



Investigating the influence of injection timing on the performance of a RCCI engine

Ayat Gharehghani^{*}, Amir Hossein Fakhari, Mahdi Aghahasani

School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Low Temperature Combustion
RCCI
Start of Injection
Emission
CFD

ABSTRACT

Reactivity-Controlled Compression Ignition (RCCI) is one of the attractive low-temperature combustion strategies because of its high efficiency, reduced fuel consumption, and good potential in reducing emissions. This type of combustion has gained attention in recent years due to global concerns regarding environmental degradation, strict emission regulations, reduction of oil reserves, and rising fossil fuel prices. In this research, an RCCI engine, with a fuel mixture of diesel and gasoline, simulated with the aid of computational fluid dynamics coupled with chemical kinetics. The AVL FIRE software employed for the simulations. The aim was to investigate the impacts of changing the diesel fuel injection timing on combustion and emissions. In this regard, the effects of changing the diesel fuel injection timing in the range of 20 to 40° bTDC on the in-cylinder pressure, heat release rate, combustion phase, and the amount of carbon monoxide, carbon dioxide, nitrogen oxides, and unburned hydrocarbons emissions investigated at a constant engine speed of 1150 rpm. One of the most important results of this study is the reduction of NO_x emissions by advancing fuel injection timing to 40° bTDC. Furthermore, with the advancement of diesel fuel injection timing, the combustion starts earlier. By raising the injection duration, the maximum in-cylinder pressure decreases, and the start of combustion delayed. As the fuel injection advances from 20 to 30° bTDC, the produced carbon monoxide decreases, and a further advancement from 30 to 40° bTDC, raises the amount of this pollutant. It is worth noting that the amount of CO₂ greenhouse gas has an almost negative relationship with carbon monoxide production.



© 2023 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: ayat_gharehghani@iust.ac.ir (A. Gharehghani)

Received 12 March 2023; Accepted 3 February 2023

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: A. Gharehghani, A.H. Fakhari, M. Aghahasani, Investigating the influence of injection timing on the performance of a RCCI engine, The Journal of Engine Research, 70/1 (2023) 91-105, <https://doi.org/10.22034/er.2023.1987237.1000>.

بررسی اثر زمان پاشش سوخت بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری مهارشده

آیت قره‌قانی*، امیرحسین فخاری، مهدی آقاحسنی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

اطلاعات مقاله

چکیده

کلیدواژه‌ها:

احتراق سرد
احتراق اشتعال تراکمی مهارشده
لحظه پاشش سوخت
آلاینده‌ها
دینامیک سیالات محاسباتی

احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهارشده به دلیل بازدهی مناسب، کاهش مصرف سوخت و ظرفیت خوب در کاهش مقدار آلاینده‌های یکی از راهبردهای جذاب احتراق سرد است. این نوع از احتراق در سال‌های اخیر به دلیل نگرانی‌های جهانی در مورد تخریب محیط‌زیست، قوانین سخت‌گیرانه آلاینده‌ها، کاهش ذخایر نفت و افزایش قیمت سوخت‌های سنگواره‌ای مورد توجه قرار گرفته است. در پژوهش حاضر احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهارشده، با سوخت ترکیبی دیزل و بنزین به کمک دینامیک سیالات محاسباتی به صورت وابسته با واکنش شیمیایی مفصل و با استفاده از نرم‌افزار AVL FIRE شبیه‌سازی شده است. هدف، بررسی اثر تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل بر احتراق و آلاینده‌ها است. در این راستا، اثرات تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل در بازه ۲۰ تا ۴۰ bTDC در دور موتور ثابت ۱۱۵۰ د.د.د. بر فشار داخل استوانه، نرخ آزادسازی گرما، حالت احتراق و مقدار آلاینده‌های مونواکسیدکربن، اکسیدهای نیتروژن، هیدروکربن‌های نسوخته و گاز گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن بررسی شد. کاهش آلاینده‌های NO_x با پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت به ۴۰ درجه bTDC، یکی از مهم‌ترین نتایج این پژوهش است. با پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت دیزل، احتراق سریع‌تر آغاز می‌شود. با افزایش بازه پاشش، بیشینه فشار داخل استوانه کاهش می‌یابد و لحظه احتراق به تعویق می‌افتد. همچنین با افزایش پیش‌اندازی پاشش سوخت از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، مقدار مونواکسیدکربن تولیدی کاهش و با پیش‌اندازی بیشتر آن از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، مقدار آن افزایش می‌یابد. مقدار گاز گلخانه‌ای تولیدی CO₂ تقریباً، روند عکس تولید مونواکسیدکربن را طی می‌کند.



© 2023 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: ayat_gharehghani@iust.ac.ir (آیت قره‌قانی)

دریافت ۲۱ دی ۱۴۰۱؛ پذیرش ۱۴ بهمن ۱۴۰۱

شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: A. Gharehghani, A.H. Fakhari, M. Aghahasani, Investigating the influence of injection timing on the performance of a RCCI engine, The Journal of Engine Research, 70/1 (2023) 91-105, <https://doi.org/10.22034/er.2023.1987237.1000>.

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی سهم زیادی در تولید گازهای گلخانه‌ای دارند [۱]. کاهش آلاینده‌ها به همراه گازهای گلخانه‌ای از مهم‌ترین سیاست‌های محققین حوزه موتورهای احتراق داخلی است [۲]. از سوی دیگر، در سال‌های اخیر علاقه به کاهش تولید آلاینده‌ها در موتورهای درون‌سوز باعث توجه بیشتر به تحقیقات پیرامون راهبردهای نوین احتراق شده است [۳]. محققان به بررسی راهبردهای نوین احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی (CI) علاقه‌مند هستند تا بتوانند از نسبت تراکم بزرگ و به دنبال آن بازده احتراق بهتر استفاده کنند. احتراق سرد^۱ یک مفهوم پیشرفته برای موتورهای احتراق داخلی است که در سال‌های اخیر توجه محققان را به خود جلب کرده است. موتورهای احتراق سرد، دارای ظرفیت خوبی برای دستیابی به بازده گرمایی بالا و انتشار بسیار کم آلاینده‌های NO_x و PM هستند [۴].

لحظه شروع احتراق^۲ در حالت احتراق سرد را می‌توان با ترکیبی از متغیرهایی مانند، نسبت فشرده‌سازی، دمای مخلوط ورودی و فشار مهار کرد. به محض اینکه دمای هوای ورودی در طی مرحله فشرده‌سازی به دست می‌آید، سوخت به سرعت شروع به اکسید شدن می‌کند و انرژی شیمیایی آن بلافاصله آزاد می‌شود. خود اشتعالی در موتور احتراق سرد به‌طور همزمان در نقاط مختلف در سراسر استوانه اتفاق می‌افتد و این مکان‌ها نقاط داغ نامیده می‌شود. این انتشار گرمایی سریع موجب افزایش فشار در مدت‌زمان بسیار کوتاه‌تر نسبت به احتراق معمولی می‌شود [۵]. راهبردهای احتراق سرد شامل احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن (HCCI)^۳، احتراق نیمه پیش آمیخته اشتعال تراکمی (PCCI)^۴، احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهارشده (RCCI)^۵ است.

نتایج مطالعات نشان می‌دهد که احتراق HCCI و PCCI می‌تواند منجر به بازده بالاتر و آلاینده‌گی کم‌تر شود [۶، ۷]. باین‌وجود، این دو حالت احتراق در شرایط بار بالا و بار پایین عملکرد پایداری ندارند؛ زیرا نرخ آزادسازی گرما (HRR) که توسط واکنش شیمیایی مهار می‌شود، می‌تواند منجر به ایجاد سروصدای نامطلوب و نیز افزایش بیش از اندازه فشار داخل استوانه شود [۸]. در نتیجه مهار پدیده‌های احتراق در موتورهای HCCI و PCCI به‌عنوان یک نقطه‌ضعف مهم برای توسعه آن‌ها شناخته می‌شود [۹، ۱۰]. بنابراین به‌کارگیری یک سامانه با حالت سوخت دوگانه، مشابه راهبرد احتراقی RCCI، به علت انعطاف‌پذیری بالا و مهار بهتر بازه احتراق، می‌تواند راهگشا باشد. شایان ذکر است، با به‌کارگیری راهبرد احتراقی RCCI، برای کاهش آلاینده‌گی NO_x و دوده و نیز به حداکثر رساندن بازده گرمایی، تنظیم دقیق نسبت سوخت‌های با واکنش‌پذیری شدید و پایین و به دنبال آن تعیین راهبردهای تزریق سوخت بسیار مهم است [۱۱]. در راهبرد احتراقی RCCI، ابتدا سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف (LRF)^۶ از طریق چندراهه ورودی در راهگاه تزریق شده (PFI)^۷، سپس در طول تزریق با هوا در استوانه مخلوط می‌شود؛ سپس سوخت با واکنش‌پذیری شدید (HRF)^۸ به‌صورت مستقیم (DI) به داخل استوانه تزریق می‌شود؛ بنابراین با شکل‌گیری توزیع طبقه‌بندی واکنش سوخت، شرایط احتراق طبقه‌بندی فراهم می‌شود. در احتراق RCCI که بر اساس یک فرایند خوداشتعالی شکل می‌گیرد، ابتدا سوخت دیزل (HRF) محترق شده، گرمای حاصل از آن باعث احتراق سوخت LRF می‌شود [۱۲، ۱۳]. در احتراق RCCI که با سوخت دیزل کار می‌کند زمان‌بندی احتراق را می‌توان با تنظیم نسبت سوخت‌های مورد استفاده و تغییر لحظه شروع احتراق مهار کرد. زمان‌بندی تزریق سوخت مهم‌ترین متغیر میان بسیاری از متغیرهای مهاری در راهبرد تزریق است که می‌تواند باعث افزایش بازده و کاهش مقدار آلاینده‌گی شود [۱۴].

1 Low Temperature Combustion (LTC)

2 Start of Combustion (SOC)

3 Homogeneous Charge Compression Ignition

4 Premixed Charge Compression Ignition

5 Reactivity-Controlled Compression Ignition

6 Low Reactivity Fuel

7 Port Fuel Injection

8 High Reactivity Fuel

لی و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۵ به بررسی عددی تأثیر تغییرات نسبت بنزین به کل انرژی ورودی و زمان‌بندی شروع تزریق در احتراق RCCI با استفاده از سوخت‌های بنزین و بیودیزل پرداختند. آن‌ها با مقایسه نسبت انرژی بنزین در هر دو زمان لحظه شروع احتراق معمولی و لحظه شروع احتراق پیش‌اندازی شده نشان دادند، A-SOI قابلیت مهار بیشتری در شروع احتراق دارد. همچنین در مورد تشکیل گازهای گلخانه‌ای، افزایش بنزین می‌تواند با دستیابی به احتراق همگن‌تر، مقدار تولید NOx و دوده را به‌طور همزمان کاهش دهد. ناظمی و شاهبختی [۱۶] در سال ۲۰۱۶ به بررسی عددی تأثیر متغیرهای تزریق سوخت بر عملکرد و مقدار تولید آلاینده‌ها در یک موتور RCCI با استفاده از سوخت‌های دیزل و بنزین پرداختند. آن‌ها نشان دادند که انتخاب زاویه پاشش مناسب می‌تواند باعث کاهش قابل توجه در مقدار تولید HC و CO شود، درحالی‌که باعث افزایش احتراق و بازده اندیکاتوری ناخالص می‌شود. علاوه بر این، کاهش فشار پاشش و نسبت اختلاط به همراه پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت، می‌تواند تولید آلاینده‌های HC و CO موتور RCCI را بهبود بخشد. ساکسنا و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۸ به بررسی تأثیر زمان تزریق سوخت دیزل بر نرخ حداکثر افزایش فشار، فشار مؤثر میانگین در احتراق RCCI با استفاده از سوخت‌های بنزین و دیزل در یک موتور تک استوانه پرداختند. آن‌ها نشان دادند در راهبرد تزریق منفرد، منحنی نرخ آزادسازی گرما به‌طورمعمول شبیه به حالت احتراق سوخت دوگانه معمولی می‌شود. زمان تزریق سوخت دیزل نقش مهمی را برای دستیابی به عملکرد پایدار در احتراق RCCI ایفا می‌کند، همچنین با پیش‌اندازی زمان تزریق سوخت نرخ حداکثر افزایش فشار کاهش می‌یابد. مطلبی و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۹ به بررسی آزمایشگاهی تأثیر زمان‌بندی تزریق سوخت دیزل (۱۰ تا ۵۰ bTDC) بر عملکرد و مقدار آلاینده‌ها در احتراق RCCI موتور آزمایشگاه دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل با استفاده از سوخت‌های دیزل و بنزین پرداختند. آن‌ها نشان دادند که حداقل و حداکثر توان ترمزی موتور و بازده موتور به ترتیب در زمان تزریق سوخت ۱۰ و ۴۰ درجه bTDC است. همچنین، مشخص شد که با پیش‌اندازی زمان تزریق، تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد و نقش بسیار مهمی در حالت احتراق دارد. همچنین، پیشروی زمان تزریق سوخت تأثیر چشمگیری بر مقدار تولید NOx و ذرات معلق دارد. کمترین و بیشترین مقدار تولید NOx به ترتیب در زمان تزریق ۵۰ و ۱۰ درجه bTDC اتفاق می‌افتاد، درحالی‌که برای تولید PM این مقادیر به ترتیب ۴۰ و ۵۰ درجه bTDC است.

در این مطالعه، تأثیر تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل بر احتراق و آلاینده‌ها در حالت RCCI با سوخت دیزل / بنزین مورد بررسی قرار گرفته است. اثرات تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل از ۲۰ تا ۴۰ bTDC در دور موتور ثابت ۱۱۵۰ د.د.د. بر فشار داخل استوانه، نرخ آزادسازی گرما، حالت احتراق، بازده و مقدار آلاینده‌های مونواکسیدکربن، اکسیدهای نیتروژن، هیدروکربن‌های نسوخته و همچنین گاز گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن مورد بررسی قرار گرفته است.

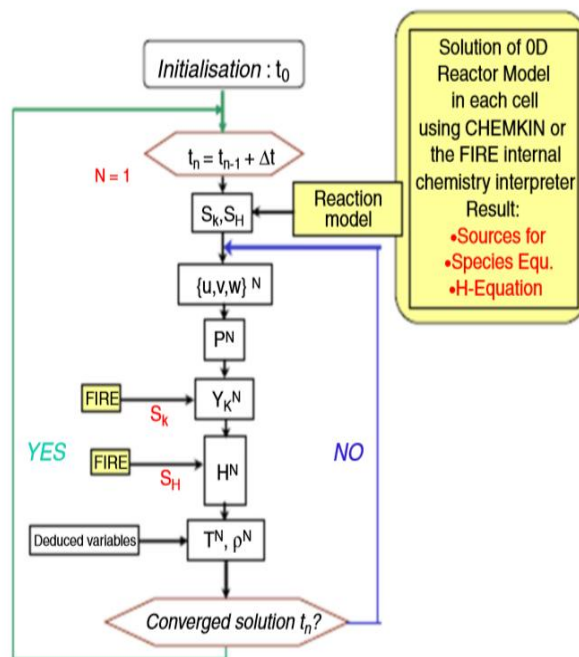
۲- شبیه‌سازی عددی و مشخصات موتور

۲-۱- توضیحات روش

در کار حاضر، شبیه‌سازی فرایند احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهارشده به روش دینامیک سیالات محاسباتی به کمک نرم‌افزار AVL FIRE انجام شده است.

برای بررسی آلاینده‌ها از داده واکنش شیمیایی استفاده شد که با نرم‌افزار AVL FIRE وصل می‌شود. شکل ۱ راهبرد وصل نرم‌افزار AVL-FIRE و واکنش شیمیایی را نشان می‌دهد. واکنش شیمیایی مورد استفاده از نوع کاهش یافته بوده، و شامل ۷۳ گونه و ۴۶۸ واکنش مورد استفاده در واکنش بنزین/دیزل است. شبیه‌سازی از بسته شدن دریاچه ورودی (IVC) با ترکیب مخلوط همگن بنزین، هوا و گاز باقیمانده آغاز شده، تا باز شدن دریاچه خروجی (EVO) ادامه می‌یابد.

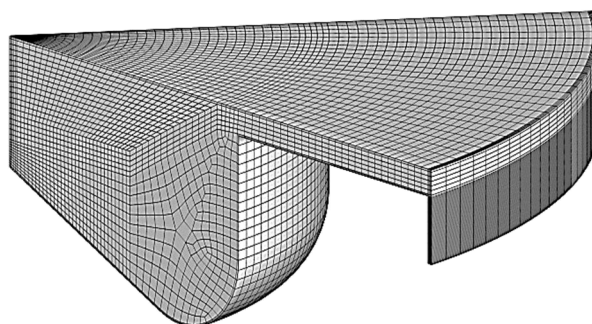
1 After Start of Injection



شکل ۱ راهبرد کوپل AVL-FIRE و واکنش شیمیایی [۱۹]

۲-۲- مشخصات موتور و شبکه محاسباتی

با توجه به تعداد حفره‌های افشانه (۸ حفره) و به‌منظور کاهش زمان محاسبات، با در نظر گرفتن تقارن، یک قاچ یک هشتم استوانه شبیه‌سازی شده است. شکل ۲ شبکه‌بندی هندسه در نقطه مکث بالا را نشان می‌دهد که در محیط ESE DIESEL انجام شد. تعداد مش به‌کار رفته برای گسسته‌سازی معادلات حاکم در این لحظه، ۵۵۰۰۰ است. مشخصات موتور در جدول ۱ نشان داده شده است. در این موتور برای پاشش سوخت به داخل محفظه احتراق از سامانه لوله مشترک و ایزار پاشش راهگاه (به‌صورت نقطه‌ای) استفاده شده است. سوخت بنزین پس از پاشش در راهگاه، به‌صورت مخلوط با هوا وارد استوانه و سوخت دیزل به‌صورت مستقیم در محفظه احتراق تزریق می‌شود. جرم سوخت دیزل تزریق شده در هر چرخه برابر با ۱۰،۵ میلی‌گرم و جرم سوخت بنزین تزریق شده در هر چرخه برابر ۵ میلی‌گرم است. مشخصات سوخت‌های دیزل و بنزین در جدول ۲ و مشخصات سامانه تزریق سوخت به‌صورت لوله مشترک و نقطه‌ای در جدول ۳ نشان داده شده است.



شکل ۲ شبکه‌بندی هندسه در نقطه مکث بالا

جدول ۱ مشخصات موتور دایدونگ ۱۱ اسب بخار، تک استوانه [۱۸]

| مشخصات | متغیر |
|--------|--------------------------------------|
| ۹۲ | قطر استوانه (mm) |
| ۹۵ | طول پیمایش (mm) |
| ۶۳۰ | حجم جابه‌جایی (cc) |
| ۱۷ | نسبت تراکم |
| ۲۰ | لحظه باز شدن دریچه ورودی (CAD bTDC) |
| ۴۷ | لحظه بسته شدن دریچه ورودی (CAD bTDC) |
| ۳۵ | لحظه باز شدن دریچه خروجی (CAD bTDC) |
| ۱۴ | لحظه بسته شدن دریچه خروجی (CAD bTDC) |

جدول ۲ مشخصات سوخت‌های مورد استفاده [۱۸]

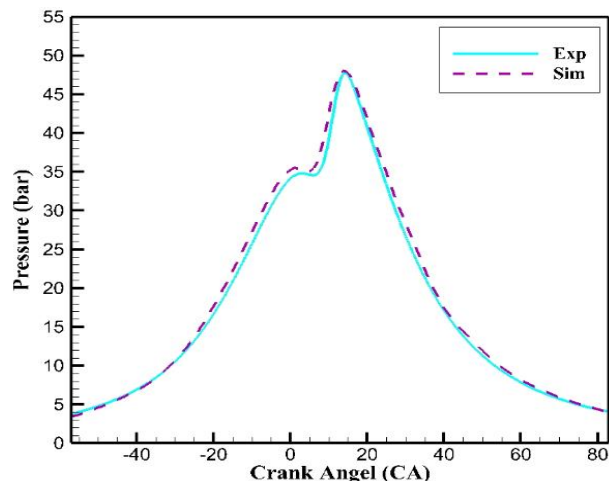
| بنزین | دیزل | متغیر |
|--------|---------|---------------------------|
| C4-C12 | C12-C25 | عبارت شیمیایی |
| - | ۵۲,۱ | عدد ستان |
| ۹۳ | - | عدد اکتان |
| ۰,۷۴۵ | ۰,۸۴۵ | چگالی (g/ml) |
| ۴۳,۵ | ۴۲,۸ | ارزش گرمائی پایین (MJ/kg) |

جدول ۳ مشخصات سامانه پاشش مستقیم و پاشش در راهگاه [۱۸]

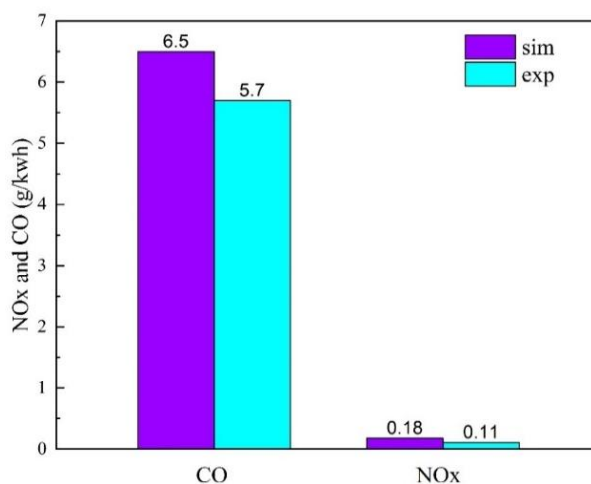
| سامانه تزریقی راهگاه | سامانه لوله مشترک | متغیر |
|----------------------|-------------------|-----------------|
| ۵ | ۸ | تعداد حفره |
| - | ۱۲۰ | قطر حفره (μm) |
| - | ۱۲۰ | زاویه پاشش |
| ۳ | ۶۰۰ | فشار پاشش (بار) |

۲-۳- اعتبار سنجی

الگوی بررسی شده با استفاده از داده‌های تجربی منتشر شده موتور دایدونگ با سوخت بنزین / دیزل اعتبار سنجی شده است. کار تجربی شامل آزمایشات مطلبی و همکاران [۱۸، ۲۰] است. این آزمایش در فشار اولیه ۸۰۰۰۰ پاسکال، دمای اولیه ۲۹۵ کلوین انجام شده است. با توجه به شکل‌های ۳ و ۴ نمودار فشار داخل استوانه، آلاینده‌های مونواکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن، در لحظه پاشش سوخت دیزل ۲۰ درجه بر اساس زاویه لنگ قبل از نقطه مکث بالا و طول دوره پاشش سوخت به اندازه ۲,۴ درجه برحسب زاویه لنگ، تطابق قابل قبولی با داده‌های تجربی را نشان می‌دهد.



شکل ۳ مقایسه نتایج آزمایشگاهی [۱۸، ۲۰] و عددی فشار داخل استوانه



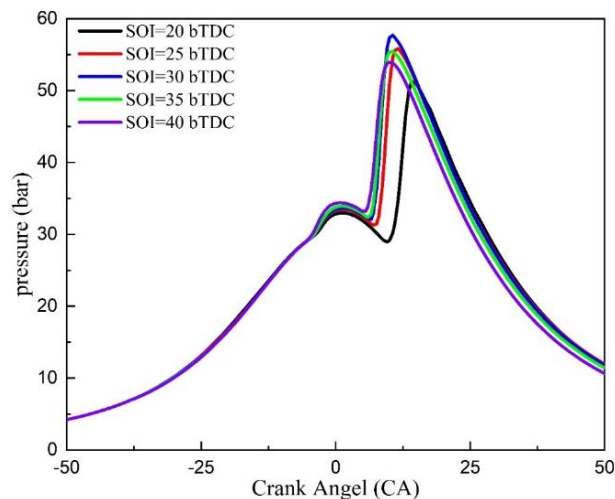
شکل ۴ مقایسه نتایج آزمایشگاهی [۱۸، ۲۰] و عددی مقدار آلاینده‌ی نیتروژن اکسید و کربن مونواکسید

۳- بحث و نتیجه‌گیری

۳-۱- نرخ آزادسازی گرما و فشار داخل استوانه

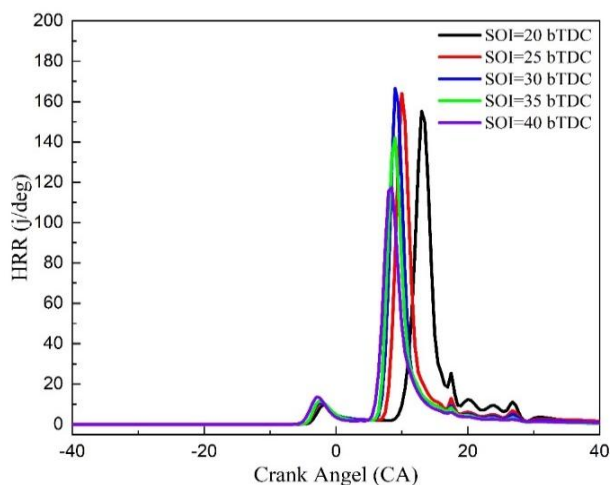
در این پژوهش، عملکرد موتور احتراقی با سوخت‌های بنزین/ دیزل بررسی شد. برای بررسی تأثیر لحظه پاشش سوخت تزریق مستقیم، سوخت دیزل در زوایای، ۲۰ و ۲۵ و ۳۰ و ۳۵ و ۴۰ درجه bTDC تزریق گردید. برای شناسایی عملکرد موتور نسبت به تغییر لحظه پاشش سوخت، بازه پاشش مقداری ثابت و برابر ۰,۳۴ میلی‌ثانیه، در نظر گرفته شده است. زمان تزریق سوخت با واکنش‌پذیری بالا، می‌تواند بر روی فرایند مخلوط شدن سوخت با مخلوط هوا و سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف، در استوانه تأثیر بگذارد [۱۹].

تغییرات فشار داخل استوانه به همراه نرخ آزادسازی گرما در زوایای ذکر شده در شکل‌های ۵ و ۶ قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با پیش‌اندازی پاشش سوخت دیزل احتراق داخل استوانه سریع‌تر آغاز می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که با پیش‌اندازی پاشش سوخت دیزل از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، بیشینه فشار افزایش و از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، فشار بیشینه کاهش می‌یابد. دلیل کاهش مقدار بیشینه فشار از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، می‌تواند متأثر از گسترده شدن بازه احتراق ناشی از کاهش تغییرات سوخت با واکنش‌پذیری شدید باشد.



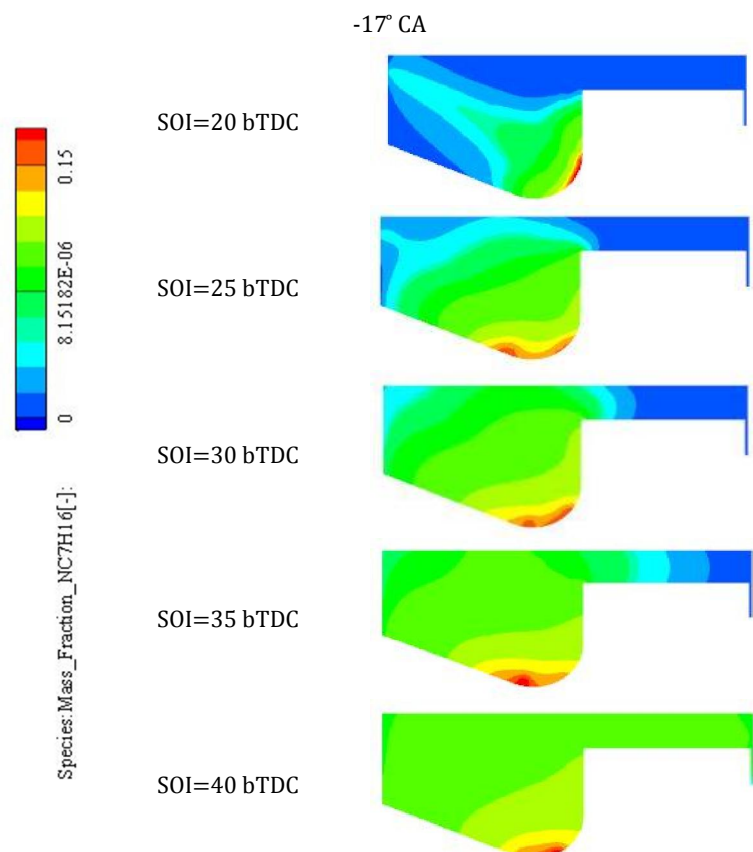
شکل ۵ تغییرات فشار داخل استوانه به ازای لحظه‌های متفاوت پاشش سوخت دیزل

شکل ۶ نشان می‌دهد با پیش‌اندازی پاشش سوخت از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، بیشینه مقدار نرخ آزادسازی گرما افزایش و با افزایش بیشتر پیش‌اندازی پاشش سوخت، این متغیر کاهش می‌یابد که خود مؤید کاهش تغییرات سوخت با واکنش‌پذیری شدید در داخل استوانه و عملکرد RCCI موتور است [۱۹].



شکل ۶ تغییرات نرخ آزادسازی گرما به ازای لحظه‌های متفاوت پاشش سوخت دیزل

در زمان تزریق سوخت ۳۰ درجه bTDC، با توجه به زمان بیشتر برای اختلاط سوخت و هوا و همچنین پراکندگی بهتر سوخت با واکنش‌پذیری شدید در محفظه که در شکل ۷ قابل مشاهده است، شرایط را برای احتراق همگن‌تر بنزین در موقعیت مناسب‌تری از سمبه، در جهت افزایش فشار داخل استوانه، نسبت به زمان‌های تزریق سوخت ۲۰ و ۲۵ درجه bTDC ایجاد می‌کند.



شکل ۷ غلظت سوخت دیزل در لحظه‌های پاشش سوخت مختلف

۳-۲- حالت احتراق

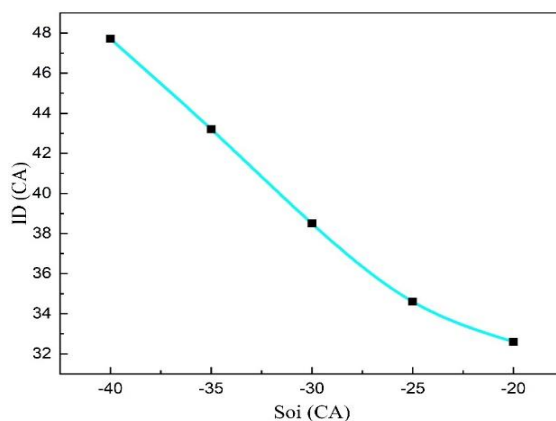
شکل ۸ تغییرات تأخیر در اشتعال بر حسب لحظه تزریق سوخت دیزل نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد، با پیش‌اندازی لحظه تزریق سوخت دیزل، مقدار متغیر تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد. هرچه تزریق سوخت به نقطه مکث بالا نزدیک‌تر می‌شود، حجم داخل استوانه کاهش و در نتیجه فشار و دمای داخل استوانه افزایش می‌یابد و لذا، احتراق سریع‌تر صورت می‌گیرد و متغیر تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد [۱۹، ۲۱]. هنگامی که لحظه تزریق سوخت از ۲۰ تا ۴۰ درجه برحسب زاویه لنگ bTDC تغییر می‌کند، متغیر تأخیر در اشتعال به اندازه ۱۵ درجه افزایش می‌یابد که این افزایش تأخیر در اشتعال به اختلاط بهتر هوا و سوخت کمک شایانی می‌کند که این یکی از مهم‌ترین مزیت‌های موتور RCCI است.

شکل ۹ اثر تغییرات لحظه پاشش سوخت ستان بالا بر بازه احتراق نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد، با پیش‌اندازی لحظه تزریق سوخت از ۲۰ تا ۲۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا، بازه احتراق افزایش می‌یابد و از لحظه تزریق سوخت ۲۵ تا ۳۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا، بازه احتراق ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد.

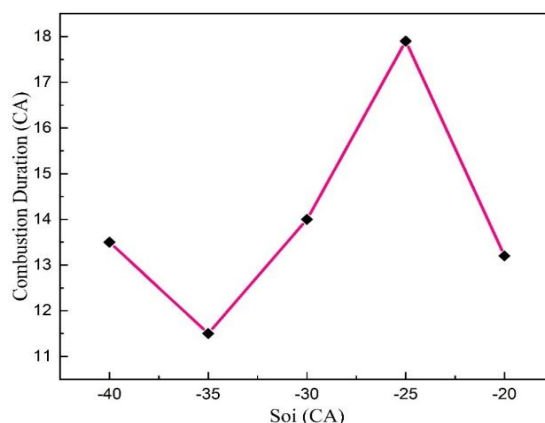
در لحظه تزریق زودتر، با توجه به کم‌تر بودن فشار داخل استوانه، به‌عنوان نیروی مقاوم در برابر نفوذ سوخت، طول نفوذ افشانه سوخت، افزایش می‌یابد. این امر با توجه به غلظت دیزل در شکل ۷ قابل مشاهده است؛ با توجه به این امر، همان‌طور که در تصاویر مشاهده می‌شود، در لحظه تزریق سوخت ۳۵ درجه برحسب زاویه لنگ قبل از نقطه مکث بالا، نسبت به ۳۰ و ۲۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا، غلظت سوخت دیزل در محلی نزدیک به دیواره استوانه، افزایش یافته که این متمرکزتر بودن سوخت، باعث احتراق سریع‌تر سوخت دیزل و در نتیجه آن بازه احتراق کاهش یافته است. در لحظه تزریق سوخت دیزل ۴۰ درجه برحسب زاویه لنگ قبل از نقطه مکث بالا، همگن‌تر بودن و اختلاط بهتر سوخت‌ها

و هوا، تأثیر بیشتری نسبت به غلظت محلی در زمان تزریق سوخت نسبت به ۳۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا گذاشته است.

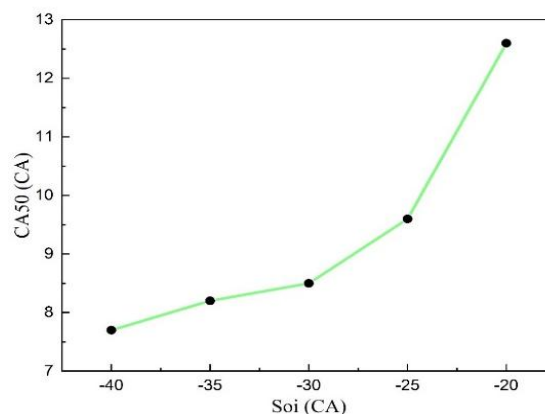
شکل ۱۰ متغیر CA50 (زمانی که ۵۰ درصد گرما آزاد شده) را بر حسب لحظه تزریق سوخت اصلی نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد هرچه پیش‌اندازی سوخت دیزل افزایش یابد، CA50 به نقطه مکث بالا نزدیک‌تر می‌شود که این اتفاق مطلوب است [۲۲]؛ همچنین هرچه پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت افزایش می‌یابد، نرخ کاهش CA50 نیز کاهش می‌یابد، به عبارت دیگر با افزایش تعویق پاشش سوخت اصلی، افزایش CA50 نیز بیشتر می‌شود.



شکل ۸ تأخیر در اشتعال بر حسب تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل



شکل ۹ بازه احتراق بر حسب تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل

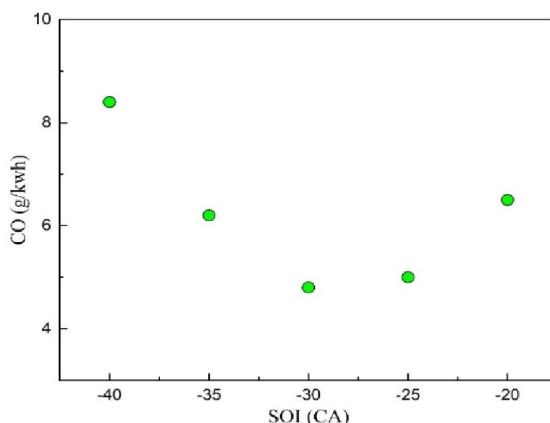


شکل ۱۰ نمودار CA50 بر حسب تغییر لحظه پاشش سوخت دیزل

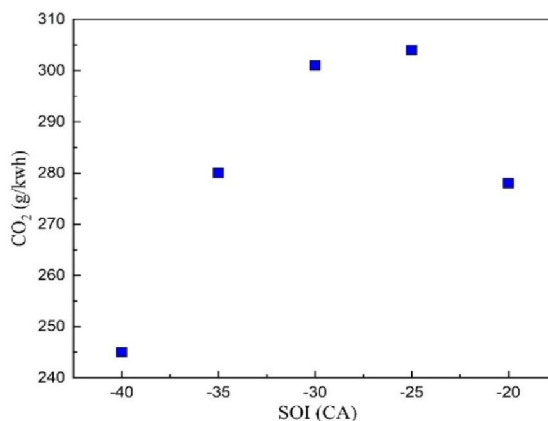
۳-۳- آلاینده‌گی

شکل ۱۱ مقدار تولید مونواکسیدکربن را برحسب لحظه پاشش سوخت نشان می‌دهد. علت تولید مونواکسیدکربن به دو دلیل است. عامل اول کاهش دمای محلی داخل استوانه است. دی‌اکسیدکربن در دمای بالا تشکیل می‌شود و در صورت کاهش دما، احتراق ناقص صورت می‌پذیرد و بجای تشکیل دی‌اکسیدکربن، مونواکسیدکربن حاصل می‌شود. عامل مهم دیگر، کاهش اکسیژن محلی داخل استوانه است که این موضوع نیز باعث ایجاد پدیده احتراق ناقص است و باعث افزایش مونواکسیدکربن تولیدی می‌شود [۱۸]. همان طوری که نمودار شکل ۱۱ نشان می‌دهد، با افزایش پیش‌اندازی پاشش سوخت از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، مقدار مونواکسیدکربن تولیدی کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۶ به دلیل اینکه در این پیش‌اندازی، حداکثر مقدار نرخ گرمای آزادسازی شده، افزایش می‌یابد، به دنبال آن دمای داخل استوانه افزایش و احتمال وقوع احتراق ناقص کاهش می‌یابد؛ در نتیجه باعث کاهش مونواکسیدکربن تولیدی می‌شود. درحالی‌که با افزایش پیش‌اندازی از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، از یک طرف به خاطر سوق پیدا نمودن راهبرد احتراقی به راهبرد RCCI دمای داخل محفظه احتراق و بیشینه مقدار نرخ آزادسازی گرما، کاهش می‌یابد و از طرفی دیگر به علت تزریق سریع‌تر سوخت دیزل و انتشار آن به نواحی سرد، افزایش مونواکسیدکربن را به همراه دارد.

شکل ۱۲ مقدار انتشار گاز گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن را لحظه‌های پاشش سوخت مختلف نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود با پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت از ۲۰ تا ۲۵ درجه bTDC، مقدار CO₂ افزایش و در لحظات ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، مقدار CO₂ کاهش می‌یابد. همچنین کمترین و بیشترین مقدار گاز گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن به مقدار ۲۴۵ و ۳۰۴ گرم بر کیلووات ساعت در ۴۰ و ۲۵ درجه bTDC اتفاق می‌افتد. با توجه به توضیحات قسمت قبل، تقریباً روند عکس تولید مونواکسیدکربن را طی می‌کند که منطقی است.

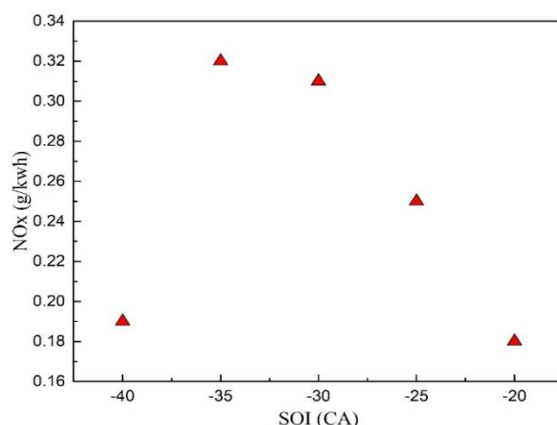


شکل ۱۱ آلاینده CO در اثر تغییرات زمان پاشش سوخت دیزل



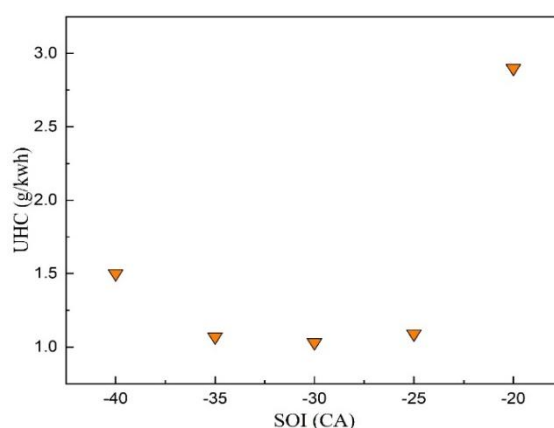
شکل ۱۲ آلاینده CO₂ در اثر تغییرات زمان پاشش سوخت دیزل

شکل ۱۳ مقدار آلایندگی اکسیدهای نیتروژن را در زمان پاشش سوخت مختلف نشان می‌دهد. با توجه به فشار پایین داخل استوانه در لحظه ۲۰ درجه bTDC و احتراق ناقص، مقدار آلایندگی اکسیدهای نیتروژن در این لحظه نسبت به لحظات دیگر پایین‌تر است. شایان ذکر است که دمای داخل استوانه، نقش اساسی در تولید آلایندگی اکسیدهای نیتروژن دارد. از زمان پاشش سوخت ۲۰ تا ۳۵ درجه bTDC، مقدار آلایندگی NO_x ، افزایش و از ۳۵ تا ۴۰ درجه bTDC، کاهش می‌یابد. همچنین با توجه به نمودار، آلایندگی NO_x در ۲۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا بیشتر از ۲۰ درجه قبل از نقطه مکث بالا است که می‌تواند به دلیل همگن نشدن سوخت دیزل باشد.



شکل ۱۳ آلایندگی NO_x در اثر تغییرات زمان پاشش سوخت دیزل

شکل ۱۴ مقدار آلایندگی هیدروکربن‌های نسوخته را برحسب تغییر لحظه پاشش سوخت نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود با پیش‌اندازی لحظه پاشش سوخت از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، مقدار UHC کاهش می‌یابد. پاشش زودتر سوخت بعد از ۳۰ درجه bTDC به دلیل اینکه فشار محفظه در لحظه پاشش سوخت کمتر است، ذرات سوخت به دلیل سرعت بالا به دیواره کاسه سمبه برخورد کرده و در آنجا تجمع می‌کنند و با سرعت کمتری بخار می‌شوند. به همین دلیل علیرغم پاشش زودتر سوخت مقدار هیدروکربن‌های نسوخته به حد ناچیزی افزایش یافته است.



شکل ۱۴ آلایندگی هیدروکربن‌های نسوخته در اثر تغییرات زمان پاشش سوخت دیزل

۴- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، شبیه‌سازی فرایند احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهارشده، با سوخت دیزل/ بنزین، به‌منظور بررسی تأثیر لحظه پاشش سوخت دیزل به روش دینامیک سیالات محاسباتی به کمک نرم‌افزار AVL FIRE انجام پذیرفت. محاسبات شیمیایی فرایند احتراق از طریق برنامه واکنش شیمیایی به‌صورت متصل با نرم‌افزار AVL FIRE انجام شد.

مشاهده شد با پیش‌اندازی پاشش سوخت دیزل از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، بیشینه فشار داخل استوانه افزایش و از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC به دلیل میل کردن احتراق به سمت نوع RCCI بیشینه فشار داخل استوانه کاهش می‌یابد. همچنین با پیش‌اندازی پاشش سوخت دیزل، احتراق داخل استوانه زودتر آغاز می‌شود. با پیش‌اندازی لحظه تزریق سوخت اصلی، مقدار متغیر تأخیر در اشتعال، افزایش می‌یابد. هرچه پیش‌اندازی سوخت اصلی افزایش یابد، CA50 به نقطه مکث بالا نزدیک‌تر می‌شود که این اتفاق مطلوب است. بازه احتراق نیز از لحظه ۲۰ تا ۲۵ درجه bTDC افزایش و سپس از ۲۵ تا ۳۵ درجه bTDC، کاهش و در ادامه افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که با پیش‌اندازی لحظه احتراق از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC بازده گرمایی افزایش و از لحظه ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC کاهش پیدا می‌کند. شایان ذکر است که در لحظه ۳۰ درجه bTDC که کمترین مقدار UHC را داراست، بزرگ‌ترین بازده گرمایی حاصل می‌شود.

در مبحث آلاینده‌گی مشاهده شد با افزایش پیش‌اندازی پاشش سوخت از ۲۰ تا ۳۰ درجه bTDC، مقدار مونواکسیدکربن تولیدی کاهش می‌یابد. درحالی‌که با افزایش پیش‌اندازی از ۳۰ تا ۴۰ درجه bTDC، مقدار آن افزایش می‌یابد. مقدار گاز گلخانه‌ای تولیدی CO₂ تقریباً، روند عکس تولید مونواکسیدکربن را طی می‌کند. روند تغییرات آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن با توجه به تصاویر دمای داخل استوانه از ۲۰ تا ۳۵ درجه bTDC افزایش و در ادامه با توجه به تغییر حالت احتراق به RCCI کاهش می‌یابد. با پیش‌روی لحظه پاشش سوخت مقدار هیدروکربن‌های نسوخته تا لحظه ۳۵ درجه bTDC، کاهش و با توجه موقعیت سمبه و به علت کمتر بودن فشار داخل استوانه در ۴۰ درجه bTDC، اندکی افزایش می‌یابد.

فهرست علائم

| | |
|-----------------|---|
| A – SOI | پس از شروع تزریق |
| bTDC | قبل از نقطه مکث بالا |
| CAD | زاویه لنگ |
| CA50 | زاویه لنگ زمانی که ۵۰ درصد گرمای آزاد شده |
| CI | اشتعال تراکمی |
| CO | کربن مونواکسید |
| CO ₂ | کربن دی‌اکسید |
| DI | تزریق مستقیم |
| HC | هیدروکربن |
| HCCI | احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن |
| HRR | نرخ آزادسازی گرما |
| HRF | سوخت با واکنش‌پذیری شدید |
| LRF | سوخت با واکنش‌پذیری پایین |
| LTC | احتراق سرد |

| | |
|--|------|
| اکسید نیتروژن | NOx |
| احتراق نیمه پیش‌آمیخته اشتعال تراکمی | PCCI |
| تزریق سوخت راهگاه | PFI |
| احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده | RCCI |
| لحظه شروع احتراق | SOC |
| لحظه پاشش سوخت | SOI |

References

- [1] V. Praveena, M.L.J. Martin, A review on various after treatment techniques to reduce NOx emissions in a CI engine, *Journal of the Energy Institute*, 91/5 (2018) 704-720, <https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.05.010>.
- [2] V.K. Shahir, C.P. Jawahar, P.R. Suresh, Comparative study of diesel and biodiesel on CI engine with emphasis to emissions—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45 (2015) 686-697, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.02.042>.
- [3] S.S. Motallebi Hasankola, R. Shafaghat, O. Jahanian, S. Talesh Amiri, M. Shooghi, 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*, 139/4 (2020) 2465-2474, <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08513-0>.
- [4] A.H. Fakhari, R. Shafaghat, O. Jahanian, H. Ezoji, S.S. Motallebi Hasankola, Numerical simulation of natural gas/diesel dual-fuel engine for investigation of performance and emission, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139/4 (2019) 2455-2464, <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08560-7>.
- [5] R. Shafaghat, S. Talesh Amiri, O. Jahanian, Numerical Study of the Effect of Adding Water with Different Temperatures to Low-Reactivity Fuel in a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine, *Fuel and Combustion*, 13/4 (2020) 43-62, <https://doi.org/10.22034/JFNC.2020.120861>. (in Persian)
- [6] K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J.E. Dec, The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions, *SAE Technical Paper 2002-01-1923*, (2002), <https://doi.org/10.4271/2002-01-1923>.
- [7] T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, J. Hatano, N. Kitayama, H. Sono, PCCI Operation with Early Injection of Conventional Diesel Fuel, *SAE Transactions*, 114/3 (2005) 584-593.
- [8] X. Lu, D. Han, Z. Huang, Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37/6 (2011) 741-783, <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2011.03.003>.
- [9] A. Yousefzadeh, O. Jahnian, Using detailed chemical kinetics 3D-CFD model to investigate combustion phase of a CNG-HCCI engine according to control strategy requirements, *Energy Conversion and Management*, 133 (2017) 524-534, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.072>.
- [10] M. Fathi, O. Jahanian, 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) 1-19, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.038>.
- [11] A. Gharehghani, A.H. Fakhari, *Biodiesel as a Clean Fuel for Mobility: in Clean Fuels for Mobility*, Springer Singapore, (2008) 141-168, ISBN: 978-981-16-8747-1.
- [12] A.K. Azad, M.G. Rasul, M.M.K. Khan, S.C. Sharma, M.M.K. Bhuiya, Recent development of biodiesel combustion strategies and modelling for compression ignition engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56 (2016) 1068-1086, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.024>.
- [13] J. Benajes, J.V. Pastor, A. García, J. Monsalve-Serrano, The potential of RCCI concept to meet EURO VI NOx limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map, *fuel*, 159 (2015) 952-961, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.07.064>.
- [14] J. Li, W. Yang, D. Zhou, Review on the management of RCCI engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69 (2017) 65-79, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.159>.

- [15] J. Li, W.M. Yang, H. An, D. Zhao, Effects of fuel ratio and injection timing on gasoline/biodiesel fueled RCCI engine: A modeling study, *Applied Energy*, 155 (2015) 59-67, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.114>.
- [16] M. Nazemi, M. Shahbakhti, Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine, *Applied Energy*, 165 (2016) 135-150, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.093>.
- [17] M.R. Saxena, R.K. Maurya, Effect of Diesel Injection Timing on Peak Pressure Rise Rate and Combustion Stability in RCCI Engine, *SAE Technical Paper 2018-01-1731*, (2018), <https://doi.org/10.4271/2018-01-1731>.
- [18] S.S. Motallebi Hasankola, R. Shafaghat, O. Jahanian, K. Nikzadfar, Correction to: An experimental investigation of the injection timing effect on the combustion phasing and emissions in reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139/4 (2020) 2517-2518, <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09405-4>.
- [19] A.H. Fakhari, R. Shafaghat, O. Jahanian, Numerical Simulation of a Naturally Aspirated Natural Gas/Diesel RCCI Engine for Investigating the Effects of Injection Timing on the Combustion and Emissions, *Journal of Energy Resources Technology*, 142/7 (2020) 1-8, <https://doi.org/10.1115/1.4046470>.
- [20] A.H. Fakhari, Numerical simulation of the RCCI engine installed in the Engine Test Laboratory of Noshirvani University of Technology in order to investigate the effects of injection time and duration, MSc Thesis, Babol noshirvani University of Technology, (2020), Babol, Iran. (in Persian).
- [21] U. Dwivedi C.D. Carpenter, E.S. Guerry, A.C. Polk, S.R. Krishnan, K.K. Srinivasan, Performance and Emissions Characteristics of Diesel-Ignited Gasoline Dual Fuel Combustion in a Single-Cylinder Research Engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136/10 (2014), <https://doi.org/10.1115/1.4027273>.
- [22] K. poorghasemi, R. Khoshbakhti Saray, E. Ansari, B. Khoshbakht Irdmousa, M. Shahbakhti, J.D. Naber, Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, *Applied Energy*, 199 (2017) 430-446, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.011>.