



بررسی تجربی افزایش بازه عملکردی موتور اشتعال تراکمی همگن با سوخت بنزین

مسعود ریحانیان¹، مصطفی محبی²، وحید حسینی³*

¹ دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران m_reyhaniyan@mech.sharif.edu

² دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران ship_design@yahoo.com

³ دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران vhosseini@sharif.edu

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: 30 آذر 1394

پذیرش: 29 بهمن 1394

کلیدواژه‌ها:

موتور اشتعال تراکمی همگن

بازه عملکردی موتور

پرخوران

سوخت بنزین

ویژگی اصلی موتورهای اشتعال تراکمی (HCCI) کاهش شدید آلاینده NOx و PM همزمان با افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت است. با این وجود به علت بازه کاری محدود و نبود راه‌های معین برای پایش زمان شروع احتراق کاربردهای این موتورها محدود مانده است. در این مطالعه از موتوری تک استوانه دیزلی با نسبت تراکم 19,3 برای احتراق در حالت HCCI استفاده شده است. بازه کاری در این مطالعه براساس λ و EGR تعریف شده است. در موتوری HCCI برای مقادیر ثابت نسبت تراکم، دور موتور، دما و فشار دمای هوای ورودی می‌توان با تغییر مقدار λ و EGR به مقدار توان مورد نیاز دست یافت. کلیه آزمون‌ها در دمای هوای ورودی 75 درجه سانتیگراد و فشار ورودی 137 کیلوپاسکال و دور 1600 rpm انجام گرفته است. مقدار گازهای EGR هم در آزمون‌ها از صفر تا 41 درصد متغیر بوده است. در آزمون‌ها در هر EGR ثابت مقدار λ از حالت کوبش تا حالت بدسوزی جاروب شده است. نتایج نشان داد با استفاده از EGR می‌توان بازه کاری موتور HCCI را تا بارهای متوسط ($imep = 5.4 \text{ bar}$) افزایش داد. در یک مقدار EGR ثابت با افزایش مقدار λ مقادیر HC و CO افزایش یافت. روند کلی کاهش HC و CO با افزایش EGR به علت ماهیت مخلوط است که با افزایش EGR به سمت مقدار درست (stoichiometric) می‌رود. ولی EGR به خودی خود باعث افزایش این آلاینده‌ها می‌گردد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



1- مقدمه

بازة کاری در این مطالعه بر اساس λ و EGR تعریف شده است. در موتوری HCCI برای مقادیر ثابت نسبت تراکم، دور موتور، دما و فشار دمای هوای ورودی می‌توان با تغییر مقدار λ و EGR به مقدار توان مورد نیاز دست یافت. این مقادیر می‌تواند در نقشه نگاهت موتور استفاده شود. به طوری که ECU می‌تواند مقادیری را که متناسب با بار درخواستی و بازده بیشینه است از بازة عملکردی موتور انتخاب کند.

2- تجهیزات آزمایشگاهی

برای انجام آزمون‌های مربوطه از موتوری دیزل تک استوانه چهار زمانه با نام FARYMAN 18W استفاده شده است. البته تغییراتی در این موتور به منظور دسترسی به احتراق HCCI انجام گرفته است. در جدول 1 مشخصات فنی این موتور آمده است.

جدول 1: مشخصات فنی موتور تک استوانه FARYMAN 18W

1	تعداد استوانه
290	حجم جابه‌جایی (cm^3)
82	قطر سمبه (mm)
55	طول پیمایش سمبه (mm)
19,3	نسبت تراکم
6 درجه BTDC	زمان باز شدن دریچه هوا
5,5 درجه ATDC	زمان بسته شدن دریچه دود

موتور تک استوانه FARYMAN به یک لگام ترمز ادی کارنت هوا خنک متصل شده است. این لگام ترمز قادر است که با کمک موتوری الکتریکی AC موتور را در حالت موتورگردانی راه اندازی کند و همچنین با جذب توان، سرعت موتور را با استفاده از پایش کننده لگام ترمز در مقدار دلخواه ثابت نگه دارد. در شکل 1 نمای کلی از موتور و تجهیزات مربوط به آن آمده است. همچنین در شکل 2 تصویر میز آزمون آزمایشگاهی نشان داده شده است. سامانه ورودی از یک شارسنج هوا، مخزن آرامش و گرم کن هوا تشکیل شده است. همچنین یک افشانه به منظور پاشش راه گاهی به موتور اضافه گشته است. مقدار سوخت پاشش راهگاهی توسط یک شارسنج نوع SITRANS F C MASS 2100 اندازه‌گیری می‌گردد. مقدار و زمان پاشش افشانه راهگاهی توسط یک ECU پایش می‌شود.

در قسمت خروجی لوله EGR، شیر EGR و یک شیر تخلیه وجود دارد. برای اندازه‌گیری فشار داخل استوانه از یک حسگر پیزوالکتریک ساخت شرکت KISTLER نوع A6043 استفاده شده است که قادر است به کمک محور ENCODER ساخت شرکت autonics مقدار فشار داخل استوانه را در هر 0,1 درجه زاویه لنگ گزارش کند. هوای ورودی به داخل استوانه توسط یک متراکم کننده هوا تأمین می‌شود.

اساسی‌ترین راه‌حل برای پایش مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای استفاده از احتراق با بازده انرژی بیشتر و تولید آلاینده‌ها کمتر است. به همین منظور شکل جدید احتراق به عنوان احتراق اشتعال تراکمی همگن¹ در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است و دارای طبیعتی متفاوت با دو مفهوم احتراقی مرسوم است [1, 2]. عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی همگن بر این مبنا استوار است که مخلوط هوا و سوخت به صورت پیش آمیخته وارد محفظه احتراق شده و احتراق به واسطه فعال شدن سازوکارهای خودبه‌خودی واکنش شیمیایی در یک فشار و دمای مشخص شروع می‌شود.

اگرچه احتراق HCCI باعث بازده بهتر و کاهش آلاینده NOx و PM در موتوری احتراق داخلی می‌شود [3, 4]، اما موتور HCCI باید به سه چالش عمده پیش روی آن غلبه کند. اولین مشکل پایش زمان احتراق است. احتراق در موتور HCCI تنها وابسته به واکنش‌پذیری شیمیایی مخلوط است، به عبارت دیگر هیچ روش بیرونی برای پایش زمان احتراق به صورتی که موتور به صورت عادی کار کند و بهترین عملکرد خود را داشته باشد وجود ندارد. چالش بعدی محدود بودن محدوده عملکردی آن است. تغییر شرایط کارکردی موتور مانند دور موتور و بار می‌تواند سبب کوبش و بد سوژی گردد. مشکل دیگر موتور HCCI استارت سرد است. احتراق قابل قبول تنها زمانی رخ می‌دهد که دمای ورودی به حد کافی زیاد باشد که بتواند اشتعال خود به خودی مخلوط صورت پذیرد [5].

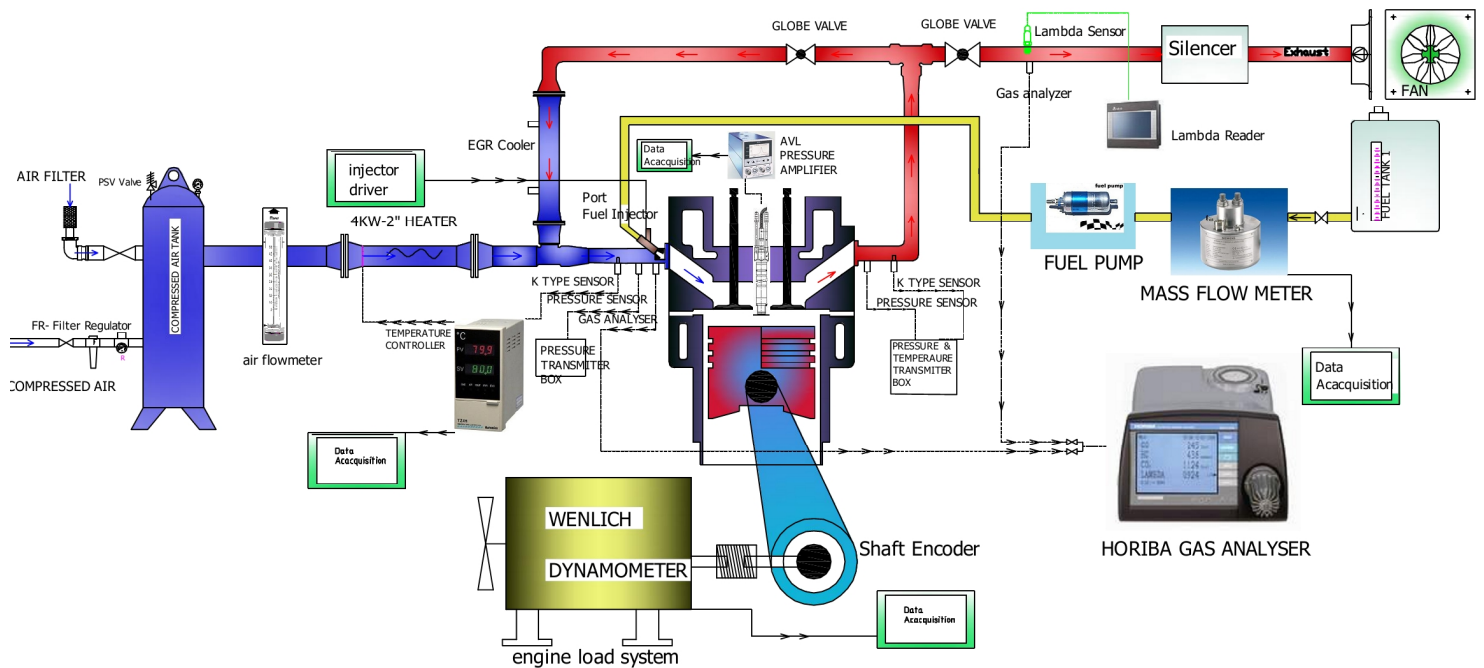
از آنجا که احتراق HCCI در زمان کوتاه‌تری انجام می‌شود می‌توان مقدار بیشتری بازخورانی گازهای خروجی² را در این موتور به کاربرد و به مزایای بیشتری از EGR دست یافت. در حقیقت موتور HCCI برای کاهش نرخ واکنش و دما و فشار بیشینه به مقدارهای بیشتر EGR در تعدادی از نقاط کاری خود نیاز دارد [6].

مطالعات زیادی در سال‌های گذشته به منظور گسترش بازه کاری موتور HCCI انجام گرفته است.

باوه و همکاران با استفاده از تابع چگالی احتمال بهبود یافته بازه کاری AFR-EGR را برای موتوری HCCI با مرزهای کوبش و بدسوژی بدست آوردند [7]. در این مدل برای تشخیص کوبش از افزایش بیش از حد نرخ فشار استفاده شد.

کوزویاما و همکاران با استفاده از ترکیب EGR داخلی و خارجی و پرخوران، بازه کاری موتوری HCCI گاز طبیعی را گسترش دادند [8]. آگاوا و همکاران پیشنهاد کردند که ترکیب یک سوخت با عدد اکتان کوچک با نسب تراکم کم با پاشش مستقیم متانول می‌تواند بازه کاری موتوری HCCI را به مقدار زیادی گسترش دهد [9].

¹ Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)² Exhaust gas recirculation (EGR)



شکل 1: تجهیزات آزمایشگاهی

ورودی 75°C و فشار ورودی 137 kPa و دور 1600 rpm انجام گرفته است. درصد گازهای پرخوران (EGR) هم در آزمون‌ها از 0 تا 41 درصد متغیر بوده است. در آزمون‌ها در هر EGR ثابت مقدار لامبدا از حالت کوبش تا حالت بد سوزی جاروب شده است.

جدول 2: مشخصات سوخت بنزین

مقدار گوگرد (ppm)	34,4
عدد اکتان تحقیقاتی	91,2
عدد اکتان موتوری	82,2
محتوای بنزین	%0,88

جدول 3: شرایط آزمون برای حالت HCCI

بنزین	سوخت
73	دمای ورودی (درجه سانتیگراد)
137	فشار ورودی (کیلوپاسکال)
138	فشار خروجی (کیلوپاسکال)
41-0	EGR (درصد)
1600	سرعت دورانی موتور (د.د.د.)

در شکل 3 نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ برای لامبدهای مختلف در مقدار $\text{EGR} = 41\%$ رسم گردیده است. همان‌گونه که از شکل مشخص است با کاهش لامبدا (افزایش مقدار سوخت) احتراق زودتر شروع شده است و بیشینه فشار نیز افزایش یافته است. در $\lambda = 1.53$ همان‌گونه که در نمودار قابل مشاهده است نمودار فشار همراه



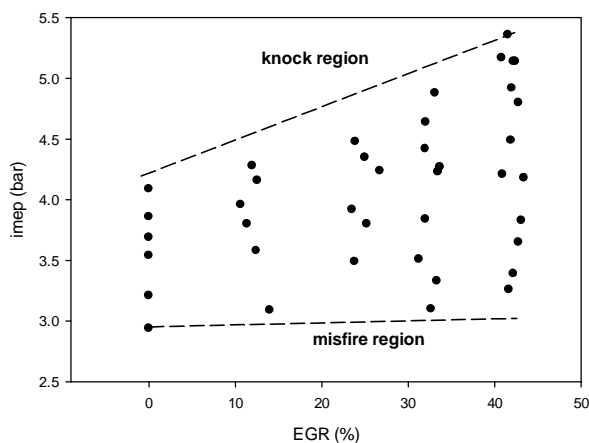
شکل 2: تصویر میز آزمون آزمایشگاهی

این هوا به مخزن آرامش وارد می‌شود که فشار آن توسط یک تنظیم‌کننده می‌تواند در مقدار دلخواه تنظیم گردد. در نتیجه فشار هوای ورودی به موتور در هر مقدار مورد نیاز قابل تأمین خواهد بود. همچنین برای تنظیم دمای هوای ورودی موتور از یک گرم کن همراه با پایش گر PID استفاده شده است. مقدار EGR از تقسیم غلظت حجمی CO_2 در ورودی موتور به غلظت حجمی CO_2 در خروجی موتور بدست می‌آید. غلظت CO_2 در ورودی و خروجی موتور توسط سنسورگر آلاینده‌گی HORRIBA نوع MEXA-1440 به دست می‌آید.

3. نتایج

سوخت استفاده شده در آزمون‌ها سوخت بنزین یورو 4 است. مشخصات این سوخت در جدول 2 آمده است. در جدول 3 شرایط آزمایش برای حالت HCCI آمده است. کلیه آزمون‌ها در دمای هوای

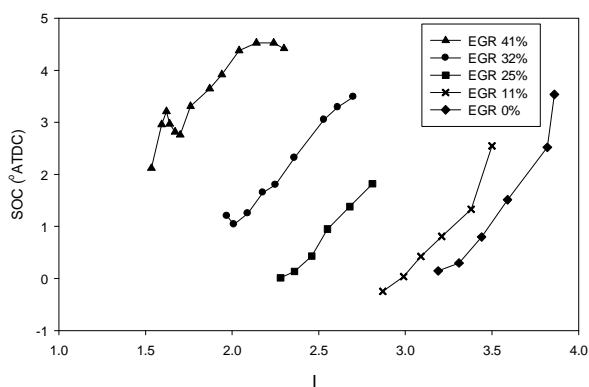
مقدار EGR را نمی‌توان به هر مقداری زیاد کرد. در این مطالعه حداکثر مقدار EGR، 41 درصد بوده است. افزایش مقدار EGR از حدی مشخص باعث می‌گردد که بازه کاری موتور به یک نقطه محدود گردد که آن نقطه هم بین کوبش و بدسوزی در نوسان است. در این شرایط تغییر λ نیز کمکی نخواهد کرد. در واقع در مقدار EGR خیلی زیاد، احتمال در تماس بودن مولکول‌های سوخت با اکسیدکننده بسیار کاهش می‌یابد.



شکل 3: بازه کاری موتور برحسب imep-EGR در شرایط جدول 3

شکل 4 و شکل 5 بازه کاری موتور بر حسب EGR- λ و imep-EGR نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌گردد با افزایش مقدار EGR با توجه به اینکه مقداری از هوای ورودی توسط EGR اشغال می‌گردد و در نتیجه شار هوای ورودی کاهش می‌یابد بنابراین مقدار λ کم می‌شود. گاز EGR از مولکول‌های سه اتمی مانند H_2O و CO_2 تشکیل شده است بنابراین ظرفیت حرارتی آن بزرگتر و نسبت گرمایی ویژه (γ) آن کوچکتر از هوا است. در نتیجه با افزودن EGR دمای پس از تراکم کاهش می‌یابد. چون شروع احتراق HCCI شدیداً تابع دما است، با افزایش EGR احتراق به تأخیر می‌افتد. از طرفی با افزایش EGR نرخ افزایش فشار کاهش و مدت احتراق طولانی‌تر می‌گردد. در نتیجه می‌توان با افزایش سوخت به توان‌های بزرگتری با EGR دست یافت بدون اینکه پدیده کوبش رخ دهد.

$$\frac{dQ_{HR}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (1)$$

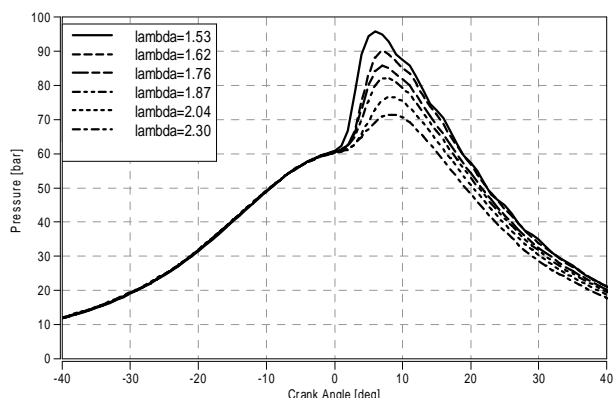


شکل 5: نمودار شروع احتراق بر حسب λ در مقادیر مختلف EGR

همان‌گونه که شکل 6 مشخص است هم مقدار λ و هم EGR بر زمان شروع احتراق تأثیر گذار است. افزایش EGR و افزایش λ هر دو باعث تأخیر در شروع احتراق می‌گردند.

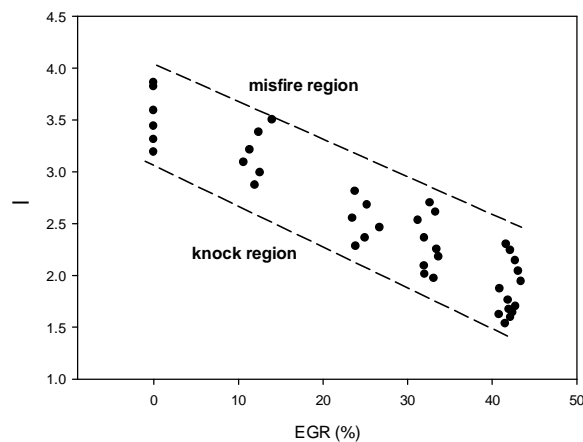
شکل 7 تغییرات فشار بیشینه احتراق را بر حسب λ در مقادیر مختلف EGR نشان می‌دهد. بیشینه فشار احتراق یک متغیر کلیدی برای

با نوسانات است که نشان دهنده وقوع کوبش در احتراق است. همچنین در $\lambda = 2.3$ نیز موتور با بدسوزی کار کرده است که از روی تغییرات زیاد مقدار imep قابل تشخیص است.



شکل 4: فشار بر حسب زاویه لنگ برای لامبدهای مختلف در مقدار EGR = 43% در شرایط جدول 3

بنابراین همان‌طور که در شکل 5 مشخص است با افزایش EGR imep قابل دستیابی قبل از وقوع کوبش افزایش می‌یابد. اما

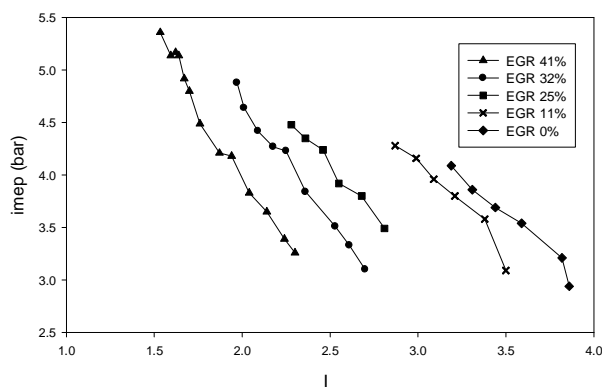


شکل 6: بازه کاری موتور بر حسب EGR- λ در شرایط جدول 3

بنابراین همان‌طور که در شکل 5 مشخص است با افزایش EGR imep قابل دستیابی قبل از وقوع کوبش افزایش می‌یابد. اما

برای آزمون‌های انجام گرفته شده مشاهده شد وقتی $\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_{max} > 10 \text{ bar/CAD}$ نوسانات فشار حاصل از کوبش در نمودار فشار پدیدار می‌شود و همچنین صدای حاصل از کوبش نیز قویتر از این حد قابل شنیدن است. بنابراین حد کوبش برای این موتور 10 bar/CAD است.

با ترکیب λ و EGR توان خروجی از موتور را می‌توان تعیین کرد. تغییرات فشار مؤثر متوسط (imep) که متناسب با توان خروجی موتور است با λ در مقادیر EGR مختلف در شکل 9 نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل مشخص است، با وجود اینکه مقداری از هوای تازه با EGR جایگزین می‌گردد ولی مقدار imep با افزایش EGR به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. زیرا با افزایش EGR شروع احتراق به تأخیر می‌افتد و امکان وقوع کوبش کاهش می‌یابد در نتیجه می‌توان مقدار سوخت را افزایش داد و موتور در شرایط غنی‌تر کار کند و در نتیجه توان بیشتری تولید نماید.



شکل 9: تغییرات فشار مؤثر متوسط با λ در مقادیر مختلف EGR

یک معیار مناسب برای بدسوزی یا عدم پایداری احتراق ضریب تغییرات imep است.

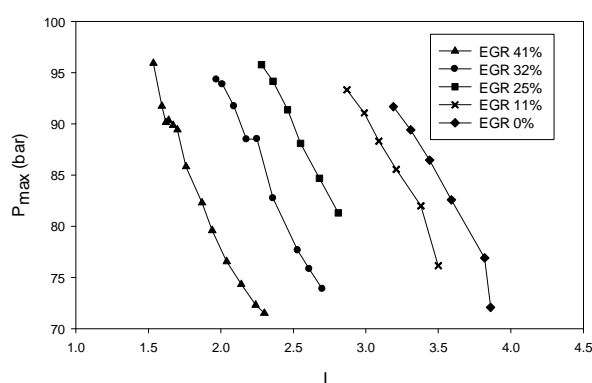
ضریب تغییرات بدین صورت تعریف می‌شود:

$$COV(\%) = 100 \times \frac{\sigma_{imep}}{imep_{mean}} \quad (2)$$

که σ_{imep} انحراف معیار imep و $imep_{mean}$ میانگین imep برای تعداد مشخصی چرخه است. در این مطالعه تعداد چرخه‌ها 300 در نظر گرفته شده است. شکل 10 ضریب تغییرات imep بر حسب λ را در مقادیر مختلف EGR نشان می‌دهد. ضریب تغییرات بیشتر از 4 درصد به عنوان بدسوزی در نظر گرفته شده است.

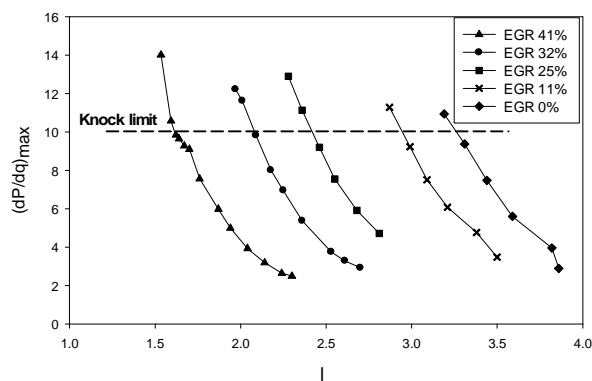
روند تغییرات HC و CO با λ در مقادیر مختلف EGR در شکل 11 و شکل 12 نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد در یک مقدار EGR ثابت با افزایش مقدار λ مقادیر HC و CO افزایش

طراحی ساختاری موتور است. معمولاً موتورهای دیزل در نسبت تراکم‌های بزرگتر کار می‌کنند و فشار بیشینه آن نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای بزرگتر است. فشار بیشینه احتراق در موتورهای HCCI به علت نرخ افزایش فشار بزرگتر از موتور دیزل نیز بیشتر است. احتراق یکباره، همراه با دمای ورودی گرم و نسبت تراکم‌های نسبتاً زیاد موجب فشار بیشینه قوی در احتراق HCCI می‌گردد که یک عامل محدود کننده در به‌کارگیری این احتراق است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش λ مقدار فشار بیشینه کاهش می‌یابد، همچنین در یک λ ثابت با افزایش EGR فشار بیشینه، کاهش می‌یابد. اما مقدار بیشینه فشاری که در هر مقدار EGR می‌توان دست یافت تقریباً ثابت است.



شکل 7: تغییرات فشار بیشینه احتراق بر حسب λ در مقادیر مختلف EGR

شکل 8 تغییرات بیشینه مشتق اول فشار نسبت به زاویه لنگ را بر حسب λ در مقادیر مختلف EGR نشان می‌دهد. بیشینه مشتق اول فشار نسبت به زاویه لنگ $\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_{max}$ می‌تواند معیار مناسبی برای تشخیص وقوع کوبش در موتور باشد. به طوری که اگر مقدار آن از حد مشخصی بیشتر باشد نشان دهنده وقوع کوبش در موتور است. این مقدار بسته به نوع احتراق، نوع سوخت و مشخصات موتور می‌تواند متفاوت باشد.



شکل 8: تغییرات بیشینه مشتق اول فشار نسبت به زاویه لنگ بر حسب λ در مقادیر مختلف EGR

4. نتیجه گیری

در این مطالعه افزایش بازه کاری موتوری HCCI بنزین سوز تک استوانه با استفاده از اضافه کردن EGR به صورت تجربی بررسی گردید. نتایج زیر از این مطالعه بدست آمد:

(1) با استفاده از EGR می توان بازه کاری موتور HCCI را تا بارهای متوسط ($imep = 5.4$) افزایش داد.

(2) افزایش EGR و افزایش λ هر دو باعث تأخیر در شروع احتراق می گردند.

(3) وقتی $\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_{max} > 10 \text{ bar/CAD}$ نوسانات فشار در نمودار فشار پدیدار می شود بنابراین حد کوبش برای موتور مورد استفاده 10 bar/CAD است.

(4) در یک مقدار EGR ثابت با افزایش مقدار λ مقادیر HC و CO افزایش می یابد.

(5) روند کلی کاهش HC و CO با افزایش EGR به علت ماهیت مخلوط است که با افزایش EGR به سمت درست می رود. ولی EGR به خودی خود باعث افزایش این آلاینده ها می گردد.

فهرست علائم

AFR	نسبت هوا به سوخت
EGR	گازهای برگشتی از دود
HCCI	احتراق تراکمی همگن
IMEP	فشار مؤثر متوسط
NOx	اکسیدهای ازت
p	فشار داخل استوانه
PM	ذرات معلق
V	حجم لحظه ای استوانه

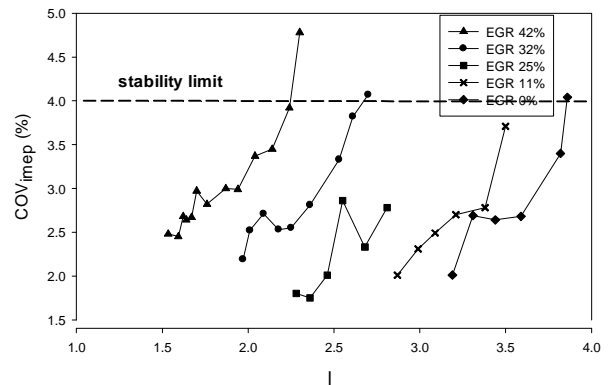
علائم یونانی

λ	نسبت هوا به سوخت به هوا به سوخت درست
γ	نسبت گرمای ویژه
σ	انحراف معیار

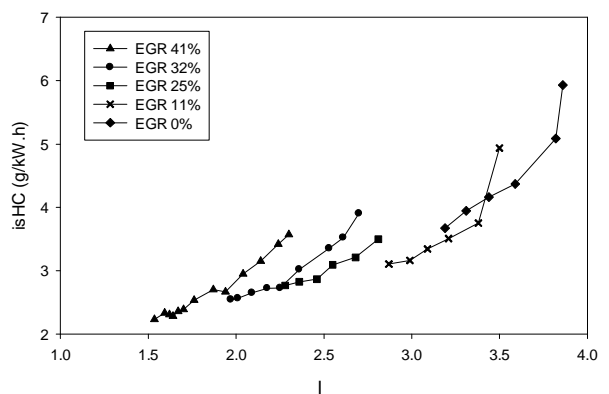
مراجع

- [1] R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications," *Training*, vol. 2014, pp. 02-24, 1999.
- [2] D. N. Assanis, P. M. Najt, J. E. Dec, J. A. Eng, T. N. Asmus, and F. Zhao, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2003. 646, 2003.
- [3] M. Kraft, P. Maigaard, F. Mauss, M. Christensen, and B. Johansson, "Investigation of combustion

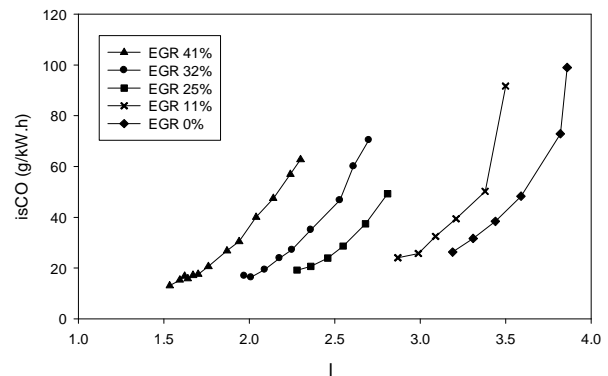
می یابد. زیرا با رقیق تر شدن مخلوط دمای احتراق کاهش خواهد یافت و این به معنی اکسید شدن کمتر HC و CO و مقدار آلاینده های بیشتر است. همچنین یک روند واضح کاهش آلاینده HC و CO با افزایش EGR وجود دارد. البته با نگاه دقیق تر مشخص است که در یک λ ثابت با افزایش EGR مقدار این آلاینده ها افزایش می یابد. در حقیقت روند کلی کاهش HC و CO با افزایش EGR به علت ماهیت مخلوط است که با افزایش EGR به سمت مقدار درست می رود. ولی EGR به خودی خود باعث افزایش این آلاینده ها می گردد.



شکل 10: تغییرات imep بر حسب λ را در مقادیر مختلف EGR



شکل 11: تغییرات HC با λ در مقادیر مختلف EGR



شکل 12: تغییرات CO با λ در مقادیر مختلف EGR

- [7] A. Bhave, M. Kraft, F. Mauss, A. Oakley, and H. Zhao, "Evaluating the EGR-AFR operating range of a HCCI engine," SAE Technical paper 0148-7191, 2005.
- [8] H. Kuzuyama, M. Machida, K. Akihama, K. Inagaki, and M. Ueda, "A study on natural gas fueled homogeneous charge compression ignition engine-expanding the operating range and combustion mode switching," SAE Technical Paper 0148-7191, 2007.
- [9] H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko, and H. Ando, "Combustion control and operating range expansion in an homogeneous charge compression ignition engine with direct in-cylinder injection of reaction inhibitors," International Journal of Engine Research, vol. 6, pp. 341-359, 2005.
- emissions in a homogeneous charge compression injection engine: Measurements and a new computational model," Proceedings of the combustion institute, vol. 28, pp. 1195-1201, 2000.
- [4] R. Ogink, Computer modeling of HCCI combustion: Chalmers University of Technology, 2004.
- [5] J. E. Dec, "A computational study of the effects of low fuel loading and EGR on heat release rates and combustion limits in HCCI engines," SAE Technical paper 2002.
- [6] P. Kongsereparp, Chemical kinetic based simulation for an HCCI engine and its combustion vol. 70, 2008.



Experimental investigation of gasoline fueled HCCI engine load expansion

M. Reyhanian¹, M. Mohebbi², V. Hosseini^{3*}

¹Sharif University of Technology, Tehran, Iran, m_reyhanian@mech.sharif.edu

²Sharif University of Technology, Tehran, Iran, ship_design@yahoo.com

^{3*} Sharif University of Technology, Tehran, Iran, vhosseini@sharif.edu

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 20 December 2015

Accepted: 17 February 2016

Keywords:

HCCI

engine operating region

EGR

Gasoline Fuel

ABSTRACT

Operating an engine with homogeneous charge compression ignition (HCCI) technique is a promising technique to lower NO_x and PM emissions of engines while achieving high efficiency and lower fuel consumption. Nevertheless, applications for HCCI are still limited due to the absence of a definite means to control ignition timing and narrow operating region. A single cylinder diesel engine with compression ratio of 19.3 has been used for running in HCCI mode. The operating region in this study was defined based on λ and EGR. For fixed values of compression ratio, intake temperature and engine speed, demand for a particular engine output can be met by varying combinations of λ and EGR. All experimental tests have been done in intake temperature of 75°C, exhaust pressure of 137 kPa and engine speed of 1600 rpm. Amount of EGR varied from 0 to 41 percent in tests. The results indicated that EGR can expand the HCCI operating regions into part loads (imep = 5.4 bar). At any constant EGR line, HC and CO increased by increasing λ . general trend of lower HC and CO emissions at higher EGR rates is just because of the mixture quality that is near to stoichiometric at higher EGR fractions. EGR itself increased HC and CO emissions as it was expected.

