حسین منصوری[3*]

1- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان
3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان
* کرمان، صندوق پستی 7618868366، mansouri@uk.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 24 شهریور 1396
پذیرش: 15 آبان 1396
ارائه در سایت: 24 آذر 1396

کلید واژگان:
انتقال حرارت تشعشعی
موتور احتراق داخلی
محیط خاکستری

چکیده

در این مطالعه هدف آنالیز انتقال حرارت در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی است. در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی هر سه نوع انتقال حرارت یعنی هدایت، جابه جایی و تشعشع دارای اهمیت و تأثیرگذار هستند. درخصوص مطالعه جابه‌جایی و هدایت مسأله به پیچیدگی تشعشع نیست، چراکه مسأله تشعشع در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی مطالعه یک محیط تأثیرگذار است. در این مطالعه ابتدا یک حلگر که بتواند بطور هم‌زمان مسأله احتراق، انتقال حرارت، جریان مغشوش را حل کند در یک نرم‌افزار ساخته شد. برای صحه‌گذاری حلگر از اطلاعات تجربی یک کوره استفاده شده و صحه‌گذاری حلگر انجام گردید. در انتها برای مطالعه تأثیر انتقال حرارت تشعشعی در یک موتور احتراق داخلی ساده‌ترین حالت یعنی پاشش یک جت سوخت درون یک استوانه مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. این محاسبات می‌تواند نقاط بحرانی از منظر دما که محل تشکیل آلاینده‌های حساس به دما و شروع پدیده ضربه هستند را مشخص نماید. یکی دیگر از قابلیت‌های مطالعه انجام شده توانایی پیش‌بینی غلظت محلی محصولات احتراق است. همچنین نتایج نشان دهنده تأثیر انتقال حرارت تشعشعی در برخی موارد تا پنجاه درصد روی دما در محفظه احتراق خصوصاً در غلظت‌های بالای بخار آب، دی اکسید کربن و دوده است.

Radiation effect in a compression ignition internal combustion engine combustion chamber assuming gray media

Meghdad Pishgooie, Seyed Masoud Hosseini Sarvari, Seyed Hossein Mansouri*

Department of Mechanical Engineering, Shahid bahonar University, Kerman, Iran
* P.O.B. 7618868366 Kerman, Iran, mansouri@uk.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 September 2017
Accepted 06 November 2017
Available Online 15 December 2017

Keywords:
Radiative heat transfer
Internal combustion engines
Gray media

ABSTRACT

In this study our aim is analysis of heat transfer in an internal combustion engine. In an internal combustion engine combustion chamber all three modes of heat transfer (conduction, convection and radiation) are important and effective. - Convection and conduction problems are not as complicated as radiation problem because gases in cylinder make a participating media .in this study a solver is developed in a software which can solve combustion, heat transfer and turbulence problem simultaneously. In order to verify the solver, experimental data of a furnace is used, using the experimental data and the model the problem is solved and verified. Finally in order to study the effect of radiative heat transfer in an internal combustion engine cylinder, the simplest case is considered that is injecting a fuel jet in a simple cylinder. The model can predict thermal critical points in which pollutant form and knock phenomenon begins. Results also shows radiation heat transfer may change Temperature up to 50 percent especially in media which contains higher density of water vapor, carbon dioxide and soot.

1- مقدمه

تشعشع یکی از مهمترین و تأثیرگذارترین مسائل در مباحث احتراقی است، چراکه مسائل احتراق عموماً با دماهای بالا مرتبط هستند که در این دماها تشعشع دارای نقش اساسی و مهم است. همچنین تأثیر نرخ انتقال حرارت از واکنش دهنده‌ها و محصولات احتراق توسط تشعشع و جابه‌جایی از هدایت بسیار بیشتر است. از طرفی با لحاظ نمودن تشعشع می‌توان گرادیان دما را دقیق‌تر محاسبه نمود، که محاسبه دقیق‌تر گرادیان دمایی در محاسبه نرخ تشکیل آلاینده‌ها در محفظه احتراق (که به شدت دما وابسته هستند) می‌تواند بسیار تعیین کننده باشد [1].

شناخت انتقال حرارت تشعشعی در سیستم‌های احتراقی ابزار مناسبی را برای پیش‌بینی دقیق‌تر فرایندهای انتقال حرارت و احتراق سیستم فراهم می‌نماید. از طرف دیگرمحاسبه بسیاری از پارامترها نظیر گرادیان دمای درون سیلندرکه اندازه‌گیری آن کاردشوار و بعضاً غیر ممکن است راممکن می‌سازد [2].

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Pishgooie, S. M. Hosseini Sarvari, S. H. Mansouri, Radiation effect in a compression ignition internal combustion engine combustion chamber assuming gray media, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 286-296, 2018 (in Persian)

در یک موتور احتراق داخلی دمای حداکثر، می‌تواند تا 2500 کلوین و شار حرارتی تا 10 مگاوات بر متر مربع برسد. این دما و شار حرارتی می‌تواند منجر به تشکیل آلاینده‌های حساس به دما (نظیر اکسیدهای نیتروژن[1] و اوزون) شود، همچنین دمای بالا احتمال وقوع پدیده ناک را بالا می‌برد. بنابراین محاسبه گرادیان دمای درون سیلندر به عنوان پارامتر اساسی در بحث تشکیل آلاینده‌ها و وقوع پدیده ناک بوده و شناخت رفتار انتقال حرارتی موتور احتراق داخلی می‌تواند ابزار مناسبی برای کنترل دماهای کلی و محلی در اختیار قرار دهد تا از وقوع پدیده‌های ناخواسته و تشکیل آلاینده‌ها جلوگیری شود [3] .

برای تحلیل انتقال حرارت تشعشعی در موتورهای احتراق داخلی دو بخش اساسی مفروض است، بخش اول مدل‌سازی فرایند احتراق با هدف بدست آوردن گرادیان دما و گرادیان غلظت محصولات احتراق در بخش‌های مختلف سیلندر و بخش دوم تحلیل انتقال حرارت با فرض معلوم بودن گرادیان دما و غلظت. در مدل‌سازی احتراق دو مقوله مورد بحث است، یکی جزئیات واکنش‌های شیمیایی، تعادل شیمیایی و غلظت‌های محلی محصولات احتراق که تعیین کننده میزان و محل تشکیل آلاینده‌ها است، دوم، مسأله انرژی واکنش برای محاسبه فلاکس حرارتی و گرادیان دمای ناشی از آزاد شدن انرژی سوخت. لازم به ذکر است پارامترهای مؤثر روی فرایند احتراق، نظیر کیفیت سوخت، نسبت هوا به سوخت، دما و فشار محفظه احتراق، نحوه شروع واکنش احتراق (اشتعال تراکمی یا اشتعال جرقه‌ای)، زمان‌بندی شروع احتراق و مدت زمان فرایند می‌توانند روی جزئیات واکنش احتراق و در نتیجه روی گرادیان غلظت محصولات احتراق مؤثر باشند.

بحث انتقال حرارت در سیلندر موتورهای احتراق داخلی بصورت جابه‌جایی و هدایت مسأله‌ای نه چندان مشکل بوده و روابط آن تقریباً بدون مشکل خاصی قابل حل می‌باشد. اما مشکل اساسی حل معادلات تشعشع است. البته در حالتی که هدایت و جابه‌جائی و تشعشع در یک مسأله هرسه مکانیزم‌های انتقال حرارت باشند تعداد پارامترهای مستقل زیادتر شده و معادله انرژی پیچیده تر خواهد شد. بنابراین حل‌های کلاسیک برای این نوع مسائل وجود نداشته و همواره برای حل مسائل انتقال حرارت ترکیبی بایستی به تکنیک‌های عددی متوسل شد. پس نکته دارای اهمیت این است که مشخص شود آیا انتقال حرارت تشعشعی نقش اساسی در انتقال حرارت درون سیلندر دارد یا خیر؟ در پاسخ به این پرسش باید گفت در موتورهایی که میزان دمای گازها درون آن‌ها بالاست (نظیر موتورهای رقیق سوز، موتورهای با نسبت تراکم بالا، موتورهای دارای دور موتور پایین)، تشعشع دارای اهمیت زیادی است [4].

درون سیلندر یک موتور احتراق داخلی گازهای حاصل از احتراق در محل‌های مختلف با غلظت‌های متفاوت وجود دارند، این محصولات عمدتاً عبارتند از بخارآب، دی اکسید کربن، منو اکسید کربن، نیتروژن، اکسیدهای نیتروژن، دوده و همچنین رادیکال‌ها و گازهای واسطی نیز در زیر فرایندهای احتراقی به وجود می‌آیند. خواص تشعشعی این مواد روی میزان و جهت انتقال حرارت تابشی درون سیلندر می‌تواند مؤثر باشد. برخی از این مواد نظیر نیتروژن روی تشعشع تأثیری ندارند اما برخی نظیر بخارآب، دی اکسید کربن ودوده می‌توانند با جذب، پخش و یا صدور تشعشع ورودی انتقال حرارت تشعشعی را تحت تأثیر قرار دهند. تأثیر محیط روی یک پرتو تشعشعی غالباً بصورت جذب، پخش و یا صدور در قالب معادله انتقال حرارت تشعشعی[2] بصورت رابطه ریاضی در آمده است [4].

برای یافتن میزان تأثیر جذب و پخش در یک محیط راهکارهای گوناگونی نظیر متد رایلی، تئوری مای و غیره وجود داردکه می‌توان به آن‌ها رجوع نمود، اما آنچه که عمده محققان موتورهای احتراق داخلی به آن معتقدند تکیه بر غیر پخشی بودن یک محیط احتراقی به دلیل کوچک بودن ابعاد ذرات موجود در محیط و همچنین خاکستری بودن گازهای تأثیرگذار موجود در محفظه احتراق است [5].

انتقال حرارت تشعشعی، سینتیک شیمیایی و توربولانس هریک به تنهایی از چالشی‌ترین مباحث در محاسبات دینامیک سیالات محاسباتی هستند. در سیالات در حالتی که در جریان آشفته واکنشی اتفاق می‌افتد (محفظه احتراق به عنوان نمونه بارز این دست مسائل) این سه موضوع بصورت هم‌زمان در نظر گرفته شده و برهم کنش‌های آن‌ها نیز لحاظ می‌شود. این موضوع مسأله را به شدت غیر خطی کرده و همگرایی پاسخ‌ها را به مخاطره می‌اندازد. علی‌رغم اینکه مسأله تشعشع و مواد تأثیرگذار در انتقال حرارت تشعشعی در مسائل احتراق بسیار مهم است اما به دلیل مشکل بودن حل، کمتر مد نظر قرار گرفته و بعضاً از فرض‌های ساده‌ساز محیط نازک مرئی[3] و یا محیط خاکستری[4] استفاده شده است. برای اینکه تصوری از خطای تحمیل شده به مسأله به وجود آید، باید گفت مطالعات انجام شده در هندسه‌های ساده نشان می‌دهد صرف‌نظر کردن از تشعشع در فشار آتمسفر یک می‌تواند منجر به بالاتر تخمین زدن دما تا 200 درجه سانتی‌گراد گردد، حال آنکه استفاده از فرضیات محیط نازک مرئی و یا محیط خاکستری این رقم را تا 100 درجه کاهش می‌دهد، که به تناسب کاهش خطای مناسبی است. برهم کنش تشعشع و جریان آشفته[5] می‌تواند به تغییرات محلی و به دنبال آن تغییرات کلی خواص شعله منجر شود. تغییرات درجه حرارت میانگین،نرخ انتقال حرارت ونشر آلاینده‌ها ناشی از برهم کنش تشعشع و جریان آشفته بسیار شدیدتر از برهم کنش جریان آشفته و و اکنش‌های شیمیایی[6] است [6].

در فشارهای بالا، مقیاس‌های بزرگ[7]، تشکیل دوده در منطقه مورد مطالعه، وجود جریان مغشوش، وجود تأثیرات تشعشع، وابسته بودن به طول موج[8] مسأله برهم کنش تشعشع و جریان آشفته بسیار با اهمیت و تأثیرگذارتر نیز خواهد شد. بر اساس تئوری‌های جریان آشفته، آشفتگی جریان روی انتقال جرم، هندسه شعله و انتقال حرارت تأثیر به‌سزایی دارد. و با تأثیر روی نرخ محلی آزاد شدن حرارت می‌تواند حتی باعث خاموشی محلی یا کل شعله شود [6].

به دلیل اهمیت تأثیرات انتقال حرارت روی مسأله احتراق در ادامه به مرور مختصر مطالعات مرتبط با این تحقیق پرداخته شده است.

سیگل و هاول انتقال حرارت را برای گاز شفافی که وارد لوله‌ای عایق با جداره نازک که در آن انرژی با نرخ یکنواختی تولید می‌شود، مطالعه کردند. در آن مطالعه، آن‌ها ضریب جابه‌جائی بین جداره و گاز و همچنین خواص گاز را ثابت فرض کردند و توزیع دمای جداره را به دست آوردند [7].

فرانسیس و فرناندز هدایت و تشعشع را در یک محیط فعال برای محفظه استوانه‌ای شکل حل کردند [8].

ویسکانتا تحقیقات منسجمی را در بررسی تأثیرات متقابل مکانیزم‌های

[1] NOX
[2] Radiative Transfer Equation (RTE)
[3] Optically thin
[4] Gray media
[5] Turbulence-Radiation Interaction(TRI)
[6] Turbulence-chemistry Interaction (TCI)
[7] Large scale
[8] Spectral

انتقال حرارت به سفارش کمیته انرژی اتمی امریکا انجام داد [9].

اسمیت و همکارانش انتقال حرارت ترکیبی که تأثیرات متقابل تشعشع باجابه‌جائی و هدایت برای جریان گاز فعال در یک لوله را در بر داشت مطالعه کردند. در مطالعه آن‌ها دمای جداره ثابت و به صورت سیاه فرض شده است [10].

در زمینه موتورهای احتراق داخلی نیز مطالعات اولیه انتقال حرارت بیشتر به روابط تجربی منجر شد. اولین مطالعات در این زمینه مربوط به ناسلت می‌باشد که به رابطه ناسلت-رینولدز معروف است. این رابطه یک رابطه تجربی است و دقت آن در مسائل مختلف متفاوت است [5].

ووشنی در سال1967 یک رابطه تجربی را برای محاسبه انتقال حرارت درون موتور پیشنهاد داد، این رابطه کلیه مشکلات روابط تجربی را دارد بعلاوه این مسأله که انتقال حرارت تشعشعی را منظور نمی‌کند [11].

آناند در سال 1971 رابطه‌ای تجربی را با استفاده از داده‌های تجربی فلاکس حرارتی لحظه ای ورودی به یک نقطه انتخابی درون سرسیلندر برای محاسبه انتقال جابه جایی پیشنهاد نمود، رابطه آناند از دمای میانگین گازهای درون محفظه احتراق و دمای دیواره استفاده می‌کند و مشکل اساسی این رابطه عدم دقت است و نمی‌توان با اطمینان کامل برای همه مدل‌ها ازآن استفاده نمود [13,12].

منصوری و هیوود در سال 1982 مدلی را برای یک موتور دیزلی با اطاق احتراق چند بخشی[1] تهیه نمودند که قادر به پیش‌بینی عملکرد و آلاینده‌های تولیدی این موتور خصوصاً آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن بود. مدل‌سازی سیکلی نشان داد اکسیدهای نیتروژن ابتدا در پیش محفظه[2] تشکیل می‌شوند [14].

مطالعه پارامتریک انتقال حرارت تشعشعی در موتورهای دیزل در سال 1983 توسط چانگ و همکاران صورت گرفت. در این مطالعه روشی توسعه یافته است که بر مبنای آن شدت تابش طیفی و شدت تابش کل در دیواره‌ها محاسبه می‌گردد. هرچند این متد با متد دیفرانسیل‌های معین[3] هم‌خوانی ندارد، اما پاسخ‌های خوبی را در طول خط دید[4] خروجی می‌دهد [16,15].

بلانسدان و همکارانش در سال 1992 معادله انتقال حرارت تشعشعی[5] را به صورت چند بعدی در قالب کد دینامیک سیالات محاسباتی[6] چند بعدی در نرم‌افزار کیوا[7] برای مدل سازی یک موتور دیزل گنجاندند [17]. این گروه همچنین یک کد دینامیک سیالات محاسباتی با روش حل جهت‌های گسسته[8] برای حل همین موتور در سال 1993 توسعه دادند [18].

منصوری و بخشان در سال 2001 با هدف مطالعه تشکیل آلاینده‌ها و دوده در موتورهای شارژ چینه ای[9] مباحث انتقال حرارت موتور را لحاظ نمودند در این مطالعه با صرف‌نظر از انتقال حرارت تشعشعی و با استفاده از رابطه ناسلت رینولدز (با فرض ارتفاع محفظه احتراق به عنوان طول مشخصه) ملاحضات انتقال حرارت گنجانده شده است [19].

بخشان، کریم و منصوری در سال 2001 مطالعه‌ای را روی انتقال حرارت ناگهانی و ناپایدار در ماشین‌های تراکم-انبساط سریع با استفاده از مدل اغتشاش K-ε صفربعدی انجام دادند. علت انتخاب این ماشین سادگی و قابلیت کنترل مناسب شرایط مرزی مورد مطالعه بود. با استفاده از این مطالعه مقادیر فلاکس حرارتی از گازهای درون سیلندر به دیواره‌ها محاسبه گردید [20].

پارک در سال 2009 به عنوان رساله دکترا مدلی برای انتقال حرارت موتورهای احتراق داخلی با فرض تغییرات دانسیته در محیط ارائه نمود. در این پایان نامه برای رسیدن به پاسخ‌های دقیق تر در تحلیل انتقال حرارت آثار تغییرات دانسیته در مدل‌های انتقال حرارت موتور لحاظ گردید و مدل جدیدی به نام انتقال حرارت دانسیته متغیر[10] توسعه یافت [21].

میرکو در سال 2014 اصول انتقال حرارت در یک موتور احتراق داخلی را از منظر مدل‌سازی مورد بحث و بررسی قرار داده است. در این تحقیق با توجه به کارآیی تحلیل‌های عددی در حل هم‌زمان معادلات مختلف مربوط به موتورهای احتراق داخلی انتقال حرارت یک موتور از منظر مباحث عددی به تفصیل بحث و بررسی شده است [22].

تحقیقات ذکر شده و بسیاری موارد دیگر نشان دهنده اهمیت موضوع تجزیه و تحلیل انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی است. اما همان‌طور که ذکر شده عمده این مطالعات مدل‌هایی عمدتاً مبتنی بر روابط تجربی و لحاظ نمودن ضرایب اصلاحی جهت مطالعه تأثیرات تشعشع است و در خصوص مدل‌سازی ریاضی و مبتنی بر روابط اساسی مطالعه‌ای برای موتورهای احتراق داخلی نشده است.

برای ساخت مدل ریاضی توصیف کننده فرایندها، کسب شناخت کافی در زمینه نحوه عملکرد تشعشعی موتورهای احتراق داخلی، فرایند احتراق و تأثیرات اغتشاش جریان در سیستم‌های احتراقی مورد نیاز است. یکی از مباحثی که باید لحاظ گردد حل هم‌زمان انتقال حرارت (تشعشع، هدایت و جابه‌جایی)، احتراق و جریان مغشوش است. لازم به ذکر است حل هریک از این مسائل در یک موتور احتراق داخلی به تنهایی بسیار پیچیده و زمان بر است و حل هم‌زمان دو مسأله و مطالعه تأثیرات مقابل آن‌ها مسأله را بسیار پیچیده‌تر می‌کند، اینکه چه مقدار از جزئیات تشعشع برای مدل ریاضی نیاز است، به شدت تابش یا فلاکس حرارتی طیفی محلی، توزیع دمای محلی، ساختار شعله، خواص اسکالر شعله و میزان تشکیل ذرات توسط شعله (خصوصا دوده) بستگی دارد [3].

بطور خلاصه هدف مهم این تحقیق توسعه مدل محاسباتی برای طراحی و بهینه‌سازی (در زمینه‌های مصرف انرژی، اقتصاد و تولید آلاینده‌های زیست محیطی) موتورهای احتراق داخلی و ارتقای عملکرد آن‌ها است و در آن ابتدا معادلات احتراق (معادلات انرژی و واکنش‌های شیمیایی) با هدف یافتن گرادیان‌های غلظت و دما حل خواهند شد و سپس با استفاده از اطلاعات احتراق با فرض‌های مناسب معادلات تشعشع حل شده و دماها تصحیح می‌شود، در حل معادله تشعشع تأثیرات محیط روی تشعشع نیز لحاظ می‌گردد و مسأله با فرض محیط خاکستری حل می‌شود. معادلات احتراق با دماهای تصحیح شده مجدداً حل می‌شود و این فرایند تا احراز کامل همگرایی ادامه خواهد یافت [1].

2- مشخصات مسأله حل شده

هندسه مسأله یک استوانه تعریف شده و برای کاهش تعداد مش‌ها و افزایش سرعت محاسبه باتوجه به متقارن بودن مسأله، هندسه به صورت یک قطاع استوانه‌ای به صورت شکل 1 تعریف می‌شود.

قطر استوانه 54 میلی‌متر و طول آن 138 میلی‌متر لحاظ شده است. از آنجا که کل حل متقارن می‌باشد، پس حل یک قطاع استوانه‌ای کافی است.

[1] Divided chamber
[2] Pre-chamber
[3] Finite Difference
[4] Line-of-sight
[5] RTE
[6] CFD
[7] KIVA
[8] DOM
[9] Stratified charge
[10] VDTH

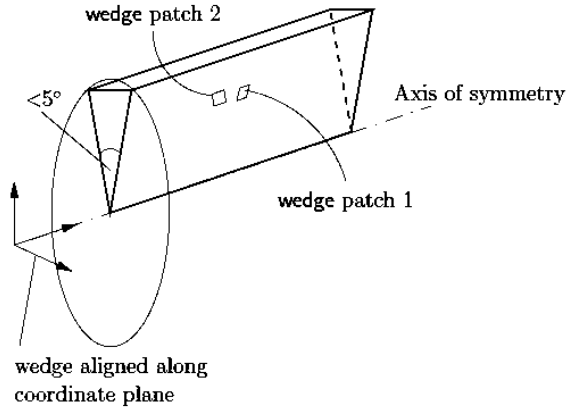

Fig. 1 Problem geometry

شکل 1 هندسه مسأله

استفاده از مدل استوانه برای یک موتور دیزل برای ساده‌سازی فرایند پیچیده حل مسأله است، در اینجا دو نکته لازم به ذکر است: نکته اول اینکه در واقع حل یک موتور دیزل به دلیل جریان‌های درون سیلندر خصوصا جریان گردابه‌ای[1] متقارن نیست اما بیشترین تأثیر جریان گردابه‌ای در مخلوط نمودن سوخت و هوا است و در مبحث مورد مطالعه یعنی حل هم‌زمان احتراق و تشعشع فاقد تأثیر خواهد بود و استفاده از مدل‌های نامتقارن بدون تأثیر روی دقت مسأله صرفا پروسه حل را طولانی‌تر می‌کند و در دقت نتایج هیچ تأثیری ندارد [5]. نکته دوم عدم لحاظ حرکت مرز متحرک است. سرعت واکنش احتراق باعث می‌شود لحاظ نمودن حرکت مرز متحرک تأثیر محسوسی روی نتایج نداشته باشد اما اضافه نمودن این نکته به این پژوهش را می‌توان از نقاط بهبود برای مطالعات بعدی دانست.

محل پاشش انژکتور در مرکز استوانه در نظر گرفته شده است، مسأله برای سوخت هپتان نرمال از سوخت‌های معیار[2] که اطلاعات آن کامل در دسترس بود حل شده است.

در مدل تهیه شده سوخت توسط انژکتور به داخل محفظه احتراق پاشش می‌کند، سپس با هوا ترکیب شده و واکنش‌ها اتفاق می‌افتد و حرکت جبهه شعله مدل‌سازی می‌شود. بطور هم‌زمان معادله انرژی حل شده و انواع انتقال حرارت تأثیر خود را در مسأله نشان می‌دهند و دما در تک تک نقاط در هر لحظه محاسبه می‌گردد.

مهمترین فرضیات مسأله عبارتند از:

- شعله غیر پیش آمیخته
- شعله مغشوش
- فرض n=4 برای متد جهت‌های گسسته
- ضرایب جذب از منبع بانک اطلاعاتی ضریب جذب ملکولی[3]

شرایط مرزی و اولیه

- دهانه‌های استوانه به عنوان مرز ورودی و خروجی[4] و محور تقارن مرز تهی در نظر گرفته شده‌اند (مرز اختصاصی محورهای تقارن)
- دی اکسید کربن، بخار آب، نیتروژن و اکسیژن با توزیع یکنواخت درون استوانه وجود دارند. میزان غلظت اولیه دی اکسید کربن 0.1537 مول، بخار آب 0.325 مول، نیتروژن 0.7645 و اکسیژن 0.1092 مول در نظر گرفته شده است.
- دمای اولیه مخلوط درون استوانه 1000 کلوین فرض شده است.
- قطر انژکتور 0.0001 میلی‌متر و فشار انزکتور 15 مگا پاسکال است.

3- مرور تئوری مسأله

3-1- شیمی مسأله

با ورود قطره فرایند تبخیر و در نتیجه آن عمل اختلاط سوخت با هوا[5] شروع می‌شود، بخارات هپتان نرمال[6] با اکسیژن شروع به واکنش کرده و تشکیل دی اکسید کربن و بخار آب می‌دهد. این بیان کلی واکنش است؛ در واقع این واکنش شامل مجموعه‌ای از چندین زیر واکنش است که در کنار هم با نرخ‌های متفاوت در حال انجام هستند و این محصولات از وقوع این واکنش‌ها در کنار هم به وجود می‌آیند.

با استفاده از مباحث سینتیک شیمیایی واکنش، نرخ واکنش‌های شیمیایی از رابطه (1) به دست می‌آید:

$$k_f = \mathrm{A}T^b \exp\left(\frac{-\mathrm{E_a}}{\mathrm{R}T}\right) \tag{1}$$

3-1-1- مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط[7]

یک واکنشگاه نیمه مخلوط از سه ناحیه غیر پیش آمیخته، پیش آمیخته و پیش آمیخته واکنشی تشکیل شده است. در شکل 2 کلیات این مدل احتراقی نشان داده شده است [23].

در شکل 2، C_0 متوسط غلظت در ورودی سلول، C غلظت نامعلوم در محدوده واکنش و C_1 متوسط غلظت خروجی از سلول می‌باشند.

$$C_1 = k^*C + (1-k^*)C_0 \rightarrow \overline{\omega_k} = k^*\omega_k \tag{2}$$

k^* در رابطه (2)عبارت است از کسر حجمی‌ای از سلول که درمقیاس مولکولی مخلوط شده وبرای فرایندهای شیمیایی آماده است. در مدل واکنشگاه نیمه مخلوط، پارامتر k^* بر اساس دو مقیاس زمانی اختلاط آشفته و مقیاس زمانی شیمیایی تعریف می‌شود و مقدار آن از رابطه (3)محاسبه می‌شود [23].

$$k^* = \frac{\tau_{\mathrm{ch}} + \tau_{\mathrm{res}}}{\tau_{\mathrm{mix}} + \tau_{\mathrm{ch}} + \tau_{\mathrm{res}}} \tag{3}$$

که اجزای آن از معادلات (4-8) محاسبه می‌شوند. τ_m مقیاس زمانی اختلاط آشفته بوده و از رابطه (4) محاسبه می‌گردد [23]:

$$\tau_m = C_{\mathrm{mix}}\sqrt{\frac{\mu_{\mathrm{eff}}}{\rho\varepsilon}} \tag{4}$$

در رابطه شماره (4)، μ_{eff} ضریب لزجت مؤثر و C_{mix} ثابت تنظیم کننده است. τ_mمقیاس زمانی اختلاط آشفته ویرایش اصلی از رابطه (5) بدست می‌آید [23].

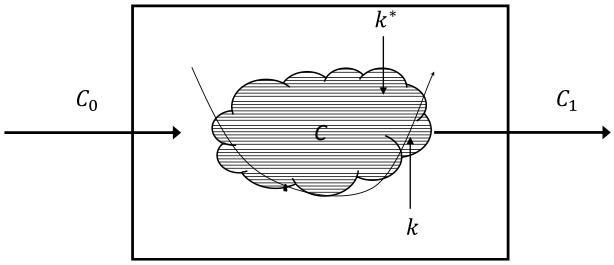

Fig. 2 Partially stirred reactor [23]

شکل 2 مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط [23]

[1] Swirl
[2] Reference fuel
[3] HITRAN
[4] Patch walls
[5] Mixing
[6] NormalHeptane
[7] Partially stirred reactor (PaSR)

$$\tau_m = C_{\mathrm{mix}}\sqrt{\frac{k}{\varepsilon}\left(\frac{\upsilon}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{2}}} \tag{5}$$

در رابطه (5)، $\frac{k}{\varepsilon}$ مقیاس زمانی تیلور و $\left(\frac{\upsilon}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{2}}$ مقیاس زمانی کلوموگروف است و ضریب C_{mix} از رابطه (6) محاسبه می‌شود [23]:

$$C_{\mathrm{mix}} = \sqrt{\frac{1}{1 + C_{\mu}\mathrm{Re_t}}} \tag{6}$$

مقدار C_{mix} معمولاً در بازه 0.3-0.001 قرار دارد:

برای جریان آرام $C_{\mathrm{mix}} = 1.0$

برای جریان‌های آشفته متداول $C_{\mathrm{mix}} \approx 0.1 : (\mathrm{Re}_t \approx 1000)$

برای جریان‌های شدیداً آشفته $C_{\mathrm{mix}} \approx 0.0 : (\mathrm{Re_t} \to \infty)$

مقیاس زمانی شیمیایی از روابط (8,7) محاسبه می‌شود [23]:

$$\frac{1}{\tau_{ch}} = \max\left(-\frac{R_{\mathrm{fuel}}}{\rho Y_{\mathrm{fuel}}}, -\frac{R_{\mathrm{o_2}}}{\rho Y_{\mathrm{o_2}}}\right) \tag{7}$$

$$\frac{1}{\tau_{ch}} = -\frac{\partial R}{\rho \partial Y} \tag{8}$$

روابط رآکتور ناپایا نیز بصورت روابط (9-11) می‌باشند [23]:

$$\frac{dp}{dt} = 0 \tag{9}$$

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{1}{c_{\mathrm{p,max}}}\left[\sum_k \frac{dY_k}{dt}\left(h_k - \frac{\mathrm{R_u}T}{\mathrm{MW_k}}\right)\right] \tag{10}$$

$$\mathrm{M}\frac{d[x_k]}{dt} = \omega_k \tag{11}$$

2-3- روابط دینامیک سیالات حاکم

معادلات ناویراستوکس، یک مدل ریاضی کامل برای سیال ارائه می‌دهند، اما به دلیل پیچیده بودن معادلات ناویراستوکس در فرم کامل، حل تحلیلی آن تقریباً غیر ممکن است، بنابراین روش‌های عددی به کمک رایانه بهترین گزینه برای حل این معادلات است. البته تمامی حل کننده‌های معادلات ناویراستوکس نیازمند زمان پردازش و حافظه زیادی هستند.

1-2-3- رابطه پیوستگی

اصل اساسی بقاء جرم توسط رابطه پیوستگی بیان می‌گردد که برای سیالات تراکم پذیر معادله پیوستگی به صورت رابطه (12) خواهد بود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho\vec{V}) = 0 \tag{12}$$

و برای سیالات تراکم ناپذیر به شکل رابطه (13) در خواهد آمد [24]:

$$\vec{\nabla}(\rho\vec{V}) = 0 \tag{13}$$

2-2-3- رابطه مومنتم

رابطه مومنتم یا اصل بقاء اندازه حرکت یا قانون دوم نیوتون، با در نظر گرفتن جریان غیرقابل تراکم و ثابت فرض کردن ضریب لزجت، شکل معادله به صورت رابطه (14) در می‌آید:

$$\rho\frac{DV}{Dt} = \rho f - \nabla P + \mu\nabla^2 V + \rho g \tag{14}$$

که در آن V بردارسرعت، P فشار، f نیروهای حجمی و μ لزجت است [24].

3-2-3- روابط حاکم بر جریان آشفته

با توجه به اینکه جریان مورد بررسی در این تحقیق جریان آشفته است، لازم است شکل معادلات در قالب آشفته بررسی گردد. عمده روش‌های توصیه شده در مطالعه جریان آشفته روش‌های آماری هستند که در آن‌ها در ابتدا مقداری میانگین زمانی برای کمیت f به صورت رابطه (15) تعریف می‌شود:

$$\bar{f} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} f dt \tag{15}$$

از آنجا که در جریان آشفته متغیرهای جریان به صورت اتفاقی تغییر می‌کنند، به صورت حاصل جمع میانگین زمانی با مقادیر نوسانی بیان می‌گردند. در این حالت هریک از بخش‌های متوسط و نوسانی را میتوان بطور مستقل مورد بحث و بررسی قرار داد روابط (16-19) نحوه این گونه بیان متغیرها را نشان می‌دهند.

$$u = \bar{u} + \acute{u} \tag{16}$$

$$v = \bar{v} + \acute{v} \tag{17}$$

$$w = \bar{w} + \acute{w} \tag{18}$$

$$p = \bar{p} + \acute{p} \tag{19}$$

مطابق تعریف، میانگین زمانی متغیرهای نوسانی صفر است [23].

4-2-3- روابط حرکت در جریان آشفته

برای نوشتن روابط برای جریان آشفته، ابتدا روابط برای کمیت‌های لحظه‌ای (کمیت‌های متوسط بعلاوه کمیت‌های نوسانی) نوشته شده، سپس از طرفین هر رابطه متوسط‌گیری زمانی به عمل می‌آید و چنانچه تساوی برای معادلات لحظه‌ای برقرار باشد، این تساوی برای متوسط زمانی آن (برای دامنه مشخصی از زمان) نیز برقرار خواهد بود. در نهایت معادلات ساده‌سازی می‌شود تا جایی که کمیت‌های متوسط زمانی ظاهر گردند.

برای جریان تراکم پذیر رابطه پیوستگی به صورت رابطه (20) می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u_1}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\acute{\rho}\acute{u}_1}) = 0 \tag{20}$$

برای جریان تراکم ناپذیر رابطه (20) به صورت رابطه (21) در خواهد آمد:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{21}$$

معادلات مومنتم برای جریان آشفته به صورت رابطه (22) است:

$$\rho\left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j}\right] = \overline{\mathrm{B_1}} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} - \rho\overline{\acute{u}_i\acute{u}_j}\right] \tag{22}$$

5-2-3- مدل‌سازی جریان آشفته

برای مدل‌سازی جریان آشفته دو روش اصلی در منابع توصیه شده است. روش اول روش فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ[1] و روش دوم معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز[2]. البته می‌توان مسأله را از روش حل مستقیم عددی[3] نیز حل نمود. از نظر ماهیت محاسبات، روش فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ روشی مابین روش‌های معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز و حل مستقیم عددی محسوب می‌شود. در روش معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز با متوسط گیری زمانی، مقادیر متوسط متغیرها محاسبه می‌شود. اما روش حل مستقیم عددی بدون هیچگونه مدل‌سازی و با اعمال شبکه‌بندی در حد کوچکترین مقیاس‌ها به حل جریان می‌پردازد. در روش معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز، پارامترها به دو جمله نوسانی و متوسط که شامل تمامی مقادیر نوسان است مدل‌سازی می‌شوند. مزیت فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ نسبت به ناویر استوکس با متوسط رینولدز در آن است که ابتدا مقیاس‌های بزرگ از مقیاس‌های کوچک جدا شده و تحلیل روی مقیاس‌های

[1] Large Eddy spatial Filtering (LES)
[2] Reynolds Averaged Navier-Stoks(RANS)
[3] Direct Numerical Solution (DNS)

فیلتر نشده صورت می‌گیرد. در روش ناویر استوکس با متوسط رینولدزاز آنجا که همه نوسانات متوسط گیری می‌شوند تأثیرات آن‌ها کلاً لحاظ نمی‌شود و در متد فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ تأثیرات نوسانات فیلتر شده در نظر گرفته نمی‌شود، حال آنکه این نوسانات می‌توانند در جریان مؤثر باشند؛ البته این مشکلات را می‌توان با کمک تابع احتمال چگالی[1] حل نمود، این تابع برای لحاظ نمودن اثرات نوسانی که هر دو متد نمی‌توانند لحاظ کنند، مؤثر است [6].

لازم به ذکر است روش ناویر استوکس با متوسط رینولدز از منظر مدل‌سازی ساده‌تر بوده و احتمال همگرایی بیشتری دارد اما روش فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ از منظر پله‌های محاسباتی و مدت زمان محاسبات طولانی‌تر و پیچیده‌تر است. در فیلتر نمودن جریان‌های بزرگ می‌توان مطمئن بود که هرگونه حرکتی در مقیاس‌های شامل انرژی‌های بزرگ، به صورت مستقیم، مانند روش حل مستقیم عددی محاسبه می‌شود [24].

تنها تفاوت معادله مومنتم در کمیت‌های متوسط‌گیری شده با معادله مومنتم با کمیت‌های لحظه‌ای اضافه شدن تنش آشفتگی یا تنش رینولدز است و تنها تفاوت معادلات جریان آرام با آشفته را نیز حضور همین عبارت می‌توان دانست. به طور کلی این عبارت از لحاظ فیزیکی یک تنش نیست بلکه بیانگر اثر تبادل اینرسی (مومنتم) است [24].

3-3- انتقال حرارت

درحال حاضرتحقیقات وسیعی در زمینه انتقال حرارت برای توسعه مدل‌های جامع محفظه‌های احتراق و کوره‌ها صورت می‌گیرد تا به خواسته‌هایی نظیر افزایش ظرفیت کوره، بهبودکارائی حرارتی، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلودگی‌های حاصل از احتراق پاسخ داده شود [25].

مدل‌سازی فرایند انتقال حرارت تشعشعی به روش‌های گوناگونی انجام می شود و هر یک از آن‌ها دارای قابلیت‌ها و دقت‌های متفاوتی هستند. دقیق‌ترین روش برای مدل‌سازی میدان تشعشعی داخل محفظه‌ها روش ناحیه‌ای[2] و مونت کارلو[3] می‌باشد [26].

تأثیر محیط روی یک پرتو تشعشعی غالباً بصورت جذب، پخش و یا صدور در رابطه انتقال حرارت تشعشعی[4] بصورت رابطه ریاضی در آمده است. رابطه (23) رابطه انتقال حرارت تشعشع است [4].

$$\frac{dI_\eta}{d\tau_\eta} = -I_\eta + (1-\omega_\eta)I_{b\eta} + \frac{\omega_\eta}{4\pi}\int_{4\pi} I_\eta(\hat{s}_i)\Phi_\eta(\hat{s}_i,\hat{s})d\Omega_i \qquad (23)$$

$$\omega_\eta = \frac{\sigma_{s\eta}}{k_\eta + \sigma_{s\eta}} = \frac{\sigma_{s\eta}}{\beta_\eta} \qquad (24)$$

مسأله مهم در نحوه کاربرد این معادله در حل مسأله تشعشع درون سلیندر موتورهای احتراق داخلی پاسخ به سئوالات زیر است:

- ضرایب جذب و صدور گازهای درون محفظه احتراق ثابت است یا تابع طول موج و دما؟ (وجود یا عدم وجود فرض خاکستری)
- عدم لحاظ این فرضیات چه خطایی را به محاسبات تحمیل می‌کند؟
- آیا می‌توان از اثرات پخشی در محفظه احتراق موتور صرف‌نظر نمود [4]؟

در پاسخ به سئوال اول نتایج تجربی نشان می‌دهند این وابستگی به دما و طول موج وجود دارد اما میزان آن در مواد گوناگون متفاوت است.

پس در بحث تحلیل هم‌زمان مسأله احتراق و تشعشع بایستی میزان تأثیر آنالیز گردد. در مورد سئوال دوم در این تحقیق با توجه به توصیه‌های تئوری فرض خاکستری بودن گازها لحاظ شده است و در مورد سئوال سوم این که یک ذره چقدر و در چه جهتی موج الکترومغناطیس را پخش کند به مواردی نظیر شکل ذره (در آنالیز تشعشعی کروی فرض می‌شوند)، جنس ذره (ضریب شکست در فرم مختلط)، اندازه نسبی ذره و فاصله بین ذرات بستگی دارد [1].

3-3-1- خواص گازهای حقیقی

محصولات احتراق حاوی گازهای غیر خاکستری نظیر دی اکسید کربن و بخار آب می باشند. فرض گاز خاکستری درمحاسبات مربوط به گازهای حقیقی عملیات را ساده‌تر می‌کند [27].

در بحث محیط تأثیرگذار مطالعات تجربی نشان می‌دهد مقادیر ضریب جذب با تغییرات طول موج تغییرات بسیار زیاد و نوسانات غیر قابل پیش‌بینی دارند. البته این تابع ضریب جذب براساس طول موج با افزایش فشار طبق شکل 3 کم شده و منحنی هموارتر و به سمت ثابت شدن پیش می‌رود. این مسأله باعث می‌شود فرض محیط خاکستری در فشارهای بالا دارای دقت بالاتر باشد. با توجه به ساده شدن مسأله و همچنین وجود فشارهای بالا در سیستم‌های احتراقی فرض خاکستری بودن گازهامی‌تواند فرض مناسبی برای تحلیل محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی باشد.

4-3- مدل‌سازی تشکیل دوده

در این مطالعه برای مدل‌سازی تشکیل دوده از یک مدل که توسط سنیک و همکارانش تهیه شده استفاده شده است [28]. اساس این مدل، محاسبات تشکیل دوده فوسکو و همکارانش است [29]. این محاسبات بر اساس مطالعه پدیده تشکیل دوده است و بر مبنای پدیده‌های منجر به شکل گیری دوده نظیر فرایند تجزیه در اثر حرارت (پیرولیز[5])، شکل گیری ذرات[6]، رشد سطح[7]، اکسید شدن ذرات جامد شده[8] و همچنین مراحل واکنش اصلی و شکل گیری گونه‌های واسط[9] و اکسیداسیون نرخ تشکیل دوده محاسبه می‌شود. در شکل 4 این فرایند به تصویر درآمده است. نهایتاً مقدار غلظت دوده $[N_p]$، غلظت چگالی رادیکال‌های پیشرو[10] $[V_R]$ و غلظت گونه‌ها و کسر حجمی

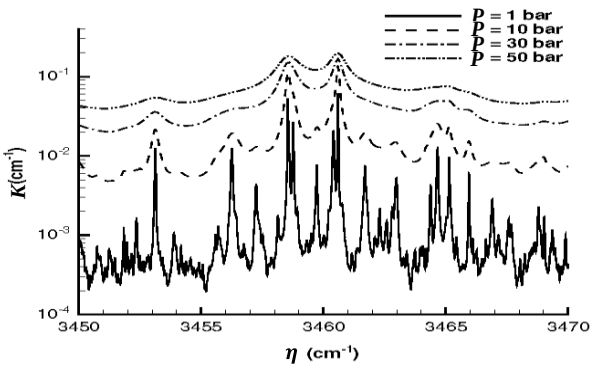

Fig. 3 Absorption coefficient – wave number variation in different pressure diagram [6]

شکل 3 نمودار تغییرات ضریب جذب براساس طول موج در فشارهای مختلف [6]

[1] Probablity Density Function (PDF)
[2] Zone Method
[3] Monte Carlo
[4] Radiative Transfer Equation (RTE)

[5] Pyrolysis
[6] Particleinception
[7] Surfacegrowth
[8] Particle coagulation oxidation
[9] Intermediatespecies
[10] Precursor radical density

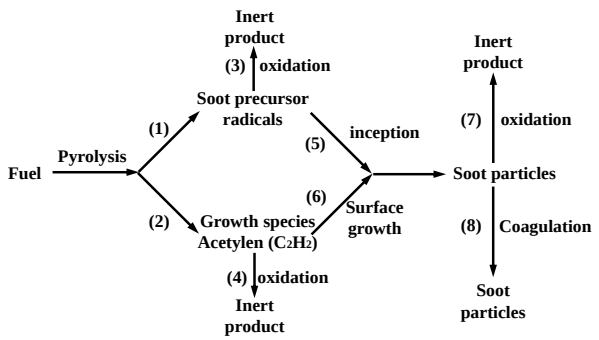

Fig. 4 Soot formation processes [28]

شکل 4 فرایندهای تشکیل دوده [28]

دوده $[V_{fR}]$ محاسبه می‌شوند. روابط مربوطه بصورت روابط (25-28) است [28].

$$\frac{d[N_p]}{dt} + \Delta(\phi \cdot N_p) = N_a r_s - r_8 \quad (25)$$

$$\frac{d[V_R]}{dt} + \Delta(\phi \cdot V_R) = r_1 - r_2 - r_5 \quad (26)$$

$$\frac{d[c_2H_2]}{dt} + \Delta(\phi \cdot c_2H_2) = r_2 - r_4 - r_6 \quad (27)$$

$$\frac{d[v_{fr}]}{dt} + \Delta(\phi \cdot v_{fr}) = \frac{1}{\rho}(MW_{vR} + r_6 MW_C - r_5 MW_C) \quad (28)$$

در این معادلات N_P تعداد ذرات، ϕ فلاکس جرمی، N_a عددآووگادرو، r_i نرخ واکنش، ρ دانسیته و MW جرم ملکولی است [28].

4- جمع بندی مشخصات مدل تهیه شده

هدف کلی حل هم‌زمان مسأله احتراق و تشعشع در موتور دیزل است خصوصیات کلی مسأله عبارت است از:

- ✓ شبیه‌سازی جریان‌های احتراقی تراکم‌پذیر آشفته به همراه مکانیزم‌های شیمیایی چند مرحله‌ای.
- ✓ استفاده از مدل‌های اغتشاشی معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز[1].
- ✓ مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط[2].
- ✓ حلگر بر پایه چگالی[3].
- ✓ لحاظ نمودن تشکیل دوده در روابط.
- ✓ لحاظ نمودن تشعشع و حل مسأله تشعشع با استفاده از روش جهت‌های گسسته[4] با استفاده از روش المان‌های محدود.
- ✓ لحاظ نمودن محیط تأثیرگذار با فرض خاکستری بودن محیط.

ساختار کلی حل مسأله مطابق شکل 5 است:

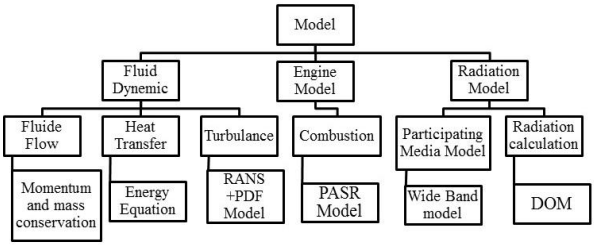

Fig. 5 Solver parts diagram

شکل 5 نمودار ساختارحلگر

[1] Reynolds Averaged Navier-Stoks(RANS)
[2] Partially Stirred Reactor (PASR)
[3] RhoReactingFoam
[4] District ordinate Method (DOM)

مراحل حل مسأله به این گونه است که پس از پاشش و اختلاط سوخت با هوا و به تبع آن آغاز احتراق، معادلات شیمیایی احتراق و در پی آن معادلات مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط و معادله پیوستگی تا زمان همگرائی حل می‌شود. مرحله بعد شروع الگوریتم پیمپل[5] و حل معادلات بقا مومنتم، بقا گونه‌ها و بقا انرژی و معادلات تشکیل دوده تا همگرائی کامل است. لازم به ذکر است جملات تشعشع در معادله انرژی آورده شده است و نهایتاً طی یک الگوریتم پیزو[6] فشار اصلاح می‌شود الگوریتم حل مسأله به صورت شکل 6 خواهد بود.

برای تهیه مدل از یک نرم‌افزار کد متن باز به نام اپن فوم[7] استفاده شده است علت استفاده از این این نرم‌افزار قابلیت‌های و امکانات زیادی است که در دسترسی به جزئیات کدها و روش‌های حل به دست می‌دهد.

مهمترین خصوصیات حل عبارت است از:

- جریان غیر دائم
- فاصله‌های پله‌های حل 2e-7
- دقت اعداد خروجی داده شده 1e-12

در نهایت با جمع‌بندی کل موارد تئوریک در این مطالعه مسأله دینامیک سیال براساس معادلات اساسی، مسأله احتراق با استفاده از مدل احتراقی واکنشگاه نیمه مخلوط، مسأله، مسأله اغتشاش با ترکیب معادله ناویر استوکس با متوسط رینولدز وتابع احتمال چگالی، مسأله معادله انتقال تشعشع با استفاده از متد جهت‌های گسسته و مسأله محیط تأثیرگذار با استفاده از فرض محیط خاکستری بصورت کوپله حل شده اند. خلاصه موارد فوق در جدول 1 آورده شده است.

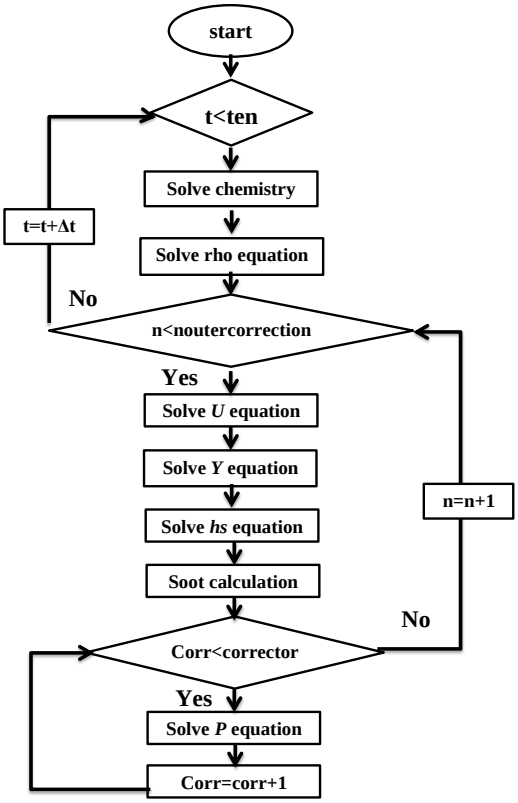

Fig. 6 Solver algorithm

شکل 6 الگوریتم حلگر

[5] PIMPLE
[6] PISO
[7] OPENFOAM

جدول 1 حلگرهای استفاده شده در مدل

Table 1 Solvers used in the model

حل مسأله	پیشنهاد مراجع	روش حل مدل تهیه شده
مسأله دینامیک سیالات	حل عددی معادلات اساسی	حل عددی معادلات اساسی
مسأله احتراق	-	واکنشگاه نیمه مخلوط
مسأله واکنش‌های شیمیایی	حل سینتیک واکنش	حل سینتیک واکنش
مسأله جریان مغشوش	RANS+PDF	RANS+PDF
مسأله تشعشع	DOM/FVM	DOM/FVM
مسأله محیط تأثیرگذار	محیط خاکستری	محیط خاکستری

5- صحه‌گذاری مدل

برای صحه‌گذاری مدل تهیه شده، از اطلاعات تجربی اخذ شده از یک تحقیق علمی توسط حیدرو همکاران [2] بر روی یک کوره خاص به نام کوره مک کنا[1] استفاده شده است. برای این کوره پس از ساخت مسأله برای حالات بدون لحاظ نمودن تشعشع، لحاظ نمودن تشعشع با فرض محیط خاکستری تغییرات دما در بالای محل ورود سوخت و هوا محاسبه و با اطلاعات تجربی مقایسه شده است. نتایج در شکل 7 آورده شده در این شکل محور عمودی دما و محور افقی فاصله بالای کوره است.

متوسط خطا در حالت بدون تشعشع 24 درصد و متوسط خطا در حالت لحاظ تشعشع و محیط خاکستری 10 درصد است. همان‌طور که مشاهده می‌شود فرض محیط خاکستری و لحاظ نمودن تشعشع منجر به افزایش دقت مسأله می‌شود همچنین در دماهای بالاتر دقت فرض محیط خاکستری افزایش می‌یابد.

6- حل مسأله

پس از ساخت مسأله در نرم‌افزار و حل کامل نتایج خروجی در ادامه مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. گرادیان دمای درون استوانه در شکل 8 نشان داده شده است.

نمودار توزیع دما را می‌توان در کلیه پله‌های زمانی حل، خروجی گرفت این نمودار حرکت جبهه شعله را درون سلیندر و همچنین بحرانی ترین نقاط از منظر دمایی که در آن‌ها احتمال تشکیل آلاینده‌های حساس به دما نظیر اکسیدهای نیتروژن و اوزون و شروع پدیه ناک بیشتر است را نشان می‌دهد.

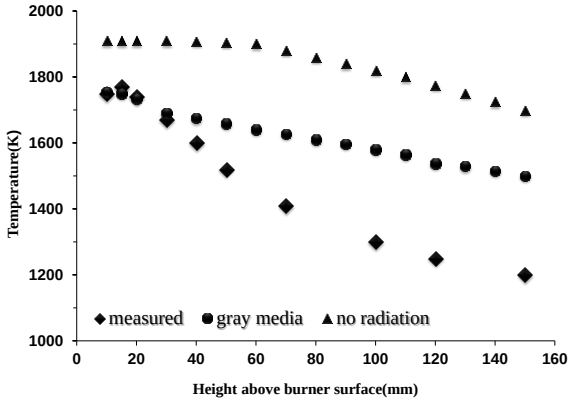

Fig. 7 Model verification Diagram

شکل 7 نمودار نتایج صحه‌گذاری مدل

[1] McKenna burner

در شکل 9 تغییرات غلظت محیطی دوده در محیط مشاهده می‌شود.

همان‌طور که در شکل 9 مشاهده می‌شود، دوده بیشتر در محل شعله غلظت معنادارد. البته مقدار ناچیزی از دوده نیز در سیلندر پخش می‌شود. محل‌های دارای غلظت بالای دوده از این منظر اهمیت دارند که در آنها احتمال وقوع خاموشی موضعی به مراتب بالاتر است.

شکل 10 تغییرات غلظت دی اکسید کربن در قطاع استوانه‌ای درهنگام پخش شعله را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل 10 واضح است، غلظت دی اکسید کربن به دلیل وقوع فرایند احتراق در محدوده شعله زیاد است و با افزایش فاصله از محل شعله مقدار آن کم می‌شود.

در شکل 11 تغییرات غلظت بخارآب در قطاع استوانه‌ای مشاهده می‌شود.

مشابه نحوه توزیع دی اکسید کربن در شکل 10، غلظت بخار آب در شکل 11 نیز به دلیل وقوع فرایند احتراق در محدوده شعله زیاد است و با افزایش فاصله از محل شعله مقدار آن کم می‌شود.

برای محاسبات انتقال حرارت، خصوصاً محاسبه انتقال حرارت دیواره و همچنین انتقال حرارت ورودی به هر المان درون سیلندر بایستی مقدار

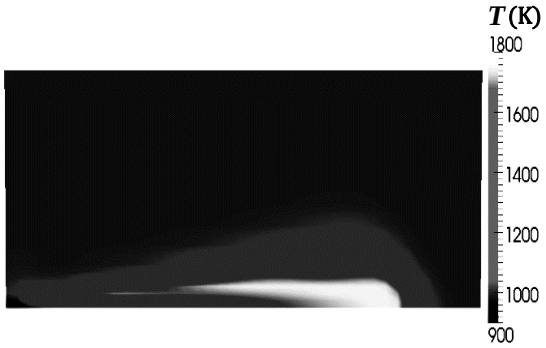

Fig. 8 Temperature distribution in the cylinder diagram

شکل 8 نمودار توزیع دما درون سیلندر

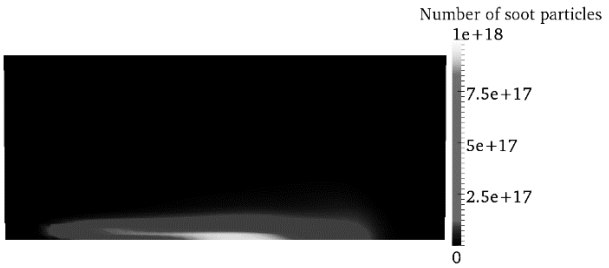

Fig. 9 Soot distribution in the cylinder diagram

شکل 9 نمودار توزیع دوده در استوانه

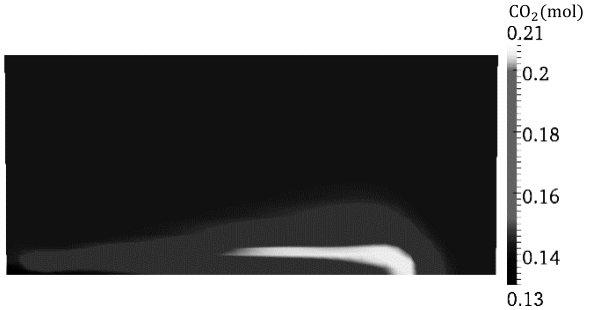

Fig. 10 CO2 distribution in the cylinder diagram

شکل 10 نمودار توزیع دی اکسید کربن در استوانه

تابش ورودی[1] به المان (G) محاسبه شود. در شکل 12 تشعشع ورودی به هر المان (G) نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل 12 مشاهده می‌شود، تابش ورودی در دیواره‌ها در مکان‌هایی وجود دارد که گازهای تأثیرگذار نظیر دی اکسید کربن، بخار آب و دوده حضور دارند. همچنین میزان تشعشع ورودی به دیواره‌ها مقدار قابل توجهی است که در تحقیقات قبلی یا از آن صرف‌نظر می‌شد و یا بصورت ضریب تصحیح در نظر گرفته می‌شد.

مقدار انتقال حرارت تشعشعی ورودی به دیواره سیلندر در شکل 13 نشان داده شده است، در این نمودار محور عمودی مقدار حرارت ورودی به دیواره و محور افقی فاصله در طول دیواره سیلندر از سمت انژکتور است.

همان‌طور که در شکل 13 نشان داده شده است، از مبدا در راستای انتشار شعله به سمت انتهای استوانه، میزان انتقال حرارت به دیواره افزایش می‌یابد. این روند افزایش تا حدود منطقه حداکثر دما در محور مرکزی استوانه ادامه یافته و سپس روند کاهشی آن آغاز می‌گردد. برای مشاهده میزان تأثیر در نظر گرفتن تشعشع و فرض محیط خاکستری نمودار مقایسه‌ای در شکل 14 آورده شده است. در این نمودار تغییرات دما در راستای طولی استوانه از مبدا نوک انژکتور با دو فرض لحاظ نمودن تشعشع

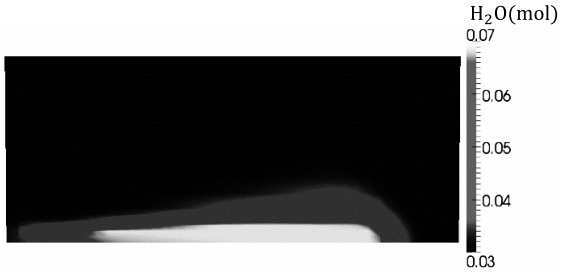

Fig. 11 HO2 distribution in the cylinder diagram

شکل 11 نمودار توزیع بخارآب در استوانه

Fig. 12 Irradiation in the cylinder diagram

شکل 12 نمودار توزیع شدت تابش ورودی به هر المان

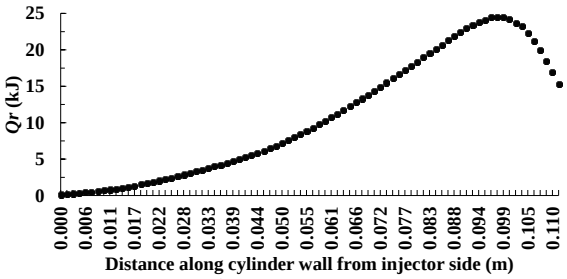

Fig. 13 Radiation heat transfer to the wall

شکل 13 نمودار انتقال حرارت تشعشعی ورودی به دیواره

[1] Irradiation

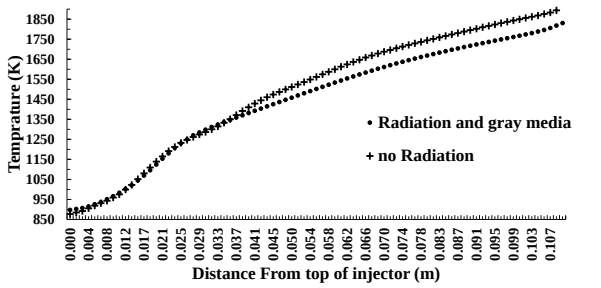

Fig. 14 Longitudinal temperature variation in the cylinder diagram

شکل 14 نمودار تغییرات دما در راستای طولی استوانه

و محیط غیر خاکستری و فرض عدم لحاظ تشعشع نشان داده شده است.

تأثیر لحاظ نمودن انتقال حرارت تشعشعی در شکل 14 کاملاً واضح است. در حالتی که تشعشع با فرض محیط خاکستری لحاظ گردد، دمای محفظه در راستای طولی تا 4 درصد با حالت عدم لحاظ تشعشع و فرضیات خاکستری تفاوت دارد.

در شکل 14 مشاهده می‌شود هرچه دما بالاتر می‌رود، اختلاف دو حالت بیشتر می‌شود، این امر را می‌توان به دلیل ماهیت اصلی انتقال حرارت تشعشعی یعنی تابعیت شدید دما دانست. دلیل دیگر این اختلاف افزایش تأثیرات محیط تأثیرگذار است که با افزایش فاصله حرکت موج حرارتی در محیط، این اثر خود را بیشتر نشان می‌دهد.

نمودار شکل 14 مطابقت کامل از منظر کیفی با تئوری‌های مباحث انتقال حرارت تشعشعی و محیط‌های تأثیرگذار دارد.

در بخش بعد به مطالعه گرادیان دما در راستای شعاعی در نقطه حداکثر دما روی محور استوانه پرداخته شده است. برای مطالعه بهتر رفتار تشعشعی نقطه مبدا نمودار شکل15، نقطه حداکثر دما در محور استوانه در نظر گرفته شده و تغییرات دمایی در راستای شعاعی مورد مطالعه قرار گرفته است.

همان‌طور که در شکل 15 مشاهده می‌شود، نکته شکل 14 در شکل 15 نیز برقرار است؛ یعنی با افزایش دما اختلاف دو حالت زیاد می‌شود، همچنین با افزایش فاصله حرکت موج حرارتی در محیط تأثیرات محیط تأثیرگذار بیشتر مشاهده می‌شود. در نقاط دارای دمای بالادر حالت شعاعی اختلاف بیش از 50 درصدی در دمای محاسبه شده مشاهده می‌گردد. با مقایسه شکل 14 و شکل می‌توان دریافت اختلاف دماها در دوحالت عدم لحاظ تشعشع و لحاظ تشعشع با محیط خاکستری در راستای شعاعی بیش از راستای محوری است. علت این امر را می‌توان بالاتر بودن گرادیان دمایی

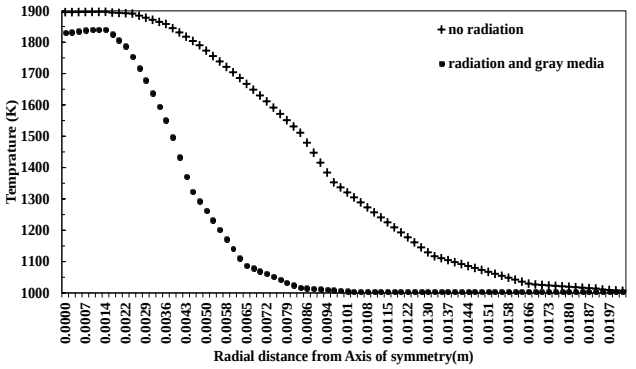

Fig. 15 Radial temperature variation in the cylinder diagram

شکل 15 نمودار تغییرات دما در راستای شعاعی استوانه

و گرادیان غلظت مواد تأثیرگذار به عنوان عوامل تأثیرگذار بر انتقال حرارت تشعشعی در راستای شعاعی نسبت به راستای محوری دانست و این موضوع نیز کاملاً منطبق بر تئوری‌های انتقال حرارت تشعشعی و محیط‌های تأثیرگذار است.

7- نتیجه‌گیری

شناخت انتقال حرارت تشعشعی در سیستم‌های احتراقی ابزار مناسبی را برای پیش‌بینی دقیق تر فرایندهای انتقال حرارت و احتراق سیستم فراهم می‌نماید. کسب شناخت کافی در زمینه نحوه عملکرد تشعشعی موتورهای احتراق داخلی برای ساخت مدل ریاضی فرایند احتراق در سیستم‌های احتراقی مورد نیاز است. یکی از مباحثی که باید لحاظ گردد سیستم‌های حل هم‌زمان مسائل انتقال حرارت (تشعشع، هدایت و جابه جایی) و احتراق و همچنین حل هم‌زمان مسائل جریان آشفته و سینتیک شیمیایی است. نوآوری این مطالعه در نظر گرفتن تأثیرات متقابل انتقال حرارت، جریان آشفته، احتراق و سینتیک شیمیایی و حل هم‌زمان کلیه روابط است.

در مطالعاتی که تاکنون در خصوص انتقال حرارت موتورهای صورت گرفته مبحث تشعشع و مباحث زیر مجموعه ان بیشتر به صورت روابط تجربی و ضرایب تصحیح بیان میشد، نوآوری این تحقیق استفاده روش‌های تئوریک ریاضی با استفاده از قابلیت‌های منحصر به فردی که نرم‌افزار اپن فوم در اختیار میگذارد است.

در این مطالعه هدف آنالیز دقیق‌تر انتقال حرارت در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی است. در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی هر سه نوع انتقال حرارت یعنی هدایت، جابه جایی و تشعشع دارای اهمیت و تأثیرگذار هستند. هدایت را در بخش‌های جامد موتور (جداره سیلندر، درون سوپاپ‌ها و غیره) و بخش‌هایی که سیال در حال سکون است وگرادیان دما وجود دارد می‌توان مؤثر دانست. ازطرفی جابه جایی را به هر دو صورت جابه جایی آزاد و اجباری در یک موتور می‌توان شناسایی نمود. سومین نوع انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی تشعشع می‌باشد. تحلیل تشعشع در محیط سیلندر یک موتور احتراق داخلی فرایندی بسیار مشکل است، چراکه محیط یک محیط تأثیرگذار است و با جذب و پخش روی شدت تابش عبوری تأثیر می‌گذارد. در این تحقیق در ابتدا یک حلگر که بتواند بطور هم‌زمان مسأله احتراق، انتقال حرارت، سینتیک شیمیایی، جریان آشفته را حل کند ساخته شد، سپس با استفاده از اطلاعات تجربی یک کوره خاص به نام کوره مک کنا مدل صحه‌گذاری گردید و نهایتاً نتایج برای پاشش یک جت سوخت درون یک استوانه مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است.

نتایج حاصل از این مطالعه می‌تواند نقاط حداکثر دما که محل‌های بحرانی تشکیل آلاینده‌هایی نظیر اکسیدهای نیتروژن و اوزون هستند را پیش‌بینی نماید. از دیگر قابلیت‌های این مطالعه توانایی پیش‌بینی غلظت‌های محلی محصولات احتراق است.

لازم به ذکر است در این مطالعه محیط خاکستری فرض شده که بر اساس اطلاعات تئوری در این مباحث، فرض مناسبی است.

نتایج نشان می‌دهد تشعشع پارامتر بسیار با اهمیتی در مباحث احتراقی است. میزان اهمیت تشعشع در محفظه احتراق بستگی به میزان حضور مواد تأثیرگذار (دوده، بخارآب و دی اکسید کربن) در محفظه احتراق و تغییرات دما دارد. همچنین میزان تأثیر تشعشع در راستای شعاعی بسیار بیشتر مشاهده می‌شود، بطوری‌که در برخی نقاط 50 درصد اختلاف بین دمای محاسبه شده در حالت عدم لحاظ تشعشع و در حالت لحاظ نمودن تشعشع و محیط خاکستری دیده شد. در راستای محور استوانه نیز با لحاظ نمودن انتقال حرارت تشعشعی و تأثیرات محیط خاکستری، 4 درصد اختلاف دما با حالت عدم لحاظ تشعشع مشاهده می‌شود.

اختلاف دماها در دوحالت عدم لحاظ تشعشع و لحاظ تشعشع با محیط خاکستری در راستای شعاعی بیش از راستای محوری بدست آمد. علت این امر را می‌توان بالاتر بودن گرادیان دمایی و گرادیان غلظت مواد تأثیرگذار به عنوان عوامل تأثیرگذار بر انتقال حرارت تشعشعی در راستای شعاعی نسبت به راستای محوری دانست و این موضوع نیز کاملاً منطبق بر تئوری‌های انتقال حرارت تشعشعی و محیط‌های تأثیرگذار است.

در کلیه نتایج خصوصاً نمودارهای توزیع دما و توزیع مواد تأثیرگذار تشعشعی انطباق بسیار خوبی با تئوری‌های احتراق، انتقال حرارت تشعشعی، سینتیک شیمیایی و جریان آشفته مشاهده شد.

یکی از تأثیرات مهم و قابل توجه انتقال حرارت تشعشعی را می‌توان در انتقال حرارت به دیواره‌ها دانست، چراکه انتقال حرارت تشعشعی یکی از مهمترین عوامل حرارت ورودی به جداره سیلندر در یک موتور احتراق داخلی است. طبق محاسبات انجام شده در این تحقیق انتقال حرارت به دیواره‌ها در صورت عدم لحاظ تأثیرات تشعشعی عدد صحیحی را به‌دست نخواهد داد و صرف‌نظر نمودن از انتقال حرارت تشعشعی باعث خطای قابل ملاحظه محاسباتی می‌شود.

8- فهرست علایم

E	انرژی (kgm^2s^{-2})
h	ضریب انتقال حرارت ($kgs^{-3}K$)
I	شدت تابش($kgs^{-3}sr^{-1}$)
k	ضریب جذب
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
q	انرژی گرمایی (kgm^2s^{-2})
R	ثابت جهانی گازها
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	سرعت (ms^{-1})
V	حجم (m^3)

علایم یونانی

β	مجموع ضریب پخش و ضریب جذب
η	عدد موج (m^{-1})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	ضریب پخشی
τ	ثابت زمانی(s)
ϕ	تابع پخشی
Ω	زاویه فضایی (sr)

زیرنویس‌ها

Ave	مقدار متوسط
g	هوا

9- مراجع

[1] M. Pishgooie, *A Study on the Effet of Radiation Heat Transfer on the*

[16] S. L. Chang, X. L. Yang, K.Rhee, Computation of radiation heat transfer in diesel combustion, *Proceedings of the International off-highway Meeting*, Milwaukee, Wisconsin, Sept. 12-15, 1983.

[17] C. Blunsdon, W. Malalasekera, J. Dent, Application of the discrete transfer model of thermal radiation in a CFD simulation of diesel engine combustion and heat transfer, *Proceedings of the International Fuel and Lubrication Meeting*, san Francissco, California, october 19-22, 1992.

[18] C. Blunsdon, J. Dent, W. Malalasekera, Modelling infrared radiation from the combustion products in a spark ignition engine, *Proceedings on the International fuel and lubrication Meeting*, Philadelphia, Pennsylvania, october 18-21, 1993.

[19] S. H. Mansouri, Y. Bakhshan, Studies of NOx, CO, soot formation and oxidation from a direct injection stratified-charge engine using the k–ε turbulence model, *SAGE Journal of Meterial Science and Engineering*, Vol. 215, No. 1, pp. 95-104, 2001.

[20] Y. Bakhshan, G. A. Karim, S. H. Mansouri, study of instantaneous unsteady heat transfer in a rapid Compression-Expansion Machine using k-ε Trbulance model, *Iranian Journal of Science & Technology*, Transaction B, Vol. 27, No. B3, pp. 607-616, 2001.

[21] H. J. Park, *Development of an in Cylinder Heat Transfer Model with Variable Density Effects on Thermal Boundary Layers*, PhD Thesis, university of the Michigan, Michigan, 2009.

[22] M. Bovo, *Principles of heat transfer in Internal Combustion Engines from a Modeling Standpoint*, PhD Thesis, chalmers university of technology, sweden, 2014.

[23] M. Hallaji, K. Mazaheri, Numerical simulation of turbulent non-premixed combustion in diluted hot coflow using PaSR combustion model, *Proceedings of MCS Congress Chia Laguna Cagliari Sardinia*, Italy, September 11-15, 2011.

[24] F. M. White, *Viscous Fluid Flow*, second Eddition, pp. 65-247, (traslated by M. rezai nia), omid enghelab Publication, 2008. (in persian فارسی)

[25] M. Hosseinalipor, Y. Bagheri, Comparison of different ,methods in modeling radiation heat transfer in cylinderical combustion chambers, *Proceedings of Ninth Conference of Fluid Dynamic Congress*, Shiraz, Iran, febreury 7-9, 2005. (in persian فارسی)

[26] J. M. Rhine, R. J. Tucker, *Modeling of Gas-Fired Furnace and boiler*, First edition, pp. 156-415, New York: Mc Graw-Hill, 1991.

[27] T. F. Smith, Z. F. Shen, A. M. Alturki, J. N. Friedman, Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gas model, *American Society of Mechanical Engineering (ASME) Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, No. 4, pp. 602-608, 1982.

[28] T. Senčić, V. Medica, O. Bukovac, Soot model validation and development, *Elsevier Advanced Engineering Journal*, Vol. 4, No. 1, pp .75-86, 2010.

[29] A. Fusco, A. L. Knox-Kelecy, D. E. Foster, Application of a phenomenological soot model to diesel engine combustion, *Proceedings of the International Symposium COMMODIA 94*, Yokohama, Japan, July 11-14, 1994.

Performance of an Internal Combustion Engines, PhD Thesis, faculty of mechanical engineering, Department of engineering and technical, shahid bahonar university, kerman, 2017. (in persian فارسی)

[2] S. Haider, K. Pang, A.Ivarsson, J. Schramm, Combustion and radiation modeling of laminar premixed flames using OpenFOAM: A numerical investigation of radiative heat transfer in the RADIADE project, *Proceedings of Congrès International des Moteurs A Combustion Interne Congress(CIMAC)*, Shanghai, China, May 13-16, Paper No. 274, 2013.

[3] R. Viskanta, M. P. Mengo, Radiation heat transfer in combustion systems, *Progrss in Energy and Combustion Science*, Vol. 13, No. 1 , pp. 97-160, 1987.

[4] M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, second edition, pp. 263-728, San Diego, San Diego Academic Press, 2003.

[5] J. B. Heywood, *Internal combustion engines fundementals*, First edition, pp. 668-722, New York: McGraw-Hill, 1988.

[6] M. F. Modest , D. C. Hworth, *Radiative Heat Transfer in Turbulent Combustion Systems Theory and Applications*, First edition, pp. 1-146, New York: Springer, 2016.

[7] R. Siegel, J. R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, Forth edition, pp. 419-557, Washington D. C: Hemisphere Publishing Corporation, 1992.

[8] R. Fernandes, J. Francis, Combined conductive and radiative heat transfer in an absorbing, emitting and scattering cylindrical medium, *American Society of Mechanical Engineering (ASME) Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, No. 4, pp. 594-601, November 1982.

[9] R. Viskanta, Intraction of heat transfer by conduction convection and radiation in aradiating fluid, *American Society of Mechanical Engineering (ASME) Journal of Heat Transfer*, Vol. 85, No. 4, pp. 318-328, 1963.

[10] T. F. Smith, Z. F. Shen, A. M. Alturki, Radiative and convective in cylindrical enclosure for a real gas, *American Society of Mechanical Engineering (ASME) Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, No. 2, pp. 482-485, May 1985.

[11] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *Society of Automotive Engineering (SAE) Technical Paper*, paper No. 670931, Vol. 1, No. 1, pp. 3065-3084, 1967.

[12] W. J. D. Annand, Geometry of spherical flame propagation in a disc-shaped combustion chamber, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 12, No. 2, pp. 146-149, 1970.

[13] W. J. D. Annand, Instatanous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression- Ignition Engine, *Institution of Mechanical Engineering*, Vol. 185, No. 1, pp. 976-987, 1970.

[14] S. H. Mansouri, J. B. Heywood, K. Radhakrishnan, Divided-Chamber Diesel Engine, Part I: A Cycle-Simulation which predicts performance and emissions, *Society of Automotive Engineering (SAE) Technical Paper*, paper NO. 820273, Vol. 1, No. 1, pp. 89-121, 1982.

[15] S. L.Chang, K. Rhee, Computation of radiation heat transfer in diesel combustion, *Society of Automotive Engineering (SAE) Technical Paper*, paper No. 831332, Vol. 1, No. 1, pp. 130-148, 1983.