



Feasibility Study of Partially Stratified Charge Mixture Formation and Its Effects on CNG Direct Injection Engine

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Salehi M.¹ MSc,
Kakaee A.H.² PhD,
Chitsaz I.*³ PhD

How to cite this article

Salehi M, Kakaee A.H, Chitsaz I. Feasibility Study of Partially Stratified Charge Mixture Formation and Its Effects on CNG Direct Injection Engine. *Modares Mechanical Engineering*. 20-19;19(10): 2329-2338.

ABSTRACT

Natural gas characteristics make it an attractive choice for replacing with oil fuels which causes climatic problems and environmental pollutions in the world. Generally, using natural gas in an internal combustion engine leads to lower volumetric efficiency of the engine, but gas direct injection technology would improve volumetric efficiency. Furthermore, more research is essential for improving the effectiveness of direct injection engines. A partially stratified charge is an appropriate idea for combustion efficiency improvement in direct injection engines. In the present study, a port injection engine is converted to direct injection engine and feasibility and condition of partially stratified mixture formation are investigated. Also, its effects on combustion and efficiency of the engine, with regards to location and injection timing of injector are noticed. Numerically simulation of current study shows that the formation of partially stratified charge, because of using air-guided method and located injector between air intake valves, is so hard and inaccessible. The high momentum of CNG jet makes a rapid motion of injected gas fuel and is not able to perform an appropriate mixture of air and fuel. Accordingly, an increase in air and fuel ratio is locally seen in the combustion chamber as this causes a drop in combustion efficiency. Although the increase in flame propagation and heat release can be expressed as results of this study, however, the benefits of rapid burning of CNG combustion due to the problems that are mentioned are not so impressive.

Keywords Natural Gas; CNG-DI Engine; Partially Stratified Charge

CITATION LINKS

[1] The development of low-carbon ... [2] NO_x reduction from a large bore ... [3] An experimental investigation ... [4] The state of natural ... [5] Unregulated emissions with ... [6] Optimize combustion of ... [7] Advanced direct injection ... [8] The influence of fuel ... [9] New CNG concepts for ... [10] Development of dedicated ... [11] Development of engine ... [12] The effect of varying the ... [13] Investigations on combustion ... [14] Experimental test of a new compressed ... [15] Injection strategies for low HC ... [16] Injection characteristics of gaseous jet ... [17] Performance of a partially stratified-charge ... [18] Optimizing local charge stratification in ... [19] Knocking suppression by stratified stoichiometric ... [20] Effect of flow and gasoline stratification on ... [21] Optimization of in-cylinder flow and mixing for a center-spark four-valve ... [22] Concept of lean combustion by barrel ... [23] Numerical-experimental comparison of the performance of a ... [24] Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine ... [25] Improving emissions and performance characteristics ... [26] Performance of a partially stratified-charge ... [27] Internal combustion engine ... [28] Oxide film characteristics of Al-7Si-Mg alloy in dynamic conditions ... [29] Burn rates in natural gas fueled single cylinder spark ... [30] Multiple cycle LES simulations of a direct injection ... [31] A numerical investigation of combustion chamber ... [32] The effect of combustion chamber geometry on injection and ... [33] Numerical investigation of natural gas direct injection properties and mixture ... [34] Multi-dimensional modeling of direct natural-gas ... [35] Computational modeling of natural gas injection in a large bore ... [36] High-pressure gaseous injection: A comprehensive analysis of gas ... [37] Numerical and optical evolution of gaseous ... [38] Mixture preparation of gaseous fuels for internal combustion ... [39] Structural characteristics of hydrogen ... [40] AVL Fire User Manual, Fire ... [41] 3D modeling of mixing, ignition and ... [42] Near-wall turbulence closure modeling ... [43] A robust near-wall elliptic-relaxation eddy ... [44] Application and validation of the 3D CFD ... [45] Multidimensional modeling of natural gas jet and mixture ... [46] Characteristic and computational fluid dynamics modeling of ... [47] What is adequate resolution in the numerical computations ... [48] Structure and velocity measurements in underexpanded ...

¹Calibration Department, Iran-Khodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran

²Automotive Engineering Department, Automotive School, Iran University of science and technology, Tehran, Iran

³Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

*Correspondence

Address: Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran
Phone: +98 (31) 33912210
Fax: +98 (31) 33912718
ichitsaz189@gmail.com

Article History

Received: March 16, 2018

Accepted: February 12, 2019

ePublished: October 22, 2019

امکان سنجی تشکیل شارژ لایه‌ای موضعی و اثرات ناشی از آن در یک موتور تزریق مستقیم گاز طبیعی

میثم صالحی MSc

واحد نگاشت و مدیریت هوشمند موتور، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران

امیرحسین کاکائی PhD

گروه مهندسی خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

ایمان چیت‌ساز* PhD

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

چکیده

گاز طبیعی از گزینه‌های مناسب برای جایگزینی با سوخت‌های پایه نفتی است که مشکلات آب و هوایی جهان و آلاینده‌های زیست‌محیطی را تشدید کرده‌اند. به‌طور معمول استفاده از گاز طبیعی در موتورهای احتراق داخلی با کاهش توان موتور همراه است، اما تکنولوژی تزریق مستقیم سوخت تا حد قابل توجهی می‌تواند کاهش توان را جبران می‌کند ولی همچنان استفاده بهینه از آن نیازمند تحقیق و پژوهش‌های بیشتر است. شارژ لایه‌ای موضعی از جمله ایده‌های مطرح شده برای بهبود راندمان احتراق در موتورهای تزریق مستقیم است. تحقیق حاضر به‌عنوان بخشی از پروژه تبدیل یک موتور تزریق درگاهی به تزریق مستقیم، به‌امکان‌یابی و شرایط تشکیل مخلوط لایه‌ای موضعی و اثرات آن روی احتراق و عملکرد موتور می‌پردازد. مطالعه عددی صورت گرفته در تحقیق حاضر نشان می‌دهد که شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای موضعی با روش هدایت هوایی با قرارگیری انژکتور در مجاورت مسیر ورودی هوا سخت و غیرممکن خواهد بود. تکان بالای فواره گازی صرفاً سبب حرکت سریع توده سوخت تزریق شده در سیلندر می‌شود و نمی‌تواند کمکی به اختلاط سریع و قابل قبول این توده سوخت با مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر بکند. از این‌رو این مساله موجب بالا رفتن نسبت سوخت و هوا به‌صورت موضعی، بیش از حد قابل انتظار می‌شود و افت راندمان احتراق را سبب می‌شود. هرچند افزایش سرعت پیشروی شعله و نرخ آزادسازی انرژی به‌دلیل بالا رفتن آشتگی جریان به‌عنوان نتایج تحقیق حاضر قابل بیان است ولی بهره‌مندی از مزیت‌های افزایش سرعت شعله سوخت گاز طبیعی به‌دلیل نارسایی‌های مطرح شده به‌طور محسوس مشاهده نمی‌شود.

کلیدواژه‌ها: گاز طبیعی، موتور تزریق مستقیم گازسوز، شارژ لایه‌ای موضعی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۱۲/۲۵

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۱/۲۳

*نویسنده مسئول: ichitsaz189@gmail.com

۱- مقدمه

گاز طبیعی همواره به‌عنوان یکی از بهترین سوخت‌های جایگزین شناخته می‌شود [1-3]. این منبع انرژی بدون شک نقش مهمی را در تحولات انرژی آینده جهان بازی می‌کند و می‌تواند اهداف مهم انرژی در قرن ۲۱ که تأمین منابع پایدار انرژی و خدمات مورد نیاز برای توسعه اقتصادی و اجتماعی و همچنین کاهش اثرات نامطلوب روی آب و هوای جهان و محیط زیست می‌باشد را تأمین نماید [4]. گاز طبیعی دارای ویژگی‌های مثبت و منحصربفردی است که استفاده از آن را در سبد سوختی و به‌خصوص در سیستم حمل و نقل شهرهای بزرگ توجیه‌پذیر می‌کند. آلاینده‌های کمتر گازهای خروجی، کاهش میزان دی اکسید کربن، مقاومت در برابر کوبش و قیمت رقابتی آن در مقایسه با سوخت‌های مرسوم، از جمله خصوصیات برتر آن است [4-10]. اما با این حال، استفاده مؤثر از آن همچنان نیاز به تحقیق و توسعه دارد. موتورهای گاز طبیعی در حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد بر حسب نوع طراحی، عملکرد پایین‌تری در مقایسه با موتورهای بنزینی مشابه دارند [11, 12]. از روش‌های مطرح شده برای بهبود عملکرد این موتورها، استفاده از سیستم

تزریق مستقیم سوخت در سیلندر می‌باشد که به‌دلیل عدم حضور سوخت در مخلوط ورودی، بازده تنفسی افزوده و توان خروجی افزایش می‌یابد [13, 14]. بهره‌برداری از این سیستم محدودیت‌های جدی‌ای دارد که از جمله آنها، تولید انژکتورهایی با توانایی عبور دبی جرمی بزرگ و قابلیت اطمینان بالا می‌باشد [15]. انژکتورهای بنزینی تزریق مستقیم، معمولاً توانایی تأمین دبی جرمی محدودی از سوخت گازی را دارا می‌باشند و از این رو برای تزریق مستقیم سوخت با هدف تشکیل شارژ لایه‌ای موضعی مناسب می‌باشند [16]. اصطلاح شارژ لایه‌ای موضعی به‌مخلوطی از سوخت و هوا اطلاق می‌گردد که محفظه احتراق را عمدتاً به‌دو ناحیه غنی و فقیر از سوخت تقسیم‌بندی می‌کند. ناحیه فقیر بخش عمده‌ای از فضای داخل سیلندر را شامل می‌شود که می‌تواند از طریق پاشش درگاهی [17, 18] و هم از طریق پاشش مستقیم [15, 19] تشکیل گردد. بخش غنی از سوخت در مجاورت شمع می‌باشد که بهترین شرایط تشکیل آن به‌صورت مخلوط همگن می‌باشد [19]. بخش غنی مجاور شمع، در مطالعات گذشته با شرایط خاصی از پاشش درگاهی مورد مطالعه گرفته است [20-22]. اما استفاده از پاشش مستقیم برای تشکیل ناحیه غنی از سوخت و کنترل آن ساده‌تر و کاربردی‌تر می‌باشد [17-19, 23]. تزریق دوگانه سوخت به‌طور مستقیم داخل سیلندر عملاً منجر به شکل‌گیری ایده فوق می‌گردد که در مراجع [15, 24] مورد بررسی قرار گرفته است. این ایده برای سوخت بنزینی به‌کار گرفته شده است و همچنان در حال توسعه است.

رینولدز [25, 26] شارژ لایه‌ای موضعی را از طریق تزریق مستقیم سوخت خالص و همچنین مخلوط سوخت و هوا با استفاده از راهگاهی که در داخل شمع تعبیه شده است، در حالت فقیروسوزی مورد مطالعه قرار داده است. مطالعات صورت‌گرفته به‌صورت آزمایش‌های تجربی در یک موتور تک‌سیلندر به‌همراه حل عددی آن‌ها می‌باشد. بهبود قابل توجهی در عملکرد موتور و ضریب تغییرات فشار مؤثر متوسط، در حالت فقیروسوزی، مشاهده شده است که در حالت تزریق سوخت خالص می‌باشد. نویسنده اثرگذاری کمتر تزریق موضعی مخلوط سوخت و هوا را ناشی از عدم تأثیر قابل توجه اثرات توربولانسی تزریق ثانویه سوخت می‌داند که می‌تواند ناشی از شرایط خاص در نظر گرفته شده برای پاشش و فشار پایین آن باشد.

به‌طور کلی، دو اثر را می‌توان از پاشش ثانویه سوخت انتظار داشت، یکی افزایش سرعت متوسط و توربولانسی جریان و دیگری تشکیل مخلوط غنی از سوخت در مجاورت شمع می‌باشد. آركومانیس و همکاران [18] این دو اثر را به‌طور جداگانه در یک موتور تک‌سیلندر آزمایشگاهی با استفاده از سوخت پروپان و در دور ۱۰۰۰ با شرایط کم‌بار انجام داده است. بررسی اثرات جریان به‌تنهایی که با پاشش مخلوط سوخت و هوا با نسبت هم‌ارزی مساوی با مخلوط ورودی از دریچه‌ها انجام گرفته است، نشان می‌دهد که اثرات سرعت و نوسانات آن روی بیشینه فشار داخل سیلندر برای نسبت هم‌ارزی ۰/۷ با افزایش تقریباً ۵۰ درصدی روبرو می‌شود و در نسبت استوکیومتری به کمترین مقدار خود، در حدود ۵ درصد، می‌رسد.

به‌طور کلی افزایش غلظت اغتشاشات، به‌دلیل افزایش سطح جبهه شعله، سرعت پیشروی شعله را می‌افزاید. در مرجع [27] بهبود عملکرد احتراقی موتور از طریق افزایش اغتشاشات هسته اولیه شعله، با تغییرات هندسی محفظه احتراق و اضافه کردن یک حفره یا محفظه کوچک در مجاورت شمع، برای موتورهای تزریق درگاهی بیان شده است. سرعت اغتشاشی شعله درصد قابل توجهی از سرعت کلی شعله را به‌خود اختصاص می‌دهد، اما از اثر سرعت آرام

روی مدل‌سازی پاشش مستقیم سوخت گازی انجام داده‌اند اذعان دارند که این روش، دقیق‌ترین روش برای مدل‌سازی عددی اسپری گازی می‌باشد. از همین روش در مراجع [34-37] نیز برای مدل‌سازی پاشش مستقیم سوخت گازی استفاده گردیده است.

گزارشات ارائه‌شده در این مقاله، بخشی از مطالعات در حال انجام برای تبدیل یک موتور تزریق درگاهی به موتور تزریق مستقیم گاز طبیعی با کمترین تغییرات ممکن می‌باشد. تحقیق حاضر به بررسی و توسعه مفهوم شارژ لایه‌ای موضعی برای گاز طبیعی، در حالتی که انژکتور تزریق مستقیم در کنار محفظه احتراق قرار دارد و مخلوط سوخت و هوا به‌طور میانگین در وضعیت استوکیومتری می‌باشد، می‌پردازد. هدف از تحقیق حاضر، بررسی شرایط شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای موضعی براساس موقعیت قرارگرفته‌شده برای انژکتور، و همچنین اثر افزایش اغتشاشات جریان داخل سیلندر، به‌خصوص در نواحی اطراف شمع، روی عملکرد احتراقی موتور می‌باشد.

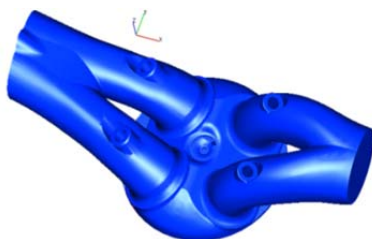
مطالعه در دو بخش اصلی صورت گرفته است. در مرحله اول، حل عددی پاشش سوخت گازی درون یک محفظه حجم ثابت انجام گرفته است. این مرحله به‌منظور اطمینان از توانایی حل عددی در پیش‌بینی فواره گازی و شرایط فیزیکی آن با دقت انجام شده و نتایج حاصل آن با نتایج تجربی ارائه‌شده توسط روگر و همکاران [38] و [39] صحت‌گذاری شده است. در مرحله بعد، جریان داخل سیلندر و پاشش مستقیم سوخت در محفظه احتراق واقعی موتور مطالعه گردیده است. شرایط مختلفی از پاشش ثانویه که تأمین‌کننده ۵۰ درصد سوخت مورد نیاز مخلوط داخل سیلندر برای رسیدن به نسبت استوکیومتری می‌باشد، با حداکثر دبی جرمی و زمان‌بندی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- ساختار موتور

ساختار هندسه و نمایی از محفظه احتراق و راهگاه‌های موتور پایه مورد بررسی در این مطالعه در جدول ۱ و شکل ۱ نشان داده شده است. موقعیت قرارگیری انژکتور تزریق مستقیم روی محفظه احتراق در شکل ۲ نشان داده شده است. بزرگ‌نمایی شکل ۲، اصلاحات صورت‌گرفته روی سرسیلندر به‌منظور جانمایی انژکتور را نشان می‌دهد، همچنین نازل انژکتور تک‌سوراخه که در محدوده حل عددی قرار گرفته است نیز در آن مشاهده می‌شود. جانمایی انژکتور به‌گونه‌ای در نظر گرفته شده است که جهت پاشش، مستقیماً به‌سمت شمع باشد، و مخلوط لایه‌ای موضعی در مجاورت آن تشکیل گردد.

جدول ۱) مشخصات موتور

ای اف ۷	نام موتور
۷۸/۶ میلی‌متر	قطر پیستون
۸۵ میلی‌متر	طول جابجایی پیستون
۱۶۵۰ سی‌سی	حجم موتور
۱۱	نسبت تراکم
۴	تعداد سوپاپ
تزریق درگاهی	سیستم سوخت رسانی



شکل ۱) محفظه احتراق، راهگاه‌های ورودی و خروجی موتور ای اف ۷

شعله نیز نمی‌توان غافل شد. سرعت آرام شعله و شکل‌گیری هسته مرکزی احتراق، در یک مخلوطی که غنی با نسبت هم‌ارزی حدوداً ۱/۱ به بیشینه مقدار خود می‌رسد [28].

باتی و همکاران [19] با استفاده از یک موتور تزریق مستقیم بنزینی، شرایط مختلفی از پاشش مستقیم دوگانه را به‌صورت عددی و تجربی، به‌منظور کنترل و کاهش پدیده ضربه در موتور مورد بررسی قرار داده‌اند. زمان‌بندی و نسبت‌های جرمی متفاوتی برای تزریق سوخت در نظر گرفته شده است که از طریق آن مخلوط سوخت و هوای غنی در مجاورت شمع و مخلوط فقیر در دیگر نقاط محفظه احتراق، در حالی که نسبت هم‌ارزی کل مخلوط سوخت و هوا در وضعیت استوکیومتری قرار دارد، تهیه می‌گردد. نتایج ارائه‌شده افزایش سرعت شکل‌گیری هسته اولیه شعله و نرخ آزادسازی انرژی، در نسبت هم‌ارزی کمتر از ۱۲ برای ناحیه غنی، را نشان می‌دهد.

سبولد و همکاران [15] با آزمایش‌های تجربی مفصلی در یک موتور دو سیلندر اشتعال جرقه با پاشش مستقیم گاز طبیعی از مرکز سیلندر و در مجاورت شمع، روش‌های متفاوتی از پاشش مستقیم را با هدف کاهش هیدروکربن‌های نسوخته مورد مطالعه قرار داده‌اند. زمان‌بندی پاشش سوخت، فشار پاشش، و همچنین پاشش چندگانه، در یک مخلوط سوخت و هوا در نسبت استوکیومتری، از پارامترهای مورد بررسی در مطالعه مزبور می‌باشد. شرایط بهینه برای نسبت جرمی پاشش‌ها، ۹۰ به ۱۰ برای پاشش اولیه و ثانویه گزارش شده است که با افزایش آن به ۹۵ به ۵ نیز نتایج، تغییرات قابل توجهی نکرده است. زمان‌بندی بهینه برای پاشش اولیه مشابه شرایط پاشش منفرد است، و برای پاشش ثانویه نیز شرایط بهینه در حالتی مشاهده شده است که انتهای پاشش نزدیک به لحظه جرقه زدن باشد و حتی تزریق سوخت کمی بعد از جرقه نیز بدون داشتن اثر منفی واند ادامه پیدا کند.

مطالعاتی که روی سرعت پیشروی شعله صورت گرفته است، سرعت شعله گاز طبیعی را پایین گزارش می‌دهند [29]. همچنین مطالعات نشان می‌دهد که اغتشاشات محلی حین پاشش مستقیم سوخت گازی افزایش می‌یابد، اما با این حال، این افزایش اغتشاشات به‌سرعت بعد از پایان پاشش سوخت کاهش یافته و اگر پاشش سوخت زود هنگام صورت گیرد، اغتشاشات مضمحل می‌شوند [15, 30]. با مرور مطالعات گذشته انجام‌گرفته روی ایده شارژ لایه‌ای موضعی، بعضاً نتایج متناقضی مشاهده می‌شود که نشان می‌دهد، نوع پاشش، شرایط و خصوصیات آن، انژکتور مورد استفاده، و ساختار هندسی و شرایط کاری موتور، می‌تواند روی نتایج خروجی به‌صورت قابل توجه اثرگذار باشد.

ایده استفاده از شارژ لایه‌ای موضعی در این مطالعه، با هدف بهره‌گیری از افزایش اغتشاشات ناشی از فواره گازی در مخلوط داخل سیلندر برای افزایش سرعت پیشروی شعله، به‌همراه تشکیل مخلوط لایه‌ای موضعی در مجاورت شمع و بهره‌مندی از اثرات مثبت آن می‌باشد. در این تحقیق، میانگین نسبت سوخت و هوای مخلوط داخل سیلندر در وضعیت استوکیومتری قرار دارد. مخلوط سوخت و هوا با نسبت هم‌ارزی ۰/۹۵، درون سیلندر آماده می‌شود و ۵۰ درصد از سوخت باقی‌مانده از طریق تزریق مستقیم با انژکتور قرارگرفته در کنار سرسیلندر تأمین می‌گردد. حل عددی مسئله فوق با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیالاتی ای‌وی‌آل‌فایر انجام گرفته است. در این مطالعه، مدل‌سازی پاشش مستقیم سوخت گازی با در نظر گرفتن فضای داخلی نازل انژکتور هدف در محدوده حل عددی، صورت گرفته است. یداللهی و برومند [31-33] در مطالعاتی که

که در آن، $\bar{\rho}$ چگالی متوسط، $\bar{U}_i$ مؤلفه i سرعت متوسط سیال و $\beta = \mu_t / \mu$ و Sc_t به ترتیب ویسکوزیته کل و عدد آشفته‌گی اشمیت، $\Phi(\Sigma)$ منبع تولیدی که می‌تواند ناشی از جرقه زدن شمع موتور باشد، $\bar{c}$ متغیر متوسط پیشرفت و K ضریب کشیدگی مثبت کلی می‌باشد.

متغیر متوسط پیشرفت به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$\bar{c} = 1 - \frac{\bar{\rho} \bar{Y}_F}{\bar{\rho} u \bar{Y}_F^u} \quad (9)$$

در ضریب کشیدگی، دو پارامتر توربولانس و اثرات ترکیبی توسعه پیچشی و گرمایی، سهم عمده در تولید چگالی سطحی شعله دارند. با فرض یکنواختی در توزیع چگالی سطحی شعله، K را می‌توان به صورت زیر مدل کرد [40].

$$K = \alpha K_t + \frac{2}{3} S_L \frac{1 - \bar{c}}{\bar{c}} \Sigma + \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} \quad (10)$$

که در آن، K_t کشیدگی ناشی از آشفته‌گی محاسبه شده از طریق مدل کشیدگی شعله و $\alpha = 1/6$ می‌باشد.

برای توصیف رفتار آشفته فواره گازی و جریان داخل سیلندر، از مدل آشفته‌گی $f - \zeta - K$ استفاده شده است. این مدل بر اساس مفهوم دورین [42] پیشنهاد گردیده است، به طوری که یک معادله جابجایی را برای نسبت مقیاس سرعت $\zeta = \bar{v}^2 / k$ بجای $\bar{v}^2$ حل می‌کند. نتیجه آن، قدرت همگرایی بیشتر معادلات آشفته‌گی و حساسیت کمتر به شبکه‌بندی غیرهمسان می‌باشد [43] که مناسب برای جریان داخل سیلندر با توجه به شبکه‌بندی‌های آن است. علاوه بر این، بهبود یافتن شرایط مدل‌سازی آشفته‌گی در نزدیکی دیواره‌ها از مزیت دیگر این مدل در مقایسه با مدل $k-\epsilon$ است و از این رو برای مدل‌سازی جریان داخل نازل فواره گازی مناسب می‌باشد. معادلات مدل آشفته‌گی در زیر نشان داده شده است.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (11)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \rho \left(\frac{C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \epsilon}{T} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho \left(f - \frac{\zeta}{k} P_k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{2/3 - \zeta}{T} \quad (14)$$

مقیاس زمانی آشفته‌گی T و مقیاس طولی L آن به صورت زیر است.

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\epsilon} \cdot \frac{a}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{1/2} \right) \quad (15)$$

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{3/2}}{\epsilon} \cdot \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \right) \quad (16)$$

اصلاح دیگری که روی معادله ϵ صورت گرفته است، به صورت زیر است [40].

$$C_{\epsilon 1}^* = C_{\epsilon 1} \left(1 + 0.045 \sqrt{1/\zeta} \right) \quad (17)$$

۴- حل عددی اسپری گازی

مدل‌سازی اسپری گازی در مطالعه جاری بر پایه داده تجربی ارائه شده در مطالعه روگرز صورت گرفته است [38]. در همین راستا، حل عددی پاشش سوخت گازی از طریق آنژکتوری با نازل یک میلی‌متر درون محفظه حجم ثابت در نرم‌افزار ای‌وی‌آل‌فایر صورت گرفته



شکل ۲) سرسیلندر اصلاح یافته موتور تزریق مستقیم

۳- معادلات حاکم

حل عددی با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیالاتی ای‌وی‌آل‌فایر انجام گرفته است. معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و توربولانس و همچنین بقای گونه‌ها باید مورد حل قرار بگیرند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + F_i \quad (2)$$

که τ_{ij} تانسور تنش ویسکوزیته و F_i نیروی ناشی از جاذبه زمین روی سیال است.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3)$$

عبارت سوم با زیرنویس k مختص جریان‌های واکنش‌دهنده می‌باشد که مربوط به روابط بقای جرم گونه‌ها است.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial h}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{1}{Sc_k} - \frac{1}{\sigma_h} \right) \sum_{k=1}^N h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + S_{rad} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i Y_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) + \dot{\omega}_k \quad (5)$$

در معادله بالا D_k ضریب دیفیوژن گونه‌ها می‌باشد. نرخ حجمی تولید و یا اضمحلال گونه‌ها به سبب واکنش‌های شیمیایی در عبارت $\dot{\omega}_k$ به صورت چشمه یا چاه در همه معادلات جابجایی ظاهر می‌شود [40].

مدل احتراقی استفاده شده در تحقیق حاضر نسخه بهبودیافته مدل احتراق کوهرینت می‌باشد. نرخ مصرف سوخت در مدل‌های احتراقی CFM را می‌توان بدین صورت نوشت [41]:

$$\dot{\omega}_k = \rho_{fr} Y_{fu,fr} S_L \Sigma \quad (6)$$

که در آن، ρ_{fr} چگالی محلی گازهای نسوخته، $Y_{fu,fr}$ کسر جرمی سوخت در گازهای نسوخته، S_L سرعت شعله آرام سوخت و Σ چگالی سطحی شعله که در واقع سطح شعله بر واحد حجم می‌باشد.

سرعت شعله آرام S_L ، با استفاده از رابطه Metghalchi-Keck تعیین می‌گردد.

$$S_L = S_{L0} (1 - 2.1 y_{EGR}) \left(\frac{T_{fr}}{T_{ref}} \right)^\gamma \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^\beta \quad (7)$$

T_{ref} و P_{ref} مقادیر مرجع در حالت استاندارد هستند. β ، γ و S_{L0} پارامترهای وابسته به نوع سوخت هستند.

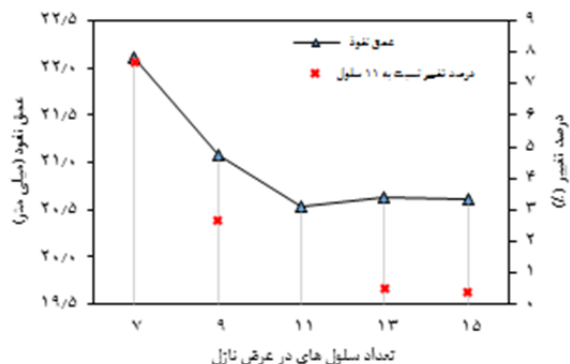
معادله جابجایی چگالی سطحی شعله Σ ، به صورت زیر تعیین می‌گردد.

$$\quad (8)$$

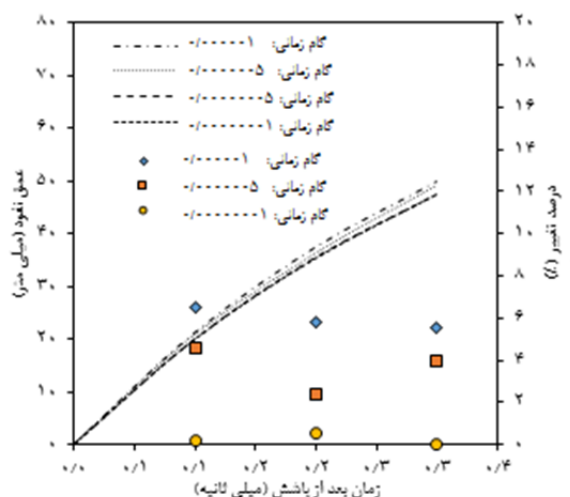
$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} - \frac{\partial (\Sigma / \bar{\rho})}{\partial x_j} \right) + \Phi(\Sigma) + K \Sigma - \beta S_L \frac{\Sigma^2}{1 - \bar{c}}$$

پیش‌تر، وجود دارد. مزیت استفاده از این روش مدل‌سازی نسبت به روش‌های مفهومی، مشاهده شرایط جریان سیال و پیچیدگی‌های آن در خروجی نازل است. افزایش نسبت فشار پاشش انژکتور به فشار محفظه از یک مقدار بحرانی که برای گاز طبیعی در حدود ۱/۸۵ می‌باشد (با فرض رفتار گاز ایده‌آل)، وضعیت زیرانیسپاتی اتفاق می‌افتد.

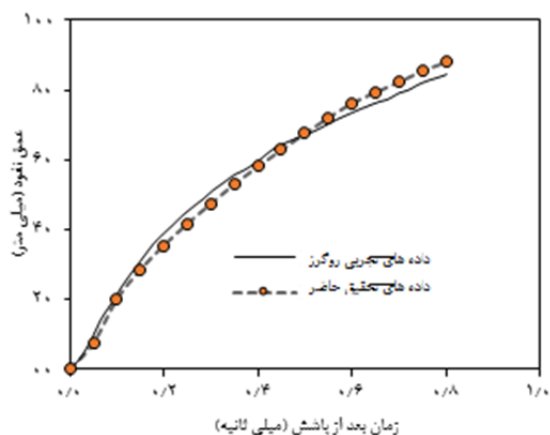
در وضعیت زیر انیساسی، جریان در خروجی نازل دچار شوک می‌شود. وضعیت فرو منبسط، فرآیند پیچیده‌ای است که تحت تأثیر موج‌های انقباضی و انبساطی می‌باشد که منجر به شکل‌گیری الگوی شوک بشکه‌ای شکل می‌شود.



نمودار ۲) نتایج استقلال از شبکه برای پاشش گازی



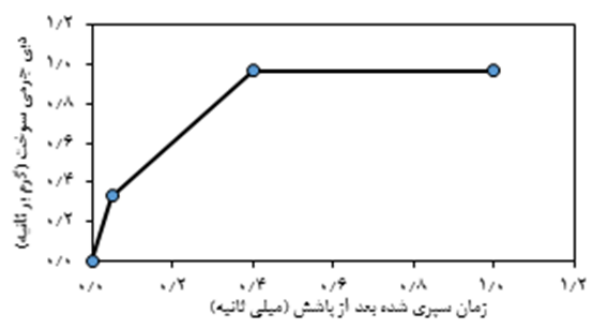
نمودار ۳) اثرات گام زمانی روی شبیه‌سازی اسپری گازی



نمودار ۴) مقایسه عمق نفوذ فواره گازی برای مسئله اعتبارسنجی

است. شرط مرزی جریان ورودی انژکتور، دبی جرمی می‌باشد و منحنی آن در نمودار ۱ نشان داده شده است. برای حالت حل گذرا، شرط مرزی دبی جرمی پایداری حل بهتری نسبت به شرط مرزی فشاری از خود نشان می‌دهد [44].

مقدار زمانی که سیال عبوری از انژکتور تحت تأثیر شرایط اولیه شروع پاشش که عمدتاً ناشی از سوزن انژکتور می‌باشد [45]، با تغییر شیب منحنی بی‌بعد عمق نفوذ بر حسب ریشه دوم زمان، معادل‌سازی شده است. شرایط ابتدایی شروع پاشش در حل گذرای اسپری گازی بسیار مهم و تأثیرگذار می‌باشد. شرایط مدل‌سازی در جدول ۲ ارائه شده است.



نمودار ۱) شرط مرزی ورودی برای انژکتور

جدول ۲) شرایط پاشش برای مسئله اعتبارسنجی

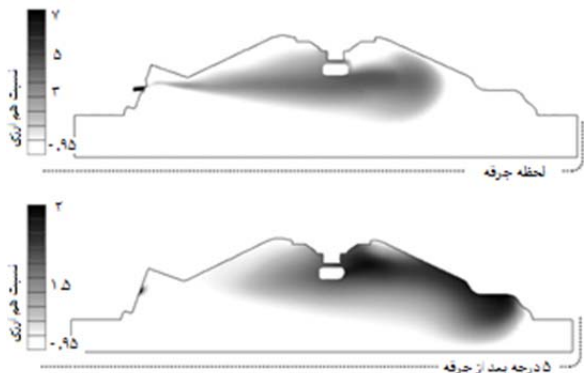
سیال پاشش شده	گاز طبیعی
سیال داخل مخزن	نیتروژن
فشار پاشش	۴۰ بار
فشار مخزن	۱ بار
دمای سیال پاشش شده	۲۹۳ کلوین
دمای سیال داخل مخزن	۲۹۳ کلوین
قطر نازل	۱ میلی‌متر
حجم مخزن	۷ لیتر

مشاهده جزئیات جریان در حل عددی در مجاورت نازل و پیش‌بینی رفتار واقعی آن هزینه محاسباتی زیادی دارد. از جمله پارامترهای تأثیرگذار روی دقت حل عددی فواره گازی، تعداد سلول‌ها در عرض نازل می‌باشد [31]. نتایج حاصل شده عمق نفوذ در زمان ۰/۱ میلی‌ثانیه بعد از شروع پاشش برحسب تعداد سلول‌ها در عرض نازل در نمودار ۲ نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد سلول‌ها در عرض نازل، عمق نفوذ کاهش می‌یابد ولی با افزایش تعداد سلول‌ها به بیش از ۱۱ عدد، تغییر کمتر از ۱ درصد مشاهده می‌شود. بنابراین، تعداد ۱۱ سلول در عرض نازل برای به دست آوردن نتایج مستقل از شبکه برای حل عددی این مسئله، کفایت می‌کند که با نتایج مراجع [31، 46، 47] همخوانی دارد.

گام زمانی، پارامتر دیگری است که روی دقت نتایج خروجی حل عددی اسپری گازی، تأثیرگذار است. نتایج حاصل شده از عمق نفوذ در گام‌های زمانی متفاوت در نمودار ۳ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که کاهش گام زمانی از ۰/۵ میکروثانیه، تأثیر کمتر از ۱ درصد در عمق نفوذ می‌گذارد. بنابراین، گام زمانی ۰/۵ میکروثانیه برای به دست آوردن نتایج با دقت کافی، قابل قبول می‌باشد.

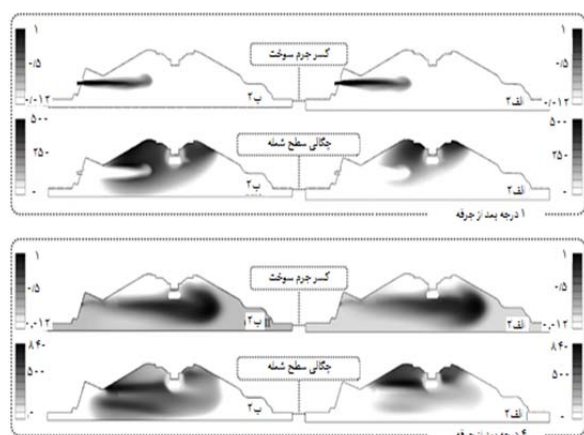
نمودار ۴ مقایسه عمق نفوذ حاصل از حل عددی با نتایج تجربی [38] را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج وجود دارد که نشان‌دهنده توانایی حل عددی در پیش‌بینی صحیح جریان اسپری گازی، البته با رعایت مطالب بیان شده

ترکیب مناسب سوخت تزریق شده با مخلوط داخل سیلندر و افزایش نسبت هم‌ارزی موضعی گردد. در تمامی حالت‌های پاشش، مشاهده می‌شود که بالا بودن تکانه جریان سوخت ورودی سبب حرکت سریع توده سوخت شده است و ماندگاری مخلوط لایه‌ای موضعی در مجاورت شمع کاهش یافته است. شکل ۵ این مسئله را برای پاشش (ب) به خوبی نشان می‌دهد. برای حالت‌های پاشش دیگر، سرعت حرکت توده سوخت افزایش می‌یابد.



شکل ۵) نسبت هم‌ارزی در لحظه

برای پاشش‌های قبل از زمان جرقه‌زنی، سوخت تزریق شده ثانویه بدون اختلاط کافی با مخلوط داخل سیلندر، با گذشتن از شمع در نقطه مقابل محل انژکتور و با نسبت هم‌ارزی بالا تجمع پیدا می‌کند. تمرکز بیش از حد سوخت تزریق شده ثانویه، سبب کاهش راندمان احتراق و افت شدید فشار داخل سیلندر و افزایش آلایندگی‌ها شده است. در حالت‌های پاشش الف و ب، ۲، شروع پاشش بعد از شکل‌گیری هسته مرکزی احتراق و شروع پیش‌روی شعله، می‌باشد. هدف از این پاشش‌ها، شناسایی تأثیر شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای موضعی، و اثرات افزایش اغتشاشات جریان در جبهه شعله می‌باشد. کانتورهای چگالی سطحی شعله و نسبت هم‌ارزی‌ها در شکل ۶ نشان داده است.



شکل ۶) درصد جرمی سوخت و چگالی سطحی شعله

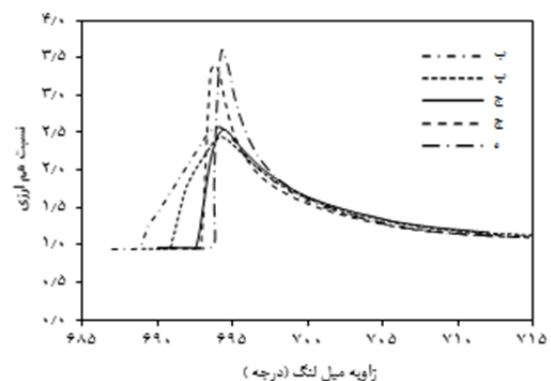
در حالت پاشش الف، ۲، فواره گازی به جبهه شعله برخورد می‌کند و در حالت ب، ۲، به داخل شعله وارد می‌شود. اثرات آن روی شعله در کانتورهای چگالی سطحی شعله قابل مشاهده است. افزایش اغتشاشات جریان در مجاورت شعله، و غنی‌شدن مخلوط سوخت و

زمان جرقه‌زنی در ۶۹۵ درجه میل‌لنگ است، و پیستون در ۷۲۰ درجه میل‌لنگ در نقطه مرگ بالا و در آستانه شروع دوره احتراق یا قدرت قرار می‌گیرد. پاشش در ۶ حالت، الف تا ه، قبل از جرقه‌زدن شروع و پایان می‌پذیرد، و در حالت‌های الف ۲ و ب ۲، پاشش مستقیم سوخت در بعد از جرقه‌زنی و در لحظات ابتدایی شکل‌گیری شعله صورت می‌پذیرد.

پاشش سوخت قبل از جرقه‌زنی با هدف تشکیل مخلوط لایه‌ای موضعی در مجاورت شمع و بررسی اثرات آن روی شروع احتراق انجام گرفته است. افزایش طول دوره پاشش به میزان حالت پاشش (الف)، باعث کاهش تکانه فواره گازی می‌شود و جریان داخل سیلندر روی آن غلبه پیدا می‌کند. نتیجه آن قرارگرفتن سوخت روی سطح سرسیلندر است که در شکل ۴ نشان داده شده است. این مسئله سبب افزایش میزان هیدروکربن نسوخته به دلیل خاموش شدن شعله در نواحی نزدیک به دیواره‌ها و همچنین افزایش زمان شکل‌گیری احتراق می‌شود. فشار داخل نازل در این حالت در حدود ۱۷ بار است. نسبت هم‌ارزی مخلوط سوخت و هوای در دایره به شعاع ۳ میلی‌متر و به مرکزیت شمع، برحسب درجه میل‌لنگ، برای حالت‌های پاشش ب تا ه در نمودار ۸ رسم شده است.



شکل ۴) نسبت هم‌ارزی مخلوط داخل سیلندر در لحظه اتمام پاشش ثانویه در حالت پاشش الف



نمودار ۸) نسبت هم‌ارزی در اطراف شمع

فشار درون نازل در شرایط پاشش ب، پ و ج به ترتیب برابر است با ۲۰، ۲۵ و ۴۴ بار و برای حالت چ و ه، ۵۴ بار می‌باشد. با توجه به نمودار، مشاهده می‌شود که برای حالت‌های پاشش ب، پ و ج با وجود اختلاف فشار ورودی، بیشینه نسبت هم‌ارزی تقریباً یکسانی حاصل شده است، در حالی که طول دوره پاشش و زمان ترکیب سوخت و مخلوط داخل سیلندر روند افزایشی داشته است. افزایش فشار پاشش در حالت‌های چ و ه، سبب شده است که ترکیب فواره گازی با مخلوط داخل سیلندر با شرایط بدتری به وقوع بپیوندد.

افزایش سرعت حرکت توده سوخت به دنبال آن کاهش زمان رسیدن به شمع که با کاهش زمان ترکیب شدن با مخلوط داخل سیلندر همراه است و همچنین افزایش غلظت سوخت ورودی، سبب عدم

افزایش فشار پاشش سبب افزایش نسبت هم‌ارزی در مرکز فواره گازی می‌شود و علاوه بر این، سبب می‌شود که مخلوط لایه‌ای موضعی تشکیل شده با سرعت بیشتری از مجاورت مکان اصلی در نظر گرفته شده برای آن، نواحی اطراف شمع، فاصله بگیرد و ماندگاری مخلوط لایه‌ای موضعی در نواحی اطراف شمع، و اثرگذاری آن روی شکل‌گیری احتراق و سرعت پیشرفت آن کمتر و یا حتی بی‌اثر شود.

انژکتور تک‌سوراخه، نمی‌تواند عملکرد مناسبی برای تحقق اهداف تعیین شده در تحقیق حاضر از خود نشان دهد. سرعت ترکیب شدن سوخت تزریق شده با مخلوط داخل سیلندر، از پارامترهای کلیدی و تأثیرگذار می‌باشد که افزایش سرعت ترکیب‌پذیری آن برای رسیدن به مخلوط لایه‌ای موضعی ایده‌آل ضروری است. به همین منظور انژکتورهای چندسوراخه گزینه‌های مناسبی برای مطالعات آینده می‌باشد.

با توجه به انژری جنبشی بالای سوخت تزریق شده که جابجایی سریع توده سوخت تزریق شده درون سیلندر را به دنبال دارد، مناسب‌ترین روش برای هدایت صحیح و مناسب سوخت تزریق مستقیم و تشکیل مخلوط لایه‌ای موضعی، روش دیوار هدایتی می‌باشد. بهینه‌سازی سطح پیستون به منظور جهت‌دهی فواره گازی، به گونه‌ای که محل شمع، مکان تجمع انتهایی توده سوخت وارد شده باشد، با توجه به اینکه سوخت گازی اثرات منفی ناشی از برخورد سوخت به دیواره‌ها و تشکیل دوده را ندارد، می‌تواند در تحقق اهداف مطالعه حاضر کمک شایانی بکند.

تشکر و قدردانی: نویسندگان از مجموعه مدیریت و مهندسی واحد طراحی مهندسی و احتراق شرکت ایپکو به خصوص دکتر بالو و همچنین از مدیریت و محققین پژوهشگاه خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران به خصوص دکتر صلواتی‌زاده که برای به ثمر رسیدن این پروژه همراهی نموده‌اند، تشکر و قدردانی می‌نمایند.

تأییدیه اخلاقی: این مقاله تحت هیچ عنوانی در نشریه دیگری چاپ نشده است و برای بررسی و چاپ در نشریه دیگری نیز اقدامی صورت نگرفته است. محتویات علمی مقاله حاصل فعالیت علمی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

سهم نویسندگان: میثم صالحی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۴۰٪)؛ امیرحسین کاکائی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی (۳۰٪)؛ ایمان چیت‌ساز (نویسنده سوم)، نگارنده مقدمه/تحلیلگر آماری (۳۰٪)

منابع مالی: تأمین‌کنندگان مالی این پروژه دانشکده مهندسی خودرو دانشگاه علم و صنعت و شرکت ایپکو می‌باشند.

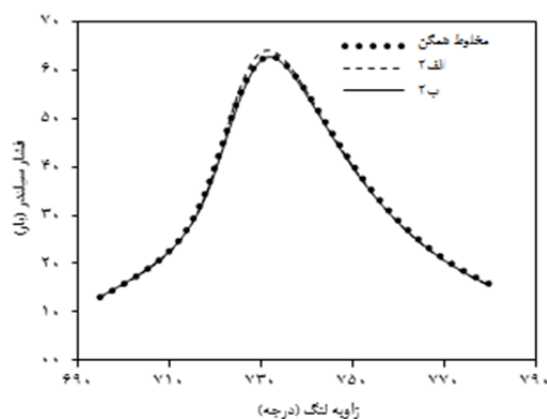
منابع

- 1- Yao M, Liu H, Feng X. The development of low-carbon vehicles in China. Energy Policy. 2011;39(9):5457-5464.
- 2- Ruter MD, Olsen DB, Scotto MV, Perna MA. NO_x reduction from a large bore natural gas engine via reformed natural gas prechamber fueling optimization. Fuel. 2012;91(1):298-306.
- 3- Aslam MU, Masjuki HH, Kalam MA, Abdesselam H, Mahlia TMI, Amalina MA. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. Fuel. 2006;85(5-6):717-724.

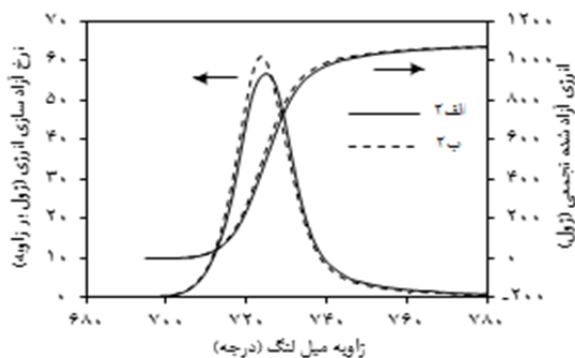
هوا در ناحیه مزبور، سبب افزایش نرخ آزادسازی انرژی در حالت پاشش الف-۲، که فواره گازی به جبهه شعله برخورد کرده، شده است. درحالی‌که ورود فواره به داخل شعله در حالت پاشش ب-۲، نتوانسته است اثر مثبتی روی فرآیند احتراق بگذارد.

نرخ آزادسازی انرژی در حالت الف-۲، در حدود ۷ درصد نسبت به حالت ب-۲، در بیشینه مقدار، رشد داشته است. اما عدم ترکیب مناسب سوخت تزریق شده ثانویه با مخلوط داخل سیلندر سبب کاهش راندمان احتراق و تشکیل هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسیدکربن در حدود ۱۰ برابر شرایط احتراق همگن شده است. همین امر سبب عدم بهبود در فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری و کار خروجی موتور شده است.

منحنی فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی انرژی به همراه مجموع انرژی آزادسازی در نمودارهای ۹ و ۱۰ نشان داده شده است. بیشینه فشار داخل سیلندر در حالت پاشش الف-۲، در حدود ۲/۱ درصد نسبت به احتراق مخلوط همگن، افزایش داشته است و برای حالت پاشش ب-۲، تقریباً تغییری مشاهده نمی‌شود.



نمودار ۹) مقایسه فشار داخل سیلندر در حالت پاشش الف-۲ و ب-۲



نمودار ۱۰) نرخ آزادسازی انرژی و مجموع انرژی آزاد شده در حالت‌های الف-۲ و ب-۲

۷- نتیجه‌گیری

هدف اصلی تحقیق حاضر، بهبود در پدیده احتراق با افزایش سرعت شعله آرام و اغتشاشی، با تشکیل مخلوط لایه موضعی ایده‌آل و افزایش شدت اغتشاش در جبهه شعله بوده است. عدم نفوذپذیری مناسب سوخت تزریق شده به صورت مستقیم در مخلوط داخل سیلندر و عدم ترکیب به موقع، سبب می‌شود که سوخت تزریق شده در یک ناحیه تجمع پیدا کند و اثرات نامطلوبی روی احتراق و تشکیل آلاینده‌ها بگذارد.

mixing for a center-spark four-valve engine employing the concept of barrel-stratification. SAE International. 1994 Mar:940986.

22- Kiyota Y, Akishino K, Ando H. Concept of lean combustion by barrel-stratification. SAE International. 1992 Feb:920678.

23- Andreassi L, Cordiner S, Mulone V, Reynolds C, Evans RL. Numerical-experimental comparison of the performance of a partially stratified charge natural gas fuelled engine. ASME 2004 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, October 24-27, 2004, Long Beach, California, USA. New York: ASME; 2004. p. 347-361.

24- Costa M, Sorge U, Merola S, Irimescu A, La Villetta M, Rocco V. Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission. Energy. 2016;117(Pt 2):405-415.

25- Reynolds CCOB, Evans RL. Improving emissions and performance characteristics of lean burn natural gas engines through partial stratification. International Journal of Engine Research. 2004;5(1):105-114.

26- Reynolds C. Performance of a partially stratified-charge natural gas engine [Dissertation]. Canada: University of British Columbia; 2002.

27- Heywood J. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill Education; 1988.

28- Baloo M, Mollaei Dariani B, Akhlaghi M, Chitsaz I. Effect of iso-octane/methane blend on laminar burning velocity and flame instability. Fuel. 2015;144:264-273.

29- Varde KS, Asar GMM. Burn rates in natural gas fueled single cylinder spark ignition engine. The Automotive Research Association of India. 2001 Nov:2001-28-0023.

30- Schmitt M, Hu R, Wright YM, Soltic P, Boulouchos K. Multiple cycle LES simulations of a direct injection natural gas engine. Flow, Turbulence and Combustion. 2015;95(4):645-68.

31- Yadollahi B, Boroomand M. A numerical investigation of combustion chamber geometry effects on natural gas direct injection properties in a SI engine with centrally mounted multi-hole injector. ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, May 6-9, 2012, Torino, Piemonte, Italy. New York: ASME; 2012. p. 797-808.

32- Yadollahi B, Boroomand M. The effect of combustion chamber geometry on injection and mixture preparation in a CNG direct injection SI engine. Fuel. 2013;107:52-62.

33- Yadollahi B, Boroomand M. Numerical investigation of natural gas direct injection properties and mixture formation in a spark ignition engine. Thermal Science. 2014;18(1):39-52.

34- Baratta M, Catania AE, Spessa E, Herrmann L, Roessler K. Multi-dimensional modeling of direct natural-gas injection and mixture formation in a stratified-charge SI engine with centrally mounted injector. SAE International Journal of Engines. 2009;1(1):607-626.

35- Kim GH, Kirkpatrick A, Mitchell C. Computational modeling of natural gas injection in a large bore engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2004;126(3):656-664.

36- Scarcelli R, Kastengren AL, Powell CF, Wallner T, Matthias NS. High-pressure gaseous injection: A comprehensive analysis of gas dynamics and mixing effects. ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, September 23-26, 2012, Vancouver, BC, Canada. New York: ASME; 2012. p. 793-

4- Economides MJ, Wood DA. The state of natural gas. Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2009;1(1-2):1-13.

5- Czerwinski J, Heeb N, Zimmerli Y, Forss AN, Hilfiker T, Bach C. Unregulated emissions with TWC, gasoline & CNG. SAE International Journal of Engines. 2010;3(1):1099-1112.

6- Yu X, Liu Z, Wang Z, Dou H. Optimize combustion of compressed natural gas engine by improving in-cylinder flows. International Journal of Automotive Technology. 2013;14(4):539-549.

7- Zhao H, editor. Advanced direct injection combustion engine technologies and development: Gasoline and gas engines. Boca Raton: Elsevier; 2014.

8- Mc Taggart-Cowan GP, Rogak SN, Munshi SR, Hill PG, Bushe WK. The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine. Fuel. 2010;89(3):752-759.

9- Pischinger S, Umierski M, Huchtebrock B. New CNG concepts for passenger cars: High torque engines with superior fuel consumption. SAE International. 2003 Jun:2003-01-2264.

10- Middleton A, Neumann B, Khatri D. Development of dedicated CNG engine with multipoint gas injection system. The Automotive Research Association of India. 2008 Jan:2008-28-0014.

11- Kato K, Igarashi K, Masuda M, Otsubo K, Yasuda A, Takeda K, et al. Development of engine for natural gas vehicle. SAE International. 1999 Mar:1999-01-0574.

12- Reynolds CCO, Evans RL, Andreassi L, Cordiner S, Mulone V. The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine. SAE International. 2005 Apr:2005-01-0247.

13- Hu C, Hou S. Investigations on combustion process of low-pressure CNG compound direct injection spark-ignited engines. SAE International. 2010 Sep:2010-32-0052.

14- Kalam MA, Masjuki HH, Mahlia TM, Fuad MA, Halim K, Ishak A, et al. Experimental test of a new compressed natural gas engine with direct injection. SAE International. 2009 Jun:2009-01-1967.

15- Seboldt D, Lejsek D, Bargende M. Injection strategies for low HC raw emissions in SI engines with CNG direct injection. Automotive and Engine Technology. 2016;1(1-4):81-91.

16- Erfan I, Chitsaz I, Ziabasharhagh M, Hajialimohammadi AR, Fleck B. Injection characteristics of gaseous jet injected by a single-hole nozzle direct injector. Fuel. 2015;160:24-34.

17- Reynolds C. Performance of a partially stratified-charge natural gas engine [Dissertation]. Vancouver: The University of British Columbia; 2001.

18- Arcoumanis C, Hull DR, Whitelaw JH. Optimizing local charge stratification in a lean-burn spark ignition engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering. 1997;211(2):145-154.

19- Bai YL, Wang JX, Wang Z, Shuai SJ. Knocking suppression by stratified stoichiometric mixture with two-zone homogeneity in a DISI engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2012;135(1):012803.

20- Deschamps B, Snyder R, Baritaud T. Effect of flow and gasoline stratification on combustion in a 4-valve SI engine. SAE International. 1994 Oct:941993.

21- Kuwahara K, Watanabe T, Takemura J, Omori S, Kume T, Ando H. Optimization of in-cylinder flow and

wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2004;25(6):1047-1051.

44- Messner D, Wimmer A, Gerke U, Gerbig F. Application and validation of the 3D CFD method for a hydrogen fueled IC engine with internal mixture formation. SAE International. 2006 Apr:2006-01-0448.

45- Baratta M, Catania AE, Pesce FC. Multidimensional modeling of natural gas jet and mixture formation in direct injection spark ignition engines-development and validation of a virtual injector model. Journal of Fluids Engineering. 2011;133(4):041304.

46- Li Y, Kirkpatrick A, Mitchell C, Willson B. Characteristic and computational fluid dynamics modeling of high-pressure gas jet injection. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2004;126(1):192-197.

47- Abraham J. What is adequate resolution in the numerical computations of transient jets?. SAE International. 1997 Feb:970051.

48- Ewan BCR, Moodie K. Structure and velocity measurements in underexpanded jets. Combustion Science and Technology. 1986;45(5-6):275-288.

801.

37- Scarcelli R, Wallner T, Matthias N, Salazar V, Kaiser S. Numerical and optical evolution of gaseous jets in direct injection hydrogen engines. SAE International. 2011 Apr:2011-01-0675.

38- Rogers TJ. Mixture preparation of gaseous fuels for internal combustion engines using optical diagnostics [Dissertation]. Bundoora: RMIT University; 2014.

39- Rogers T, Petersen P, Koopmans L, Lappas P, Boretti A. Structural characteristics of hydrogen and compressed natural gas fuel jets. International Journal of Hydrogen Energy. 2015;40(3):1584-1597.

40- AVL. AVL Fire User Manual, Fire CFD Solver. Version 2013. [Internet]. Austria: AVL; 2013 [Unknown cited]. Available from: Not Found

41- Colin O, Benkenida A, Angelberger C. 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines. Oil & Gas Science and Technology. 2003;58(1):47-62.

42- Durbin PA. Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions". Theoretical and Computational Fluid Dynamics. 1991;3(1):1-13.

43- Hanjalić K, Popovac M, Hadžiabdić M. A robust near-