



Experimental and Numerical Investigation of Cooled Exhaust Gas Recirculation Effect on Performance and Emission of Lean Burn Spark Ignition Engine with Natural Gas and Pre-Chamber

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Talei M.¹ MSc,
Jafarmadar S.*¹ PhD,
Khalilarya Sh.¹ PhD

How to cite this article

Talei M, Jafarmadar S, Khalilarya Sh. Experimental and Numerical Investigation of Cooled Exhaust Gas Recirculation Effect on Performance and Emission of Lean Burn Spark Ignition Engine with Natural Gas and Pre-Chamber. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(1):203-213.

¹Energy Conservation Department, Mechanical Engineering Faculty, Urmia University, Urmia, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Faculty, Urmia University, 11km SERO Road, Urmia, Iran
Phone: +98 (44) 32752741
Fax: +98 (44) 32752746
s.jafarmadar@urmia.ac.ir

Article History

Received: December 10, 2018
Accepted: May 4, 2019
ePublished: January 01, 2020

ABSTRACT

In the present research, the performance of a single-cylinder engine with a pre-chamber and natural gas fuel designed in Urmia University has been investigated and the effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on engine performance has been analyzed. The results indicate that the simultaneous use of the pre-chamber and the EGR reduces significantly nitrogen oxides emission. Also, the amount of unburned hydrocarbons (HC) decreases in the low EGR, but the amount of HC increases significantly with higher EGR. EGR increases the carbon monoxide (CO) emission but does not have a significant effect on carbon dioxide (CO₂) emission. Simultaneous use of EGR and pre-chamber can reduce the amount of emission while it can maintain the engine braking. The engine power and the indicated mean effective pressures (IMEP) which are the main indicators of the engine's performance, decrease by 3 to 4 percent for every 5 percent of the EGR. The results show that the EGR reduces the velocity of the jet flames out of the pre-chamber which ultimately reduces the advance of the flame front. Analysis of the results of the experimental test and the simulated model shows that an ideal range for EGR in an engine with a pre-chamber can be defined in which the emission is minimal and the engine power is maintained. In the engine used in this research, the exhaust gas reaction is in the ideal 10% range.

Keywords Lean Burn Engine; Natural Gas; Exhaust Gas Recirculation (EGR); Emission; Performance; Jet Flame

CITATION LINKS

[1] Comparison of cylinder pressure based knock ... [2] Effect of injection and ignition ... [3] A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled ... [4] Lean-burn spark-ignited internal combustion ... [5] Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged ... [6] Linear parameter-varying lean burn ... [7] In-cylinder pressure-based air-fuel ... [8] Lean burn ... [9] The development of a high fuel economy and high performance ... [10] Experimental investigation of cyclic variability on combustion ... [11] Effects of injection pressure, exhaust gas recirculation and intake ... [12] Comparison of lean burn characteristics of an SI engine fueled ... [13] Research on combustion and emission ... [14] Characterization of the combustion process ... [15] Model predictive engine air-ratio control using ... [16] Transient air-to-fuel ratio control of an spark ... [17] Development of an air/fuel ratio control system ... [18] Adaptive air fuel ratio optimisation of a lean ... [19] Cylinder air/fuel ratio estimation using ... [20] Cylinder pressure and combustion heat release estimation ... [21] Cylinder pressure and combustion heat release estimation ... [22] Estimation of in-cylinder mass and AFR by cylinder ... [23] Cyclic model based generalized predictive control ... [24] Estimation and feedback control of air-fuel ... [25] In-cylinder pressure-based air-fuel ratio ... [26] Development of a natural gas spark ignition engine ... [27] A continuous discharge ignition system for egr ... [28] A review of pre-chamber initiated jet ignition ... [29] A single fuel pre-chamber jet ignition powertrain achieving ... [30] A new combustion system achieving high drive ... [31] Hydrocarbon emissions from a HAJI ... [32] Application of high energy ignition systems ... [33] Laminar burning, combustion and emission ... [34] Knock limit extension with a gasoline fueled ... [35] E25 stratified torch ignition engine emissions ... [36] Comparison study on combustion characteristics ... [37] Prechamber hot jet ignition of ultra-lean H₂/air ... [38] On ignition mechanisms of premixed CH₄/air and ... [39] A quasi-dimensional model of pre-chamber spark-ignition ... [40] Experimental and numerical analysis of pre-chamber combustion ... [41] Numerical simulations of pre-chamber combustion ... [42] Experimental study of lean spark ignition ... [43] Emissions control technologies for natural ... [44] Eulerian multi-fluid models for the simulation ... [45] Combustion of fat and vegetable oil ...

تحلیل تجربی و عددی تاثیر بازخورانی گازهای خروجی دما پایین روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور رقیق سوز اشتعال جرقه‌ای گاز سوز مجهز به پیش‌محفظه احتراق

مهدی طالعی MSc

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

صمد جعفرمدار* PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

شهرام خلیل‌آریا PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در پژوهش حاضر عملکرد یک موتور تک‌سیلندر گازسوز مجهز به پیش‌محفظه احتراق طراحی‌شده در دانشگاه ارومیه بررسی و تاثیر بازخورانی گازهای خروجی روی عملکرد موتور تجزیه و تحلیل شده است. نتایج نشان می‌دهد که استفاده همزمان از پیش‌محفظه احتراق و بازخورانی گازهای خروجی منجر به کاهش قابل توجه اکسیدهای نیتروژن می‌شود. همچنین در نسبت‌های کم بازخورانی گازهای خروجی میزان هیدروکربن‌های نسوخته کاهش پیدا می‌کند اما در نسبت‌های بالای بازخورانی گازهای خروجی میزان هیدروکربن‌های نسوخته افزایش قابل توجه‌ای می‌یابد. بازخورانی گازهای خروجی، میزان آلاینده مونواکسید کربن را افزایش می‌دهد ولی تاثیر محسوسی روی دی‌اکسید کربن ندارد. با استفاده همزمان از بازخورانی گازهای خروجی و سامانه جرقه‌زنی پیش‌محفظه احتراق، می‌توان ضمن حفظ تقریبی توان ترمزی موتور، میزان آلاینده‌ها را تا حد زیادی کاهش داد. توان خروجی موتور و فشار متوسط مؤثر که شاخص‌های اصلی عملکرد موتور هستند به ازای هر ۵٪ بازخورانی گازهای خروجی ۳ تا ۴٪ کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که بازخورانی گازهای خروجی منجر به کاهش سرعت شعله‌های جت خروجی از پیش‌محفظه احتراق شده که در نهایت باعث کاهش پیش‌روی جبهه شعله می‌شود. تحلیل نتایج آزمون تجربی و مدل شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد که می‌توان در یک موتور مجهز به سیستم پیش‌محفظه احتراق برای بازخورانی گازهای خروجی یک محدوده ایده‌آل تعریف نمود که در آن میزان انتشار آلاینده‌ها در کمترین حالت بوده و توان خروجی موتور نیز تا حد زیادی حفظ شود که در موتور مدل مورد استفاده در این پژوهش بازخورانی گازهای خروجی به میزان ۱۰٪ محدود ایده‌آل است.

کلیدواژه‌ها: موتور رقیق‌سوز، گاز طبیعی، بازخورانی گازهای خروجی، آلاینده، عملکرد، شعله جت

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۹/۱۹

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۱۴

*نویسنده مسئول: s.jafarmadar@urmia.ac.ir

۱- مقدمه

افزایش بهره‌وری سوخت و رعایت مقررات سختگیرانه انتشار گازهای گلخانه‌ای، به دلیل محدودیت منابع سوخت و نگرانی‌های مربوط به محیط زیست، موضوع اصلی در تحقیق و توسعه موتورهای احتراق داخلی است. در سال‌های اخیر دانشمندان بر موتورهای رقیق‌سوز به دلیل مصرف سوخت پایین و سطح قابل قبول از انتشار آلاینده‌ها

توجه ویژه‌ای داشته‌اند. لذا مطالعه بر فناوری مناسب برای کنترل احتراق رقیق‌سوز و کاهش آلاینده‌های خروجی این نوع موتورها می‌تواند مهم و ضروری باشد.

احتراق رقیق‌سوز با استفاده از هوای اضافی موجود در مخلوط هوا و سوخت منجر به بهبود بهره‌وری سوخت می‌شود [1-3]. با ورود هوای اضافی به داخل سیلندر، گرمای ویژه افزایش یافته و به دنبال آن بازده حرارتی افزایش می‌یابد. به‌طور کلی فرآیند احتراق مخلوط رقیق مزایای بسیاری نسبت به احتراق استوکیومتری معمولی دارد. بازده محدود اشتعال‌پذیری بیشتر سوخت‌ها، امکان تولید احتراق رقیق‌سوز در شرایط حفظ احتراق یکنواخت و بدون احتراق ناقص را مشکل می‌سازد. استمرار احتراق رقیق‌سوز، با تولید احتراق ناقص علاوه بر افزایش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسیدکربن منجر به کاهش توان خروجی نیز می‌شود. در موتورهای رقیق‌سوز، بازده حرارتی بالاتر از موتورهای معمولی است. این امر به دلیل افزایش گرمای ویژه در اثر افزایش هوای اضافی تزریق شده است. همچنین در موتورهای رقیق‌سوز، انتشار اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. زیرا درجه حرارت شعله به علت کاهش حرارت ناشی از هوای اضافی پایین می‌آید [4-7]. بازده احتراق همچنین در نواحی مخلوط رقیق به دلیل اختلاط کافی و مناسب مخلوط سوخت و هوا بهبود می‌یابد [8]. داده‌های تجربی نشان می‌دهد هنگامی که مخلوط به سمت رقیق شدن می‌رود، بازده موتور افزایش می‌یابد و دمای گازهای خروجی کاهش می‌یابد و همچنین موتور از ناحیه کوبش دور می‌شود. هوری و همکاران [9] با توسعه موتور چهار سیلندر رقیق‌سوز، شرایط بهبود مصرف سوخت را با استفاده از مخلوط هوا و سوخت رقیق و نیز شرایط دستیابی به حداکثر توان خروجی موتور با اعمال نرخ مناسبی از اغتشاش و سیستم اغتشاش متغیر، مورد بررسی قرار دادند. همچنین آنها روی کنترل متغیر نسبت هوا به سوخت نسبی نیز تحقیقاتی انجام دادند. با این حال تمامی پیشرفت‌ها در این زمینه در صورت بهبود قدرت خروجی موتور که به‌طور مستقیم با سوخت تزریق‌شده (انرژی سوخت) مرتبط است، اهمیت می‌یابد. از سوی دیگر، تغییرات سیکلی در موتورهای رقیق‌سوز به دلیل احتراق ناقص افزایش می‌یابد و همین پدیده منجر به بی‌ثباتی احتراق در این نوع موتورها می‌شود.

تغییرات سیکلی در چندین پژوهش به‌وسیله کنترل پارامترهای احتراق نظیر: فشار متوسط مؤثر (Indicated Mean Effective Pressure; IMEP)، فشار بیشینه در سیلندر، نرخ آزادسازی حرارت، اکسیدهای نیتروژن و غیره به‌عنوان شاخص ضریب تغییر تجزیه و تحلیل شده است که نشان‌دهنده تغییرات بالای چرخه‌به‌چرخه در موتورهای رقیق‌سوز است. طبق این پژوهش شاخص ضریب تغییر ارتباط مستقیمی با تغییرات چرخه‌به‌چرخه دارد [10]. یوچنگ و همکاران [11] تأثیرات فشار تزریق سوخت، بازخورانی گازهای خروجی (Exhaust Gas Reaction; EGR) و فشار ورودی روی تغییرات چرخه‌به‌چرخه موتور احتراق تراکمی سوخت همگن را مورد بررسی قرار دادند. آنها پی‌بردند که فشار تزریق

سوخت نسبی لحظه‌ای نشان دادند که رابطه خطی بین نسبت هوا به سوخت نسبی و فشار سیلندر وجود دارد. با این حال، کنترل چرخه‌به‌چرخه احتراق موتورهای رقیق‌سوز با استفاده از مدل‌های پیچیده مبتنی بر پارامترهای متغیر مانند ترکیب گاز و انرژی در چرخه‌های کوپل‌شده نظیر هوای باقی‌مانده، سوخت باقی‌مانده، بازخورانی گازهای خروجی و انرژی حمل‌شده توسط این توده‌ها، مورد بررسی گسترده قرار نگرفته است.

درحالی که اطلاعات کافی در مورد پدیده تغییرات چرخه‌به‌چرخه احتراق داخل سیلندر، تغییرات دینامیکی سیال و ترکیب گاز و میزان انرژی در چرخه‌های کوپله‌شده در دسترس نیست؛ ولی نشان داده شده است که راندمان سوخت به‌ویژه در مرحله گذار از احتراق رقیق می‌تواند بهبود یابد. علاوه بر این، مدیریت و کنترل پدیده احتراق در یک چرخه همچنان یک کار چالش برانگیز است. در جهت کنترل احتراق رقیق‌سوز تحقیقاتی روی مدل‌های مختلف کنترلی مبتنی بر نسبت هوا به سوخت نسبی استوکیومتری صورت گرفته است که تجزیه و تحلیل عددی را با سرعت بالا و دقت مناسب انجام می‌دهند [23, 24]. کومار و شن [25] با بررسی فشار سیلندر با مدل مبتنی بر کنترل نسبت هوا به سوخت نسبی در چرخه‌های متوالی و کوپله‌شده از یک موتور اشتعال جرقه‌ای رقیق‌سوز دریافتند که پدیده احتراق داخل سیلندر رفتار بی‌ثباتی را نشان می‌دهد که این بی‌ثباتی در نسبت هوا به سوخت نسبی بیش از ۱/۴ افزایش می‌یابد. همچنین آنها دریافتند که اگر تعداد داده‌های فشار متوسط مؤثر افزایش یابد، توانایی ایجاد ارتباط منطقی بین چرخه‌های متوالی فرآیند داخل سیلندر افزایش می‌یابد که این موضوع در صورت اعمال تحقیقات بیشتر می‌تواند به‌طور مؤثر بر امکان کاهش تغییرات چرخه‌به‌چرخه تأثیرگذار باشد.

مطالعات مختلف تئوری و تجربی کنترل و پیش‌بینی فرآیند احتراق در موتورهای رقیق‌سوز و نیز روش‌های افزایش بازده و راه‌های کاهش تغییرات چرخه‌به‌چرخه این نوع موتورها صورت گرفته است. در تغییرات چرخه‌به‌چرخه، احتراق ناقص در درجه اول توسط شعله‌های آرام مخلوط رقیق که به‌شدت تحت تأثیر رشد هسته شعله است، ایجاد می‌شود. سرعت شعله آرام گاز طبیعی پایین‌تر از سایر سوخت‌های هیدروکربنی است که این خاصیت به‌دلیل انرژی فعال‌سازی بالای آن است. این امر در مطالعه شرایط رقیق‌سوزی نکته قابل توجهی است [26]. برای جبران سرعت پایین شعله آرام احتراق رقیق‌سوز، لازم است سرعت مخلوط سوخت و هوای واردشده به داخل سیلندر یا چگالی آن برای رسیدن به یک نرخ احتراق سریع، افزایش یابد. یکی از روش‌های غلبه بر اثرات منفی احتراق رقیق‌سوز، بالابردن نرخ احتراق به‌وسیله ایجاد شعله اولیه و کنترل مناسب روی احتراق جهت بهبود فرآیند احتراق، استفاده از سیستم پیش‌محفظه احتراق است [27-30]. در موتور مجهز به سیستم پیش‌محفظه احتراق، احتراق اصلی در طیف بسیار گسترده‌ای از نسبت هوا به سوخت نسبی قابل تولید است. در این سیستم، احتراق اولیه ایجادشده در پیش‌محفظه احتراق به‌عنوان یک منبع توزیع

سوخت به‌طور قابل توجهی تغییرات چرخه‌به‌چرخه را در فشار متوسط مؤثر و فشار بیشینه تحت تأثیر قرار می‌دهد.

در راستای بهبود تغییرات چرخه‌به‌چرخه، تحقیقات متعددی از قبیل استفاده از سوخت‌های جایگزین مانند متانول، هیدروژن، گاز طبیعی و غیره صورت گرفته که نشان‌دهنده عملکرد بهتر موتورهای رقیق‌سوز نسبت به موتورهای بنزینی معمولی است. استفاده از سوخت متانول منجر به بهبود بازده حرارتی موتور و توسعه شعله و کاهش شاخص ضریب تغییر می‌شود [12]. دو و همکاران [13]، اثر کسر هیدروژنی بر احتراق رقیق‌سوز و انتشار آلاینده‌گی را مورد بررسی قرار دادند. آنها دریافتند افزایش کسر هیدروژنی منجر به افزایش سرعت احتراق، فشار متوسط مؤثر و بازده حرارتی شده و نیز آلاینده‌های منواکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن را کاهش می‌دهد. همچنین تحقیقات نشان می‌دهد که محدوده فرآیند احتراق را می‌توان با افزایش سطح اغتشاش یا افزایش سرعت شعله آرام با استفاده از تزریق هیدروژن (که منجر به افزایش سرعت شعله می‌شود)، تغییر داد [14]. در سال‌های اخیر برای کنترل نسبت سوخت و هوای استوکیومتری، از چندین الگوریتم توسعه‌یافته استفاده شده است [15, 16]. برای بهبود بهره‌وری سوخت و کاهش انتشار آلاینده‌ها در موتورهای رقیق‌سوز، کنترل‌کننده‌های مختلفی در مطالعات آزمایشگاهی این نوع موتورها استفاده می‌شود. به‌عنوان مثال، یک کنترل‌کننده برای موتور رقیق‌سوز گازسوز طراحی شده است که در آن نسبت هوا به سوخت نسبی براساس تغییرات سرعت موتور کنترل می‌شود. در این کار برای دستیابی به پایین‌ترین حد انتشار اکسیدهای نیتروژن، نسبت هوا به سوخت نسبی تا بالاترین حد ممکن افزایش یافته است. این عملیات زمانی صورت گرفته است که امکان تغییرات سرعت موتور در حداکثر میزان ممکن نگه داشته شود [17]. دینگلی و همکاران [18] با استفاده از یک کنترلر نسبت هوا به سوخت نسبی در شرایط کاری واقعی و با تنظیم نسبت هوا به سوخت نسبی (λ) از ۱ به ۱/۵، بازده حرارتی را به حداکثر رسانده و راندمان موتور را ۳ الی ۵٪ افزایش داده‌اند. فیکت و همکاران [19] با استفاده از یک موتور مدل رقیق‌سوز عملکرد حالت گذار موتور را بهبود داده و پدیده احتراق ناقص در نواحی رقیق را کاهش دادند. آنها نشان دادند که با استفاده از نسبت هوا به سوخت نسبی می‌توان گشتاور موتور را تا حدودی کنترل نمود. اخیراً از مدل‌سازی و کنترل نسبت هوا به سوخت نسبی با استفاده از سنسور فشار سیلندر به‌دلیل واکنش سریع این سنسورها استفاده گسترده‌ای شده است [20, 21].

امروزه به تحقیق روی کنترل نسبت هوا به سوخت نسبی با استفاده از سنسور فشار داخل سیلندر به‌دلیل ارائه اطلاعات نسبتاً دقیق از پدیده احتراق داخل موتور در شرایط کاری واقعی، توجه بالایی شده است. زیرا در این روش سنسور فشار به‌جای اندازه‌گیری فشار در مینیفولد ورودی یا خروجی، مستقیماً از داخل سیلندر، فشار را محاسبه نموده و نیز تأثیر تأخیرات زمانی را نیز کاهش می‌دهد. آرسی و همکاران [22] با تخمین فشار سیلندر مبتنی بر نسبت هوا به

انتشار مونواکسیدکربن، دی اکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن در مقایسه با موتورهای بدون پیش‌محفظه احتراق است.

یوسفی و همکاران^[36] ویژگی‌های احتراق و انتشار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موتور اشتعال تراکمی را با و بدون سیستم پیش‌محفظه احتراق بررسی کردند. موتور احتراق تراکمی سوخت همگن مجهز به پیش‌محفظه احتراق، بازده بالاتری نسبت به مدل بدون پیش‌محفظه احتراق داشته و انتشار اکسیدهای نیتروژن در این مدل افزایش می‌یابد؛ درحالی که در هر دو مدل، مونواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته کاهش می‌یابد.

بیسواس و کپائو^[37] با تحقیق روی مکانیزم احتراق در پیش‌محفظه احتراق با استفاده از روش شیمیایی دریافتند که دو نوع مکانیزم احتراق در موتورهای رقیق‌سوز وجود دارد: ۱- احتراق معمولی (پر از شعله‌های اغتشاشی و رادیکال‌های فعال)، ۲- احتراق جت (با شدت اغتشاش بالا در محصولات احتراق). آنها دریافتند با افزایش قطر سوراخ پیش‌محفظه احتراق، مکانیزم احتراق از احتراق جت به سمت احتراق معمولی تمایل پیدا می‌کند. لذا پارامترهای پیش‌محفظه احتراق مانند قطر، حجم و شکل پیش‌محفظه احتراق و نیز تعداد و شکل منفذهای پیش‌محفظه احتراق نقش مهمی در فرآیند احتراق دارد.

بیسواس و همکاران^[38] ویژگی‌های احتراق مخلوط هیدروژن و هوای فوق رقیق در محفظه احتراق اصلی تولیدشده توسط سیستم پیش‌محفظه احتراق و نازل‌های تزریق فراصوت را مقایسه کردند. نتایج نشان داد که بی‌ثباتی احتراق در شرایط فوق رقیق شدت می‌یابد و تحت این شرایط، فشار داخل محفظه احتراق بر میزان انتشار گرما و انتشار شعله تأثیر می‌گذارد.

بوزا و همکاران^[39] با مطالعه تجربی موتور اشتعال جرقه‌ای تک‌سیلندر بنزینی همراه با تغذیه سوخت گاز طبیعی در پیش‌محفظه احتراق موتور و با مطالعه عددی، مدل پدیدارشناسی عملکرد موتور را در شرایط مختلف عملیاتی مانند سرعت‌های مختلف، زمان جرقه‌زنی متفاوت و نسبت هوا به سوخت نسبی مختلف مورد بررسی قرار دادند.

شاپیرو و همکاران^[40] با استفاده از نتایج تجربی و شبیه‌سازی تک‌بعدی هسته اولیه شعله و اتصال آن به یک مدل مکانیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی، چند پیکربندی از پیش‌محفظه احتراق را جهت دستیابی به بهترین حالت اختلاط مخلوط در داخل پیش‌محفظه احتراق مورد مطالعه قرار دادند. تحقیقات نشان می‌دهد توزیع توربالانت و غلظت سوخت در زمان جرقه‌زنی نقش اساسی در توسعه شعله داخل پیش‌محفظه احتراق دارد و احتراق داخل پیش‌محفظه احتراق عامل تعیین‌کننده‌ای در رفتار احتراق محفظه اصلی و به‌دنبال آن کارایی موتور و انتشار آلاینده‌ها است.

بولا و همکاران^[41] با شبیه‌سازی پیش‌محفظه احتراق تعبیه‌شده در یک موتور فشرده‌سازی سریع، توربالانت و غلظت سوخت را مورد مطالعه قرار دادند. آنها با مقایسه دو مدل توربالانتی: روش میانگین‌گیری رینولدز و شبیه‌سازی ادی‌های بزرگ دریافتند مدل

احتراق عمل می‌کند. همچنین در این نوع موتورها به‌دلیل وجود نواحی مشتعل فراوان در داخل سیلندر، فاصله جبهه‌های شعله از یکدیگر کوتاه بوده و همین امر منجر به ایجاد احتراق سریع می‌شود^[31, 32]. استفاده از پیش‌محفظه احتراق می‌تواند تأثیر قابل توجهی روی عملکرد موتور داشته باشد. در موتورهای مجهز به سیستم پیش‌محفظه احتراق مقداری سوخت در محفظه ابتدایی می‌سوزد و دما و شعله ناشی از این احتراق اولیه از طریق سوراخ‌های واسط به داخل محفظه احتراق اصلی نفوذ می‌کند؛ به‌طوری که این احتراق اولیه حامل انرژی احتراق اصلی است. این روش احتراق، با ویژگی‌های بالقوه‌ای که دارد می‌تواند جایگزین مناسبی برای روش‌های متداول موتورهای اشتعال جرقه‌ای باشد. سیستم پیش‌محفظه احتراق به‌دلیل تولید نقاط جرقه‌زنی متعدد، توزیع گسترده نواحی مشتعل و مصرف سریع مخلوط اصلی موجب افزایش سرعت نرخ احتراق می‌شود. در این روش محصولات احتراق محفظه اولیه، احتراق را وارد محفظه احتراق ثانویه (اصلی) می‌نماید. در موتور مجهز به پیش‌محفظه احتراق نواحی مشتعل توزیع‌شده، شعله‌های کوچک را قادر می‌سازد فواصل موجود بین جبهه‌های شعله را به سرعت طی نموده و احتراق کوتاه‌مدت و نرخ احتراق بالا را منجر شود.

مزایای متعدد موتورهای رقیق‌سوز مجهز به پیش‌محفظه احتراق منجر به محدودکردن پدیده کوپش و ایجاد احتراق با مخلوط بسیار رقیق می‌شود. این سیستم با دیگر فناوری‌های دما پایین مانند موتورهای احتراق پیش‌آمیخته همگن که دارای پیچیدگی بالا در کنترل احتراق است، قابل رقابت است. تحقیقات نشان می‌دهد افزودن گاز هیدروژن و همچنین استفاده از پیش‌محفظه احتراق می‌تواند سرعت انتشار شعله را افزایش دهد^[33]. اما به‌علت هزینه بالا و مشکلات ذخیره‌سازی هیدروژن، تکنولوژی پیش‌محفظه احتراق بیشتر توسعه یافته است. اصل فرآیند احتراق با پیش‌محفظه احتراق این است که یک حفره کوچک (یک محفظه اولیه احتراق قبل از محفظه احتراق اصلی) وصل‌شده به محفظه احتراق اصلی با یک یا چند سوراخ در موتور ایجاد شده است. این سیستم می‌تواند تا ۵٪ کل حجم سیلندر در نقطه مرگ بالا را اشغال کند. در جریان فشرده‌سازی، مخلوط هوا و سوخت از سیلندر اصلی وارد پیش‌محفظه احتراق شده و پس از احتراق مخلوط در این محفظه و با افزایش فشار ناشی از احتراق، شعله‌های آتش از طریق نازل و به‌صورت جت به محفظه اصلی احتراق وارد می‌شود؛ در این حالت تولید شعله‌های چندگانه به‌طور موثری بر تسریع انتشار شعله اثر می‌گذارند^[34]. بسیاری از محققان، سرعت انتشار شعله در موتور گازسوز مجهز به پیش‌محفظه احتراق را مورد مطالعه قرار داده‌اند. سرعت انتشار شعله در این سیستم‌ها بالاتر از موتورهای معمولی است.

فیلپو و همکاران^[35] مشعل احتراق جرقه‌ای مجهز به سیستم پیش‌محفظه احتراق و انژکتور تزریق مستقیم فشار بالا را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده کاهش قابل توجه

رقیق سعی شده است تا حداکثر رقیق سازی در مخلوط همگن ایجاد شده و سپس به محفظه احتراق وارد شود. جدول ۱ مشخصات موتور مدل را نشان می دهد.

جدول ۱) پارامترهای مهم موتور مدل

ردیف	نوع مشخصه	مقدار مشخصه
۱	حجم جابجایی	۶۶۱ سی سی
۲	قطر داخلی سیلندر	۸۷/۵ میلی متر
۳	کورس	۱۱۰ میلی متر
۴	طول شاتون	۲۳۸ میلی متر
۵	نسبت تراکم	۱۶-۱۳/۵-۱۱/۵

آزمون موتور در سرعت دورانی ثابت ۱۵۰۰ دور در دقیقه انجام شده و برای انجام نقطه کاری آزمون، فرض رسیدن به پایداری ترمودینامیکی و تثبیت دمای سیال های کاری موتور لحاظ شده است. نقاط کاری در نظر گرفته شده برای آزمون دارای نسبت هوا به سوخت نسبی ۱/۰۴ و ۱/۲۳ بوده و نسبت تراکم ۱۱/۵ است. همچنین در سیستم جرقه زنی از پیش محفظه احتراق (شمع پیش محفظه) استفاده شده است. در هر نقطه کاری سعی شده است که موتور در حداکثر هوا به سوخت نسبی مورد آزمون قرار گیرد. در تست های آزمایشگاهی با حداکثر نسبت هوا به سوخت نسبی، شرط کارکرد پایدار موتور عدم ایجاد سیکلی با احتراق ناقص بوده است. زاویه جرقه زنی در ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با در نظر گرفتن ۵ درجه تأخیر در جرقه زنی تنظیم شده است؛ زیرا در این زاویه از جرقه زنی بهترین شرایط کارکردی موتور حاصل می شود. ثبت فشار درون محفظه احتراق برای ۵۰ سیکل موفق با دقت ۰/۰۱ درجه صورت می گیرد. متغیرهای دیگر مثل گشتاور موتور، سرعت دورانی موتور، مصرف سوخت گازی، فشار و دمای محیط، دمای سیال های کاری موتور در زمان آزمون با دقت یک داده در هر ثانیه ثبت شده است. با استفاده از دستگاه آنالیز گاز، تغییرات آلایندگی گازهای احتراقی موتور شامل منوکسید کربن، دی اکسید کربن، هیدروکربن های نسوخته و اکسیدهای نیتروژن اندازه گیری می شود. در شرایط کاری پایدار موتور در نسبت هوا به سوخت نسبی ۱/۰۴ و ۱/۲۳، گشتاور محاسبه شده توسط دینامومتر به ترتیب برابر ۲۴/۵ و ۲۶/۵ نیوتن بر متر است. برای هر نقطه از شرایط پایدار موتور، ۵ نوبت تست صورت گرفته است که با در نظر گرفتن انحراف استاندارد برای هر پارامتر متغیر، میزان عدم قطعیت برای نسبت هوا به سوخت نسبی برابر ۰/۰۰۸۵٪، برای گشتاور برابر ۰/۰۰۸٪ و برای آلاینده ها به طور میانگین برابر ۰/۰۱۲٪ است. بررسی تجربی در یک اتاق آزمون موتور که تصویر آن در شکل ۱ و شماتیک تجهیزات آن در شکل ۲ نشان داده شده، انجام شده است.

موتور پایه مورد استفاده در آزمون، یک موتور اشتعال تراکمی است که سیستم تغذیه سوخت و سیستم جرقه زنی آن برای تبدیل به حالت اشتعال جرقه ای، اصلاح شده است. سیستم تغذیه گاز طبیعی شامل مخزن گاز طبیعی فشرده، سامانه سه مرحله ای کاهش فشار

روش میانگین گیری رینولدز پیش بینی بسیار خوبی از جریان داخل سیلندر دارد. مطالعه تجربی احتراق بنزین، اتانول، گاز طبیعی و گاز سنتز در یک موتور اشتعال جرقه ای رقیق سوز نشان می دهد در احتراق گاز طبیعی محدوده خاموشی شعله کوچکتری نسبت به احتراق بنزین و متانول وجود دارد [42]. مطالعات اخیر نشان می دهد گاز طبیعی یکی از امیدوارکننده ترین سوخت های فسیلی جایگزین است که به طور گسترده ای در موتورهای احتراق داخلی بررسی شده است. انتظار می رود که مصرف جهانی گاز طبیعی از سال ۲۰۱۵ تا سال ۲۰۴۰ سالانه ۱/۴٪ افزایش یابد که بیشترین افزایش مصرف انرژی اولیه در جهان را تشکیل می دهد. سرعت پایین شعله در احتراق گاز طبیعی یکی از مشکلات عمده در موتورهای گازسوز است؛ زیرا باعث افزایش تغییرات چرخه به چرخه شده و به طور قابل ملاحظه ای باعث کاهش کارایی موتور می شود [43]. مطالعه تحقیقات اخیر نشان می دهد استفاده از گاز طبیعی و کنترل احتراق آن در یک موتور رقیق سوز از اولویت های مطالعاتی دانشمندان فعال در زمینه موتورهای احتراق داخلی است. همچنین مطالعات نشان می دهد به کارگیری تکنولوژی جدیدی مانند سیستم پیش محفظه احتراق می تواند در کنترل فرآیند احتراق و کاهش تغییرات چرخه به چرخه در یک موتور رقیق سوز ابزار قدرتمندی باشد. از طرفی با توجه به اینکه بازخورانی گازهای خروجی تأثیر مطلوبی بر فرآیند احتراق و نیز کاهش آلاینده های موتورهای احتراق داخلی دارد، در این پژوهش برای اولین بار با تلفیق تکنولوژی جدید پیش محفظه احتراق و سیستم کارآمد بازخورانی گازهای خروجی، سعی شده است تا ضمن کنترل هرچه بهتر احتراق رقیق سوز گاز طبیعی، تأثیر استفاده همزمان از این دو سیستم بر عملکرد موتور و انتشار آلاینده ها مورد بررسی و مطالعه قرار گیرد.

۲- راه اندازی آزمایشگاهی و مدل سازی

۲-۱- راه اندازی آزمایشگاهی

در پژوهش حاضر از یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه ای چهار زمانه با سوخت گاز طبیعی استفاده شده است. موتور دارای دو سوپاپ دود و هوا و چیدمان پیستون عمودی می باشد. در سیستم تغذیه سوخت از یک مخلوط کننده گاز با هوا و دریچه خفانش استفاده شده است. همچنین با تغییرات ایجاد شده در نصب سرسیلندر، امکان ایجاد نسبت تراکم های مختلف از ۱۱/۵ تا ۱۶ فراهم شده است. از دو دستگاه حسگر فشار محفظه احتراق برای نشان دادن فشار چرخه کاری استفاده شده است که یکی از آنها از گوشه سر سیلندر به محفظه احتراق متصل شده و دیگری حسگری است که به صورت شمع جرقه زنی دوکاره دارای عملکرد اندازه گیری فشار نیز می باشد. مخلوط گاز طبیعی و هوا در اثر مکش از چندراهه هوا وارد محفظه احتراق می شود. میزان هوای وارد شده به وسیله دریچه خفانش مدیریت می شود. در سیستم جرقه زنی عادی، برای احتراق ساده و پربازده، غلظت مخلوط مورد نیاز در اطراف شمع حدود استوکیومتریک است. در این مقاله برای گسترش محدوده احتراق

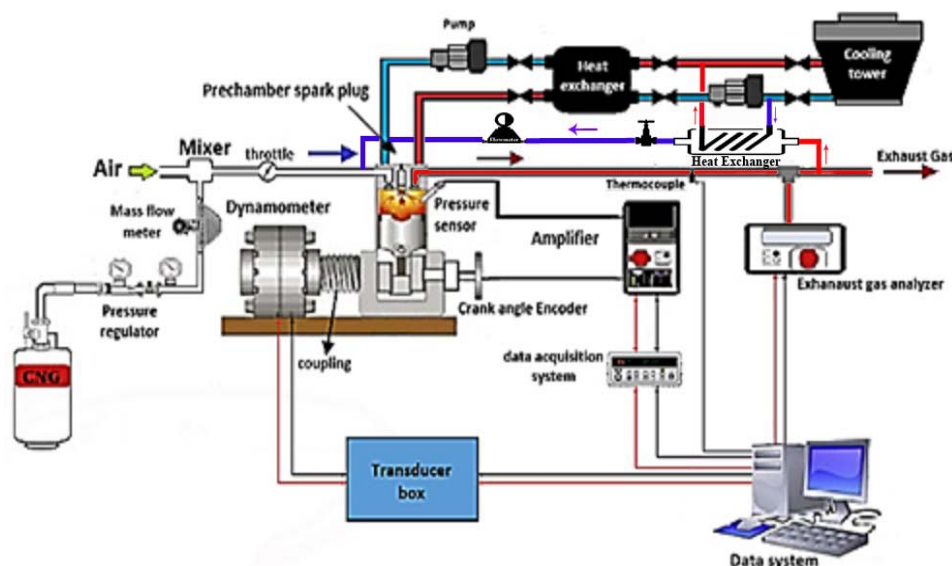
- دستگاه آنالیز گازهای خروجی از نوع AVL DICOM 4000. تمامی تجهیزات براساس استانداردهای رایج مربوطه کالیبره شده است.



شکل ۱) تصویر جانمایی تجهیزات اتاق آزمون

توسط رگولاتور، لوله‌های رابط پر فشار، شیرهای ایمنی و برقی قطع و وصل گاز، شیر تنظیم جریان، میکسر و لوله‌های کم‌فشار هستند. از دی‌سنج جرمی برای اندازه‌گیری دبی جرمی گاز طبیعی در زمان انجام آزمون‌ها استفاده شده است. سیستم جرقه‌زنی از حسگر اثر هال، دنده قابل تنظیم تحریک حسگر هال، مگنت و کوئل جرقه‌زنی و شمع تشکیل یافته است. از تجهیزات اندازه‌گیری برای داده‌برداری و انجام کارهای تحلیلی به شرح ذیل استفاده شده است:

- دستگاه اندازه‌گیری فشار محفظه احتراق، شامل دو حسگر فشار کیستلر از نوع 6613CA.
- دستگاه داده‌برداری ساخت شرکت دیناموتور با سرعت داده‌برداری ۴۰۰ کیلو هرتز با پهنای ۱۶ بیت.
- آمپلی‌فایر از نوع 5018a1000.
- دستگاه اندازه‌گیری زاویه میل‌لنگ سیک با دقت ۱۰۰۰ پالس در دور.
- دستگاه اندازه‌گیری دبی جرمی گاز طبیعی با دقت ۰/۱ در محدوده خوانش.



شکل ۲) شماتیک تجهیزات اتاق آزمون

شده است. در این شکل موقعیت قرارگیری پیش‌محفظه احتراق کاملاً مشخص است. جرقه الکتریکی در مرکز پیش‌محفظه و به‌وسیله شمع جرقه‌زنی ایجاد می‌شود. برای اعمال کدهای فعال در شبیه‌سازی از مطالعه د/سنیه و همکاران^[44] استفاده شده است. در این شبیه‌سازی از مدل تلاطم الکترونیکی ($k-\epsilon$ model) برای پیش‌بینی جریان آشفته داخل محفظه احتراق استفاده می‌شود. تعداد سلول‌ها در نقطه مرگ بالا ۹۳۰۳۳ عدد و در نقطه مرگ پایین ۱۲۸۴۱۶ عدد است. به‌منظور بررسی استقلال از شبکه، فشار محفظه احتراق در شرایط بار ۱۰۰٪ برای ۴ اندازه متفاوت از شبکه‌بندی تجزیه و تحلیل شده است. نمودار ۱ نشان می‌دهد افزایش تعداد سلول‌ها بر نتایج تأثیر نمی‌گذارد.

۲-۲- مدل‌سازی

پس از راه‌اندازی موتور مدل و ثبت نتایج تجربی، موتور مدل از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک با استفاده از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی سیکل بسته، مورد بررسی قرار گرفته است. سوپاپ ورودی در نقطه ۲۴۰ درجه میل‌لنگ بسته شده و سوپاپ خروجی در ۵۴۰ درجه میل‌لنگ باز می‌شود. در این مطالعه تمامی گازهای داخل محفظه احتراق گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است. تجزیه و تحلیل قانون اول ترمودینامیک با استفاده از نرم‌افزار فایر (AVLFire) انجام می‌شود. این نرم‌افزار از یک طرح سه‌بعدی شبکه‌بندی‌شده برای شبیه‌سازی محفظه احتراق استفاده می‌نماید. تصویر دوبعدی محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا، در شکل ۳ ارائه

در معادله ۱، W کار انجام شده در هر سیکل برحسب ژول، P متوسط فشار داخل سیلندر، dV تغییرات حجم و θ_1 و θ_2 به ترتیب زاویه بسته شدن سوپاپ هوا و زاویه باز شدن سوپاپ گاز است.

$$P = W \cdot n \quad (۲)$$

در معادله ۲، P توان خروجی موتور بر حسب وات، n تعداد دوران کامل در هر چرخه است که برای موتور ۴ زمانه برابر ۲ است. فشار متوسط مؤثر نیز از رابطه ۳ قابل محاسبه است.

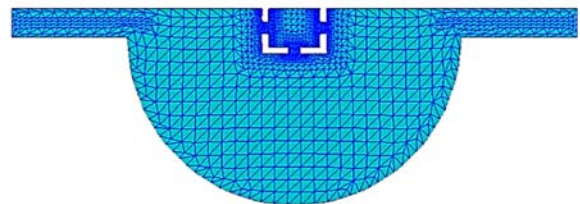
$$IMEP = \frac{W}{V_d} \quad (۳)$$

در معادله ۳، $IMEP$ فشار متوسط مؤثر برحسب بار و V_d حجم جابجایی سیلندر است. جهت انجام مطالعات تکمیلی، مدل شبیه سازی شده از منظر قانون اول ترمودینامیک اعتباربخشی شده است.

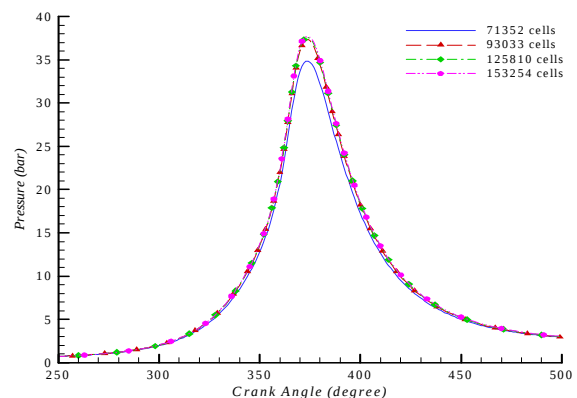
۳- تحلیل و بررسی

جدول ۲، میزان آلاینده‌های خروجی از موتور مدل آزمایشگاهی تحت شرایط مختلف کاری را نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۲، استفاده از بازخورانی گازهای خروجی منجر به کاهش ۵۰ درصدی انتشار اکسیدهای نیتروژن در فرآیند احتراق موتور مدل مجهز به پیش‌محفظه احتراق می‌شود. این کاهش انتشار، ناشی از کاهش دمای احتراق داخل سیلندر در اثر شرکت گازهای خروجی از موتور در فرآیند احتراق است. با بازخورانی ۱۰ درصدی گازهای خروجی حدود ۵۰٪ از حجم هیدروکربن‌های نسوخته کاهش می‌یابد؛ اما با عبور از این مقدار و با بازخورانی ۲۰ درصدی گازهای خروجی، انتشار هیدروکربن‌های نسوخته حدود ۵۶٪ افزایش می‌یابد. لذا با عبور از مقدار خاصی از بازخورانی گازهای خروجی پدیده احتراق ناقص در فرآیند احتراق داخل سیلندر تشدید می‌یابد. همچنین نتایج تست‌های صورت گرفته نشان می‌دهد که استفاده از بازخورانی گازهای خروجی منجر به افزایش انتشار مونواکسید کربن شده و تأثیر محسوسی بر انتشار دی‌اکسید کربن ندارد. با توجه به نوع آلاینده‌های اشاره شده، نتایج به دست آمده، تأثیر مطلوب استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی بر کاهش انتشار آلاینده‌های خطرناک موتور مدل مورد استفاده در این پژوهش را نشان می‌دهد. نمودار ۳ تغییرات فشار داخل سیلندر را به عنوان تابعی از زاویه میل‌لنگ در درصدهای مختلفی از بازخورانی گازهای خروجی، فشار داخل سیلندر کاهش می‌یابد. این عملکرد به دلیل کاهش اکسیژن شرکت کننده در فرآیند احتراق است. رفتار منحنی فشار-زاویه میل‌لنگ سیستم مورد مطالعه، نشانگر احتراق کاملاً یکنواخت و تک‌مرحله‌ای است که برخلاف سایر احتراق‌های رقیق‌سوز مانند موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن، بدون احتراق اولیه ضعیف است.

در جدول ۳، پارامترهای اصلی خروجی موتور مانند کار انجام شده در طول یک سیکل کامل، توان خروجی موتور و فشار متوسط مؤثر در درصدهای مختلفی از بازخورانی گازهای خروجی ارائه شده است.

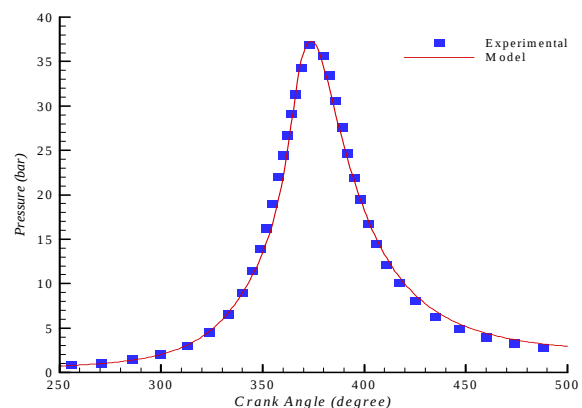


شکل ۳) هندسه دوبعدی سیلندر در نقطه مرگ بالا



نمودار ۱) استقلال از شبکه براساس منحنی فشار داخل سیلندر

جهت انجام مطالعات تکمیلی، مدل شبیه سازی شده از منظر قانون اول ترمودینامیک اعتباربخشی شده است. در نمودار ۲ منحنی فشار مدل تجربی با منحنی فشار مدل عددی در دمای ورودی ۴۰۰ کلوین و سرعت ۱۵۰۰ دور در دقیقه مقایسه شده است. براساس این نمودار، مدل شبیه سازی شده با تقریب قابل قبولی عملکرد موتور مدل آزمایشگاهی را پیش‌بینی می‌نماید. برای بررسی تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد موتور مدل مجهز به پیش‌محفظه احتراق، موتور مدل شبیه سازی شده تحت درصدهای متفاوتی از بازخورانی گازهای خروجی (معادل همان درصد از حجم کل سیلندر در نقطه مرگ پایین) است، مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است.



نمودار ۲) اعتباربخشی مدل شبیه سازی شده تحت سرعت ۱۵۰۰ دور در دقیقه و دمای ورودی ۴۰۰ کلوین

۲-۲-۲- تحلیل انرژی

برای محاسبه کار انجام شده در هر سیکل از رابطه ۱ استفاده شده است [45].

$$W = \int_{\theta_2}^{\theta_1} P dV \quad (۱)$$

گازهای خروجی، اکسیژن شرکت‌کننده در فرآیند احتراق کاهش یافته که به دنبال آن متوسط فشار داخل سیلندر نیز کاهش می‌یابد. با افزایش میزان بازخورانی گازهای خروجی، احتراق ناقص بیشتر نمایان می‌شود که در صورت ادامه این روند احتمال وقوع پدیده خفگی به شدت افزایش می‌یابد که می‌تواند باعث خاموشی موتور و در نتیجه کاهش شدید توان موتور شود. لذا اعمال بازخورانی گازهای خروجی در یک محدوده معین قابل قبول خواهد بود که در صورت خروج از این محدوده، موتور کارایی لازم را نخواهد داشت. با افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی تمرکز فشار پیک در نقطه مرگ بالا کاهش می‌یابد که در اثر تأخیر در اشتعال می‌باشد. در ادامه، تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر میزان آلایندگی موتور گازسوز اشتعال جرقه‌ای مجهز به پیش‌محفظه احتراق مورد بررسی قرار می‌گیرد.

نمودار ۵ میزان تولید و انتشار مونواکسید کربن در طول فرآیند احتراق را نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار علی‌رغم کاهش تولید مونواکسید کربن در اثر افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی، در نهایت میزان انتشار مونواکسید کربن به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد.

نمودار ۶ میزان تولید و انتشار گاز دی‌اکسید کربن در طول فرآیند احتراق را در تابعی از زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار با افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی، میزان گاز دی‌اکسید کربن در شروع احتراق افزایش می‌یابد که ناشی از استفاده گازهای خروجی در فرآیند احتراق است؛ اما در پایان احتراق میزان انتشار گاز دی‌اکسید کربن به شکل ناچیزی کاهش می‌یابد.

نمودار ۷ تولید و انتشار اکسیدهای نیتروژن در طول فرآیند احتراق را در تابعی از زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. با افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد که ناشی از کاهش دمای محصولات احتراق در طول فرآیند سیکل بسته داخل سیلندر است. در موتور مدل مورد استفاده در این پژوهش، ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا جرقه‌زنی آغاز می‌شود. نتایج خروجی مدل شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد بیشینه سرعت گازهای داخل سیلندر در ۵ درجه پس از جرقه‌زنی اتفاق می‌افتد.

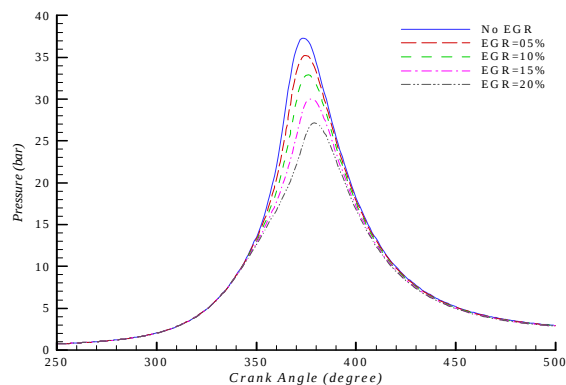
شکل ۴ بردارهای سرعت داخل سیلندر را در ۳۳۵ درجه میل‌لنگ و در درصدهای مختلفی از بازخورانی گازهای خروجی نشان می‌دهد. با توجه به این شکل بیشترین سرعت در حالت بدون بازخورانی گازهای خروجی روی می‌دهد که برابر ۳۲ متر بر ثانیه است. طول بردارهای سرعت در خروجی سوراخ‌های پیش‌محفظه احتراق به مراتب بزرگتر از سایر نقاط است که بیانگر ایجاد شعله جت از ۵ سوراخ تعبیه‌شده روی پیش‌محفظه احتراق است که این پدیده منجر به ایجاد احتراق پایدار در کل فرآیند می‌شود. همچنین بررسی‌ها نشان می‌دهد طول بردارهای سرعت در سوراخ مرکزی بیشتر از سایر سوراخ‌ها است. کاهش سرعت در سوراخ‌های جانبی به دلیل همجواری آنها با دیواره‌های سیلندر و برخورد شعله جت با آن است. ورود گازهای خروجی به چرخه احتراق منجر به کاهش میزان

نتایج نشان می‌دهد استفاده از گازهای خروجی در فرآیند احتراق داخل سیلندر منجر به کاهش کار انجام‌شده در طول فرآیند احتراق می‌شود. همچنین به ازای هر ۵٪ بازخورانی گازهای خروجی، میزان ۳/۵٪ از توان خرجی موتور کاهش می‌یابد. این کاهش توان در بازخورانی ۲۰ درصدی گازهای خروجی منجر به کاهش ۴/۱ درصدی توان خروجی نسبت به حالت بازخورانی ۱۵ درصدی می‌شود.

با توجه به جدول ۲، تأثیر افزایش ۵ درصدی بازخورانی گازهای خروجی بر توان خروجی موتور در درصدهای بالا به‌طور ناچیزی افزایش می‌یابد. با توجه به رابطه ۱۰ با کاهش کار انجام‌شده در طول سیکل، فشار متوسط مؤثر نیز کاهش می‌یابد.

جدول ۲) مقدار آلاینده‌ها و گازهای خروجی از موتور آزمایشگاهی تحت شرایط کاری متفاوت

میانگین آلاینده‌ها و گازهای خروجی	$\lambda = 1.04$		$\lambda = 2.31$	
	بدون بازخورانی	بازخورانی ۱۰ درصدی	بدون بازخورانی	بازخورانی ۲۰ درصدی
مونواکسید کربن (درصد حجمی)	۲/۱	۲/۶۲	۰/۲۳	۰/۶۸
دی‌اکسید کربن (درصد حجمی)	۸/۵	۸/۵	۹/۴	۸/۵
اکسیژن (درصد حجمی)	۲/۵۲	۲/۴۸	۳/۵۶	۴/۲
هیدروکربن‌های نسوخته (بخش در میلیون)	۳۳۳	۱۶۷	۲۷۷	۶۲۰
اکسیدهای نیتروژن (بخش در میلیون)	۹۸۸	۴۸۲	۲۹۷۲	۱۴۷۵



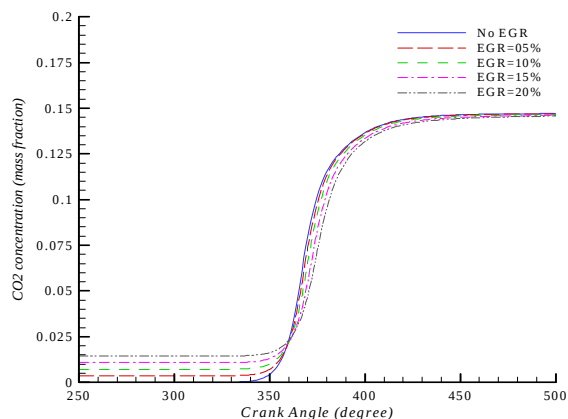
نمودار ۳) تغییرات فشار داخل سیلندر در درصدهای متفاوتی از بازخورانی گازهای خروجی

جدول ۳) پارامترهای خروجی موتور در شرایط کاری مختلف

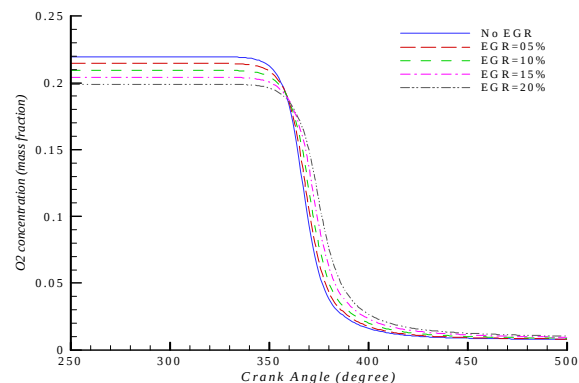
شرایط کاری	کار (ژول در سیکل)	توان (کیلووات)	فشار متوسط مؤثر (بار)
بدون بازخورانی گازهای خروجی	۴۷۸/۳۵	۵/۹۷	۷/۲۴
بازخورانی ۵ درصدی	۴۶۵/۶۳	۵/۸۲	۷/۰۵
بازخورانی ۱۰ درصدی	۴۵۰/۵۹	۵/۶۳	۶/۸۲
بازخورانی ۱۵ درصدی	۴۳۳/۴۱	۵/۴۱	۶/۵۶
بازخورانی ۲۰ درصدی	۴۱۵/۳۳	۵/۱۹	۶/۲۹

نمودار ۴، میزان اکسیژن شرکت‌کننده در فرآیند احتراق داخل سیلندر را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل با افزایش درصد بازخورانی

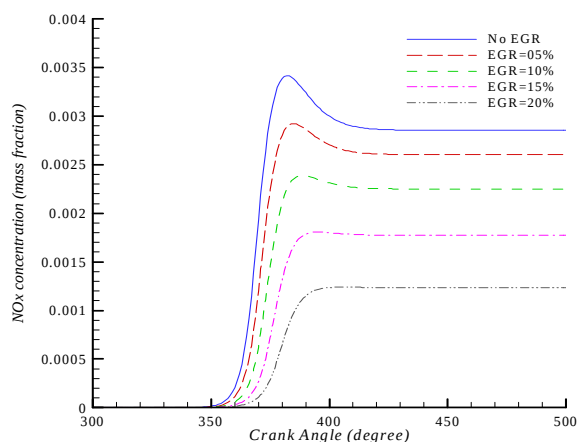
سوخت شرکت‌کننده در فرآیند احتراق می‌شود و در اثر آن قدرت انفجار داخل سیلندر کاهش می‌یابد و همین امر موجب کاهش سرعت شعله‌های جت خروجی از سوراخ‌های پیش‌محفظه احتراق می‌شود. این کاهش سرعت می‌تواند منجر به کاهش کیفیت احتراق از منظر سرعت جبهه شعله شود.



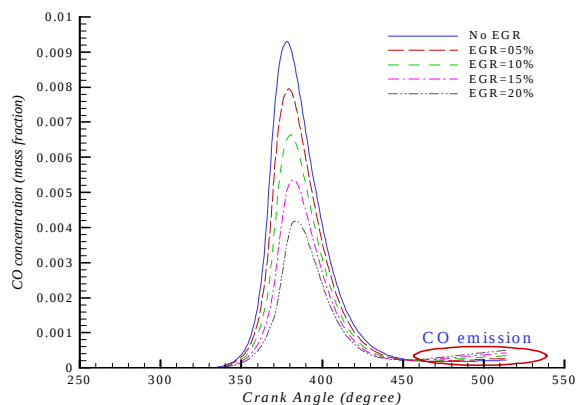
نمودار ۶) تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر تولید و انتشار دی‌اکسید کربن



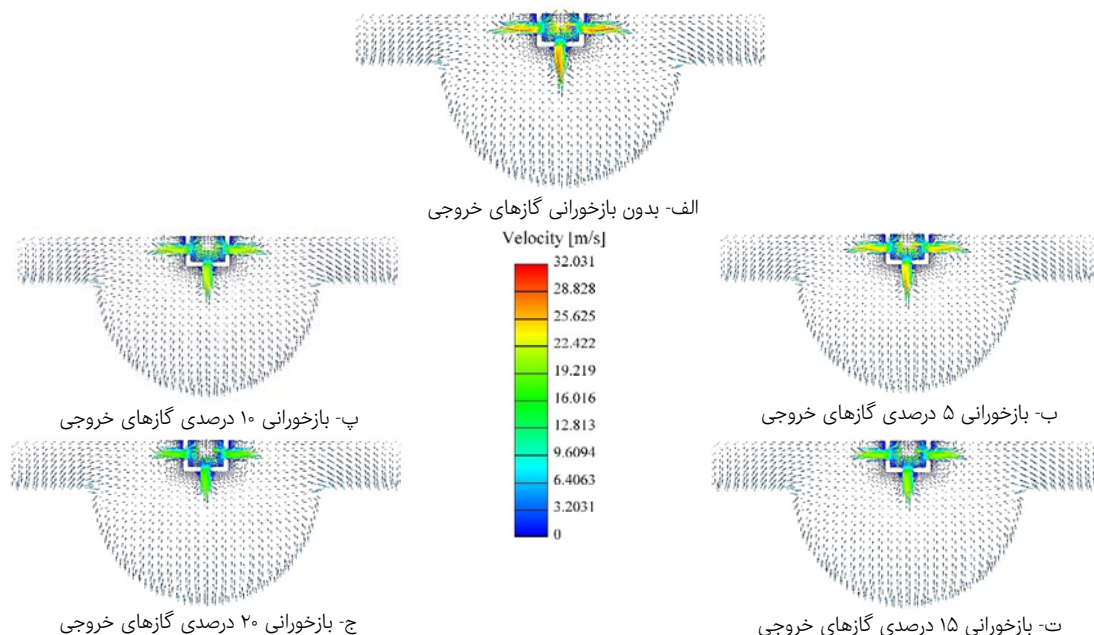
نمودار ۴) تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر میزان اکسیژن شرکت‌کننده در فرآیند احتراق سیکل بسته



نمودار ۷) تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر تولید و انتشار اکسیدهای نیتروژن



نمودار ۵) تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر تولید و انتشار مونواکسید کربن



شکل ۴) بردارهای سرعت داخل سیلندر در درصدی‌های مختلفی از بازخورانی گازهای خروجی در ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا

۴- نتیجه گیری

در این مقاله ابتدا ست آزمایشگاهی برای انجام مطالعات تجربی راه اندازی شد و مطالعات آزمایشگاهی روی موتور تک سیلندر مجهز به پیش‌محفظه احتراق صورت گرفت. سپس مدل شبیه‌سازی شده مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی با نتایج تجربی به دست آمده مقایسه شد که تطابق قابل قبولی را نشان می‌داد. مطالعات تکمیلی روی مدل شبیه‌سازی و براساس تأثیر بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد موتور مدل صورت گرفت. نتایج مدل شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد با بازخورانی گازهای خروجی و افزایش مقدار آن میزان تولید و انتشار گاز مونواکسید کربن به مقدار ناچیزی افزایش پیدا کرده و میزان انتشار گاز دی‌اکسید کربن به شکل ناچیزی کاهش می‌یابد. همچنین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد که ناشی از کاهش دمای محصولات احتراق در طول فرآیند سیکل بسته داخل سیلندر است. همچنین نتایج خروجی نشان می‌دهد با بازخورانی گازهای خروجی و افزایش مقدار آن، پارامترهای اصلی خروجی موتور مانند کار انجام شده در طول یک سیکل کامل، توان خروجی موتور و فشار متوسط مؤثر که شاخص‌های اصلی عملکرد موتور می‌باشند به ازای هر ۵٪ بازخورانی گازهای خروجی ۳ الی ۴٪ کاهش می‌یابد. بررسی کانتورهای سرعت نشان می‌دهد ورود گازهای خروجی به چرخه احتراق، منجر به کاهش سرعت شعله‌های جت خروجی از پیش‌محفظه احتراق می‌شود که این کاهش سرعت می‌تواند منجر به کاهش پیشروی جبهه شعله و کیفیت احتراق شود. تحلیل نتایج آزمون تجربی و مدل شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد که می‌توان برای بازخورانی گازهای خروجی یک محدوده ایده‌آل تعریف نمود که در آن میزان انتشار آلاینده‌ها در کمترین حالت بوده و توان خروجی موتور نیز حفظ شود که در موتور مدل مورد استفاده در این پژوهش بازخورانی گازهای خروجی به میزان ۱۰٪، محدوده ایده‌آل است.

۵- فهرست علائم

W	کار انجام شده (J)
P	متوسط فشار داخل سیلندر (Pa)
dV	تغییرات حجم (m^3)
P	توان خروجی موتور (Watt)
N	سرعت دور موتور (rpm)
n_c	تعداد دور کامل در هر چرخه
V_d	حجم جابجایی (m^3)
$IMEP$	فشار متوسط مؤثر (bar)
ppm	بخش در میلیون
علائم یونانی	
θ_1	زوایه بسته شدن سوپاپ هوا (Degree)
θ_2	زوایه بسته شدن سوپاپ گاز (Degree)
λ	نسبت هوا به سوخت نسبی

تشکر و قدردانی: بدین وسیله از حمایت دانشگاه ارومیه در انجام این تحقیق کمال تشکر و قدردانی را داریم.

تاییدیه اخلاقی: این پژوهش به مجله دیگری ارسال نشده و در دست بررسی نیست.

تعارض منافع: نویسندگان اعلام می‌کنند پژوهش حاضر با منافع

شخص یا نهادی در تعارض نیست.

سهم نویسندگان: مهدی طالعی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۵۱٪)، صمد جعفرمدار (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی (۲۹٪)، شهرام خلیل‌آریا (نویسنده سوم)، روش‌شناس (۲۰٪)

منابع مالی: این پژوهش حامی مالی ندارد.

منابع

- Burgdorf K, Denbratt I. Comparison of cylinder pressure based knock detection methods. International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition. Warrendale: SAE International; 1997.
- Li J, Gong CM, Su Y, Dou HL, Liu XJ. Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. Fuel. 2010;89(12):3919-3925.
- Erkuş B, Sürmen A, Karamangil MI. A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine. Fuel. 2013;107:511-517.
- Evans RL. Lean-burn spark-ignited internal combustion engines. In: Dunn-Rankin D, editor. Lean combustion. Cambridge: Academic Press; 2008. pp. 95-120.
- Ma F, Ding Sh, Wang Y, Wang Y, Wang J, Zhao Sh. Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas SI engine with hydrogen enrichment. International Journal of Hydrogen Energy. 2008;33(23):7245-7255.
- Zhang F, Grigoriadis KM, Franchek MA, Makki IH. Linear parameter-varying lean burn air-fuel ratio control for a spark ignition engine. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2007;129(4):404-414.
- Kumar M, Shen T. In-cylinder pressure-based air-fuel ratio control for lean burn operation mode of SI engines. Energy. 2017;120:106-116.
- Perin M, Achek T. Lean burn engines. 22nd SAE Brasil International Congress and Display, 2013 October 7-9, São Paulo, Brazil. Pittsburgh: SAE International; 2013.
- Horie K, Nishizawa K, Ogawa T, Akazaki S, Miura K. The development of a high fuel economy and high performance four-valve lean burn engine. International Congress & Exposition, 1992 February 24-28, Detroit, Michigan. Pittsburgh: SAE International; 1992.
- Karvountzis-Kontakiotis A, Ntziachristos L, Samaras Z, Dimaratos A, Peckham M. Experimental investigation of cyclic variability on combustion and emissions of a high-speed SI engine. SAE 2015 World Congress & Exhibition, 2015 April 21-23, Detroit, Michigan, USA. Pittsburgh: SAE International; 2015.
- You-cheng S, Min X, Yong G, Yi C, Lei Sh, Kang-yao D. Effects of injection pressure, exhaust gas recirculation and intake pressure on the cycle-to-cycle variations of HCCI combustion. Journal of the Energy Institute. 2016;89(2):293-301.
- Wu B, Wang L, Shen X, Yan R, Dong P. Comparison of lean burn characteristics of an SI engine fueled with methanol and gasoline under idle condition. Applied Thermal Engineering. 2016;95:264-270.
- Du Y, Yu X, Wang J, Wu H, Dong W, Gu J. Research on combustion and emission characteristics of a lean burn gasoline engine with hydrogen direct-injection. International Journal of Hydrogen Energy. 2016;41(4):3240-3248.
- Reyes M, Tinaut FV, Melgar A, Pérez A. Characterization of the combustion process and cycle-to-

Date, Unknown Location. Pittsburgh: SAE International; 2011.

31- Lawrence J, Watson HC. Hydrocarbon emissions from a HAJI equipped ultra-lean burn SI engine. SAE Transactions. 1998;107:6-12.

32- Dale JD, Checkel MD, Smy PR. Application of high energy ignition systems to engines. Progress in Energy and Combustion Science. 1997;23(5-6):379-398.

33- Zuo Z, Pei Y, Qin J, Jia R, Li X, Zhan ZS, et al. Laminar burning, combustion and emission characteristics of premixed methane-dissociated methanol-air mixtures. SAE International Journal of Fuels and Lubricants. 2017;10(2):634-643.

34- Attard WP, Blaxill H, Anderson EK, Litke P. Knock limit extension with a gasoline fueled pre-chamber jet igniter in a modern vehicle powertrain. SAE International Journal of Engines. 2012;5(3):1201-1215.

35- Rodrigues Filho FA, Baêta JG, Teixeira AF, Valle RM, De Souza JL. E25 stratified torch ignition engine emissions and combustion analysis. Energy Conversion and Management. 2016;121:251-271.

36- Yousefi A, Gharehghani A, Birouk M. Comparison study on combustion characteristics and emissions of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with and without pre-combustion chamber. Energy Conversion and Management. 2015;100:232-241.

37- Biswas S, Qiao L. Prechamber hot jet ignition of ultra-lean H₂/air mixtures: Effect of supersonic jets and combustion instability. SAE International Journal of Engines. 2016;9(3):1584-1592.

38- Biswas S, Tanvir S, Wang H, Qiao L. On ignition mechanisms of premixed CH₄/air and H₂/air using a hot turbulent jet generated by pre-chamber combustion. Applied Thermal Engineering. 2016;106:925-937.

39- Bozza F, De Bellis V, Tufano D, Malfi E, Müller C, Habermann K. A quasi-dimensional model of pre-chamber spark-ignition engines. WCX SAE World Congress Experience, 2019 April 9-11, Detroit, Michigan. Pittsburgh: SAE International; 2019.

40- Shapiro E, Tiney N, Kyrtatos P, Kotzagianni M, Bolla M, Boulouchos K, et al. Experimental and numerical analysis of pre-chamber combustion systems for lean burn gas engines. WCX SAE World Congress Experience, 2019 April 9-11, Detroit, Michigan. Pittsburgh: SAE International; 2019.

41- Bolla M, Shapiro E, Tiney N, Kyrtatos P, Kotzagianni M, Boulouchos K. Numerical simulations of pre-chamber combustion in an optically accessible RCEM. WCX SAE World Congress Experience, 2019 April 9-11, Detroit, Michigan. Pittsburgh: SAE International; 2019.

42- Ran Z, Hariharan D, Lawler B, Mamalis S. Experimental study of lean spark ignition combustion using gasoline, ethanol, natural gas, and syngas. Fuel. 2019;235:530-537.

43- Wahbi A, Tsolakis A, Herreros J. Emissions control technologies for natural gas engines. In: Srinivasan KK, Agarwal AK, Krishnan SR, Mulone V, editors. Natural gas engines. Singapore: Springer; 2019. pp. 359-379.

44- Doisneau F, Laurent F, Murrone A, Dupays J, Massot M. Eulerian multi-fluid models for the simulation of dynamics and coalescence of particles in solid propellant combustion. Journal of Computational Physics. 2013;234:230-262.

45- Graboski MS, McCormick RL. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. Progress in Energy and Combustion Science. 1998;24(2):125-164.

cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas/hydrogen mixtures. International Journal of Hydrogen Energy. 2016;41(3):2064-2074.

15- Wong PK, Wong HC, Vong CM, Xie Z, Huang Sh. Model predictive engine air-ratio control using online sequential extreme learning machine. Neural Computing and Applications. 2016;27(1):79-92.

16- Pace S, Zhu GG. Transient air-to-fuel ratio control of an spark ignited engine using linear quadratic tracking. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2014;136(2):021008.

17- Nakagawa K, Okamoto K, Shoji F. Development of an air/fuel ratio control system for lean burn gas engines. International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, 1994 October 17-20, Baltimore, Maryland. Pittsburgh: SAE International; 1994.

18- Dingli RJ, Watson HC, Palaniswami M, Glasson N. Adaptive air fuel ratio optimisation of a lean burn SI engine. International Spring Fuels & Lubricants Meeting, 1997 May 5-8, Dearborn, Michigan. Pittsburgh: SAE International; 1997.

19- Fekete NP, Nester U, Gruden I, Powell JD. Model-based air-fuel ratio control of a lean multi-cylinder engine. SAE Transactions. 1995;104:1455-1467.

20- Tunestål P, Hedrick JK. Cylinder air/fuel ratio estimation using net heat release data. Control Engineering Practice. 2033;11(3):311-318.

21- Shiao Y, Moskwa JJ. Cylinder pressure and combustion heat release estimation for SI engine diagnostics using nonlinear sliding observers. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 1995;3(1):70-78.

22- Arsie I, Di Leo R, Pianese C, De Cesare M. Estimation of in-cylinder mass and AFR by cylinder pressure measurement in automotive Diesel engines. IFAC Proceedings Volumes. 2014;47(3):11836-11841.

23- Kumar M, Shen T. Cyclic model based generalized predictive control of air-fuel ratio for gasoline engines. Journal of Thermal Science and Technology. 2016;11(1):JTST0009.

24- Kumar M, Shen T. Estimation and feedback control of air-fuel ratio for gasoline engines. Control Theory and Technology. 2015;13(2):151-159.

25- Kumar M, Shen T. In-cylinder pressure-based air-fuel ratio control for lean burn operation mode of SI engines. Energy. 2017;120:106-116.

26- Das A, Watson HC. Development of a natural gas spark ignition engine for optimum performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 1997;211(5):361-378.

27- Alger T, Gingrich J, Mangold B, Roberts C. A continuous discharge ignition system for egr limit extension in si engines. SAE International Journal Engines. 2011;4(1):677-692.

28- Toulson E, Schock HJ, Attard WP. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems. SAE 2010 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting, 2010 October 25-27, Unknown Location. Pittsburgh: SAE International; 2010.

29- Attard WP, Blaxill H. A single fuel pre-chamber jet ignition powertrain achieving high load, high efficiency and near zero NO_x emissions. SAE International Journal of Engines. 2012;5(3):734-746.

30- Attard WP, Bassett M, Parsons P, Blaxill H. A new combustion system achieving high drive cycle fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain. SAE 2011 World Congress & Exhibition, 2011 Unknown