

## تعیین تجربی رژیم احتراقی مخلوط همگن در یک موتور اشتعال تراکمی

مرتضی فتحی<sup>۱</sup>، امید جهانیان<sup>۲\*</sup> و داود دومیری گنجی<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، morteza.fathi@yahoo.com

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، jahanian@nit.ac.ir

۳- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، mirgang@nit.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۶/۵/۹، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۶/۷/۱۵، پذیرش: ۹۶/۷/۱۵)

**چکیده:** احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن راهبرد احتراقی مفیدی از نظر بازدهی و میزان آلاینده‌ها برای موتورهای درون‌سوز است. لیکن بازه کارکردی محدود این راهبرد احتراقی سبب شده است که استفاده کاربردی از آن در موتورهای تاکنون موفق نباشد. یکی از روش‌های کاربردی کردن آن در موتورهای این است که با دیگر انواع احتراق مشابه، همچون احتراق دیزلی و احتراق پیش‌آمیخته جزئی، ترکیب شود و هر راهبرد در بازه کارکردی بهینه خود ایفای نقش کند. در این مطالعه، با بررسی مشخصات عملکردی و آلاینده‌ها حاصل از نتایج آزمون بر روی یک موتور، شرایط گذر از رژیم احتراق پیش‌آمیخته جزئی به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن بازتعریف می‌شود. اساس این شناسایی بر این اصل استوار است که در شرایط اشتعال تراکمی مخلوط همگن، با پاشش مستقیم سوخت به درون محفظه احتراق، چینه‌بندی حاصل از زمان‌بندی سوخت‌پاشی پارامتری با اثرگذاری چشمگیر نیست. نتایج نشان می‌دهند که در شرایطی که پاشش سوخت بسیار زود اتفاق می‌افتد (تکمیل کل فرآیند سوخت‌پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) رژیم احتراقی حاصل اشتعال تراکمی مخلوط همگن است.

**کلیدواژه‌ها:** موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، پاشش سوخت، احتراق پیش‌آمیخته جزئی، چینه‌بندی مخلوط

### مقدمه

با توجه به قوانین سختگیرانه در خصوص میزان آلاینده‌های موتورهای درون‌سوز و نیز، به دلیل کاهش روزافزون منابع سوخت‌های فسیلی، پژوهش‌های گسترده برای توسعه روش‌های احتراقی که آلاینده‌های کمتری را تولید کنند، مصرف سوخت کمتری داشته باشند و نیز بتوانند از سوخت‌های متنوع استفاده کنند، امری بایسته است. بنابراین، پژوهش‌های فراوانی برای توسعه این راهبردهای احتراقی جدید، که توانایی بهره‌گیری هم‌زمان از فواید موتورهای سنتی را داشته باشند، انجام پذیرفته‌اند و همچنان در حال اجرا هستند. یکی از راه‌های مؤثر برای بهبود موتورهای درون‌سوز (افزایش بازدهی و کاهش آلاینده‌ها)، که بسیار مورد توجه محققان قرار گرفته است، فناوری موتورهای کم‌دماسوز<sup>۱</sup> است. این احتراق، یک احتراق خودبه‌خودی مخلوط پیش‌آمیخته کامل یا پیش‌آمیخته جزئی از هوا و سوخت بدون استفاده از منبع انرژی خارجی جهت اشتعال است [۱]. مهم‌ترین راهبردهای دستیابی به موتورهای کم‌دماسوز عبارتند از: احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن<sup>۲</sup> [۲-۴]، احتراق اشتعال تراکمی کنترل‌شونده با قابلیت واکنشگری<sup>۳</sup> [۵] و احتراق پیش‌آمیخته جزئی<sup>۴</sup> [۶].

1. Low Temperature Combustion (LTC)  
2. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)  
3. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)  
4. Partially Premixed Combustion (PPC)

در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، سوخت به حدی زود به هوا اضافه می‌شود که منجر به ایجاد یک ترکیب همگن سوخت و هوا می‌شود. تراکم این مخلوط همگن سبب شروع احتراق در کل محفظه احتراق می‌شود. احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن متفاوت از احتراق اشتعال جرقه‌ای (که دارای شعله پیش‌رونده است) و احتراق اشتعال تراکمی (که دارای جبهه شعله‌ای که به صورت محلی غنی است) می‌باشد. در این حالت، هیچ کنترلی بر روی زمان بندی احتراق وجود ندارد. افزون بر آن، این نوع احتراق به گونه‌ای نقض غرض نیز است، زیرا احتراق مخلوطی که کاملاً همگن باشد نتیجه‌اش انفجار است. بنابراین، محققان همواره در پی این هستند که با حفظ مزایایی که این موتورها دارند، با برهم زنی همگنی کامل مخلوط، دستیابی عملی به احتراق کم‌دماسوز را ممکن سازند.

موتورهای با احتراق پیش‌آمیخته جزئی، به منظور کنترل بهتر بر زمان شروع احتراق توسعه یافتند. همان‌گونه که بیان شد، همگنی مخلوط درون استوانه منجر به احتراق بسیار سریع به واسطه اشتعال همزمان در کل محفظه احتراق می‌شود که این امر موجب انفجار در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن می‌شود. همچنین، همانگونه که عنوان شد، کنترل زمان بندی احتراق در این حالت بسیار دشوار است. موتورهای با احتراق پیش‌آمیخته جزئی برای غلبه بر این مشکلات معرفی شدند. مخلوط موجود در محفظه احتراق در این حالت، دیگر همچون موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، کاملاً همگن نیست. در این نوع از احتراق، تأخیر در اشتعال مطلوب به کمک جریان سیال درون استوانه، کاهش نسبت تراکم، افزایش فشار پاشش سوخت و استفاده از میزان زیاد گازهای برگشتی حاصل می‌شود. در موتورهای با احتراق پیش‌آمیخته جزئی، برای دستیابی به میزان مطلوبی از پیش‌آمیختگی سوخت و هوا، نیاز است که بین مراحل پاشش سوخت و احتراق فاصله زمانی کافی و مشخص وجود داشته باشد. به دیگر بیان، تأخیر در اشتعال باید بیش از مدت زمان سوخت پاشی باشد و احتراق پس از پایان سوخت پاشی آغاز شود [۶]. در این نوع از احتراق، پاشش سوخت به درون محفظه احتراق به دو طریق یا در دو نوع زمان بندی اجرا می‌شود. این روش‌ها عبارتند از: سوخت پاشی زود هنگام [۶-۹] و سوخت پاشی دیر هنگام [۹-۱۴].

در احتراق اشتعال تراکمی کنترل شونده با قابلیت واکنشگری، چند نوع سوخت با قابلیت‌های واکنشگری مختلف در زمان‌های مشخص تزریق می‌شوند. این امر سبب می‌شود که قابلیت واکنشگری مخلوط درون محفظه احتراق، برای دستیابی به مدت زمان و نرخ مطلوب احتراق، کنترل شود. عمدتاً، در این رویکرد، سوخت‌های با قابلیت واکنشگری کم خیلی زود تزریق می‌شوند (تزریق در راه‌گاه ورودی) و مخلوط همگن سوخت و هوا را ایجاد می‌کنند. سپس، سوخت (های) با قابلیت واکنشگری زیاد مستقیماً به درون استوانه تزریق می‌شوند. این تزریق دیر هنگام سبب می‌شود که بسته‌هایی از مخلوط سوخت و هوا با نسبت‌ها و واکنشگری‌های متفاوت ایجاد شوند که سبب شروع احتراق در زمان‌ها و نرخ‌های مختلف می‌شوند [۵].

علی‌رغم اینکه هر سه نوع راهبرد کم‌دماسوز دارای مزایای آلاینده‌گی کم و بازده زیادند، ولی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن در این زمینه از دو رقیب خود برترند [۱۵-۱۷]. با وجود این، بازه کارکردی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن از این رقبا محدودتر است [۱۵-۱۷] و از یک سو با بدسوزی در بارگذاری‌های کم و از دیگر سو با کوبش در بارگذاری‌های زیاد محدود می‌شود [۱۸]. بنابراین، برای بهره‌گیری از مزایای این نوع احتراق در کاربردهای عملی لازم است آن را در بازه کارکردی بهینه خود مورد استفاده قرار داد. افزون بر آن، موتور مورد استفاده در صنعت یا حمل و نقل باید برای تمامی نقاط کاری و توان‌ها مناسب باشد. بنابراین، ترکیب این شیوه احتراقی با دیگر روش‌های احتراقی برای تکمیل بازه کارکردی موتور می‌تواند منجر به استفاده بهینه عملی از فواید منحصر به فرد آن شود [۱۸]. برای حفظ سادگی و مقرون به صرفه بودن موتور، در حالی که همزمان نگرانی‌های زیست‌محیطی و اقتصاد سوخت در نظر گرفته می‌شوند، راهبردهای احتراقی اعمالی باید از بیشترین اجزای مشترک در ساخت موتور بهره‌گیرند. با عنایت به بهره‌گیری روبه‌رشد از سامانه‌های سوخت‌رسانی پرفشار مسیر مشترک<sup>۱</sup> در موتورهای امروزی، مشخصات پاشش سوخت، مانند زمان بندی پاشش، و همچنین مشخصات سوخت، مانند

1. High pressure common rail fuel injection systems

مقدار عدد اکتان، می‌توانند به‌عنوان مهم‌ترین و کاربردی‌ترین ابزار کنترلی در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن باشند. از این رو، استفاده از سامانه‌های سوخت‌رسانی پاشش مستقیم، که در خودروهای امروزی به‌صورت گسترده‌ای به کار می‌روند و امکان کنترل سوخت‌پاشی از منظر مقدار، زمان‌بندی، و تنوع سوختی را فراهم می‌آورند، ترکیب احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با دیگر راهبردها را در موتورهای کاربردی میسر می‌سازد. یک انتخاب برای این ترکیب‌بندی استفاده از ترکیب سه‌گانه راهبردهای احتراقی دیزلی سنتی، احتراق پیش‌آمیخته جزئی و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت‌پاشی مستقیم است. احتراق پیش‌آمیخته جزئی، که گونه‌ای از احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با چینه‌بندی<sup>۱</sup> سوخت است، دارای بازه کارکردی وسیع‌تری نسبت به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن است، در حالی که آلاینده‌های اکسیدهای ازت و دوده آن، با اینکه به‌اندازهٔ مقادیر متناظر در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن پایین نیستند، ولی همچنان در مقایسه با احتراق دیزلی سنتی مقادیر کمتری را به‌دست می‌دهد. افزون بر آن احتراق پیش‌آمیخته جزئی بازه مناسبی دارد و کنترل مناسبی را با بهره‌گیری از زمان‌بندی پاشش سوخت در اختیار قرار می‌دهد [۱۶، ۱۵]. علی‌رغم اینکه گذر از احتراق پیش‌آمیخته جزئی به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن تا کنون به‌صورت کامل فرموله نشده است [۱۷]، ولی در پژوهش‌ها نشان داده شده است که زمان‌بندی پاشش سوخت پیش از اینکه پیستون تقریباً دوسوم حرکت رو به بالای خود در مرحله تراکم را طی کرده باشد [۶] (یعنی شرایطی که کل زمان سوخت‌پاشی پیش از ۶۰ درجهٔ زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق افتد)، می‌تواند به‌عنوان رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن در نظر گرفته شود [۱۹]. از توضیحات پیش‌گفته درخصوص برتری‌های راهبردهای کم‌دماسوز مشخص است که این راهبردها، در حالتی که در شرایط بهینه خود عمل کنند، بر روش دیزلی سنتی ترجیح داده می‌شوند. با وجود این، در نقاط کاری‌ای که توسط راهبردهای کم‌دماسوز قابل ارائه بهینه نیستند، راهبرد دیزلی سنتی به‌کار گرفته می‌شود.

بنابراین، در مطالعهٔ حاضر، با بررسی مشخصات عملکردی و آلاینده‌گی حاصل از اجرای آزمون‌ها بر روی یک موتور پایه دیزلی در شرایط احتراق کم‌دماسوز، مرز بین رژیم‌های احتراق پیش‌آمیخته جزئی و اشتعال تراکمی مخلوط همگن تعیین خواهد شد. منظور از تعیین محدودهٔ این رژیم احتراقی عبارت است از یافتن زمان‌بندی سوخت‌پاشی که تحت آن احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن حاصل شود. اساس این شناسایی بر این اصل استوار است که در شرایط احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، چینه‌بندی حاصل از زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت به درون محفظهٔ احتراق پارامتری با اثرگذاری چشمگیر نیست.

## بستر آزمون

نتایج تجربی ارائه‌شده در این مطالعه، حاصل آزمون‌های اجراشده بر روی موتور داف ایکس ای ۳۵۵ سی<sup>۲</sup>، که مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است، می‌باشد. این آزمون‌ها در اتاق آزمون شماره ۵ دانشگاه صنعتی آینده‌پون<sup>۳</sup> در کشور هلند اجرا شده‌اند. تصاویر بستر آزمون و اتاق فرمان در شکل ۱ نشان داده شده‌اند. موتور آزمون یک موتور دیزلی وظیفه سنگین شش‌استوانه‌ای خطی است که استوانه‌های شماره ۴ تا ۶ با واحد کنترل موتور اصلی داف مدیریت می‌شوند. این استوانه‌ها به‌همراه یک لگام ترمز جریان گردابی آب‌خنک (Schenck W450) تنها برای تنظیم سرعت دورانی استوانهٔ آزمون (استوانهٔ شماره ۱) استفاده می‌شوند. استوانه‌های غیرمحترق<sup>۴</sup> (استوانه‌های شماره ۲ و ۳) به‌عنوان پمپ دود عمل می‌کنند. هدف از کارکرد آنها این است که میزان کافی از جریان گازهای برگشتی را تأمین کنند. در حالتی که داده‌برداری اجرا نمی‌شود، مثلاً در حالت گرم‌شدن موتور یا بین اندازه‌گیری چرخه‌های تحلیلی، تنها استوانه‌های پیشران (استوانه‌های ۴ تا ۶) محترق می‌شوند. پس از اینکه موتور گرم شد و سرعت موتور به میزان دلخواه رسید، مطالعه و تحلیل احتراق و آلاینده‌گی در استوانهٔ آزمون

1. Stratification  
2. DAF XE 355 C  
3. Technical University of Eindhoven (TUE)  
4. Non-firing cylinders

می تواند اجرا شود. به استثنای میل لنگ و میل بادامک و مدارهای خنک کاری و روانکاری، استوانه آزمون به صورت مجزا از استوانه های پیشران عمل می کنند. طرحواره این بستر آزمون در شکل ۲ مشاهده می شود.

جدول ۱ - مشخصات موتور

Table 1- Engine specifications	
Cylinder bore [mm]	130
Cylinder stroke [mm]	158
Compression ratio [-](*)	15.7
Inlet valve closing [(**)]	153
Exhaust valve opening [(**)]	-128
Fuel injection system	Common rail system
(*) reduced from base diesel engine compression ratio	
(**) crank angle degrees after top dead center (CAD, ATDC)	

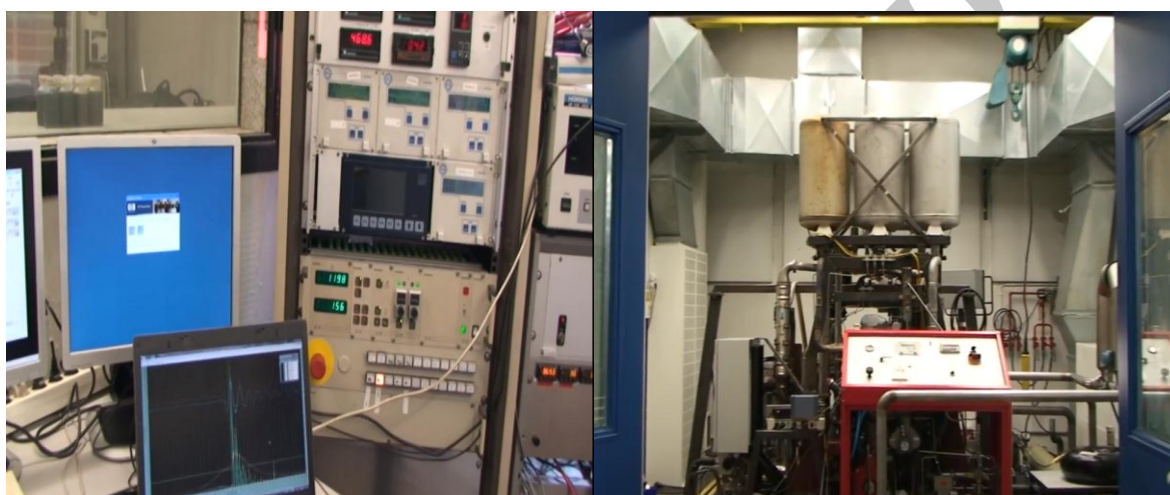


Figure 1- Pictures of the test cell (right) and control room (left)

شکل ۱- تصاویری از اتاق آزمون (راست) و اتاق فرمان (چپ)

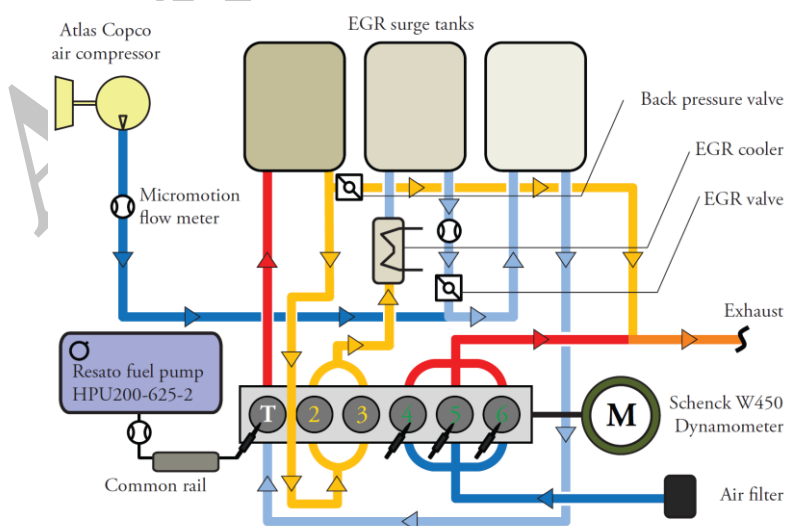


Figure 2- Schematic view of the test bed

شکل ۲- طرحواره بستر آزمون

فشار هوای ورودی با استفاده از یک کمپرسور هوای اطلس کوپکو<sup>۱</sup> تا ۵ بار می‌تواند تقویت شود. میزان فشار ورودی دلخواه از اتاق فرمان اعلام می‌شود و فشار با استفاده از یک کنترلر، که سیگنال ورودی خود را از حسگر فشار نصب‌شده بر روی مسیر هوای ورودی استوانه<sup>۲</sup> آزمون دریافت می‌دارد، تنظیم می‌شود. تزریق مستقیم سوخت به درون استوانه آزمون با استفاده از پمپی انجام می‌شود که قابلیت تحویل سوخت با فشار حداکثر ۴۲۰۰ بار را دارد. یک انبساطگر سوخت به حجم تقریبی ۰/۱۱۴ دسی‌مترمکعب در نزدیکی افشانه سوخت (به فاصله تقریبی ۰/۲ متر) قرار دارد تا بتواند شرایط حجمی یک سامانه ریل مشترک را شبیه‌سازی کند و نوسانات فشاری که از پمپ سوخت نشأت می‌گیرد را دفع کند. برای پاشش سوخت به درون استوانه از یک افشانه نمونه سامانه ریل مشترک که قابلیت پاشش سوخت تا فشار ۳۰۰۰ بار را داراست استفاده می‌شود. نازل استفاده شده در آزمون‌ها یک نازل هشت سوراخه با قطر ۰/۱۵۱ میلی‌متر است که زاویه مخروطی آن ۱۵۳ درجه است و سوخت را به پیستون با کاسه M شکل می‌پاشد. کنترل زمان پاشش و عرض پالس برای افشانه استوانه آزمون، توسط سامانه کنترلی پاشش سوخت دلفای<sup>۳</sup>، که به صورت مجزا برای این استوانه تهیه شده است، اجرا می‌شود. زمان شروع تحریک سامانه سوخت‌رسانی<sup>۴</sup> توسط کاربر داده می‌شود. تأخیر در پاشش، یعنی از زمان تحریک تا زمان شروع پاشش در این سامانه، تقریباً برابر با ۰/۵ میلی‌ثانیه است که در سرعت ۱۲۰۰ دور بر دقیقه، تقریباً ۴ درجه زاویه لنگ است. با توجه به فشار پاشش ۶۰۰ بار، مدت زمان پاشش براساس مقدار درخواستی پاشش سوخت تعیین می‌شود.

برای اندازه‌گیری آلاینده‌های گازی در دود خروجی، از یک سامانه اندازه‌گیری گازهای خروجی (Horiba Mexa 7100 DEGR) استفاده می‌شود. همچنین، این سامانه می‌تواند نسبت هوا به سوخت را با استفاده از میزان اندازه‌گیری شده از ۵ گاز موجود در دود (مشمول بر مونوکسید کربن، دی اکسید کربن، اکسیژن، هیدروکربن‌های نسوخته و اکسیدهای ازت) محاسبه کند. محاسبه این مقدار توسط رابطه برت اشنايدر<sup>۵</sup> [۲۰] انجام می‌شود که مقدار نسبت هوا به سوخت را بر مبنای محصولات گازی و ترکیب سوخت به دست می‌دهد. این رابطه، در واقع نسبت اکسیژن‌های موجود به منابع کربن و هیدروژن است. سطح دوده خروجی با استفاده از یک دوده‌سنج (AVL 415) اندازه‌گیری می‌شود. این اندازه‌گیری برای هر نقطه کاری سه بار تکرار می‌شود و میانگین این اندازه‌ها گزارش می‌شود. موتور به تمامی حسگرهای معمول برای آزمون‌ها، همچون حسگرهای دما، فشار ورودی، دمای روغن و آب، مجهز است. این داده‌های شبه‌تعدادی از موتور به همراه دبی‌های هوا و سوخت و سطح آلاینده‌ها، با تواتر ۲۰ هرتز در یک بازه زمانی ۴۰ ثانیه‌ای، با استفاده از یک سامانه داده‌برداری مستقل ثبت می‌شوند. میانگین این داده‌ها به عنوان مقدار هر پارامتر برای نقطه کاری مورد بررسی استفاده می‌شود.

در نهایت، از یک سامانه داده‌برداری بر مبنای زاویه لنگ برای ثبت و پردازش فشار استوانه (اندازه‌گیری شده با یک حسگر فشار AVL GU21C)، فشار ورودی، دما و فشار سوخت و جریان افشانه استفاده می‌شود. تمام این کانال‌ها در هر ۰/۱ زاویه لنگ و برای ۵۰ چرخه متوالی ثبت می‌شوند، که برای تحلیل‌های احتراقی متداول اند [۲۱]. برای تحلیل‌های نهایی، داده‌های فشار و مقدار آلاینده‌های خروجی با استفاده از یک برنامه متلب پس‌پردازش می‌شوند. برای محدود کردن دمای انتهای تراکم برای جلوگیری از خودسوزی پیش‌هنگام و ایجاد صدمات مکانیکی، نسبت تراکم استوانه آزمون با استفاده از واشرهای سرسیلندر از میزان ۱۷، که برای موتور پایه بود، به ۱۵/۷ کاهش یافت.

## رویه آزمون

همه آزمون‌ها در سرعت دورانی موتور برابر با ۱۲۰۰ دور بر دقیقه اجرا می‌شوند. این سرعت، مشابه سرعت موتور برای یک پیمایش نمونه در جاده برای خودروهاست. همچنین، این سرعت نزدیک به سرعت ESC<sup>۵</sup>، که برای این موتور ۱۲۱۲ دور بر

1. Atlas Copco  
2. Delphi  
3. Start of Actuation (SOA)  
4. Brettscneider  
5. B speed in the European Stationary Cycle (ESC)

دقیقه است، می‌باشد. پیش از اجرای آزمون‌ها، سرعت موتور به میزان مطلوب دلخواه ۱۲۰۰ دور بر دقیقه تنظیم می‌شود و موتور تا رسیدن دمای سیال‌های روانکاری و خنک‌کاری به ترتیب به ۹۰ و ۸۰ درجه سانتی‌گراد گرم می‌شود. پس از این مرحله، تمامی شرایط کارکردی به میزان مطلوب مدنظرشان تنظیم می‌شوند و سپس سوخت به درون استوانه پاشیده می‌شود. زمانبندی پاشش سوخت، در ابتدا، براساس زمانبندی موتور دیزلی پایه است تا محفظه احتراق و مسیر دود گرم شوند. پس از گرم شدن موتور، زمانبندی پاشش سوخت براساس میزان مد نظر اجرای آزمون‌ها پیش انداخته می‌شود.

برای حفظ ایمنی موتور و جلوگیری از آسیب‌های احتمالی، محدودیت‌هایی به این شرح اعمال شدند. در خلال آزمون‌ها، در هر نقطه آزمون که به یک یا چند محدودیت منجر شد، از ادامه آزمون در آن نقطه اجتناب می‌شود و با رفتن به نقطه پیشین آزمون، شرایط موتور پایدار می‌شود و سپس موتور در نقطه بعدی آزمون می‌شود.

- موتور پایه برای فشار بیشینه ۲۲۵ بار طراحی شده است. در حین اجرای آزمون‌ها، به دلیل اینکه بارهای اعمالی به میل لنگ نامتقارن‌اند، محدودیت بیشینه فشار ۲۰۰ بار اعمال شد.
- نرخ افزایش فشار برای جلوگیری از ایجاد صدمه به موتور و سروصداهای ناشی از احتراق باید محدود شود. این موتور قادر به تحمل بیشینه نرخ افزایش فشار تا ۳۰ بار/زاویه لنگ است. با وجود این، برای کارکرد موتور با اطمینان بیشتر، در این آزمون‌ها، محدودیت بیشینه نرخ افزایش فشار ۱۵ بار/زاویه لنگ اعمال شد.
- پدیده خیس کردن جداره<sup>۱</sup> استوانه می‌تواند با آلوده کردن روغن منجر به آسیب به آستری شود. هرچند بیشتر این سوخت به محفظه روغن ریخته می‌شود، بخشی از آن در دود خروجی نفوذ می‌کند. بنابراین، به‌عنوان نشانه‌ای از پدیده خیس کردن جداره، میزان انتشار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موجود در دود به ۲۰۰۰ قسمت در میلیون محدود می‌شود.

بیشتر پژوهشگران آزمون‌هایی بر روی این بستر آزمون در حالت احتراق دیزلی و احتراق پیش‌آمیخته جزئی اجرا کرده بودند [۶]. نتیجه بررسی تفاوت این دو رژیم احتراقی نشان می‌دهد که زمانبندی سوخت‌پاشی نزدیک ۳۰ درجه زاویه لنگ پیش از نقطه مرگ بالا محل گذر از رژیم احتراقی دیزلی به رژیم احتراقی پیش‌آمیخته جزئی است؛ به این معنی که سوخت‌پاشی پیش از این حد منجر به احتراق پیش‌آمیخته جزئی و سوخت‌پاشی پس از این حد منجر به احتراق دیزلی می‌شود. لیکن، در مطالعه حاضر، بررسی تفاوت رژیم‌های احتراقی پیش‌آمیخته جزئی و اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت‌پاشی مستقیم با استفاده از مشخصات عملکردی و آلاینده‌گی حاصل از آزمون‌های موتور اجرا می‌شود. پاشش سوخت برای تمام نقاط آزمون، در یک مرحله انجام می‌شود و با پیش‌انداختن زمان پاشش، از احتراق پیش‌آمیخته جزئی به رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن وارد می‌شویم. در اینجا، منظور از احتراق پیش‌آمیخته جزئی، احتراق دوگانه‌سوز یا احتراق با پاشش چندمرحله‌ای نیست و هدف این است که با پاشش سوخت دیرتر از حالت اشتعال تراکمی مخلوط کاملاً همگن، با ایجاد چینه‌بندی (به‌واسطه مخلوطی که تا حدی همگن شده است) کنترل بهتری بر احتراق به‌وجود آید و نیز از احتراق همزمان در کل محفظه اجتناب شود. از آنجایی که در این نوع احتراق سهم احتراق پیش‌آمیخته جزئی است، بهتر است که در ادبیات فن، عنوان آن با عبارتی نظیر احتراق اشتعال تراکمی مخلوط شبه‌همگن<sup>۲</sup> جایگزین شود.

شرایط کارکردی مشترک در آزمون‌ها در جدول ۲ آمده است. سوخت استفاده‌شده مخلوط هپتان نرمال/ایزواکتان/بوتانول نرمال است. در این ترکیب، نسبت حجمی سوخت‌ها به ترتیب برابر با ۳۵، ۴۰، و ۲۵ برای هپتان نرمال، ایزواکتان، و بوتانول نرمال است. عدد اکتان این سوخت ۷۲/۹ است. زمانبندی سوخت‌پاشی نقاط آزمون در جدول ۳ ارائه شده است. نمودارهای فشار اندازه‌گیری‌شده و نیز نمودارهای نرخ آزادسازی ظاهری انرژی حاصل از پس‌پردازش در متلب، برای دو حالت حدی پاشش زود هنگام و پاشش دیر هنگام و همچنین، پاشش در حد وسط، در شکل ۳، ارائه شده است.

1. Wall-wetting  
2. Quasi-HCCI combustion

جدول ۲- مشخصات کارکردی مشترک در نقاط آزمون

Table 2- Common operating parameters in different cases

Fuel injected per cycle [mg]	46
Intake air temperature [K]	363
Intake air pressure [bar]	1.4
Engine speed [rpm]	1200
Exhaust gas recirculation [%]	45
Fuel injection pressure [bar]	600
Cooling water temperature [K]	355

جدول ۳- زمانبندی سوخت پاشی نقاط آزمون

Table 3- Fuel injection timing for different cases

Load point	Start of injection [(*)]	End of injection [(*)]
1	96	87.7
2	90	81.7
3	86	77.7
4	80	71.7
5	76	67.7
6	70	61.7
7	66	57.7
8	62	53.7
9	56	47.7
10	51	42.7
11	46	37.7

(\*) Crank angle degrees before top dead center

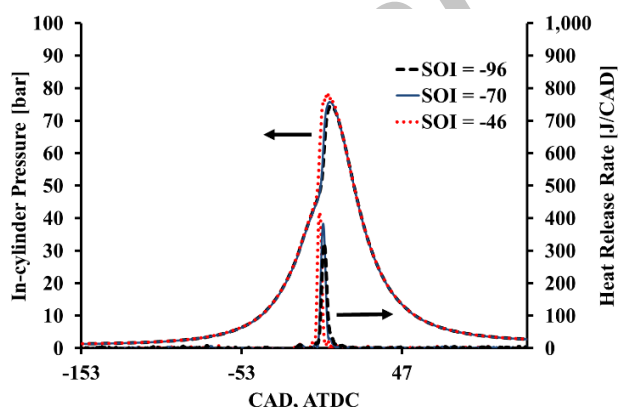


Figure 3- In-cylinder pressure and heat release rate traces for the boundary and middle test points of Table 3

شکل ۳- نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی انرژی ظاهری برای حالات حدی و میانه نقاط آزمون جدول ۳

## نتایج و بحث بر روی آن‌ها

در حالت احتراق دیزلی با پیش‌انداختن سوخت پاشی، احتراق زودتر اتفاق می‌افتد، ولی، با ورود به رژیم احتراقی پیش‌آمیخته جزئی، پیش‌انداختن سوخت پاشی موجب تأخیر در شروع احتراق می‌شود [۶]. همان‌گونه که در شکل ۴ ملاحظه می‌شود، پیش‌انداختن سوخت پاشی (برحسب زمان پایان پاشش سوخت<sup>۱</sup>) تا حدود ۶۰ درجه زاویه لنگ به نقطه مرگ بالا سبب دیرکرد احتراق می‌شود که این محدوده به رژیم احتراقی پیش‌آمیخته جزئی نسبت داده می‌شود. از این محدوده به بعد، ملاحظه می‌شود که پیش‌انداختن بیشتر سوخت پاشی تأثیر چندانی بر زمان‌بندی احتراق ندارد. به این دلیل، بازه سوخت پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ به نقطه مرگ بالا محدوده احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت پاشی مستقیم قلمداد می‌شود که در آن زمان‌بندی سوخت پاشی تأثیر چندانی بر چینه‌بندی سوخت و در نتیجه همگنی مخلوط درون استوانه ندارد.

1. End of injection (EOI)

زمانی که مقدار سوخت تزریق شده در حالات مختلف یکسان باشد و در واقع انرژی ورودی به موتور ثابت باشد، عملکرد موتور با فشار میانگین مؤثر اندیکه (شکل ۵) و مصرف مخصوص اندیکه سوخت (شکل ۶) مشخص می‌شود. این دو پارامتر به هم مرتبطند و رفتار مشابهی را با پیش‌انداختن زمان‌بندی سوخت‌پاشی نشان می‌دهند. هر دو پارامتر میزان بهینه‌ای را در بازه سوخت‌پاشی نزدیک به ۶۸ درجه زاویه لنگ به نقطه مرگ بالا نشان می‌دهند، هرچند، همان‌گونه که از شکل‌ها بر می‌آید، در حالت اشتعال تراکمی مخلوط همگن هر دو مشخصه عملکرد مناسب موتور را ارائه می‌دهند. افزون بر آن، با ورود به رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت‌پاشی مستقیم، پایداری نسبی در مقادیر این دو پارامتر مشاهده می‌شود.

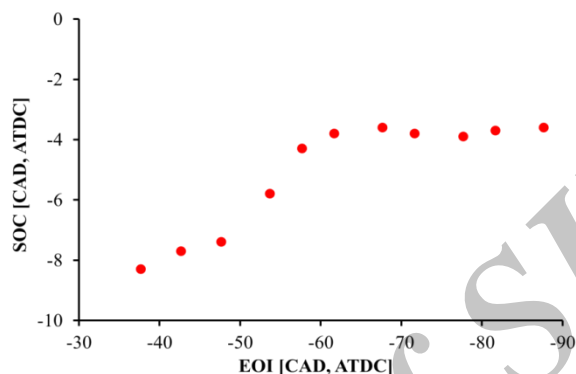


Figure 4- The effect of injection timing on start of combustion (SOC)

شکل ۴- تأثیر زمان‌بندی پاشش سوخت بر شروع احتراق

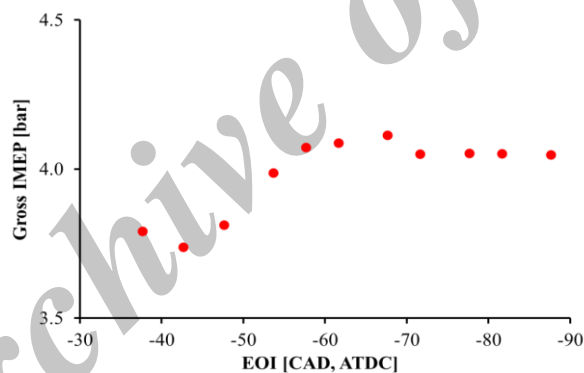


Figure 5- The effect of injection timing on indicated mean effective pressure

شکل ۵- تأثیر زمان‌بندی پاشش سوخت بر فشار میانگین مؤثر اندیکه

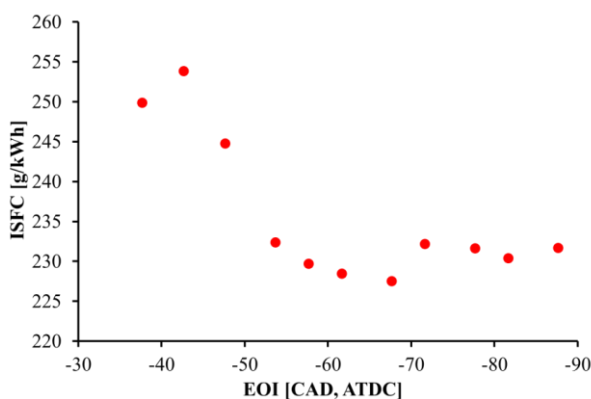


Figure 6- The effect of injection timing on specific fuel consumption

شکل ۶- تأثیر زمان‌بندی پاشش سوخت بر مصرف ویژه سوخت



اثر زمان بندی پاشش سوخت بر رفتار آلاینده‌گی موتور پیچیده‌تر است. تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر اکسیدهای ازت در شکل ۷ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که با نزدیک شدن به رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت پاشی مستقیم، میزان انتشار این آلاینده به شدت کاهش می‌یابد. همان گونه که ملاحظه می‌شود، در حالت اشتعال تراکمی مخلوط همگن میزان این آلاینده ناچیز است و تغییر در زمان بندی پاشش سوخت تأثیر چندانی بر آن ندارد. این نمودار بر زمان بندی ورود به رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن، که در شکل ۴ حاصل شد، نیز، صحنه می‌گذارد.

با پیش‌انداختن پاشش سوخت، ابتدا هیدروکربن‌های نسوخته (شکل ۸) و مونوکسید کربن (شکل ۹) تغییر چندانی نمی‌کنند. بازه بدون تغییر مقدار آلاینده‌ها مربوط به احتراق پیش‌آمیخته جزئی است که با نتایج یافته‌های پیشین نیز مطابقت دارد [۶]. ولی، با پیش‌ترانداختن زمان بندی پاشش سوخت و ورود به رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن، میزان انتشار آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن با زمان بندی پاشش سوخت به درون استوانه افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش آلاینده‌گی‌ها می‌تواند به پدیده خیس کردن دیواره (برای هیدروکربن‌های نسوخته) و احتراق ناقص سوخت پاشیده شده به درون مخلوطی با فشار و دمای پایین مربوط باشد.

شکل ۱۰ نشان دهنده تأثیر زمان بندی سوخت پاشی بر میزان دوده منتشره حاصل از احتراق است. همان گونه که دیده می‌شود، میزان انتشار این آلاینده از احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن کمتر از احتراق پیش‌آمیخته جزئی است، در حالی که این میزان در هر دو راهبرد احتراقی کم‌دماسوز بسیار ناچیز است. افزون بر آن، همان گونه که انتظار می‌رود، تغییر زمان بندی پاشش مستقیم سوخت به درون استوانه تأثیر چندانی بر میزان انتشار آلاینده دوده در شرایط احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن ندارد.

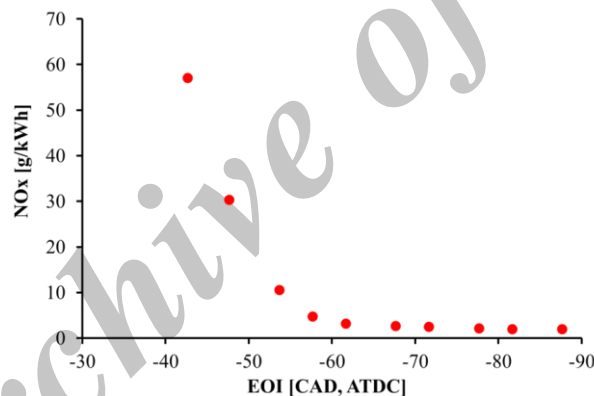


Figure 7- The effect of injection timing on NOx emission

شکل ۷- تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر میزان آلاینده اکسیدهای ازت

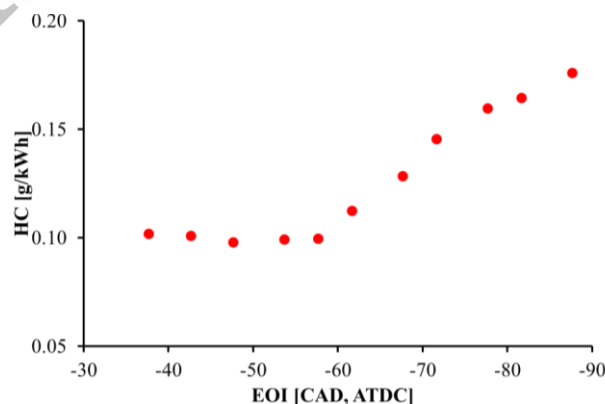


Figure 8- The effect of injection timing on HC emission

شکل ۸- تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر میزان آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته

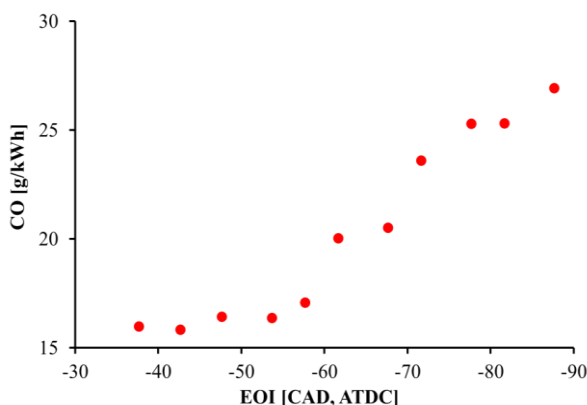


Figure 9- The effect of injection timing on CO emission

شکل ۹- تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر میزان آلاینده مونوکسید کربن

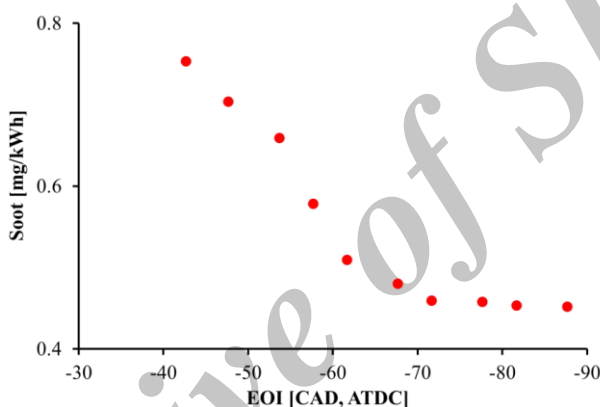


Figure 10- The effect of injection timing on soot emission

شکل ۱۰- تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر میزان آلاینده دوده

## نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، ضمن ارائه ایده استفاده از ترکیب سه گانه راهبردهای احتراقی دیزلی سنتی، احتراق پیش آمیخته جزئی و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت پاشی مستقیم، برای بهره برداری بهینه از هر یک از راهبردها در بازه کارکردی بهینه خود، با بررسی مشخصات عملکردی و آلاینده‌گی حاصل از اجرای آزمون‌ها بر روی یک موتور پایه-دیزلی در شرایط احتراق کم‌دماسوز، مرز بین رژیم‌های احتراقی پیش آمیخته جزئی و اشتعال تراکمی مخلوط همگن تعیین شد. منظور از تعیین محدوده این رژیم احتراقی عبارت است از یافتن زمانبندی سوخت پاشی که تحت آن احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن حاصل شود. اساس این شناسایی بر این استوار است که در شرایط اشتعال تراکمی مخلوط همگن، چینه بندی حاصل از زمانبندی سوخت پاشی مستقیم به درون محفظه احتراق پارامتری با اثرگذاری چشمگیر نیست. نتایج نشان دادند که در شرایطی که پاشش سوخت بسیار زود اتفاق می افتد (تکمیل کل فرایند سوخت پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا)، میزان چینه بندی ایجاد شده بر اثر پاشش سوخت بسیار ناچیز است و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت پاشی مستقیم حاصل می شود. نتایج این تحقیق را به این صورت می توان خلاصه کرد:

۱. در شرایط احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، شروع احتراق دیرتر از احتراق پیش آمیخته جزئی اتفاق می افتد و تغییر زمانبندی سوخت پاشی تأثیر چندانی بر زمانبندی احتراق در شرایط اشتعال تراکمی مخلوط همگن ندارد.

۲. احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، شرایط عملکردی (توان تولیدی و بازدهی) بهتری نسبت به احتراق پیش‌آمیخته جزئی را به دست می‌دهد.
۳. میزان دوده حاصل از احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن کمتر از احتراق پیش‌آمیخته جزئی است، در حالی که این میزان در هر دو راهبرد احتراقی کم‌دماسوز بسیار ناچیز است. افزون بر آن، تغییر زمانبندی سوخت‌پاشی تأثیر چندانی بر میزان این آلاینده در شرایط اشتعال تراکمی مخلوط همگن ندارد.
۴. اکسیدهای ازت موجود در دود ناشی از احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن بسیار کمتر از احتراق پیش‌آمیخته جزئی است و تغییر زمانبندی سوخت‌پاشی تأثیر چندانی بر میزان این آلاینده در شرایط اشتعال تراکمی مخلوط همگن ندارد.
۵. میزان آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن منتشره از احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن بیشتر از احتراق پیش‌آمیخته جزئی است و با پیشترانداختن زمانبندی پاشش سوخت در رژیم احتراقی اشتعال تراکمی مخلوط همگن، میزان این آلاینده‌ها افزایش می‌یابد.

## تشکر و قدردانی

نویسندگان مراتب قدردانی خود از گروه تکنولوژی احتراق دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی آیندهوون هلند<sup>۱</sup> را برای در اختیار قرار دادن بستر آزمون برای اجرای آزمون‌ها اعلام می‌دارند.

## منابع

1. S. Imtenan, M. Varman, H. Masjuki, M. Kalam, H. Sajjad, M. Arbab and I. Rizwanul Fattah, "Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review," *Energy Conversion and Management*, 80, 2014, pp. 329-356.
2. P. Najt and D. Foster, "Compression-ignited homogeneous charge combustion," *SAE Paper*, No. 830264, 1983.
3. M. Fathi, R. Khoshbakhti Saray, M. Pourfallah, J. Kheyrollahi and G. Javadirad, "EGR and intake charge temperature effects on dual-fuel HCCI combustion and emissions characteristics," *SAE Paper*, No. 2011-24-0050, 2011.
4. M. Fathi, R. Khoshbakhti Saray and M. Checkel, "The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines," *Applied Energy*, 88, No. 12, 2011, pp. 4719-4724.
5. R. Reitz and G. Duraismy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 2015, pp. 12-71.
6. M. Boot, C. Luijten, E. Rijk, B. Albrecht and R. Baert, "Optimization of operating conditions in the early direct injection premixed charge compression ignition regime," *SAE Paper*, No. 2009-24-0048, 2009.
7. S. Abdolmaleki, "Experimental investigation on combustion and emissions in an internal combustion PCCI engine," *Proceedings of 5th Conference on Fuel and Combustion*, Tehran, Iran, February 5-7, 2014. (in Persian)
8. G. Martin, C. Mueller, D. Milam, M. Radovanovich and C. Gehrke, "Early direct-injection, low-temperature combustion of diesel fuel in an optical engine utilizing a 15-hole, dual-row, narrow-included-angle nozzle," *SAE Paper*, No. 2008-01-2400, 2008.
9. P. Risberg, G. Kalghatgi, H. E. Ångström, F. Wåhlin, "Auto-ignition quality of diesel-like fuels in HCCI engines," *SAE Paper*, No. 2005-01-2127, 2005.
10. H. Ogawa, S. Kimura, M. Koike, Y. Enomoto, "A study of heat rejection and combustion characteristics of a low-temperature and pre-mixed combustion concept based on measurement of instantaneous heat flux in a direct-injection diesel engine," *SAE Paper*, No. 2000-01-2792, 2000.
11. S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa and S. Muranaka, "New combustion concept for ultra clean and high efficiency small DI engines," *SAE Paper*, No. 1999-01-3681, 1999.
12. N. Henein, A. Kastury, K. Natti and W. Bryzik, "Advanced Low temperature combustion (ALTC): diesel engine performance, fuel economy and emissions," *SAE Paper*, No. 2008-01-0652, 2008.
13. C. Li, L. Yin, S. Shamun, M. Tuner, B. Johansson, R. Solsjo and X.-S. Bai, "Transition from HCCI to PPC: the Sensitivity of Combustion Phasing to the Intake Temperature and the Injection Timing with and without EGR," *SAE Paper*, No. 2016-01-0767, 2016.

1. Combustion technology group, Department of Mechanical Engineering, Eindhoven University of Technology, The Netherlands

14. M. J. Jafari and A. H. Shamekhi, "LTC achievement in national light duty diesel engine with early and late injection strategies and comparing them to each other," *Modares Mechanical Engineering*, 16, No. 4, 2016, pp. 259-270. (in Persian)
15. M. Kaiadi, B. Johansson, M. Lundgren and J. Gaynor, "Experimental Investigation on different Injection Strategies for Ethanol Partially Premixed Combustion," *SAE Paper* 2013-01-0281, 2013.
16. P. Bakker, J. De Abreu Goes, L. Somers and B. Johansson, "Characterization of Low Load PPC Operation using RON70 Fuels," *SAE Paper* 2014-01-1304, 2014.
17. M. Shen, S. Lonn and B. Johansson, "Transition from HCCI to PPC Combustion by Means of Start of Injection," *SAE Paper* 2015-01-1790, 2015.
18. M. Fathi, O. Jahanian and M. Shahbakhti, "Modeling and controller design architecture for cycle-by-cycle combustion control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines - A comprehensive review," *Energy Conversion and Management*, 139, 2017, pp. 1-19.
19. M. Izadi Najafabadi, N. Dam, B. Somers and B. Johansson, "Ignition sensitivity study of partially premixed combustion by using shadowgraphy and OH\* chemiluminescence methods," *SAE Paper* 2016-01-0761, 2016.
20. J. Brettschneider, "Calculation of the air ratio of air-fuel mixtures and the influence of measurement errors on  $\lambda$ ," *Bosch Technische Berichte*, 6, 1979, pp. 177-186.
21. C. A. Amann, "Cylinder-pressure measurement and its use in engine research," *SAE Paper* 852067, 1985.

## English Abstract

# Experimental determination of Direct Injection Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) combustion regime

Morteza Fathi<sup>1</sup>, Omid Jahanian<sup>2\*</sup> and Davood Domiri Ganji<sup>3</sup>

1- Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, morteza.fathi@yahoo.com

2- Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, jahanian@nit.ac.ir

3- Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, mirgang@nit.ac.ir

\*Correspondent author

(Received: 2017.07.31, Received in revised form: 2017.10.07, Accepted: 2017.10.07)

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is an advantageous combustion concept for internal combustion engines in terms of efficiency and pollutant emissions. However, the limited operating range of this combustion concept suppresses its successful utilization. One applicable method to use this combustion concept is to combine it with other similar combustion concepts, such as diesel and partially premixed combustion (PPC), while each concept is considered in its optimum operating range. In this study, the transition from PPC to HCCI combustion is determined based on investigating the performance and emission characteristics obtained from experimental data. The determination is based on the fact that in the direct-injection (DI) HCCI combustion, the stratification generated from the fuel injection is not an influencing factor. The results reveal that in the case of very early fuel injection timing (when the whole injection is completed before 60 crank angle degrees to top dead center), the HCCI combustion regime is obtained.

**Keywords:** Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, fuel injection, partially premixed combustion (PPC), charge stratification.