



The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and Emission of RCCI Engine Fueled with Diesel-CNG Fuel

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Ghaffarzadeh S.¹ MSc,
Nassiri Toosi A.*¹ PhD,
Zarrinkolah M.T.² MSc

How to cite this article

Ghaffarzadeh S, Nassiri Toosi A, Zarrinkol M.T. The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and Emission of RCCI Engine Fueled with Diesel-CNG Fuel. Modares Mechanical Engineering, 2020;20(8):2121-2128.

¹Power-Train Systems Department, School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

²Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Hengam Street, Resalat, Tehran, Iran. Postal Code: 16846-13114.

Phone: +98 (21) 77240360

Fax: +98 (21) 77240364

anasiri@ardakan.ac.ir

Article History

Received: November 11, 2019

Accepted: June 02, 2020

ePublished: August 15, 2020

ABSTRACT

RCCI as low temperature combustion is one of the common methods for reducing nitrogen oxides and soot pollutants. In this study, the effect of exhaust gas recirculation on combustion and emission of an RCCI engine, fueled with diesel and CNG was investigated. The investigated engine is a single-cylinder engine with diesel direct injection to the combustion chamber as high-reactivity fuel and a port fuel injection of CNG fuel as low-reactivity fuel. The start of injection, the injection shape, and the injection duration of both injectors are controlled by the developed ECU. Since the engine tested has good stability in the premix ratio of 60% and is capable of operating with high EGR percentage, it was selected for investigation. The results of this study show that with an increase of the exhaust gas recirculation rate from 0 to 34%, the amount of IMEP and thermal efficiency decrease by about 18%. As the EGR increases, the start, middle, and end of the combustion are delayed due to the decrease in oxygen content inside the combustion chamber. With the increase of EGR, the temperature of the combustion chamber decreased so that increasing CO and UHC production, showing an increase of 86 and 300%, respectively, while NO_x decreases by 350%.

Keywords Reactivity Controlled Compression Ignition; Exhaust Gas Recirculation; Thermal Efficiency; Pollution

CITATION LINKS

[1] Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines [2] Design and calibration strategies for improving HCCI combustion in dual-fuel diesel-methane engines [3] An experimental and modeling study to investigate effects of different injection parameters on a direct injection HCCI combustion fueled with ethanol-gasoline fuel blends [4] Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine [5] Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel [6] Numerical study on double injection techniques in a gasoline and biodiesel fueled RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine [7] Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine [8] The effect of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion stability, engine performance and exhaust emissions in a gasoline engine [9] Effects of EGR and boost pressure on reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine at high load operating conditions [10] Experimental investigations of effects of EGR on performance and emissions characteristics of CNG fueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine [11] Comparison of RCCI operation with and without EGR over the full operating map of a heavy-duty diesel engine [12] Effects of low-pressure EGR on gaseous emissions and particle size distribution from a dual-mode dual-fuel (DMDF) concept in a medium-duty engine [13] Mitigation of high pressure rise rate by varying IVC timing and EGR rate in an RCCI engine with high premixed fuel ratio [14] Numerical investigation of the effects of inlet valve closing temperature and exhaust gas recirculation on the performance and emissions of an RCCI engine [15] Fuel Analysis [16] Uncertainty analysis and improvement of an altitude test facility for small engines [17] Procedure for uncertainty of measurement determination of spark ignition engine emission tests [18] Uncertainty analysis of an engine test cell [19] Soot and NO emissions control in a natural gas/diesel fuelled RCCI engine by ϕ -T map analysis [20] Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts

بررسی تاثیر بازخورانی گازهای آگروز در احتراق و آلاینده‌گی موتور با احتراق RCCI با سوخت دیزل-گاز طبیعی

سعید غفارزاده MSc

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

علی نصیری طوسی PhD*

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

محمدتقی زرین کلاه MSc

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شریف، تهران، ایران

چکیده

احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، به عنوان یک احتراق دما پایین یکی از روش‌های رایج برای کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده است. در این تحقیق، تاثیر بازخورانی گازهای آگروز بر احتراق و آلاینده‌گی یک موتور دوسوخته دیزل و گاز طبیعی با سیستم احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی مورد بررسی قرار گرفت. موتور مورد تحقیق، یک موتور تک‌سیلندر با پاشش سوخت دیزل به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری بالا به صورت مستقیم به داخل سیلندر و پاشش سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در راه‌گاه است. زمان شروع پاشش، شکل پاشش و طول پاشش در هر دو آنژکتور توسط ECU توسعه یافته، تحت کنترل هستند. با توجه به اینکه موتور مورد آزمون در نسبت پیش‌اختلاط ۶۰٪ از پایداری خوبی برخوردار است و قابلیت کار با درصد بالای گازهای برگشتی از آگروز را دارد، برای بررسی انتخاب شد. نتایج حاصل از این بررسی نشان می‌دهد که با افزایش میزان بازخورانی گازهای آگروز از صفر تا ۳۴٪، مقدار IMEP و بازده حرارتی حدود ۱۸٪ کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش میزان بازخورانی گازهای آگروز، شروع، میانه و انتهای احتراق به علت کاهش میزان اکسیژن داخل محفظه احتراق عقب می‌افتد. با افزایش EGR دمای محفظه احتراق کاهش یافته، بنابراین تولید CO و UHC روند افزایشی به ترتیب ۸۶ و ۳۰٪ دارد و برعکس میزان NOx، ۳۵٪ کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، بازخورانی گازهای آگروز، بازده حرارتی، آلاینده‌گی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۸/۲۰

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۱۳

نویسنده مسئول: anasiri@ardakan.ac.ir

مقدمه

احتراق دمای پایین یکی از روش‌های رایج برای کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن (NOx) و دوده است [1]. احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن (Homogenous Charge Compression Ignition; HCCI) جزء اولین روش‌های این نوع احتراق است که در آن مخلوط سوخت و هوا به صورت همگن، خارج از سیلندر آماده شده و سپس داخل سیلندر وارد می‌شود. احتراق پیش‌آمیخته جزئی که بعدها به صورت ترکیبی بین احتراق HCCI و احتراق دیفیوژنی مطرح شد، با پاشش سوخت به داخل

محفظه احتراق میزان لایه‌بندی اختلاط داخل سیلندر را افزایش داده و کنترل بهتری بر روی فاز احتراق داشت [2, 3]. با این وجود این روش‌های احتراقی به دلیل مشکلات مرتبط با کنترل نرخ آزادسازی انرژی و فقدان مکانیزم کافی کنترل فاز احتراقی در کاربردهای گسترده‌تر با شکست مواجه شدند [4]. اخیراً برای غلبه بر این مشکلات، مفهوم احتراق دوگانه‌سوز اشتعال تراکمی کنترل واکنشی (Reactivity Controlled Compression Ignition; RCCI) پیشنهاد شده است [5]. در این روش احتراقی، دو سوخت با خصوصیات واکنش‌پذیری مختلف در محفظه احتراق مخلوط می‌شوند [6]. فاز احتراق و مدت‌زمان احتراق به ترتیب به وسیله نسبت‌های هم‌ارزی این دو سوخت و لایه‌بندی فضایی بین دو سوخت کنترل می‌شود [7].

سامانه بازخورانی گازهای آگروز (Exhaust Gas Recirculation; EGR) به طور گسترده‌ای برای کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن، بهبود اقتصاد سوخت و کاهش کوبش با استفاده از خصوصیات رقیق‌سازی مخلوط استفاده می‌شود. اما با افزایش نرخ بازخورانی گازهای آگروز در شرایطی کارکردی خاص موتور، بی‌ثباتی احتراق افزایش می‌یابد [8].

وو و ریتر، تاثیر EGR و فشار بر یک موتور با احتراق RCCI را در شرایط کاری بار زیاد و با استفاده از یک کد دینامیکی سیال محاسباتی (CFD) چندبعدی مورد مطالعه قرار دادند. برای تایید مدل عددی، با داده‌های تجربی حالت پایدار بنزین-دیزل RCCI در یک موتور سبک چندسیلندر مقایسه شدند. نتایج شبیه‌سازی نشان داد فشار متوسط موثر (IMEP) ۱۸ با سوخت بنزین-دیزل RCCI با نرخ EGR ۳۵٪ و نسبت هم‌ارزی ۹۶٪ حاصل می‌شود، در حالی که نرخ افزایش فشار بیشینه (PPRR) و راندمان احتراق موتور هر دو می‌توانند در سطوح معقول کنترل شود. شبیه‌سازی‌ها در حالت آوانس و ریترارد زمان پاشش مستقیم سوخت دیزل نشان داد که احتراق RCCI در بار زیاد نسبت به تغییرات میزان EGR بسیار حساس است. فشار متوسط موثر بالاتر با استفاده از تزریق زود هنگام دیزل به دست می‌آید. کاهش هیدروکربن نسوخته (HC)، منواکسیدکربن (CO)، دوده و اکسیدهای نیتروژن با تزریق زود هنگام سوخت دیزل مشاهده شده است [9].

کالسی و سابرامانیان، مقادیر مختلف EGR را بر روی یک موتور تک‌سیلندر مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تجربی این مطالعه نشان می‌دهد که انتشار CO و HC در یک موتور RCCI در حالت میان‌باری را می‌توان با استفاده از مقادیر کم EGR کاهش داد [10]. هانسون و همکاران، نقش EGR بر روی موتور سنگین Navistar ۱۳ لیتری با سیستم احتراقی RCCI را مورد تحقیق قرار دادند. نتایج این تحقیق مشخص کرد که استفاده از EGR باعث کاهش صدای احتراق به کمتر از ۹۷ دسی‌بل و کاهش متوسط میزان انتشار NOx به میزان ۴۸٪ و تنها با افزایش اندک دوده و کاهش ۵٪ واحدی در راندمان حرارتی می‌شود [11].

مکیان و همکاران، نیز تاثیر EGR با فشار کم را بر انتشار گازهای

سیستم پاشش سوخت مایع به داخل سیلندر (DI) یک سیستم ریل مشترک شرکت بوش با حداکثر فشار پاشش ۱۸۰۰ بار، انژکتور ۸ سوراخه با قطر سوراخ ۱۲۰ میکرومتر با شکل پاشش مثلثی است. مشخصات دقیق موتور مورد آزمون در جدول ۱ و مشخصات انژکتور درگاهی و پاشش مستقیم در جدول ۲ آورده شده است. فشار گاز خط CNG با استفاده از رگلاتور دومرحله‌ای به حدود ۳ بار کاهش یافته و سپس با عبور از دی‌سنج جرمی، به انژکتور گاز هدایت می‌شود. به دلیل محدودیت لوله‌ها و اتصالات، فشار سوخت پاشش مستقیم توسط پمپ ریلی مشترک تا ۴۰۰ بار افزایش یافته است. واحد کنترل الکترونیکی برای کنترل و مدیریت پاشش سوخت گاز طبیعی به صورت درگاهی و پاشش دیزل به صورت مستقیم، طراحی و مورد استفاده قرار گرفت. در ECU امکان تغییر شروع پاشش (SOI)، مدت زمان پاشش (ID)، فشار پاشش (IP) و پاشش چندمرحله‌ای برای هر دو سوخت وجود دارد. مشخصات سوخت‌های دیزل و گاز طبیعی که در آزمون‌ها استفاده شده است در جدول ۳ آورده شده است.

تجهیزات اتاق آزمون

نمای کلی از موتور و تجهیزات مرتبط در شکل ۱ نشان داده شده است. سیستم ورودی از یک دی‌سنج هوا، مخزن آرامش و گرم‌کن هوا تشکیل شده است. یک سنسور پیزوالکتریک مدل KISTLER A6043 (حساسیت ۲۰ پالس/بار) برای اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر استفاده شده است. این سنسور میزان فشار داخل سیلندر را با کمک محور انکودر AUTONICS E50 S8-3600-L-5 گزارش می‌دهد (دقت ۳۶۰۰ پالس/دور). برای اجرای احتراق RCCI از دو انژکتور راه‌گاهی و مستقیم استفاده شده است. مقدار پاشش سوخت CNG و دیزل به ترتیب توسط دی‌سنج جرمی Promass 83A02 Endresshauser (دقت ۰/۵٪) و SITRANS F C MASS 2100 (دقت ۱/۱٪) اندازه‌گیری شد. شروع پاشش، مدت زمان پاشش و فشار پاشش در هر دو انژکتور توسط یک ECU کنترل شدند. برای تامین هوا با فشار مورد نظر از یک کمپرسور هوا در ورودی هوای موتور، برای تنظیم فشار ثابت از رگلاتور دومرحله‌ای و از گرم‌کن با کنترل‌کننده تناسبی- انتگرالی- مشتقی (PID) برای تنظیم دمای هوای ورودی استفاده شد. از سنجش‌گر گاز MET MAHA-6.3 برای اندازه‌گیری NOx با دقت یک ذره در میلیون، UHC، مونواکسید کربن، CO₂، و O₂ همگی با دقت ۰/۱٪ حجمی برای گازهای آگروز استفاده شد. در این سنجش‌گر از ردیاب نورتابی‌شیمیایی (Chemiluminescence) برای اندازه‌گیری میزان انتشار NOx و از ردیاب غیرپراکندگی برای اندازه‌گیری میزان انتشار UHC، CO و CO₂ استفاده شده است. برای اندازه‌گیری درصد گازهای بازخوران نیز که به صورت نسبت دی‌اکسید کربن در ورودی موتور به خروجی موتور در نظر گرفته می‌شود، از دستگاه سنجش‌گر آلاینده‌گی AVL DiCOM 4000 استفاده شد و مشخصات آن در جدول ۴ آمده است.

آگروز و توزیع اندازه ذرات در یک موتور بار متوسط با دو سوخت بنزین و دیزل مورد بررسی قرار دادند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که در احتراق RCCI با افزایش میزان EGR با فشار کم میزان NOx کاهش می‌یابد و در حالت RCCI پیش‌اختلاط شده مقدار ذرات معلق (PM) افزایش و توزیع اندازه ذرات را به سمت اندازه‌های بزرگ‌تر تغییر می‌دهد و میزان انتشار HC و CO کاهش می‌یابد [12].

لی و همکاران، با هدف یافتن راه‌های موثر در کاهش نرخ افزایش بیشینه فشار در موتور RCCI با سوخت بیودیزل و بنزین به بررسی عددی تغییر زمان بسته‌شدن سوپاپ دود (IVC) و نرخ EGR با نسبت سوخت پیش‌اختلاط بالا پرداخته‌اند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که تاخیر در زمان IVC و افزایش نرخ EGR می‌تواند نرخ افزایش فشار بیشینه را کاهش دهد. همچنین در مقایسه، به طور جداگانه موارد مختلف زمان IVC و میزان EGR که نرخ افزایش فشار بیشینه قابل قبولی دارند، NO، دوده و CO بسیار کمتری را منتشر می‌کنند و راندمان حرارتی کمی بالاتری دارند [13].

مطلبی‌حسن‌کلا و همکاران، به بررسی عددی اثرات دمایی بستن دریچه ورودی و EGR بر عملکرد و تولید گازهای گلخانه‌ای یک موتور RCCI با سوخت دیزل و گاز طبیعی پرداخته‌اند. نتایج عددی برای تغییرات TIVC از ۲۹۳ به ۳۵۳ کلوین و تغییرات EGR از ۰ تا ۲۵٪ به دست آمد. با توجه به نتایج، با افزایش EGR، بیشینه فشار درون سیلندر و همچنین بیشینه نرخ آزادسازی انرژی (HRR) کاهش می‌یابد. علاوه بر این، افزایش EGR می‌تواند انتشار NOx و دوده را به میزان قابل توجهی کاهش دهد [14].

این تحقیق به بررسی تاثیر بازخورانی گازهای آگروز بر احتراق و آلاینده‌گی موتور تک‌سیلندر دوسوخته با سوخت دیزل و گاز طبیعی می‌پردازد. در همین راستا موتور مذکور با واحد کنترل الکترونیکی (ECU) توسعه یافته قابلیت پاشش سوخت CNG به صورت درگاهی (PF) و پاشش سوخت دیزل به صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق (DI) را دارد. تاثیر افزایش میزان بازخورانی گازهای آگروز بر مقدار IMEP و بازده حرارتی در این تحقیق مورد بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین اثر افزایش EGR، بر شروع، میانه و انتهای احتراق، انتشار آلاینده‌های CO، UHC و NOx از دیگر موارد این بررسی خواهد بود.

مبانی و روش‌ها

مشخصات سلول آزمون، موتور و سوخت‌ها

برای انجام آزمون‌های مربوط به احتراق RCCI دیزل- گاز طبیعی در موتور تک‌سیلندر فریمان (Faryamann) لازم است که امکان پیش‌اختلاط گاز طبیعی و هوا در راه‌گاه ورودی به داخل سیلندر فراهم شود. به منظور پیش‌اختلاط CNG و هوا، انژکتور گاز در گازگاه (Manifold) هوا، در نزدیکی سوپاپ هوا نصب شد.

پارامتر	محدوده اندازه‌گیری	وضوح	دقت
CO	۰ تا ۱۰ درصد حجمی	۰/۱٪ حجم	±۱
CO ₂	۰ تا ۲۰ درصد حجمی	۱٪ حجم	±۱
HC	۰ تا ۲۰۰۰ ppm حجمی	۱ ppm	±۱
NO _x	۰ تا ۵۰۰۰ ppm حجمی	۱ ppm	±۱
O ₂	۰ تا ۲۵ درصد حجمی	۰/۱٪ حجم	±۱
دور موتور	۲۵۰ تا ۹۹۹۰ دور بر دقیقه	۱۰ دور بر دقیقه	±۱
محاسبه‌گر λ	۰ تا ۹/۹۹۹	۰/۰۰۱	±۱

مشخصات	توضیح
نوع موتور	تک‌سیلندر
آرایش موتور	عمودی
سیستم خنک‌کاری	آب خنک
حداکثر گشتاور در ۲۵۰۰ دور بر دقیقه (N.M)	۱۵/۳
حداکثر توان در ۳۶۰۰ دور بر دقیقه (KW)	۴/۷
حداکثر دور (rpm)	۳۶۰۰
قطر سیلندر (mm)	۸۲
کورس (mm)	۵۵
طول شاتون (mm)	۹۵/۵۵
حجم جابه‌جایی (cm ³)	۲۹۰
نسبت تراکم	۱:۱۹
سرعت متوسط پیستون در ۳۶۰۰ دور بر دقیقه (m/s)	۶/۶
سیستم احتراق	پاشش مستقیم
زمان بسته‌شدن سوپاپ هوا (زاویه لنگ قبل از TDC)	۱۳۶
زمان بازشدن سوپاپ دود (زاویه لنگ بعد از TDC)	۱۶۰

راه‌اندازی سامانه EGR

برای بازخورانی گازهای آگروز مطابق شکل ۲ در مسیر آگروز موتور یک عدد سهرای قرار داده شد و از طریق یک عدد شیر فلکه دستی و شیر کنترل الکترونیکی میزان EGR لازم تنظیم شد. خروجی این شیر از طریق یک سهرای دیگر به قسمت ورودی هوای موتور وصل شد تا گازهای بازخورانی‌شده با هوای تازه ورودی مخلوط شود. برای محاسبه نسبت EGR میزان غلظت CO₂ به‌ترتیب با استفاده از سنجش گر گاز MET MAHA-6.3 در آگروز و سنجش گر گاز AVL DiCOM 4000 در ورودی هوا اندازه‌گیری شد. EGR با استفاده از اندازه‌گیری غلظت CO₂ در جریان بالادست و پایین‌دست موتور به‌شرح زیر محاسبه شد:

$$EGR = \frac{CO_2 Inlet}{CO_2 Exhaust} \quad (1)$$



شکل (۲) نمای سامانه EGR در اتاق آزمون

شرایط آزمون

آزمون موتور در دور ثابت ۱۸۰۰ دور در دقیقه انجام شد. پاشش راه‌گاهی سوخت CNG با فشار ۳ بار و پاشش مستقیم داخل سیلندر (سوخت دیزل) با فشار ثابت ۴۰ بار با استفاده از کنترلر فشار توسعه‌یافته در راستای آماده‌سازی شرایط آزمون، انجام شد. دمای هوای ورودی و دمای آب خنک‌کاری به‌ترتیب در دمای ۳۷±۱ و ۱±۱۰ درجه سانتی‌گراد نگهداری شدند. فشار هوا ورودی در ۰/۴ مگاپاسکال تنظیم شد. نسبت پیش‌اختلاط به‌شرح زیر تعریف می‌شود:

$$r_p = \frac{m_{gaseousfuel} \times LHV_{gaseousfuel}}{m_{gaseousfuel} \times LHV_{gaseousfuel} + m_{liquidfuel} \times LHV_{liquidfuel}} \quad (2)$$

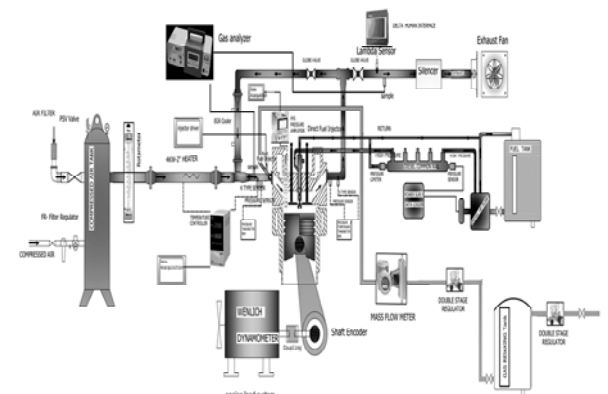
که در آن $m_{liquidfuel}$ و $m_{gaseousfuel}$ به‌ترتیب دبی جرمی سوخت CNG و دیزل و $LHV_{gaseousfuel}$ و $LHV_{liquidfuel}$ به‌ترتیب ارزش حرارتی پایین سوخت CNG و دیزل هستند.

جدول (۲) مشخصات انژکتور راه‌گاهی و داخل سیلندر

انواع انژکتور	پارامتر	مقدار
انژکتور راه‌گاهی	زاویه اسپری (درجه)	۱۵
	تعداد سوراخ	۴
	فشار پاشش (بار)	۳
	قطر سوراخ (میکرومتر)	۰/۱
انژکتور داخل سیلندر	زاویه پاشش (زاویه لنگ قبل از TDC)	۲۷۰
	زاویه اسپری (درجه)	۱۲۰
	تعداد سوراخ	۸
	فشار پاشش (بار)	۴۰۰
	قطر سوراخ (میکرومتر)	۱۲۰

جدول (۳) مشخصات سوخت CNG و دیزل [15]

سوخت		مشخصات
CNG	دیزل	
۰	۰/۸۳۵	چگالی در ۱۵ °C (g/cm ³)
۰	۲/۷۷	گران‌روی سینماتیکی در ۴۰ °C (cSt)
۴۵	۴۳/۱۵	ارزش حرارتی پایین سوخت (MJ/kg)
۰	-۴۰	نقطه ابری شدن (°C)
۰	۶	نقطه اشتعال (°C)



شکل (۱) طرح‌واره تجهیزات موتور در اتاق آزمون

محاسبه می‌شود. در این روش تلفات سطح (تقریباً ۲۰٪) نادیده گرفته می‌شود؛ بنابراین انتشار انرژی نمایش داده شده کمتر از انتشار انرژی واقعی است. انرژی موثر مطابق رابطه زیر براساس قانون اول ترمودینامیک محاسبه می‌شود.

$$Q_i = \frac{C}{k-1} [k \cdot p_i \cdot (V_{i+n} - V_{i-n}) + V_i \cdot (p_{i+n} - p_{i-n})] \quad (4)$$

که در آن n ، فاصله مرحله محاسباتی است (یک درجه)، k ضریب پلی‌تروپیک $\frac{C_p}{C_v}$ ، فشار لحظه‌ای داخل سیلندر، V حجم لحظه‌ای سیلندر و C عدد ثابت است. با توجه به تاثیرات تبخیر، منحنی انتشار انرژی معمولاً مقادیر منفی را قبل از احتراق برای موتورهای با تزریق مستقیم سوخت به داخل محفظه نشان می‌دهد. شروع احتراق (SOC) از زاویه لنگی که مقدار dQ دوباره مثبت می‌شود، در نظر گرفته می‌شود.

تجزیه و تحلیل خطا

همه اندازه‌گیری‌ها دارای درجه‌ای از عدم قطعیت هستند که ممکن است از منابع گوناگونی حاصل شود. فرآیند ارزیابی عدم قطعیت در رابطه با نتیجه اندازه‌گیری‌ها، اغلب به‌عنوان آنالیز عدم قطعیت یا تحلیل خطا تعریف می‌شود [16، 17]. عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده و پارامترهای محاسباتی با استفاده از رابطه زیر تعیین می‌شوند.

$$f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \Delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

که در آن f پارامتر اندازه‌گیری شده و X پارامتر وابسته است [18]. در جدول ۵ محدوده اندازه‌گیری پارامترها و عدم قطعیت هر پارامتر آورده شده است.

جدول ۵) محدوده اندازه‌گیری پارامترها و عدم قطعیت هر پارامتر

پارامتر	محدوده اندازه‌گیری	عدم قطعیت (%)
CO	۰ تا ۱۰ درصد حجمی	۲/۸۵
HC	۰ تا ۲۰۰۰۰ ppm حجم	۲/۷۴
NOx	۰ تا ۵۰۰۰۰ ppm حجم	۲/۷۷
دبی سوخت CNG	۰ تا ۱۰ کیلوگرم بر ساعت	۱/۳
دبی سوخت دیزل	۰ تا ۲۰۰ گرم بر ساعت تا ۳۰۰ کیلوگرم بر ساعت	۰/۶
بازده حرارتی	۰	۰/۵۳
نرخ انتشار انرژی HRR	۰	۲/۳۴
درصد EGR	۲/۰۸۵	۲/۸۹

نتایج

اثر درصد EGR بر بازده احتراق

با توجه به اینکه موتور مورد آزمون در نسبت پیش‌اختلاط ۶۰٪ از پایداری خوبی برخوردار بود و قابلیت کار با درصد بالای EGR را داشت، برای بررسی انتخاب شد. در این راستا و برای بررسی تاثیر بازخورانی گازهای آگزوز بر عملکرد موتور، مقدار EGR از صفر تا ۳۴٪ تغییر داده شد. با افزایش EGR، بیشینه دمای احتراق به دلیل اثر رقیق‌سازی و اثر حرارتی کاهش می‌یابد و در نتیجه باعث وقوع احتراق RCCI در منطقه احتراقی دما پایین

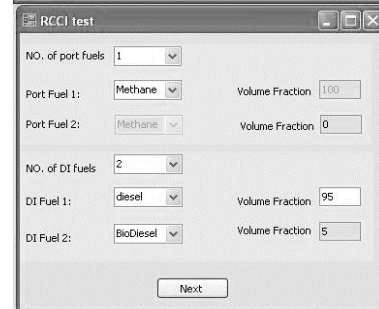
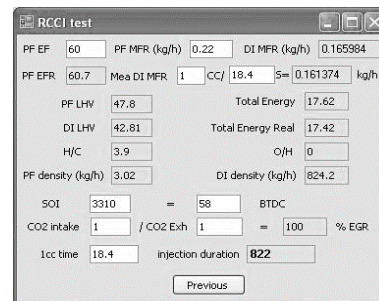
برای هر حالت، داده‌های فشار برای ۳۰۰ دوره متوالی ضبط و با میانگین‌گیری محاسبه شدند. پارامترهای CA10، CA50 و CA90 متناظر با زاویه لنگ به ترتیب ۱۰، ۵۰ و ۹۰٪ از انباشت انرژی حرارتی تعریف می‌شود. علاوه بر این، زاویه لنگ بین CA10 و CA90 به‌عنوان طول احتراق (CD) شناخته می‌شود.

مقدار ارزش حرارتی پایین (LHV) حالت احتراق دوسوخته (LHVDF) هر چرخه از معادله زیر به دست می‌آید:

$$LHV_{DF} \left[\frac{MJ}{kg} \right] = \frac{\dot{m}_{CNG} LHV_{CNG} + \dot{m}_{liquid\ fuel} LHV_{liquid\ fuel}}{\dot{m}_{CNG} + \dot{m}_{liquid\ fuel}} \quad (3)$$

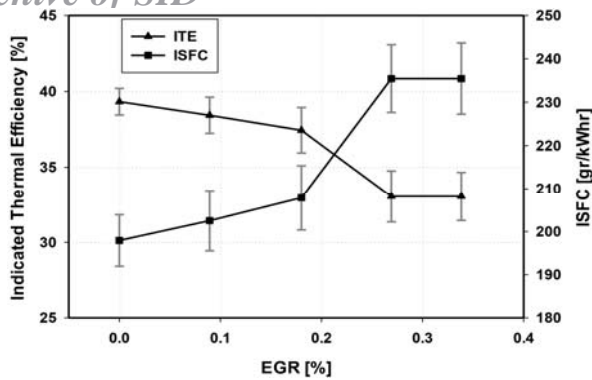
که در آن \dot{m}_{CNG} مقدار پاشش CNG در هر چرخه، \dot{m}_{liquid} مقدار پاشش سوخت دیزل، LHV_{CNG} مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت CNG و LHV_{liquid} مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت دیزل است.

برای جلوگیری از اثر بار در شرایط آزمون در هنگام تغییر r_p ، انرژی کل سوخت برای هر چرخه ثابت نگه داشته شد، بدین منظور برنامه‌ای مطابق شکل ۳ در نرم‌افزار متلب برای تعیین میزان پاشش و طول پاشش هر سوخت نوشته شد. در این برنامه می‌توان دو نوع سوخت را به‌عنوان سوخت درگاهی و دو نوع سوخت را برای پاشش مستقیم داخل سیلندر در نظر گرفت. با تعیین ارزش حرارتی پایین و چگالی هر سوخت، و میزان پاشش یک سوخت و نسبت پیش‌اختلاط، با فرض ثابت بودن انرژی کل سوخت تزریقی در هر سیکل، با استفاده از معادله ۳ میزان پاشش بقیه سوخت‌ها را تعیین کرد. این برنامه با استفاده از معادله ۱ قابلیت تعیین درصد EGR را با اندازه‌گیری میزان CO_2 به صورت مجزا در راه‌گاه ورودی و آگزوز را دارا است.

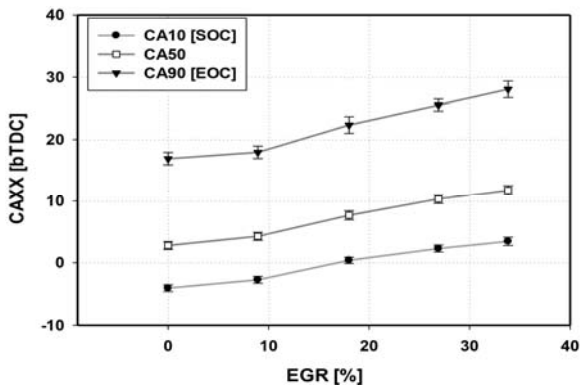


شکل ۳) برنامه تعیین میزان پاشش و طول پاشش سوخت و تعیین درصد EGR

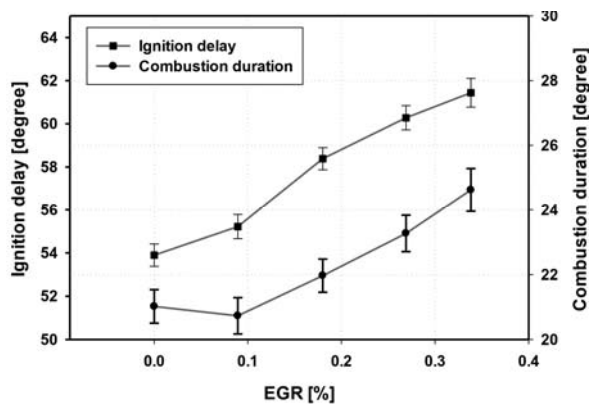
یک فرآیند ساده برای محاسبه HRR استفاده از انرژی موثر انتقال‌یافته به گازها، ناشی از فشار سیلندر است. بدین صورت که با استفاده از نمودار فشار داخل سیلندر مقدار انرژی انتشاریافته



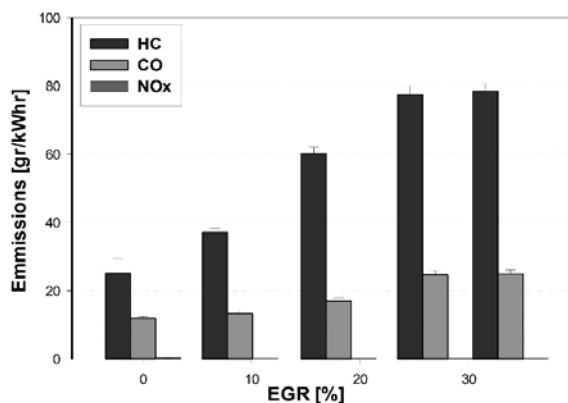
نمودار ۳) بازده حرارتی و مصرف سوخت ویژه برحسب درصدهای مختلف EGR



نمودار ۴) فازبندی احتراق (شروع، میانه و انتهای احتراق) برحسب درصدهای مختلف EGR



نمودار ۵) تاخیر در اشتعال و طول احتراق برحسب درصدهای مختلف EGR

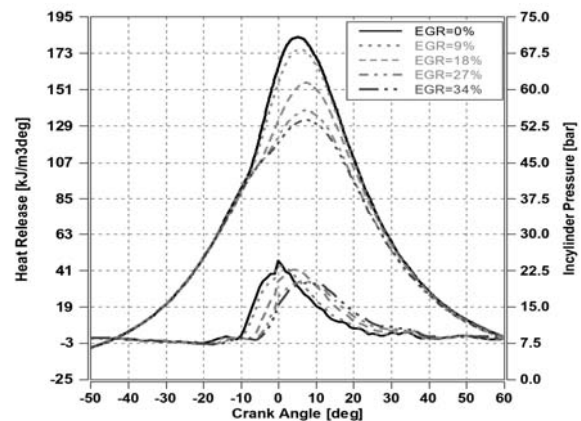


نمودار ۶) روند تغییرات آلاینده‌های CO، UHC و NOx برحسب درصدهای مختلف EGR

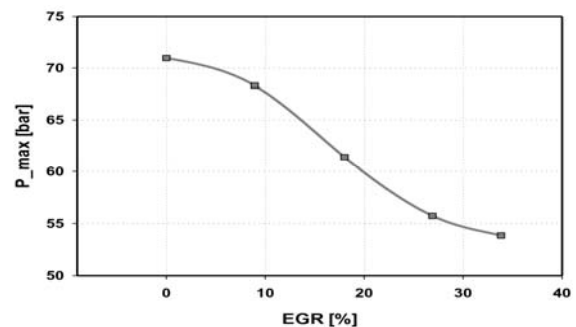
می‌شود [19]. افزایش درصد EGR بر فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی انرژی، در نمودار ۱ نشان داده شده است. با افزایش EGR نرخ آزادسازی انرژی به علت رقیق‌سازی هوای ورودی و کاهش میزان اکسیژن در اطراف شعله با تاخیر شروع می‌شود و هم‌زمان زاویه لنگ بیشینه HRR، CA ۸ درجه به تاخیر می‌افتد و در نتیجه نمودار فشار داخل سیلندر به سمت مرحله انبساط سوق پیدا می‌کند. هم‌زمان با انتقال نمودار فشار داخل سیلندر به سمت نقطه مرگ بالا (TDC) و بعد از آن، مطابق نمودار ۲ مقدار فشار بیشینه داخل سیلندر ۳۲٪ کاهش می‌یابد.

مطابق نمودار ۳ بازده حرارتی اندیکاتوری با افزایش EGR تا ۱۸٪ کاهش یافته در شرایطی که توان موتور در انرژی کل سوخت یکسان است. مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری نیز با افزایش ۱۹٪ روندی عکس بازده دارد. با افزایش EGR، شروع، میانه و انتهای احتراق به علت کاهش میزان اکسیژن داخل محفظه احتراق عقب می‌افتد که این مطلب در نمودار ۴ به وضوح دیده می‌شود.

تغییرات تاخیر در اشتعال و طول مدت احتراق نسبت به افزایش درصد EGR، در نمودار ۵ نشان داده شده است. با افزایش EGR کاهش کیفیت اختلاط سوخت و هوا، زاویه لنگ شروع احتراق به اندازه CA ۸ درجه تاخیر می‌افتد. کم‌شدن بیش از حد میزان اکسیژن هم با افزایش مقدار زیاد EGR می‌تواند عامل دیگری برای افزایش تاخیر در اشتعال باشد. با افزایش درصد EGR به علت کاهش دمای محفظه احتراق و کاهش نرخ واکنش و اکسیداسیون گونه‌ها طول احتراق تا ۶ درجه زاویه لنگ افزایش می‌یابد.



نمودار ۱) فشار درون سیلندر برحسب درصدهای مختلف EGR



نمودار ۲) روند تغییرات فشار بیشینه درون سیلندر برحسب درصدهای مختلف EGR

قرار گرفت. در همین راستا موتور مذکور مجهز به سامانه ECU توسعه‌یافته با قابلیت پاشش سوخت CNG به‌صورت راه‌گامی و پاشش سوخت دیزل به‌صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق شد. آزمون موتور در دور ثابت ۱۸۰۰ دور در دقیقه و با نسبت پیش‌اختلاط ۶۰٪ که در آن موتور از پایداری خوبی برخوردار بود، انجام شد. در این راستا و برای بررسی تاثیر بازخورانی گازهای آگزوز بر عملکرد موتور، مقدار EGR از صفر تا ۳۴٪ تغییر داده شد.

نتایج حاصل از این بررسی به‌صورت زیر قابل بیان است:

۱- با افزایش EGR بیشینه دمای احتراق به‌دلیل اثر رقیق‌سازی و اثر حرارتی کاهش می‌یابد و در نتیجه باعث احتراق RCCI در منطقه احتراقی دما پایین می‌شود.

۲- با افزایش EGR هم‌زمان با انتقال نمودار فشار داخل سیلندر به سمت TDC و بعد از آن، مقدار فشار بیشینه داخل سیلندر ۳۲٪ کاهش می‌یابد.

۳- با افزایش میزان بازخورانی گازهای آگزوز مقدار IMEP و بازده حرارتی ۱۸٪ کاهش پیدا می‌کند.

۴- با افزایش EGR، شروع، میانه و انتهای احتراق به‌علت کاهش میزان اکسیژن داخل محفظه احتراق عقب می‌افتد.

۵- با افزایش درصد EGR به‌علت کاهش دمای محفظه احتراق و کاهش نرخ واکنش و اکسیداسیون گونه‌ها طول احتراق تا ۶ درجه زاویه لنگ افزایش می‌یابد.

۶- با افزایش EGR دمای محفظه احتراق کاهش یافته بنابراین، تولید CO و UHC به‌ترتیب ۸۶ و ۳۰۰٪ افزایش پیدا می‌کند و برعکس میزان NOx تا ۳۵۰٪ کاهش می‌یابد.

تشکر و قدردانی: آزمایشات در اتاق آزمون هسته پژوهشی سوخت، احتراق و آلاینده‌گی دانشگاه صنعتی شریف انجام شد. لذا نویسندگان کمال تشکر را از مدیر این مرکز، جناب آقای دکتر حسینی و عوامل اجرایی اتاق آزمون دارند. همچنین بر خود لازم می‌دانند از داوران و سردبیر محترم مجله برای مطالعه دقیق و طرح نظرات و پیشنهادات سازنده تشکر نمایند.

تاییدیه اخلاقی: تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل و یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است و محتوای ادبی منتج از فعالیت علمی خود نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج و متن، برعهده آنان است.

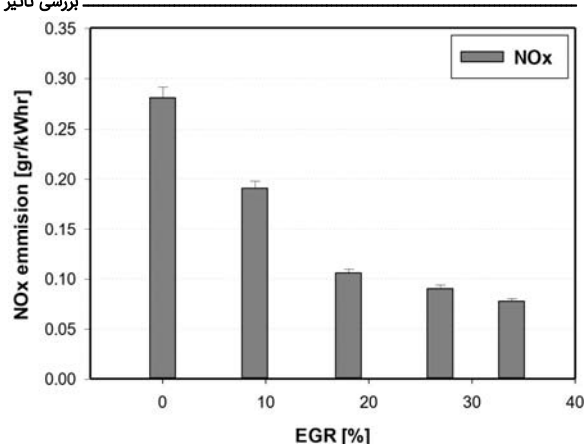
تعارض منافع: هیچ گونه تعارض منافی با پایان‌نامه/رساله و طرح پژوهشی وجود ندارد.

سهم نویسندگان: سعید غفارزاده (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ علی نصیری‌طوسی (نویسنده دوم)، پژوهشگر اصلی (۳۰٪)؛ محمدتقی زرین‌کلاه (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۲۰٪).

منابع مالی: منبع مالی خاصی استفاده نشده است.

منابع

1- Reitz RD, Duraisamy G. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. Progress in Energy Combustion Science. 2015;46:12-71.



نمودار ۷) روند تغییرات آلاینده NOx برحسب درصدهای مختلف EGR

اثر درصد EGR بر آلاینده‌گی

روند تغییرات آلاینده‌های CO، HC و NOx برحسب درصدهای مختلف EGR، در نمودار ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با افزایش EGR دمای محفظه احتراق کاهش یافته و به‌طبع آن تولید CO و UHC روند افزایشی داشته و به‌ترتیب ۸۶ و ۳۰۰٪ افزایش و بازدهی احتراق کاهش می‌یابد. از طرفی میزان انتشار NOx، ۳۵۰٪ کاهش پیدا می‌کند. با توجه به اینکه مقادیر آلاینده NOx به‌علت ذات احتراق دما پایین RCCI کم است، با توجه به مقیاس در نظر گرفته‌شده در نمودار مذکور به‌خوبی مشهود نیست و در نمودار ۷، مقادیر مربوطه به‌صورت جداگانه آمده است. با افزایش درصد EGR که همراه با کاهش میزان اکسیژن قابل دسترس و احتراق ناقص است، میزان UHC افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه میزان هیدروکربن نسوخته و دمای مخلوط در محفظه احتراق، میزان تجزیه و اکسیداسیون سوخت را کنترل می‌کند بنابراین، مشخص‌کننده نرخ تشکیل CO است و با افزایش درصد EGR این عوامل باعث افزایش آن می‌شود. تشکیل NOx به‌شدت وابسته به شرایط منطقه‌ای درون سیلندر است. استفاده از EGR با ورود مقدار بیشتری از گازهایی که در فرآیند احتراق شرکت نمی‌کنند (اثر رقیق‌سازی) و حذف حرارت از فرآیند احتراق (اثر دمایی) و افزایش احتمال آنکه مولکول‌های سوخت و اکسیژن دچار واکنش شوند (اثرات رقیق‌سازی و شیمیایی) بر این شرایط اثر می‌گذارد. بنابراین، علاوه بر اثر سامانه EGR بر ظرفیت گرمایی مخلوط ورودی، تاثیر EGR بر آلاینده‌های خروجی ممکن است مربوط به تغییرات دمایی و غلظت اکسیژن باشد [20]. در موتورهای RCCI از طرفی به‌علت دمای پایین احتراق مقدار آلاینده NOx ناچیز است و همچنین با افزایش EGR مقدار اکسیژن در داخل محفظه احتراق کاهش می‌یابد. لذا شاهد مقادیر ناچیز آلاینده NOx در نتایج آزمون هستیم.

نتیجه‌گیری

تاثیر بازخورانی گازهای آگزوز بر احتراق و آلاینده‌گی موتور تک‌سیلندر دوسوخته با سوخت دیزل و گاز طبیعی مورد بررسی

Conversion and Management. 2016;130:91-105.

11- Hanson R, Ickes A, Wallner T. Comparison of RCCI operation with and without EGR over the full operating map of a heavy-duty diesel engine. SAE Technical Paper. 2016;Unknown Volume & Pages.

12- Macián V, Bermúdez V, Villalta D, Soto L. Effects of low-pressure EGR on gaseous emissions and particle size distribution from a dual-mode dual-fuel (DMDF) concept in a medium-duty engine. Applied Thermal Engineering. 2019;163:114245.

13- Li J, Yu X, Xie J, Yang W. Mitigation of high pressure rise rate by varying IVC timing and EGR rate in an RCCI engine with high premixed fuel ratio. Energy. 2020;192:116659.

14- Motallebi Hasankola SS, Shafaghat R, Jahanian O, Talesh Amiri S, Shooghi M. Numerical investigation of the effects of inlet valve closing temperature and exhaust gas recirculation on the performance and emissions of an RCCI engine. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2020;139(4):2465-2474.

15- Alborz Tdbirkaran. Fuel Analysis [Report]. Tehran: Alborz Tdbirkaran Co; 2018. Unknown Number of Report.

16- Jun Y, Yang I, Nam SS, Kim CT, Yang SS, Lee DS. Uncertainty analysis and improvement of an altitude test facility for small engines. 22nd AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference, 24-26 June 2002, Saint Louis, United States. Reston: AIAA; 2002.

17- de Melo TCC, de Brito MFM, Machado GB, Paiva CEF. Procedure for uncertainty of measurement determination of spark ignition engine emission tests. SAE Technical Paper. 2012;Unknown Volume & Pages.

18- Kavathia K. Uncertainty analysis of an engine test cell [dissertation]. Ohio State University: Ohio; 2018.

19- Li L, Yang W, An H, Zhou D. Soot and NO emissions control in a natural gas/diesel fuelled RCCI engine by ϕ -T map analysis. Combustion Theory and Modelling. 2017;21(2):309-328.

20- Zheng M, Reader GT, Hawley JG. Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts. Energy Conversion and Management. 2004;45(6):883-900.

2- Carlucci AP, Ficarella A, Laforgia D, Strafella L. Design and calibration strategies for improving HCCI combustion in dual-fuel diesel-methane engines. In: Srinivasan K, Agarwal A, Krishnan S, Mulone V. Natural gas engines. Singapore: Springer; 2019.

3- Coskun G, Demir U, Soyhan HS, Turkcan A, Ozsezen AN, Canakci M. An experimental and modeling study to investigate effects of different injection parameters on a direct injection HCCI combustion fueled with ethanol-gasoline fuel blends. Fuel. 2018;215:879-891.

4- Ansari E, Shahbakhti M, Naber JD. Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine. Applied Energy. 2018;231:549-561.

5- Li J, Yang WM, An H, Zhou DZ, Yu WB, Wang JX, et al. Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel. Energy Conversion Management. 2015;92:342-352.

6- Li L, Ling X, Liu D, Yang W, Zhou D. Numerical study on double injection techniques in a gasoline and biodiesel fueled RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine. Applied Energy. 2018;211:382-392.

7- Poorghasemi K, Khoshbakhti Saray R, Ansari E, Irdmousa BK, Shahbakhti M, Naber JD. Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine. Applied Energy. 2017;199:430-446.

8- Cha J, Kwon J, Cho Y, Park S. The effect of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion stability, engine performance and exhaust emissions in a gasoline engine. Journal of Mechanical Science and Technology. 2001;15(10):1442-1450.

9- Wu Y, Reitz RD. Effects of EGR and boost pressure on reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine at high load operating conditions. ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 19-22 October 2014, Columbus, United States. New York: ASME; 2014.

10- Kalsi SS, Subramanian KA. Experimental investigations of effects of EGR on performance and emissions characteristics of CNG fueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. Energy