



بررسی تجربی تأثیر موقعیت آغاز پاشش بنزین روی تغییرات سیکلی یک موتور پژوهشی تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای

ابراهیم عبدی اقدم^{1*}، محسن باشی²

1- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

* اردبیل، صندوق پستی 159، eaaghdam@uma.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 28 فروردین 1393
پذیرش: 07 تیر 1393
ارائه در سایت: 08 مهر 1393

چکیده

سیستم سوخت‌رسانی و کنترل اختلاط سوخت و هوا از چالش‌های اساسی محققان موتورهای اشتعال جرقه‌ای بوده است. مدیریت در کیفیت مخلوط و اقتصاد سوخت سبب تعویض سیستم‌های کاربراتوری به انژکتوری شده است. موقعیت آغاز پاشش و طول پاشش سوخت روی عملکرد موتور نقش مهمی دارد. در کار حاضر از یک موتور تک سیلندر پژوهشی با قابلیت تنظیم زمان‌بندی جرقه که به یک سیستم سوخت‌رسانی پاشش راهگامی با قابلیت تنظیم موقعیت آغاز پاشش و طول زمان پاشش بنزین مجهز است استفاده شد. نسبت تراکم، سرعت موتور و موقعیت آغاز پاشش به ترتیب به 8، 1800rpm و نقطه مرگ بالای تنفسی تنظیم شد. طول پاشش و زمان‌بندی جرقه طوری میزان شد که در نسبت هم‌ارزی (سوخت به هوا) 0.9 حداکثر گشتاور خروجی حاصل شود. با تثبیت آن‌ها، موقعیت آغاز پاشش در بازه 180- تا 180 درجه نسبت به مرگ بالای تنفس با گام 30 درجه تغییر داده شد. برای هر یک از آن‌ها تغییرات فشار سیلندر 500 سیکل پشت سرهم ثبت و ذخیره شد. نتایج حاصله نشان داد که پراکندگی داده‌های فشار موثر متوسط اندیکه (*imep*) برای حالت‌های با موقعیت آغاز پاشش سوخت بعد از مرگ بالای تنفسی بیشتر از حالت‌های با موقعیت آغاز پاشش قبل از مرگ بالای تنفسی بود. همچنین، مقادیر میانگین *imep* و قله فشار و ضرایب تغییر آن‌ها با موقعیت آغاز پاشش سوخت تغییر کرد و برای حالت‌هایی که پراکندگی داده‌های *imep* بیشتر بود، مقادیر میانگین *imep* بزرگ‌تر و میانگین *isfc* کوچک‌تر ظاهر شد.

کلید واژگان:
پاشش بنزین
تغییرات سیکلی
موتور اشتعال جرقه‌ای
موقعیت آغاز پاشش

Experimental study of the effect of gasoline injection start position on cyclic variation of a single cylinder research SI engine

Ebrahim Abdi Aghdam^{1*}, Mohsen Bashi²

1- Department of Mechanical Eng., Mohagheghe Ardebili Univ., Ardebil, Iran.

2- Department of Mechanical Eng., Mohagheghe Ardebili Univ., Ardebil, Iran.

* P.O.B. 179, Ardebil, eaaghdam@uma.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 17 April 2014
Accepted 28 June 2014
Available Online 30 September 2014

Keywords:

Gasoline Injection
Cyclic Variations
Spark Ignition Engine
Start Position of Injection

ABSTRACT

Fuel metering system and controlling fuel-air mixture of spark ignition engines have been the major goals for the researcher. Management in mixture quality and fuel economy have resulted in changing carburetor systems to injection systems. Start of fuel injection position and injection duration play important role in engine performance. In the current work a single cylinder research engine with capability of adjusting spark timing and controlling gasoline injection start position and duration was utilized. Compression ratio, engine speed and injection start position were adjusted to 8, 1800 rpm and breathing top dead center (BTDC), respectively. Injection duration and spark timing were controlled so that to achieve maximum output torque at equivalence ratio of 0.90. Fixing them, the start of injection was only changed in the range of -180 to 180°C relative to BTDC with a 30°C increment. For each case, cylinder pressure of 500 successive cycles were recorded and stored. The obtained results showed that the dispersion of indicated mean effective pressure (*imep*) data of the cases with injection position start after BTDC were higher than those of the cases with injection position start before BTDC. Also, the average values of *imep* and peak pressure and their coefficient of variation changed with varying fuel injection start position; and for the cases of high dispersion in *imep* data, the average values of *imep* and *isfc* appeared to be high and low respectively.

1- مقدمه

انژکتوری شده است. ارکوس و همکاران [1] با توسعه یک سیستم کنترل پاشش سوخت و نصب آن بر روی یک موتور چهار سیلندر کاربراتوری عملکرد حالت کاربراتوری را با حالت انژکتوری مقایسه کردند. در سیستم‌های انژکتوری موقعیت آغاز پاشش، طول و فشار پاشش نقش

سیستم سوخت‌رسانی و کنترل اختلاط سوخت و هوا از چالش‌های اساسی محققان موتورهای اشتعال جرقه‌ای بوده است. مدیریت در کیفیت مخلوط و اقتصاد سوخت سبب تعویض سیستم سوخت‌رسانی راهگامی از کاربراتوری به

بیشینه گازهای خروجی رفتاری مشابه فشار موثر متوسط دارد. آن‌ها در بررسی خود ضمن تأیید این رفتار مشابه نشان دادند که موقعیت شروع پاشش در تغییرات سیکلی نقش بسزایی دارد. آنها در مطالعه خود از گام 45 درجه میل‌لنگ برای تغییر زاویه شروع پاشش استفاده کردند.

برخی از مطالعات براساس زمان‌بندی ثابت جرقه صورت گرفته است و در برخی دیگر زمان‌بندی جرقه در شرایط بیش‌ترین گشتاور خروجی تنظیم شده است. از آنجا که ارتباط تغییرات سیکلی احتراق با زمان‌بندی جرقه غیرخطی است، نتایج حاصل از زمان‌بندی‌های جرقه مختلف متفاوت بوده یا به‌طور مستقیم قابل مقایسه نیست. همچنین، اثر هر یک از عوامل موثر بر تغییرات سیکلی باید به‌طور مجزا مورد بررسی قرار گیرد و بدیهی است که تغییر عوامل اضافی روی نتایج حاصله تأثیرگذار خواهد بود. تحقیقات مختلف نشان داده است که با کاهش نسبت هم‌آرزی (سوخت به هوا) تغییرات سیکلی افزایش پیدا می‌کند و براساس نتایج حاصله این روند افزایشی خطی است.

زانگ و همکاران [14] تأیید کردند که ضریب تغییرات فشار موثر متوسط با آوانس جرقه ابتدا کاهش پیدا می‌کند و سپس افزایش می‌یابد. بنابراین، دارای یک نقطه کمینه است. همچنین، آن‌ها نشان دادند که دو متغیر فشار بیشینه و زاویه فشار بیشینه، و دو متغیر فشار بیشینه و نرخ تغییر فشار بیشینه همبستگی قوی خطی با یکدیگر دارند.

نوع سوخت و نسبت هم‌آرزی نیز در تغییرات سیکلی تأثیرگذار است. عبدی اقدم و قربانزاده [15] تغییرات سیکلی یک موتور اشتعال جرقه‌ای کاربراتوری را در نسبت هم‌آرزی 0.94 با استفاده از دو سوخت بنزین و گاز طبیعی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مشاهده نمودند که در زمان‌بندی بهینه جرقه ضرایب تغییر فشار موثر متوسط اندیکه، قلّه فشار و مکان زاویه‌ای قلّه فشار در حالت بنزین سوز بیشتر از حالت گازسوز است.

نمازیان و هیوود [16] در مطالعه تجربی خود، روی پدیده نشتی، وقوع جریان از سیلندر به شکاف بالای سیلندر-پیستون-رینگ را طی مرحله تراکم و بازگشت سیال از این شکاف به داخل سیلندر را به‌طور تجربی ملاحظه نمودند. با توجه به اهمیت پدیده نشتی و کیفیت گاز مبادله شده بین محفظه سیلندر و شکاف‌های بین پیستون-سیلندر-رینگ روی عملکرد یک موتور بالاخص در حالت‌های با مخلوط مطبق⁴ این پدیده در تجزیه، تحلیل و تفسیر احتراق درون سیلندر حائز اهمیت است.

با علم بر اینکه تغییرات سیکلی با پارامترهای مختلفی مانند نوع سوخت، نسبت تراکم، موقعیت جرقه، سرعت موتور، وضعیت دریچه گاز، آوانس جرقه، زاویه شروع پاشش و طول پاشش سوخت متأثر می‌شود، در کار حاضر با تثبیت همه این پارامترها به‌جز زاویه شروع پاشش، اثر زاویه شروع پاشش سوخت روی تغییرات سیکلی مورد مطالعه قرار گرفته است. در این بررسی، برای مطالعه تغییرات سیکلی، دو متغیر ضریب تغییرات فشار موثر متوسط اندیکه و ضریب تغییرات فشار بیشینه حاصله از سنجش تغییرات فشار داخل سیلندر در یک موتور تک سیلندر پژوهشی مورد توجه قرار گرفته است.

2- تجهیزات استفاده شده

برای استخراج نتایج تجربی از یک موتور تک سیلندر با قابلیت تغییر نسبت تراکم ساخت شرکت گونت⁵ که با یک سیستم تزریق سوخت الکترونیکی ساخته شده توسط محققان ارتقا یافته است، استفاده شده است. مشخصات این موتور در جدول 1 جمع‌بندی شده است.

مهمی روی عملکرد موتور دارد. لی و همکاران [2] با مطالعه همزمان موقعیت پاشش سوخت و آوانس جرقه به این نتیجه رسیدند که بهترین شرایط برای دستیابی به بازده گرمایی بالاتر و آلاینده‌های خروجی کمتر در موقعیت پاشش و آوانس جرقه بهینه رخ می‌دهد.

تغییرات سیکلی یک پدیده غیرقابل اجتناب در موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی است، اما این پدیده در موتورهای اشتعال جرقه‌ای محسوس‌تر و قابل توجه‌تر است که بر روی بازده و آلاینده‌های خروجی اثر می‌گذارد. حذف تغییرات سیکلی می‌تواند موجب افزایش 6 درصدی در بازده حرارتی شود [3,4]. حذف کامل تغییرات سیکلی هر چند غیرممکن است، اما به جهت اثر آن بر سیستم کنترل موتور و کنترل کوبش مطلوب نیست. به این معنی که اگر تنها تعداد محدودی از سیکل‌ها کوبشی باشد، سیستم کنترل جرقه با ریتارد جرقه از وقوع کوبش جلوگیری می‌کند. اما در صورتی که تغییرات سیکلی وجود نداشته باشد یا همه سیکل‌ها و یا هیچ یک از سیکل‌ها کوبشی است. اگر تمام سیکل‌ها کوبشی باشد، درست مشابه آن است که هیچ یک از سیکل‌ها کوبش ندارد، در چنین شرایطی ریتارد جرقه هیچ اثری نخواهد داشت [5]. تحقیقات جاری روی تغییرات سیکلی بیش از پیش عمقی و هدفمند شده است. اولین گام در مطالعه این پدیده، تشخیص و تفکیک عوامل موثر روی تغییرات سیکلی است. از عوامل موثر در تغییرات سیکلی موتورهای اشتعال جرقه‌ای می‌توان به تغییرات آهنگ تلاطم در محفظه سیلندر، نسبت هوا به سوخت، مقدار گازهای باقیمانده یا بازگردانده شده از خروجی، ناهمگنی مخلوط درون محفظه به ویژه در جوار جرقه، پارامترهای تخلیه الکتریکی شمع و توسعه هسته شعله اشاره کرد [6]. سویز و همکاران [7] با بررسی اثر حجم مخزن آرامش ورودی روی ضریب تغییرات فشار موثر متوسط در سرعت‌های مختلف نشان دادند که در یک سرعت مشخص تغییرات سیکلی کمینه می‌شود.

این استدلال وجود دارد که حرکت تلاطمی سیال درون محفظه بیش از هر عاملی بر تغییرات سیکلی تأثیرگذار است. مطالعات تغییرات سیکلی با استفاده از کد شبیه‌سازی ترمودینامیکی شبه ابعادی و مدل احتراق تلاطمی نشان می‌دهند که مشخصه‌های سرعتی و طولی تلاطم روی تغییرات سیکلی موتورهای اشتعال جرقه‌ای نقش اساسی دارد [8,9]. گالونی و همکاران [10] با استفاده از داده‌های تجربی یک موتور کوچک اشتعال جرقه‌ای و شبیه‌سازی دینامیک سیالاتی آن به این نتیجه رسیدند که بین ضریب تغییرات فشار موثر متوسط اندیکه¹ با سرعت سوختن لایه‌ای² و آهنگ تلاطم³ همبستگی وجود دارد. زرواس و همکاران [11] با تعریف تغییرات سیکلی به‌صورت تابعی از زاویه میل‌لنگ نشان دادند که مرحله دوم احتراق (از 50 درصد تا 100 درصد) نقش موثرتری در میزان تغییرات سیکلی دارد. از طرفی براساس دیگر تحقیقات انجام‌یافته مرحله اولیه احتراق نقش مهمی در تشکیل و گسترش شعله ایفا می‌کند و کوچک‌ترین تفاوت در هسته شعله تغییرات زیادی را در فشار سیلندر سبب می‌شود [12]. به‌طور کلی هر عاملی که سرعت سوختن را افزایش دهد سبب کاهش تغییرات سیکلی می‌شود.

برای تشخیص و تعیین مقدار تغییرات سیکلی در اغلب تحقیقات انجام‌یافته از ضریب تغییرات پارامترهای وابسته به فشار داخل سیلندر مانند فشار بیشینه، بیش‌ترین نرخ تغییرات فشار، موقعیت فشار بیشینه و فشار موثر متوسط سیکل استفاده شده است. موری و همکاران [13] با استفاده از یک ترموکوپل با پاسخ زمانی بسیار کوتاه نشان دادند که ضریب تغییرات دمایی

1- indicated mean effective pressure (imep)
2- Laminar burning velocity
3- Turbulent rate

4- Stratified charge
5- Gunt

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2} \quad (3)$$

$$COV(\%) = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 \quad (4)$$

میانگین انحرافات داده‌ها از الگوی منحنی برازش شده را می‌توان با استفاده از رابطه (5) محاسبه کرد.

$$s = \frac{1}{N} \sum |x_i - \mu| \quad (5)$$

4- نتایج و بحث

در شکل 2، تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ برای 500 سیکل پشت سرهم یکی از حالت‌های آزمایش کار حاضر با موقعیت آغاز پاشش در BTDC و همچنین تغییرات فشار سیکل میانگین فرضی حاصله از متوسط‌گیری از فشار سیکل‌ها در هر زاویه میل‌لنگ نمایش داده شده است. بدیهی است که فشار موثر متوسط سیکل میانگین فرضی با مقدار میانگین فشار موثر متوسط سیکل‌ها معادل است. شکل 3 فشار موثر متوسط اندیکه خالص 500 سیکل مذکور را به همراه مقدار میانگین مربوطه نشان می‌دهد. طول پاشش سوخت در کار حاضر 15,7 میلی ثانیه بود که تقریباً معادل 170 درجه میل‌لنگ در سرعت 1800rpm می‌شود. با استفاده از مقادیر میانگین می‌توان برای فشار موثر متوسط اندیکه و قله فشار هر سیکل مقادیر نسبی را با استفاده از روابط (6-الف) و (6-ب) تعریف کرد:

$$Rimep = \frac{imep}{imep_{av}} \quad (6-الف)$$

$$RP_{max} = \frac{P_{max}}{P_{max_{av}}} \quad (6-ب)$$

شکل 4-الف تغییرات $imep$ برحسب P_{max} و همچنین شکل 4-ب تغییرات $Rimep$ برحسب RP_{max} را برای 500 سیکل در حالت مذکور به همراه مقادیر مربوط به سیکل میانگین فرضی نمایش می‌دهد. توزیع ابر داده‌ها طوری است که افزایش جزئی در $imep$ یا $Rimep$ با افزایش P_{max} یا RP_{max} قابل مشاهده است.

ملاحظه می‌شود که رفتار توزیعی داده‌ها در دو نمودار (الف) و (ب) با مقیاس متناسب کاملاً مشابه هم بوده و حسنی که نمودار (ب) می‌تواند داشته باشد مستقل بودن از مقادیر مطلق $imep$ و P_{max} است، که در مقایسه حالت‌های مختلف بدون توجه به مقادیر $imep$ و P_{max} قابل استفاده است.

مشابه این روند برای 13 حالت آزمایشی شامل 6500 سیکل در گستره از 180 درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالای تنفسی (9°CAaBTDC) تا 180 درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالای تنفسی (10°CAaBTDC) با گام 30 درجه انجام گرفت.

در شکل 5، نتایج $Rimep$ برحسب RP_{max} برای دو حالت 180°CAaBTDC و 90°CAaBTDC نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که پراکندگی این داده‌ها نسبت به شکل 4-ب کمتر است. برای مقایسه ابر توزیع داده‌ها در حالت‌های مختلف، نتایج مشابه حالت‌های 90°CAaBTDC و 180°CAaBTDC در شکل 6 نمایش داده شده است.

در حالت 180°CAaBTDC پاشش سوخت اندکی قبل از باز شدن سوپاپ ورودی خاتمه یافته است و کل سوخت سیکل، احتمالاً، در حالت نزدیک به تبخیر کامل در انتظار ورود به داخل سیلندر است.

جدول 1 مشخصات موتور گونت CT300

1	تعداد سیلندر
8,14	نسبت تراکم
90mm	قطر سیلندر
74mm	کورس پیستون
470cm ³	حجم جابجایی
3000rpm	بیش‌ترین سرعت
20HV	تعداد و موقعیت سوپاپ‌ها
BTDC ¹ باز و 50°aBDC ² بسته	زمان‌بندی سوپاپ ورودی
BTDC ³ باز و 40°bBDC ⁴	زمان‌بندی سوپاپ خروجی
انژکتوری از نوع پاشش راهگاهی ⁵ با کنترل الکترونیکی	سیستم سوخت‌رسانی
الکترونیکی با امکان تنظیم آوانس جرقه	سیستم جرقه زنی
آب	نوع خنک کاری

گازهای خروجی و نسبت هوا به سوخت نسبی با استفاده از یک دستگاه آنالیزور گاز ساخت شرکت ساکسون مدل انفرا لیت سی ال⁶ اندازه‌گیری شده است. فشار داخل سیلندر با استفاده از یک فشارسنج ساخت کیستلر⁷ مدل 6052C اندازه‌گیری شده است و از یک سیستم میدل آنالوگ به دیجیتال چهارکاناله ساخت شرکت ادلینک مدل DAQ2005 و نرم‌افزار مربوطه، برای ثبت داده‌ها، استفاده شده است. شکل 1 شماتیکی از موتور و تجهیزات جانبی آن را نمایش می‌دهد.

3- نحوه انجام آزمایش و تحلیل نتایج

در کار حاضر، سرعت موتور در 1800rpm، درجه گاز در حالت کاملاً باز، موقعیت جرقه برای حصول بالاترین گشتاور خروجی (در این حالت 33 درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا 33°CAaBTDC) تنظیم و ثابت نگه داشته شدند. طول پاشش سوخت بنزین ابتدا برای نسبت هم‌ارزی 0,90 تنظیم و طی انجام آزمایش ثابت نگه داشته شد. سپس، با تغییر زاویه شروع پاشش در بازه 180 درجه قبل تا 180 درجه بعد از نقطه مرگ بالای تنفسی (BTDC) (نقطه مرگ بالای تنفسی معادل با 360 درجه قبل و یا بعد از مرگ بالای تراکمی در نظر گرفته شده است) با گام 30 درجه آزمایش‌هایی انجام شد و برای هر آزمایش 500 سیکل پشت سر هم با فرکانس 80kHz ثبت شد. سیگنال‌های ذخیره شده از طریق برنامه فرترن قرائت و با استفاده از سیگنال BTDC داده‌های 500 سیکل از هم سوا شد. برای هر سیکل مقدار قله فشار و موقعیت زاویه میل‌لنگ آن تعیین و با استفاده از تغییرات فشار سیلندر و حجم آن برحسب زاویه میل‌لنگ کار بر سیکل و فشار موثر متوسط اندیکه از رابطه (1) محاسبه شد.

$$imep = \frac{\int P_d V}{V_d} \quad (1)$$

با استفاده از تعریف مقدار میانگین از رابطه (2)، مقادیر متوسط $imep$ ، P_{max} و $\theta_{P_{max}}$ برای 500 سیکل محاسبه شد.

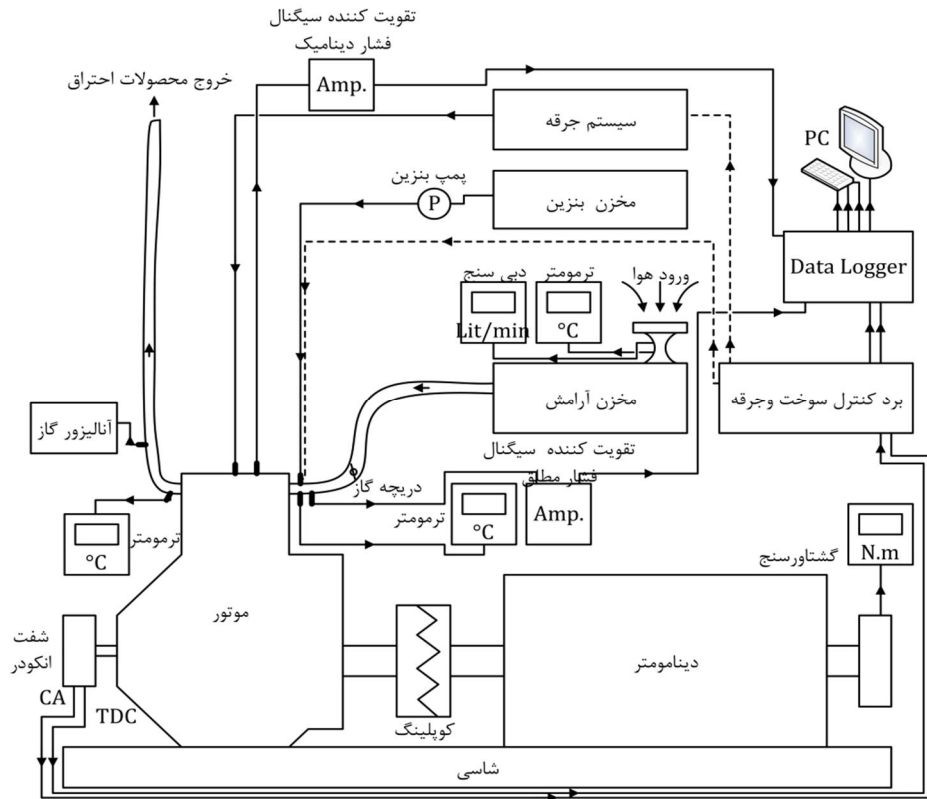
$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2)$$

برای $imep$ و P_{max} ، انحراف معیار و ضریب تغییر از روابط (3) و (4) محاسبه شد.

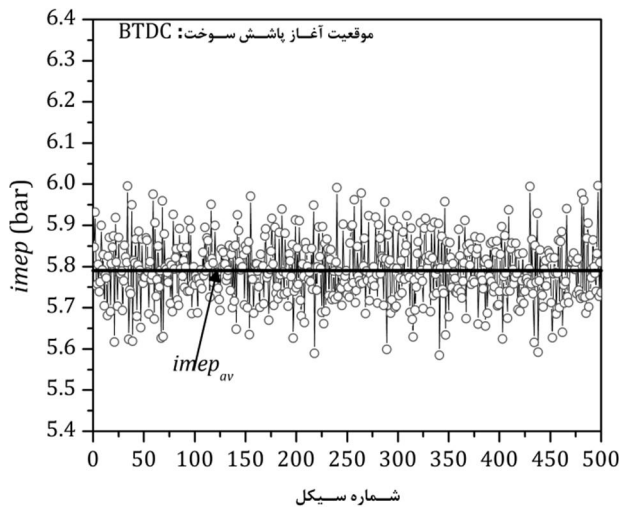
- 1- Breathing Top Dead Centre
- 2- after Bottom Dead Centre
- 3- before Bottom Dead Centre
- 4- after Breathing Top Dead Centre
- 5- Port Fuel Injection (PFI)
- 6- Saxon Infralyt CL
- 7- Kistler
- 8- Crank Angle before Top Dead Centre

9- Crank Angle before Breathing Top Dead Centre

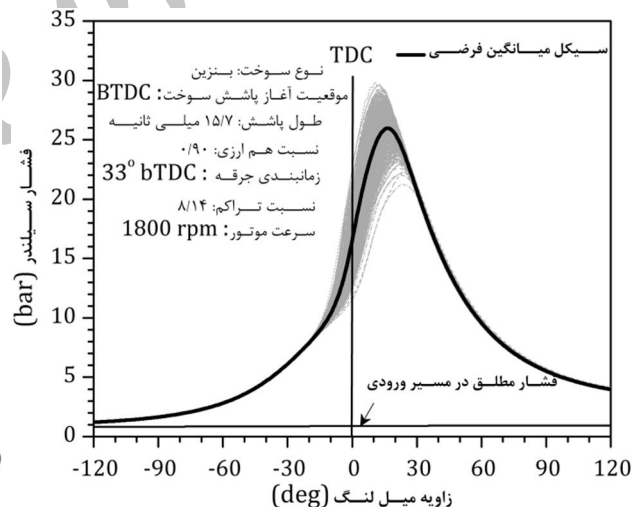
10- Crank Angle after Breathing Top Dead Centre



شکل 1 شماتیک موتور و تجهیزات جانبی



شکل 3 فشار موثر متوسط اندیکه 500 سیکل به همراه مقدار میانگین مربوطه در حالت با موقعیت آغاز پاشش در BTDC



شکل 2 فشار داخل سیلندر 500 سیکل پشت سرهم به همراه تغییرات فشار سیکل میانگین فرضی برحسب زاویه میل لنگ در حالت با موقعیت آغاز پاشش در BTDC

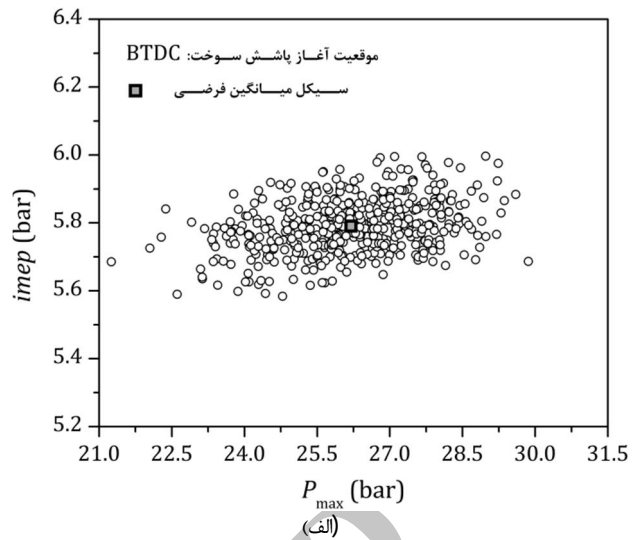
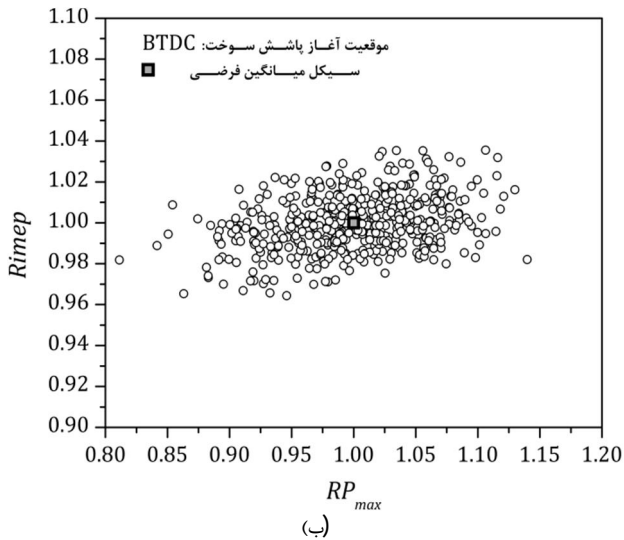
به محض باز شدن سوپاپ ورودی و آغاز کورس مکش، مخلوط اولیه ورودی به سیلندر احتمالاً غنی‌ترین و مخلوط نهایی ورودی به سیلندر فقیرترین از نظر قوت مخلوط بوده است.

ورود مخلوط با کیفیت متغیر با روند فوق به داخل سیلندر می‌تواند ناهمگنی در توزیع سوخت با احتمال مخلوط غنی‌تر در قسمت پایین سیلندر در آغاز تراکم را سبب شود. در طی کورس تراکم، جریان مخلوط به شکاف‌های بین سیلندر-پیستون-رینگ احتمالاً غنی‌تر بوده و در طول فرآیند احتراق شعله در درون مخلوطی فقیرتر از مخلوط متوسط کلی پیشروی کرده و سبب وقوع مقدار قله فشار پایین‌تر در موقعیت زاویه میل لنگ دورتر از TDC تراکمی شود.

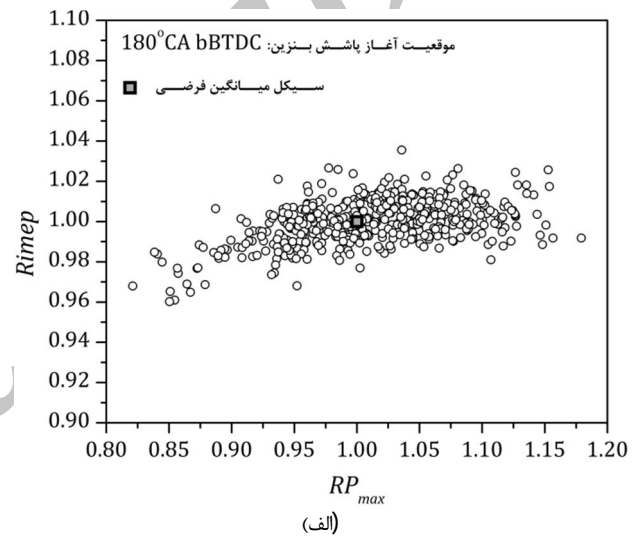
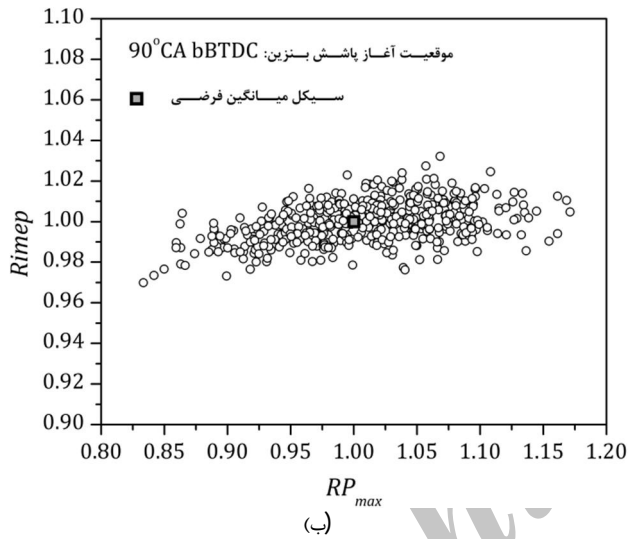
برای حالت موقعیت آغاز پاشش BTDC 90°C، تقریباً نصف سوخت

در حالت موقعیت آغاز پاشش BTDC 90°C، تقریباً نصف سوخت

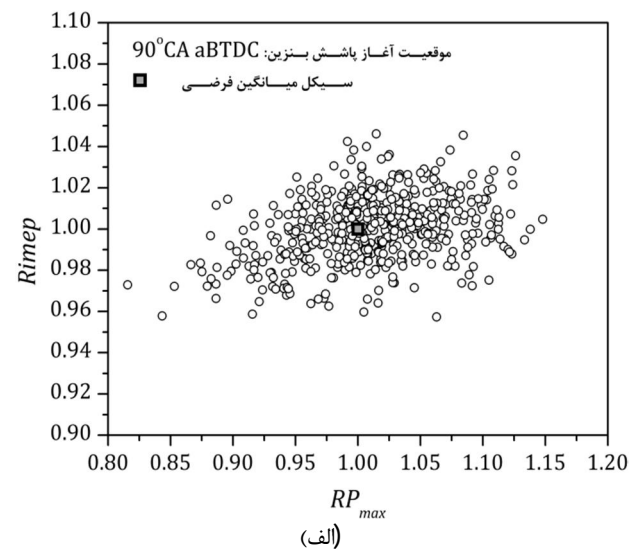
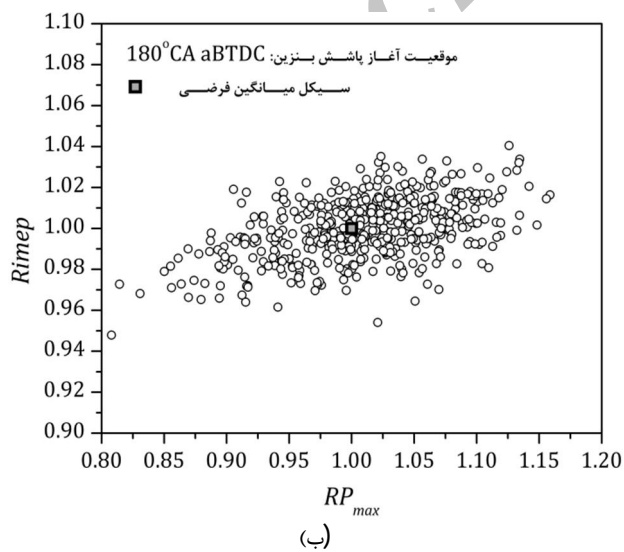
برای حالت موقعیت آغاز پاشش BTDC 90°C، تقریباً نصف سوخت



شکل 4 تغییرات (الف) imep برحسب P_{max} (ب) Rimep برحسب RP_{max} برای 500 سیکل در حالت با موقعیت آغاز پاشش BTDC و سیکل میانگین فرضی مربوطه



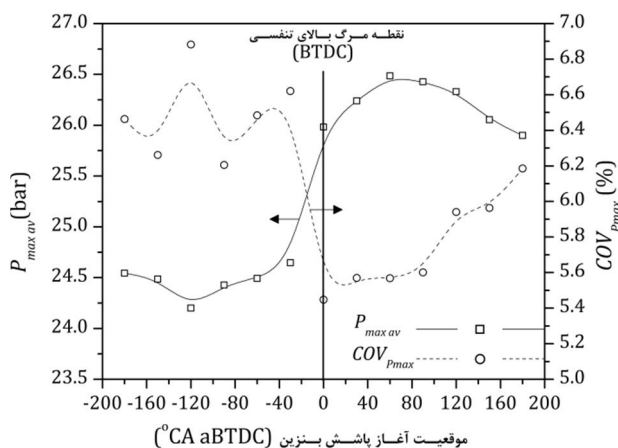
شکل 5 تغییرات Rimep برحسب RP_{max} برای 500 سیکل در حالت با موقعیت آغاز پاشش در (الف) 180°CA bBTDC و (ب) 90°CA bBTDC



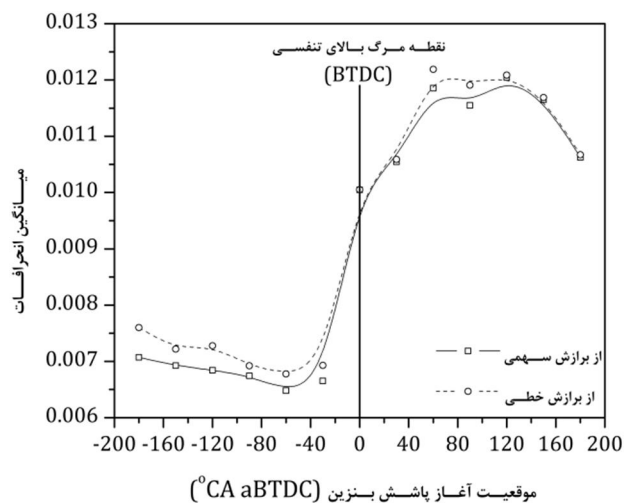
شکل 6 تغییرات Rimep برحسب RP_{max} برای 500 سیکل در حالت با موقعیت آغاز پاشش در (الف) 90°CA aBTDC و (ب) 180°CA aBTDC

می‌شود و می‌تواند در موقعیت پایین‌تر سیلندر قرار گیرد. با توجه به موقعیت هندسی شکاف‌های بین سیلندر-پیستون-رینگ، کیفیت گاز نشستی به این

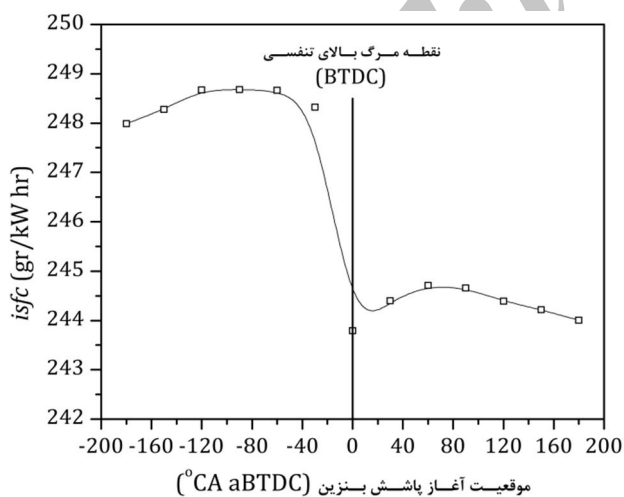
وقتی موقعیت آغاز پاشش سوخت در موقعیت 90°CA aBTDC است، در مرحله اولیه مکش مخلوط خیلی فقیرتر متمایل به هوای خالص وارد سیلندر



شکل 8 تغییرات میانگین قله فشار و ضریب تغییر آن به‌ازای موقعیت آغاز پاشش بنزین



شکل 9 میانگین انحرافات از منحنی برازش شده بر نمودارهای $R_{imep-RP_{max}}$ در هر موقعیت آغاز پاشش



شکل 10 تغییرات مصرف سوخت ویژه اندیکه به‌ازای موقعیت آغاز پاشش بنزین

برای بررسی الگوی توزیع داده‌ها در نمودارهای $R_{imep-RP_{max}}$ ، برازش‌های خطی و سهمی به‌عمل آمد و میانگین انحرافات در الگوی سهمی کمتر مشاهده شد. لذا، مبنای برای پراکندگی داده‌ها در این نمودارها میانگین انحرافات از الگوی سهمی برآورد شده در نظر گرفته شد که تغییرات مربوطه برحسب موقعیت آغاز پاشش سوخت در شکل 9 آمده است. با توجه به شکل 9، مشاهده می‌شود که میانگین انحرافات در حالت‌های با موقعیت پاشش بعد

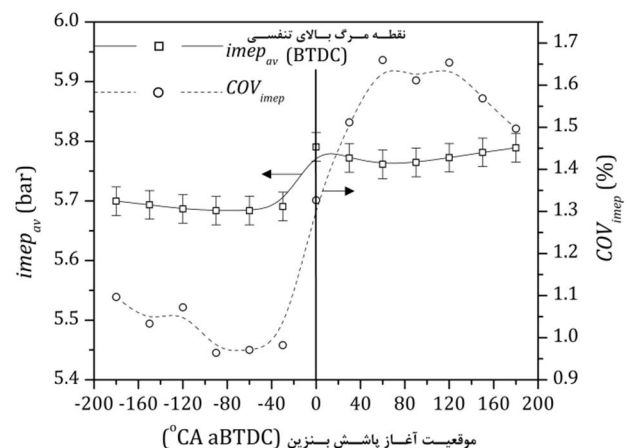
شکاف‌های مرحله مکش ممکن است از لحاظ سوخت فقیر باشد. در مراحل میانی و نهایی مکش، سوخت تزریقی جریان ورودی را همراهی می‌کند و احتمال حضور مخلوط مناسب در جوار شمع و پیشروی شعله با سرعت مناسب‌تر می‌تواند قله فشار بالاتر با موقعیت زاویه میل‌لنگ نزدیک‌تر به TDC را نتیجه بدهد.

در حالت موقعیت آغاز پاشش 180°CAaBTDC بیش از دو سوم سوخت سیکل جاری به‌صورت سوخت در انتظار ورود از پاشش سوخت طی کورس مکش سیکل قبلی است و مابقی در طول مکش به جریان ورودی تزریق می‌شود. چنین وضعیتی می‌تواند مخلوط نسبتاً همگنی را در درون سیلندر مهیا کند و سبب مقدار و موقعیت قله فشار مناسبی بشود.

از مقایسه شکل‌های 5 و 6 مشاهده می‌شود که پراکندگی ابر توزیع داده‌ها در حالت‌های 90 و 180 درجه میل‌لنگ بعد از BTDC بیشتر از حالت‌های 90 و 180 درجه میل‌لنگ قبل از BTDC است. از نتایج تجربی حاصله برای هر یک از حالت‌های مختلف، میانگین‌های فشار موثر متوسط اندیکه و ضرایب تغییر مربوطه با استفاده از روابط (2) تا (4) محاسبه شد. شکل 7 تغییرات میانگین فشار موثر متوسط اندیکه و ضریب تغییر آن را برحسب موقعیت آغاز پاشش بنزین نمایش می‌دهد.

مشاهده می‌شود که مقدار $imep$ میانگین برای حالت‌های موقعیت آغاز پاشش بعد از BTDC بیشتر از مقادیر مربوط به حالت‌های قبل از BTDC است. همچنین، ملاحظه می‌شود که بیشترین درصد ضریب تغییر $imep$ بعد از BTDC و کمترین مقدار آن قبل از BTDC ظاهر شده است. با توجه به اینکه طبق رابطه (3) انحراف معیار می‌تواند مبنای برای پراکندگی داده‌ها باشد و ضریب تغییر از نسبت انحراف معیار به مقدار متوسط طبق رابطه (4) حاصل شده است، لذا، پراکندگی داده‌ها برای حالت‌های با موقعیت پاشش بعد از BTDC بیشتر از حالت‌های قبل از BTDC است. اگرچه تصور عمومی بر این است که با تقلیل تغییرات سیکلی کار اندیکه بر سیکل $imep$ می‌تواند افزایش یابد، نتایج حاصله برای شرایط مطرح شده چنان رفتاری را نمایش نمی‌دهد.

در شکل 8، تغییرات مقدار P_{max} سیکل میانگین فرضی و ضریب تغییر قله فشار برحسب موقعیت آغاز پاشش بنزین نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود که مقادیر P_{max} سیکل میانگین فرضی برای حالت‌های با موقعیت آغاز پاشش بعد از BTDC بزرگ‌تر از مقادیر مربوط به حالت‌های قبل از BTDC است و کمترین ضریب تغییر قله فشار در موقعیت آغاز پاشش بعد از BTDC ظاهر شده است.



شکل 7 تغییرات میانگین و ضریب تغییر فشار موثر متوسط اندیکه برحسب موقعیت آغاز پاشش بنزین به همراه خط خطای $imep$ میانگین

از BTDC بیشتر ظاهر شده است.

با استفاده از آهنگ پاشش سوخت مصرفی و توان اندیکه موتور، مصرف سوخت ویژه اندیکه¹ در حالت‌های مختلف محاسبه شد و تغییرات آن برحسب موقعیت پاشش سوخت در شکل 10 جمع‌بندی شد. مشاهده می‌شود که برای موقعیت‌های پاشش بعد از نقطه مرگ بالای تنفسی، مصرف سوخت ویژه اندیکه مقادیر پایین تری دارد.

5- تحلیل خطای آزمایش‌ها

با توجه به اینکه گام زمانی تنظیم طول پاشش بنزین در طراحی سیستم کنترل 0,1 میلی ثانیه است و کیفیت مخلوط از طریق دستگاه آنالیزور گاز تعیین شد، امکان تغییر طول پاشش با گام کوچک‌تر از 0,1 مقدور نبود. لذا، با توجه به طول زمان پاشش 15,7 میلی ثانیه نسبت هم‌ارزی 0,9 با دقت ± 0003 همراه بوده است.

سیستم تبدیل داده‌های آنالوگ به دیجیتال استفاده شده بر مبنای 12bit عمل می‌کند. این وضعیت برای گستره کاری تعریف شده ترانسدیوسر فشار دینامیک (0-50 bar) دقت اندازه‌گیری ± 0006 bar را نتیجه می‌دهد. همچنین، از بررسی‌های به‌عمل آمده هماهنگی خیلی خوبی بین گشتاور خروجی با *imep* میانگین در حالت‌های مختلف مشاهده شد که تنظیم مناسب TDC در طول آزمایش‌ها را نشان می‌دهد. با این وجود، چون دقت در ثبت گشتاور 0,05 N.m است که در این آزمایش‌ها حداکثر حدود 0,25 درصد خطا را متوجه *imep* میانگین می‌کند، از خطاهای مذکور حداکثر انحراف مقادیر *imep* حدود ± 0024 bar برآورد شد که در شکل 7 در کنار داده‌های *imep* میانگین به‌صورت خط خطا رسم شد.

6- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، با تثبیت پارامترهای مختلف از جمله سرعت موتور، وضعیت درجه گاز، زمان‌بندی جرقه، شرایط ورودی و نسبت تراکم، طول پاشش سوخت سیکل‌ها نیز ثابت نگه داشته شد و فقط موقعیت آغاز پاشش تغییر داده شد. با توجه به نتایج حاصله و تجزیه و تحلیل‌های به‌عمل آمده در قسمت‌های قبل، می‌توان نکات زیر را نتیجه‌گیری کرد:

- پراکندگی داده‌های فشار موثر متوسط اندیکه برای حالت‌هایی که موقعیت آغاز پاشش بعد از موقعیت BTDC است بیشتر از حالت‌های با موقعیت آغاز پاشش قبل از BTDC است.
- مقدار *imep* میانگین و ضریب تغییرات آن با موقعیت آغاز پاشش تغییر می‌کند.
- مقدار P_{max} سیکل میانگین فرضی و ضریب تغییرات قله فشار با موقعیت آغاز پاشش تغییر می‌کند و مقادیر P_{max} سیکل میانگین فرضی برای حالت‌های موقعیت آغاز پاشش بعد از BTDC بزرگ‌تر از مقادیر مربوط به حالت‌های قبل از BTDC است و کمترین ضریب تغییر قله فشار در موقعیت آغاز پاشش بعد از BTDC ظاهر شده است.
- نتایج حاصل در شرایط مطرح شده نشان می‌دهد که میانگین انحرافات و *imep* میانگین در حالت‌های با موقعیت پاشش قبل از نقطه مرگ بالای تنفسی کمتر هستند.
- در نتایج کار حاضر *isfc* بازای پاشش در موقعیت‌های بعد از BTDC کمتر از موقعیت‌های شروع پاشش قبل BTDC است و به این معنی است که افزایش تغییرات سیکلی *imep* با کاهش *isfc* همراه بود.

1- Indicated specific fuel consumption (isfc)

7- فهرست علائم

aBDC	بعد از مرگ پایین
aBTDC	بعد از مرگ بالای تنفسی
Amp	تقویت‌کننده
bBTDC	قبل از مرگ بالای تنفسی
bBDC	قبل از مرگ پایین
BTDC	مرگ بالای تنفسی (معادل با 360 درجه قبل یا بعد از مرگ بالای تراکمی)
°CA	درجه میل‌لنگ
COV	ضریب تغییرات
<i>Imep</i>	فشار موثر متوسط (bar)
<i>isfc</i>	مصرف سوخت ویژه اندیکه
<i>Rimep</i>	فشار موثر متوسط نسبی
RP_{max}	فشار بیشینه نسبی
S	میانگین انحرافات
μ	میانگین حسابی
σ	انحراف از میانگین
زیر نویس‌ها	
av	متوسط
max	بیشینه

8- مراجع

- [1] B. Erkus, Ali Surmen, M. I. Karamangil, A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fueled SI engine, *Fuel*, Vol. 107, pp. 511-517, 2013.
- [2] J. Li, Ch. Gong, Y. Su, H. Li Dou, X. Jun Liu, Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol, *Fuel*, Vol. 89, pp. 3919-3925, 2010.
- [3] D. Lyon, Knock and cyclic dispersion in a spark ignition engine, petroleum based fuels and automotive applications, In *I. Mech. E. Conf. Proc. MEP*, London, 1986.
- [4] Lyon D. Knock and cyclic dispersion in a spark ignition engine, petroleum based fuels and automotive applications. In *I. Mech. E. Conf. Proc. MEP*, London, 1986.
- [5] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, Society of Automotive Engineers, 1992.
- [6] M. AkifCeviz, A. K. Sen, A. K. Küleri, I. VolkanÖner, Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline-hydrogen blends, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 314-324, 2012.
- [7] M. A. Ceviz, Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 961-966, 2007.
- [8] P. L. Curto-Risso, A. Medina, A. Calvo Hernández, L. Guzmán-Vargas, F. Angulo-Brown, On cycle-to-cycle heat release variations in a simulated spark ignition heat engine, *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 1557-1567, 2011.
- [9] E. Abdi Aghdam, A. A. Burluka, T. Hattrell, K. Liu, G. W. Sheppard, J. Neumeister, et al., Study of cyclic variation in an SI engine using quasi-dimensional combustion model, *SAE Paper No. 2007-01-0939*, 2007.
- [10] E. Galloni, Analyses about parameters that affect cyclic variation in a spark ignition engine, *Applied Thermal Engineering* Vol. 29, pp. 1131-1137, 2009.
- [11] E. Zervas, Correlations between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2073-2081, 2004.
- [12] G. C. De Soete, Propagation behaviour of spark ignited flames in the early stages, *International Conference on Combustion in Engineering*, vol. 1, Mech. E. Conf. Proc. MEP, London, 1983.

- [15] E. Abdi, M. Ghorbanzadeh, The effect of different fuels (gasoline & natural gas) on cyclic variations of a spark ignition engine running on lean mixture, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 12, pp. 101-108, 2014. (In Persian)
- [16] M. Namazian, J. B. Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, *SAE paper 820088*, 1982.
- [13] F. Morey, P. Seers, Comparison of cycle-by-cycle variation of measured exhaust-gas temperature and in-cylinder pressure measurements, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 487-491, 2010.
- [14] H. G. Zhang, X. J. Han, B. F. Yao, G. X. Li, Study on the effect of engine operation parameters on cyclic combustion variations and correlation coefficient between the pressure-related parameters of a CNG engine, *Applied Energy*, Vol. 104, pp. 992-1002, 2013.

Archive of SID