Journal of Science and Technology in Mechanical Engineering
Vol. 3, No. 1, pp. 133-146, 2024
Journal Homepage: https://stmechanics.bmtc.ac.ir/?lang=en
DOI: 10.22034/STME.2024.474182.1074

Experimental Investigation of the Effect of Fuel Injection Timing on the Combustion Regime of the Direct-Injection Internal Combustion Engine – Transition from Conventional Compression Ignition Combustion to Low Temperature Combustion

Morteza Fathi[*1]
1. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, National University of Skills (NUS), Tehran, Iran.

Abstract
The application of the low temperature combustion (LTC) technology improves the performance and emission characteristics of the engine. However, the most important challenges regarding the integration of this technology in mass-production engines are the limited operating range and uncontrollability. To get the utmost from LTC advantages it is possible to use the diesel combustion in load points undeliverable by LTC. Experimental study in this research on a diesel engine reveals that the change in fuel injection timing from 176 to 2 CAD, bTDC (crank angle degrees before top dead center) leads to the combustion regime change. Fuel injection near top dead center from 11 to 2 CAD,bTDC, resulting in the dependence of the injection and combustion processes, leads to the diesel combustion. In this region, the combustion sensitivity as a measure of fuel injection timing on combustion timing is between 1.2 to 1.3. Advancing the injection to early timings in the compression stroke from 86 to 176 CAD, bTDC and providing enough time for the complete mixing of the fuel and air, yields HCCI combustion having almost zero combustion sensitivity. The fuel injection timing between these ranges, resulting in a mixture which is neither fully homogeneous nor fully stratified, leads to the PPC. In this region, the combustion sensitivity is between 0.1 to 0.2.

Keywords
Internal Combustion Engine
Diesel Combustion
Low Temperature Combustion
Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion
Partially Premixed Combustion
Fuel Injection

Received: 08.24.2024
Revised: 11.08.2024
Accepted: 12.02.2024

[*]**Corresponding Author**
Morteza Fathi
Email
m-fathi@nus.ac.ir;
morteza.fathi@yahoo.com

1- Introduction

Nowadays, due to the role of internal combustion engines in fossil fuel consumption and environmental pollution, the desire for this type of powertrain is being decreased. Especially in the automotive sector, vehicles that use internal combustion engines are being replaced by electric vehicles, including fully electric vehicles and hybrid vehicles. In order to maintain the presence of internal combustion engines, at least in hybrid vehicles, solutions must be found to overcome their challenges. Therefore, researchers in industry and academia must find solutions to overcome the challenges and disadvantages that accompany internal combustion engines. For this reason, traditional internal combustion engines are being modified and new combustion technologies have emerged.

Low temperature combustion, is the spontaneous combustion of a homogeneous (fully premixed) or partially premixed fuel-air mixture without any external ignition initiation mechanism. It allows simultaneous reduction of fuel consumption and emissions. Moreover, it makes it possible to substitute the fossil fuel with alternative fuels. Therefore, applicable integration of this concept in the engine cycle can greatly reduce the risk of internal combustion engines being rejected in the future of prime movers. Although low temperature

©2024 the authors. Published by National University of Skills, 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 License) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

E-ISSN: 2981-2232

combustion engines show significant advantages, they are accompanied with some disadvantages which makes them a risky solution for mass-production engines. Reactivity controlled compression ignition, partially premixed combustion and homogeneous charge compression ignition are three main types of low temperature combustion engines. In homogeneous charge compression ignition combustion engines, the homogeneous fuel-air mixture presents in the combustion chamber prior to the start of the combustion and the auto ignition of the charge due to the increase in pressure and temperature of the charge resulted from the piston movement governs the combustion process initiation. Therefore, there is no external control over the combustion process. This is the main challenge of the applicable utilization of the concept in engines.

Some researchers tried to modify the homogeneous charge compression ignition concept to overcome the problem of the uncontrollability. Therefore, partially premixed combustion and reactivity controlled compression ignition combustion strategies are proposed. The idea behind these alternative low temperature combustion concepts is that the main contributor to the problems with the homogeneous charge compression ignition combustion is resulted from the homogeneity of the charge. Hence, the combustion of a fully homogeneous charge should be avoided. Therefore, the proposed alternative concepts reduce the amount of the homogeneity level of the charge for the sake of finding some kind of control over the auto ignition and to yield milder combustion. The homogeneous charge preparation in the homogeneous charge compression ignition concept can be done in two ways. It is either by mixing the fuel and air before the entrainment into the combustion chamber or by the direct injection of the fuel early enough to make an in-cylinder homogeneous mixture due to the evaporation of the injected fuel and charge motion within the combustion chamber. In the partially premixed combustion, the fuel is directly injected into the cylinder but the injection timing is neither too early (as occurs in the direct injection homogeneous charge compression ignition concept) to produce the desirable level of non-homogeneity nor too late (as occurs in the direct injection diesel combustion) to prevent highly stratified charge. This transient combustion concept makes it possible to have some kind of control over the combustion process although not a control knob as in the controlled combustion of the diesel concept. The reactivity controlled compression ignition combustion uses the difference in the reactivity of the entrained fuels as a strategy to control the combustion process. Although partially premixed combustion and reactivity controlled compression ignition improve the controllability of the combustion and yield milder combustion, they still cannot cover the whole load range of the operational engine. Therefore, another combustion strategy should be added for the ratings which cannot be obtained by the low temperature combustion. In order to use this configuration for mass-production engines, they should have similarities as much as possible. One possible range extension strategy is the combination of different combustion concepts having similarities in the fueling system. Therefore, diesel, partially premixed combustion and direct injection homogeneous charge compression ignition combustion strategies can be utilized to this end. They can deliver the whole required ratings by optimum performance and emission characteristics while using the same fuel injection system and the direct injection homogeneous charge compression ignition is the core combustion concept in this method.

2- The Problem Study

In this study, the effect of fuel injection timing on the combustion regime of internal combustion engines that utilize direct fuel injection into the combustion chamber is investigated. The two general combustion technologies that are studied included diesel combustion and low-temperature combustion. The distinction between these two types of combustion technologies is the level of time dependence of the fuel injection and combustion phenomena.

In diesel combustion, there is a high dependence between these phenomena; while in low-temperature combustion, these two phenomena are fully separated in terms of time window.

3- Results and Discussion

The two types of low-temperature combustion that are investigated in this study are partially premixed combustion and homogeneous charge compression ignition combustion. The difference between these two types of low-temperature combustion is the level of homogeneity of the fuel-air mixture before combustion begins. In partially premixed combustion, despite proper mixing of fuel and air before the start of combustion, there is some local stratifications in the combustion chamber, while in homogeneous charge compression ignition combustion, this factor can be ignored and the fuel and air mixture in the combustion chamber is considered completely homogeneous. In summary, the results of this study can be summarized as follows:

1. Fuel injection near top dead center and the time dependence of injection and combustion phenomena lead to diesel combustion. By advancing fuel injection to early timings in the compression stroke and allowing sufficient time for homogeneous mixing of fuel and air, compression ignition combustion of a homogeneous mixture is achieved. Fuel injection timing between these two ranges, where the mixture is neither completely homogeneous nor completely stratified, leads to nearly premixed combustion.

2. In diesel combustion, there is a close relationship between fuel injection and combustion. In this mode, the combustion of fuel-rich spots starts together with fuel injection. Therefore, the ignition delay is relatively low and the time of fuel injection does not have much effect on it. In low-temperature combustion, advancing fuel injection leads to increase in the ignition delay, increase in the available time for mixing fuel and air, and separation of injection and combustion phenomena.

3. In diesel combustion, the high value of the ignition sensitivity parameter indicates the high sensitivity of the combustion timing to the time of fuel injection. In homogeneous charge compression ignition, the value of this parameter is negligible and close to zero. In partially premixed combustion, the amount of this parameter is between these two limits and it is decreased by advancing injection timing. Here, ignition sensitivity is neither as high as diesel combustion, so that fuel injection can be used as the controller of combustion timing, nor as low as homogeneous charge compression ignition, with negligible effect on combustion. This reduction of ignition sensitivity to fuel injection timing leads to the uncontrollability challenge of low-temperature combustion engine. Therefore, the partially premixed combustion improves ignition controllability by increasing the stratification level of the homogeneous mixture.

4. In diesel combustion, the emission level of unburned hydrocarbons and carbon monoxide are negligible. Advancing fuel injection and in the range of low-temperature combustion, the amount of these emissions increase.

5. In diesel combustion, high levels of soot and nitrogen oxides are formed. However, in low-temperature combustion, the amount of these emissions is reduced simultaneously. In homogeneous charge compression ignition combustion, the emission of these pollutants is very small whereas in the intermediate partially premixed combustion which lies at the boundary between diesel combustion and homogeneous charge compression ignition, the level of soot and nitrogen oxides pollution is placed between the levels of two combustion regimes.

4- References

[1] Fathi M, Jahanian O, Ganji DD, Wang S, Somers B. (2017). Stand-alone single- and multi-zone modeling of direct injection homogeneous charge compression ignition (DI-HCCI) combustion engines. Applied Thermal Engineering, 125, 1181-90.

[2] Gupta SK, Krishnasamy A. (2024). A relative comparison of HCCI, PCCI, and RCCI combustion strategies: an alternative fuels perspective. International Journal of Engine Research, 25(6), 1078-1092.

[3] Fakhari AH, Gharehghani A, Salahi MM, Mahmoudzadeh Andwari A. (2024). RCCI combustion of ammonia in dual fuel engine with early injection of diesel fuel. Fuel, 365, 131182.

[4] Krishnan MG, Rajkumar S, Devarajan Y, Rajiv A. (2024). A comprehensive review on advancement and challenges of renewable biofueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. Journal of the Energy Institute, 113, 101540.

[5] Selvaraj K. (2024). A comprehensive review: role of fuel injection methodologies on performance enhancement and mitigation of emissions in the diesel engine. International Journal of Oil, Gas and Coal Technology, 36(2), 219-43.

[6] Rajendran S, Dhairiyasamy R, Jaganathan S, Murugesan S, Muthusamy R, Periannan S, Muniyappan G, Jaganathan B, Srinivasan K, Elangandhi H, Annamalai E. (2023). Effect of injection timing on combustion, emission and performance characteristics of safflower methyl ester in CI engine. Results in Engineering, 20, 101599.

نشریه علم و فناوری در مهندسی مکانیک

سال ۱۴۰۳، دوره ۳، شماره ۱، صفحه ۱۳۳-۱۴۶

آدرس نشریه: https://stmechanics.bmtc.ac.ir

DOI: 10.22034/STME.2024.474182.1074

بررسی تجربی اثر زمان پاشش سوخت بر نوع احتراق در موتور درون‌سوز با پاشش مستقیم‌گذر از احتراق اشتعال تراکمی سنتی به احتراق کم‌دما

مرتضی فتحی[1*]

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران.

چکیده

استفاده از فناوری احتراق کم‌دما در موتور منجر به بهبود مشخصات عملکردی و آلایندگی می‌شود. لیکن، مهم‌ترین موانع استفاده از این نوع احتراق در تولید انبوه موتورها عبارت‌اند از بازهٔ کارکردی محدود و چالش کنترل ناپذیری احتراق. برای استفاده از مزایای این نوع احتراق، در آن نقاط کاری که احتراق کم‌دما قادر به ارایهٔ آن نیست، می‌توان از احتراق دیزلی استفاده نمود. مطالعهٔ تجربی در این پژوهش بر روی یک موتور دیزلی، آشکار می‌سازد که تغییر زمان شروع پاشش سوخت به درون محفظهٔ احتراق موتور از ۱۷۶ تا ۲ درجهٔ زاویهٔ لنگ پیش از نقطهٔ مرگ بالا، منجر به تغییر نوع احتراق می‌شود. تزریق سوخت در نزدیکی نقطهٔ مرگ بالا از ۱۱ تا ۲ درجهٔ زاویهٔ لنگ پیش از نقطهٔ مرگ بالا که نتیجهٔ آن وابستگی زمانی پدیده‌های تزریق و احتراق است، منجر به احتراق دیزلی می‌گردد. در این ناحیه، مقدار حساسیت احتراق که شاخصی است از میزان اثرگذاری زمان‌بندی پاشش سوخت بر زمان‌بندی احتراق بین ۱/۲ تا ۱/۳ است. با پیش‌اندازی پاشش سوخت به زمان‌های زودتر در مرحلهٔ تراکم از ۸۶ تا ۱۷۶ درجهٔ زاویهٔ لنگ پیش از نقطهٔ مرگ بالا و فراهم آوردن فرصت کافی برای اختلاط همگن سوخت و هوا، احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن که مقدار حساسیت احتراق در آن حدوداً صفر است، به دست می‌آید. تزریق سوخت در بین این دو محدوده که مخلوط نه کاملاً همگن و نه کاملاً لایه‌لایه است، منجر به احتراق تقریباً پیش آمیخته می‌شود. در این ناحیه، مقدار حساسیت احتراق بین ۰/۱ تا ۰/۲ است.

کلمات کلیدی

موتور درون‌سوز

احتراق دیزلی

احتراق کم‌دما

احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن

احتراق تقریباً پیش آمیخته

پاشش سوخت

دریافت مقاله: ۱۴۰۳/۰۶/۰۳

بازنگری مقاله: ۱۴۰۳/۰۸/۱۸

پذیرش مقاله: ۱۴۰۳/۰۹/۱۲

[*]نویسنده مسئول

مرتضی فتحی

ایمیل

m-fathi@nus.ac.ir

morteza.fathi@yahoo.com

۱- مقدمه

امروزه، به دلیل نقش موتورهای درون‌سوز در مصرف سوخت‌های فسیلی و آلودگی محیطی، تمایل به این نوع از نیروده‌ها کاهش‌یافته است. به‌ویژه در بخش خودرویی، خودروهایی که از موتورهای درون‌سوز استفاده می‌نمایند در حال جایگزینی با خودروهای برقی، شامل خودروهای کاملاً برقی و خودروهای دورگه هستند. به‌منظور حفظ حضور موتورهای درون‌سوز، دست پایین در خودروهای دورگه، باید راه‌حل‌هایی برای برون‌رفت از چالش‌های آنها یافت؛ بنابراین، پژوهشگران صنعت و دانشگاه باید برای غلبه بر چالش‌ها و معایبی که همراه با موتورهای درون‌سوز هستند چاره‌اندیشی نمایند. به‌این‌علت، موتورهای درون‌سوز سنتی در حال اصلاح هستند و فناوری‌های احتراقی جدید پدید آمده‌اند.

احتراق کم‌دما، یک احتراق خودبه‌خودیِ مخلوط همگن (کاملاً پیش آمیخته) یا تقریباً پیش آمیخته از هوا و سوخت بدون استفاده از منبع انرژی خارجی جهت اشتعال است [۱]. این فناوری، راه‌حل‌هایی را برای کاهش هم‌زمان مصرف سوخت و آلایندگی ارائه می‌نماید [۱]. افزون بر آن، این فناوری امکان استفاده از سوخت‌های جایگزینی همچون بیودیزل [۲]، آمونیاک [۳]، سوخت‌های زیستی [۴] و متانول [۵] به‌جای سوخت‌های فسیلی را فراهم می‌آورد؛ بنابراین، به‌کارگیری صحیح این نوع احتراق در چرخهٔ موتور می‌تواند خطر رویگردانی از موتورهای درون‌سوز در آینده نیروده‌ها را تا حد زیادی کاهش دهد. علیرغم اینکه موتورهای کم‌دماسوز مزایای قابل‌ملاحظه‌ای دارند، معایبی نیز همراه با این موتورها وجود دارد که آنها را به یک راه‌حل چالشی برای استفاده در مقیاس انبوه تبدیل می‌نماید. چالش‌های

شاپای الکترونیکی: ۲۲۳۲-۲۹۸۱

©2024 the authors. Published by National University of Skills, 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 License) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

موتورهای کم‌دماسوز، شامل مواردی همچون فقدان یک روش کنترلی مستقیم، بازهٔ عملکردی محدود و آلاینده‌های مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته بیشتر، به‌خوبی در ادبیات فن مطرح‌شده است [۸-۶]. سه نوع مهم از موتورهای کم‌دماسوز عبارت‌اند از «موتور اشتعال تراکمی کنترل شونده باقابلیت واکنشگری سوخت» [۹]، «موتور با احتراق تقریباً پیش آمیخته» [۱۰] و «موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن» [۱۱].

در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مخلوطی همگن از سوخت و هوا پیش از شروع احتراق در محفظهٔ احتراق موجود است. تهیهٔ مخلوط همگن سوخت و هوا در فناوری اشتعال تراکمی مخلوط همگن به دو روش می‌تواند انجام شود. این مخلوط همگن، یا با اختلاط سوخت و هوا پیش از ورود به محفظهٔ احتراق یا با پاشش مستقیم زودهنگام سوخت به درون استوانه قابل تهیه است. در حالت پاشش مستقیم، زمان پاشش باید به حد کافی زود باشد تا مخلوطی همگن از سوخت و هوا بتواند بواسطهٔ تبخیر سوخت تزریقی و جریان محتویات داخل محفظهٔ احتراق تهیه شود. خود اشتعالی مخلوط، با فشار و دمای افزایش‌یافتهٔ ناشی از تراکم، شروع فرآیند احتراق را کنترل می‌نماید؛ بنابراین، هیچ ابزار خارجی کنترلی برای فرآیند احتراق وجود ندارد. این موضوع، مهم‌ترین چالش به‌کارگیری عملی این فناوری در موتورها می‌باشد. افزون بر آن، این نوع احتراق به‌گونه‌ای نقض غرض نیز می‌باشد، 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 برهم‌زنی همگنی کامل مخلوط، دستیابی عملی به احتراق کم‌دما را ممکن سازند [۱۲]. چالش مهم دیگر در خصوص موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، بازهٔ کارکردی محدود آنها است [۷].

برخی از پژوهشگران تلاش نمودند که فناوری احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن را تغییر دهند تا بر مشکل کنترل ناپذیری و بازهٔ محدود کارکردی آن فائق آیند؛ بنابراین، فناوری‌های احتراقی تقریباً پیش آمیخته و اشتعال تراکمی کنترل شونده باقابلیت واکنشگری سوخت پیشنهاد شدند [۱۰ و ۱۳]. ایدهٔ مستتر در این پژوهش‌ها برای ارایهٔ انواع جایگزین احتراق کم‌دما این است که مهم‌ترین عامل در بروز مشکلات موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن از همگنی مخلوط نشأت می‌گیرد؛ بنابراین، از احتراق یک مخلوط سوخت و هوای کاملاً همگن باید اجتناب شود. ازاین‌رو، فناوری‌های جایگزینِ پیشنهادی از میزان همگنی مخلوط می‌کاهند تا نوعی از کنترل بر فرآیند احتراق و همچنین احتراق آرام تر را ممکن سازند. در احتراق تقریباً پیش آمیخته، سوخت به‌صورت مستقیم به درون استوانه تزریق می‌شود. لیکن در این حالت، زمان پاشش نه مانند احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن خیلی زود است تا بتواند سطحی از ناهمگنی مطلوب ایجاد نماید و نه آن‌قدر مانند احتراق دیزلی دیر است تا بتواند از ایجاد مخلوط بسیار لایه‌لایه و جبههٔ شعلهٔ به‌صورت محلی غنی جلوگیری نماید. این نوع احتراق میانی نوعی از کنترل بر روی فرآیند احتراق را در اختیار قرار می‌دهد؛ هرچند نقش تزریق سوخت، مانند نقش آن در احتراق کنترل‌شدهٔ دیزلی، یک عملگر کنترلی نخواهد بود.

موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن دارای مزایای آلایندگی و بازدهی بهتری نسبت به موتورهای با احتراق تقریباً پیش آمیخته هستند [۱۶-۱۴]؛ لیکن احتراق تقریباً پیش آمیخته، کنترل‌پذیری احتراق را بهبود می‌بخشد، احتراق آرم‌تری را به دست می‌دهد و بازهٔ کارکردی را گسترش می‌دهد. بااین‌وجود، همچنان قادر به ارایهٔ بازهٔ کامل توانی لازم برای یک موتور کارکردی نیست؛ بنابراین، نوع دیگری از احتراق باید برای محدوده‌های توانی که توسط فناوری‌های احتراقی کم‌دما قابل‌دستیابی نیستند، بکار گرفته شود. برای اینکه از ترکیب انواع احتراقی بتوان در موتورهای تولید انبوه استفاده نمود، فناوری‌های احتراقیِ ترکیب‌شونده باید مشابهت‌های حداکثری باهم داشته باشند. یک روش ممکن برای دستیابی به راهبرد گسترش گستره توانی، ترکیب فناوری‌های احتراقیِ دارایِ سامانهٔ سوخت‌رسانی مشابه است؛ بنابراین، برای دستیابی به این هدف می‌توان از ترکیب فناوری‌های دیزلی، احتراق تقریباً پیش آمیخته و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با تزریق مستقیم سوخت استفاده نمود. این ترکیب قادر خواهد بود که تمام بازهٔ توانی موردنیاز موتور با مشخصات عملکردی و آلایندگی بهینه را به دست دهد درحالی‌که از سامانهٔ سوخت‌رسانی مشابهی بهره می‌گیرد.

مطالعات موجود در ادبیات فن در زمینهٔ سامانهٔ سوخت‌رسانی، بر روی بررسی تأثیرات مشخصات این سامانه بر عملکرد موتورها در حالت استفاده از صرفاً یکی از انواع احتراق یا در حالت استفادهٔ ترکیبی از دو نوع احتراق، مشتمل بر احتراق اشتعال تراکمی سنتی و یکی از انواع احتراق کم‌دما متمرکزشده است.

در دستهٔ نخست از این مطالعات، مواردی همچون تأثیر فشار [۱۷ و ۱۸]، نرخ و نوع [۱۹ و ۲۰] و زمان‌بندی [۱۸ و ۲۱] پاشش سوخت بر عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی سنتی موردبررسی قرارگرفته

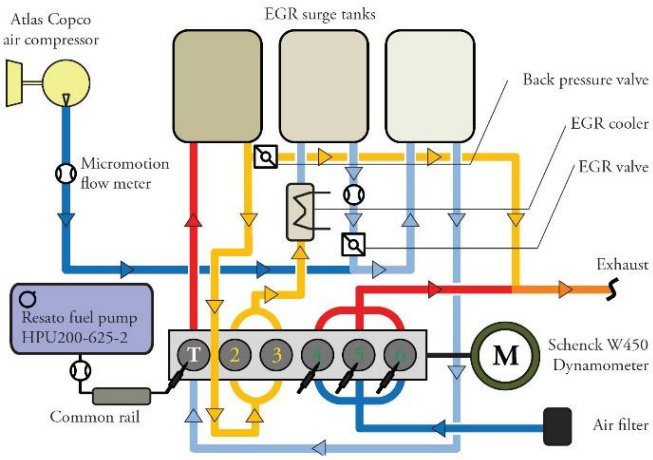
است. در دستهٔ دوم از این مطالعات، تأثیر مشخصات سامانهٔ سوخت‌رسانی بر عملکرد موتورهایی که از یکی از انواع احتراق کم‌دما بهره می‌گیرند، بررسی‌شده است. این مطالعات، شامل انواع احتراق کم‌دما همچون احتراق اشتعال تراکمی کنترل شونده باقابلیت واکنشگری سوخت [۲۵-۲۲]، احتراق تقریباً پیش آمیخته [۲۶] یا احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن [۲۷] می‌باشد. درنهایت، در دستهٔ سوم، مطالعات به بررسی تأثیر مشخصات سامانهٔ سوخت‌رسانی بر عملکرد موتورهایی که از احتراق اشتعال تراکمی سنتی و یکی از انواع احتراق کم‌دما بهره می‌گیرند، می‌پردازند [۳۱-۲۸].

با توجه به برتری‌های مشخصات آلایندگی فناوری‌های احتراقی کم‌دما، استفاده از آنها در حالتی که در شرایط بهینهٔ خود عمل نمایند بر فناوری دیزلی سنتی ترجیح داده می‌شود. بااین‌وجود، در آن نقاط کاری که توسط راهبردهای احتراقی کم‌دما قابل ارایهٔ بهینه نیستند، احتراق دیزلی سنتی به کار گرفته می‌شود.

بنابراین در مطالعهٔ حاضر برای گام نهادن در مسیر ارایهٔ این ترکیب از فناوری‌های احتراقی، به بررسی تجربی اثر زمان‌بندی پاشش سوخت بر تغییر رفتار احتراقی موتور پرداخته می‌شود. مبنای بررسی بر این اساس استوار است که وجه تمایز موتور دیزلی و موتور با احتراق کم‌دمای پاشش مستقیم، در ارتباطِ بین پدیده‌های پاشش سوخت و احتراق است. در موتور دیزلی، هم‌زمان با پاشش سوخت و تشکیل نواحی غنی از سوخت، احتراق آغاز می‌شود؛ لیکن در موتورهای با احتراق کم‌دما، فاصلهٔ معناداری بین پدیده‌های پاشش و احتراق وجود دارد. با تعجیل در پاشش سوخت، از زمان‌بندی مرسوم احتراق دیزلی سنتی، ابتدا محدودهٔ احتراق تقریباً پیش آمیخته به دست خواهد آمد. در ادامه و با پیش‌اندازیِ بیشترِ زمان پاشش سوخت، احتراق حاصل، احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن خواهد بود. در شرایط احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، لایه‌لایه شدن حاصل از زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت به درون محفظهٔ احتراق، پارامتری با اثرگذاری چشمگیر نیست [۱۲].

۲- ماتریس آزمون

نتایج تجربی ارائه‌شده در این مطالعه، حاصل آزمون‌هایی است که بر روی موتور داف ایکس ای ۳۵۵ سی[1] اجراشده است [۱]. نمای کلی بستر آزمون در شکل ۱ نشان داده‌شده است. لگام ترمز جریان گردابی آب‌خنک شنک دبلیو۴۵۰[2] برای تنظیم سرعت دورانی موتور استفاده می‌شود. فشار هوای ورودی با استفاده از یک کمپرسور هوای اطلس کوپکو[3] تا ۵ بار می‌تواند تقویت شود.



شکل ۱: بستر آزمون

میزان فشار ورودی دلخواه از اتاق فرمان اعلام می‌شود و فشار با استفاده از یک کنترلر که سیگنال ورودی خود را از حسگر فشار نصب-شده بر روی مسیر هوای ورودی دریافت می‌دارد، تنظیم می‌شود.

تزریق مستقیم سوخت به درون سیلندر با استفاده از پمپی انجام می‌شود که قابلیت تحویل سوخت با فشار حداکثر ۴۲۰۰ بار را دارد. یک انباشتگر سوخت به حجم تقریبی ۰/۱۱۴ دسی مترمکعب در نزدیکی افشانهٔ سوخت (به فاصلهٔ تقریبی ۰/۲ متر) قرار دارد تا بتواند

[1] DAF XE 355 C
[2] Schenck W450
[3] Atlas Copco

شرایط حجمی یک سامانهٔ ریل مشترک را شبیه‌سازی کند و نوسانات فشاری که از پمپ سوخت نشأت می‌گیرد را دفع کند.

برای پاشش سوخت به درون سیلندر از یک افشانهٔ نمونهٔ سامانهٔ ریل مشترک که قابلیت پاشش سوخت تا فشار ۳۰۰۰ بار را دارا است استفاده می‌شود. نازل استفاده‌شده در آزمون‌ها یک نازل هشت سوراخِ با قطر ۰/۱۵۱ میلی‌متر است که زاویهٔ مخروطی آن ۱۵۳ درجه است و سوخت را به پیستون با کاسهٔ M شکل می‌پاشد.

برای اندازه‌گیری آلاینده‌های گازی در دود خروجی از یک سامانهٔ اندازه‌گیری هوریبا مگزا ۷۱۰۰ دی ای جی آر[1] استفاده می‌شود. همچنین این سامانه می‌تواند نسبت هوا به سوخت را با استفاده از میزان اندازه‌گیری شده از ۵ گاز موجود در دود (مشتمل بر مونوکسید کربن، دی‌اکسید کربن، اکسیژن، هیدرکربن‌های نسوخته و اکسیدهای ازت) محاسبه نماید. سطح دودهٔ خروجی، با استفاده از یک دوده سنج ای وی ال ۴۱۵[2] اندازه‌گیری می‌شود. این اندازه‌گیری برای هر نقطهٔ کاری سه بار تکرار می‌شود و میانگین این اندازه‌ها گزارش می‌شود. موتور به‌تمامی حسگرهای معمول برای آزمون‌ها همچون حسگرهای دما و فشار ورودی و دود و روغن و آب مجهز است. این داده‌های شبه تعادلی از موتور به همراه دبی‌های هوا و سوخت و سطح آلاینده‌ها با تواتر ۲۰ هرتز در یک بازهٔ زمانی ۴۰ ثانیه‌ای با استفاده از یک سامانهٔ داده‌برداری مستقل ثبت می‌گردند. میانگین این داده‌ها به‌عنوان مقدار هر پارامتر برای نقطهٔ کاری موردبررسی استفاده می‌شود.

درنهایت، از یک سامانهٔ داده‌برداری بر مبنای زاویهٔ لنگ برای ثبت و پردازش فشار سیلندر (که با یک حسگر فشار ای وی ال جی یو ۲۱ سی[3] اندازه‌گیری می‌شود)، فشار ورودی، دما و فشار سوخت و جریان افشانه استفاده می‌شود. تمام این کانال‌ها در هر ۰/۱ زاویهٔ لنگ و برای ۵۰ چرخهٔ متوالی ثبت می‌شوند.

در این پژوهش، برای بررسی تأثیر زمان پاشش سوخت بر نوع احتراق در موتور با پاشش مستقیم، تزریق سوخت برای تمام نقاط آزمون، در یک مرحله انجام می‌شود. سوخت مورداستفاده، مخلوط هپتان نرمال و ایزواکتان است. در این ترکیب، نسبت حجمی سوخت‌ها برابر با ۷۰ و ۳۰ درصد به ترتیب برای ایزواکتان و هپتان نرمال است. به‌منظور بررسی اثر زمان‌بندی تزریق سوخت، برای حذف اثر سایر پارامترها بر رفتار احتراق، همهٔ آنها در آزمون‌های مختلف یکسان نگاه داشته شدند و تنها زمان پاشش سوخت در آزمون‌ها تغییر یافت. این شرایط کارکردی مشترک به همراه مشخصات موتور در جدول ۱ ارائه‌شده است.

جدول ۱: مشخصات هندسی و کارکردی موتور

قطر استوانه [میلی‌متر]	۱۳۰
طول مسیر جابجایی پیستون [میلی‌متر]	۱۵۸
شکل کاسه پیستون	به شکل M
نوع پاشش سوخت	سامانهٔ چندراههٔ مشترک پاشش مستقیم
فشار پاشش سوخت [بار]	۶۰۰
نسبت تراکم	۱۵/۷
سرعت دورانی موتور [دور در دقیقه]	۱۲۰۰
میزان بازخورانی دود [٪]	۴۵
فشار هوای ورودی [بار]	۱/۴
دمای هوای ورودی [کلوین]	۳۶۳
دمای آب خنک کاری [کلوین]	۳۵۵
عدد اکتان سوخت	۷۰

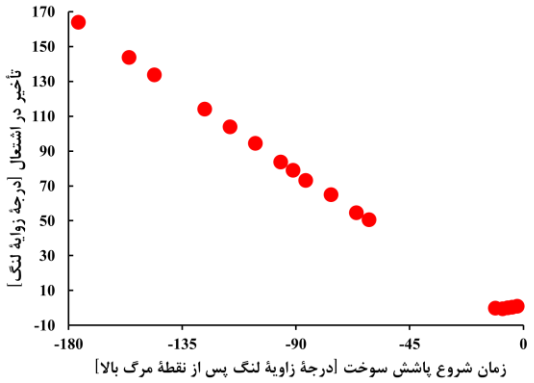
تغییرات زمان تزریق سوخت در این آزمون‌ها از نزدیک به نقطهٔ مرگ بالا آغاز شد و تا نزدیک به ابتدای مسیر رو به بالای پیستون در مرحلهٔ تراکم، به عقب برده شد؛ بنابراین بازهٔ تغییرات زمان شروع پاشش سوخت از ۲/۳ درجهٔ زاویهٔ لنگ پیش از نقطهٔ مرگ بالا تا ۱۷۶ درجهٔ زاویهٔ لنگ پیش از نقطهٔ مرگ بالا انتخاب‌شده است.

۳- نتایج و بحث

در احتراق دیزلی، ارتباط تنگاتنگی بین پدیده‌های پاشش سوخت و احتراق وجود دارد. احتراق، باگذشت زمان کوتاهی از شروع پاشش سوخت که دورهٔ تأخیر در اشتعال نامیده می‌شود، آغاز می‌شود. این پدیده‌ها به دلیل ایجاد نواحی غنی از سوخت هم‌زمان با پاشش در محیطی با فشار و دمای زیاد، وابستگی زمانی به هم دارند. یکی از اصلی‌ترین مشخصه‌های موتورهای کم‌دماسوز با پاشش مستقیم سوخت به درون استوانه، جدایی یا عدم وابستگی پدیده‌های پاشش و احتراق است. این بدان معناست که باید فاصلهٔ زمانی قابل‌ملاحظه‌ای بین این دو پدیده در موتورهای کم‌دماسوز وجود داشته باشد. وجود این جدایی سبب می‌شود از احتراق بسته‌های مخلوط سوخت و هوایی که به‌صورت موضعی غنی هستند جلوگیری شود. به‌منظور بررسی تأثیر

[1] Horiba Mexa 7100 DEGR
[2] AVL 415 smoke meter
[3] AVL GU21C

زمان پاشش سوخت بر سطح وابستگی پدیده‌های پاشش و احتراق، می‌توان از پارامتر تأخیر در اشتعال استفاده نمود. لیکن با توجه به اینکه تمرکز این پژوهش بر روی میزان جدایی این پدیده‌ها است، از تعریف دیگری برای این پارامتر استفاده می‌شود. تعریف مرسوم و سنتی پارامتر تأخیر در اشتعال، عبارت است از فاصلهٔ بین شروع پاشش و شروع احتراق که در پژوهش‌های مربوط به موتورهای دیزلی سنتی به کار می‌رود. در این مطالعه، «پارامتر تأخیر در اشتعال به‌صورت فاصلهٔ زمانی پایان پاشش سوخت و شروع احتراق تعریف می‌شود» تا مفهوم میزان ارتباط این پدیده‌ها بارزتر شود. مقدار این پارامتر در زمان‌های مختلف پاشش سوخت، در شکل ۲ ملاحظه می‌شود. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با پیش انداختن زمان پاشش سوخت، ابتدا تأخیر در اشتعال تغییر چندانی نمی‌نماید. این بازهٔ تقریباً بدون تغییر مربوط به احتراق سنتی دیزلی است که در آن ارتباط تنگاتنگی بین پدیده‌های پاشش و احتراق وجود دارد و هم‌زمان با پاشش، احتراق نواحی غنی از سوخت نیز در داخل استوانه پدیدار می‌شود. با تعجیل بیشتر در پاشش سوخت، تأخیر در اشتعال شروع به افزایش می‌نماید. برخاستگی نمودار در این ناحیه و افزایش مقدار تأخیر در اشتعال، نشان‌دهندهٔ جدا شدن پدیده‌های پاشش و احتراق است. جدایش این پدیده‌ها سبب می‌شود که سوخت تزریق‌شده به درون استوانه، پیش از شروع احتراق با هوا مخلوط شود و احتراق مخلوط سوخت و هوای پیش آمیخته رخ دهد؛ بنابراین، با پیش انداختن سوخت پاشی نسبت به زمان‌بندی احتراق دیزلی، احتراق کم‌دما حاصل می‌شود که دارای مزیت بهبود مشخصات آلایندگی نسبت به احتراق دیزلی است.



شکل ۲: تغییرات تأخیر در اشتعال براثر تغییر در زمان تزریق سوخت

در موتورهای دیزلی سنتی، به دلیل وابستگی زیاد زمان‌بندی احتراق و زمان‌بندی پاشش سوخت، برای کنترل زمان‌بندی احتراق از تنظیم زمان‌بندی تزریق سوخت استفاده می‌شود. یکی از چالشی‌ترین معایب موتورهای کم‌دماسوز، عدم وجود ابزار خارجی برای کنترل زمان‌بندی احتراق است. به‌منظور بیان کمّی توانایی زمان‌بندی پاشش سوخت در کنترل زمان‌بندی احتراق می‌توان پارامتری به نام «حساسیت احتراق» را تعریف نمود. این پارامتر که عبارت است از آهنگ تغییر زمان نیم احتراق (درجهٔ زاویهٔ لنگی که در آن نیمی از جرم سوخت می‌سوزد) نسبت به تغییرات زمان پاشش سوخت، با رابطه (۱) تعیین می‌شود و در شکل ۳ نشان داده‌شده است.

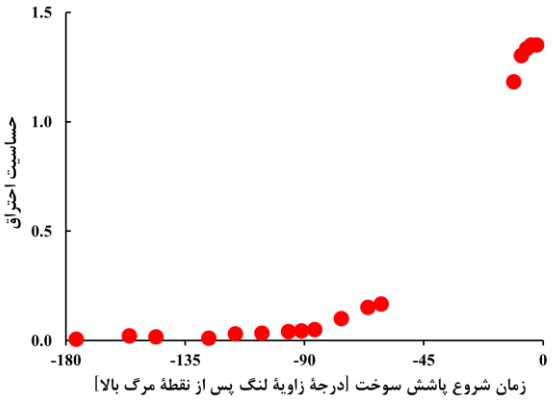
$$S = \left|\frac{\Delta CA50}{\Delta SOI}\right| \qquad (۱)$$

که در آن S حساسیت احتراق است و CA50 و SOI به ترتیب زمان نیم احتراق و زمان شروع پاشش سوخت برحسب درجهٔ زاویهٔ لنگ پس از نقطهٔ مرگ بالا هستند.

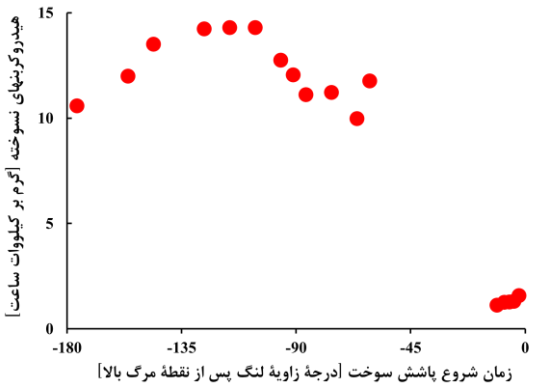
همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، در تزریق دیرهنگام سوخت و در حدود زمان‌بندی پاشش سوخت سنتی دیزلی، مقدار این پارامتر زیاد است. با تعجیل در تزریق سوخت و تغییر نوع احتراق به احتراق کم‌دما، مقدار حساسیت احتراق اُفت می‌نماید. این اُفت حساسیت احتراق به زمان‌بندی تزریق سوخت، منجر به چالش عدم کنترل‌پذیری موتور کم‌دماسوز می‌شود. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود با تعجیل بیشتر در زمان پاشش سوخت، مقدار حساسیت احتراق همچنان کاهش می‌یابد و در ناحیهٔ مربوط به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مقدار این پارامتر نزدیک به صفر می‌شود. در این ناحیه، زمان‌بندی پاشش سوخت تأثیر چندانی بر لایه‌لایه شدن سوخت و درنتیجه همگنی مخلوط درون استوانه ندارد. همان‌گونه که پیش‌تر بیان شد، یکی از مهم‌ترین دلایل توسعهٔ فناوری احتراق تقریباً پیش آمیخته این است که با برهم‌زنی همگنی کامل مخلوط سوخت و هوا نسبت به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، کنترل‌پذیری احتراق را بهبود بخشد. با توجه به شکل ۳، ملاحظه می‌شود که در ناحیهٔ میانی نمودار که مربوط به احتراق تقریباً پیش آمیخته است، حساسیت احتراق نه به اندازهٔ احتراق دیزلی زیاد است که بتوان از تزریق سوخت به‌عنوان عملگر کنترلی زمان‌بندی احتراق استفاده نمود و نه به اندازهٔ احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن ناچیز است که تأثیر پدیدهٔ پاشش سوخت بر احتراق، قابل صرف‌نظر کردن باشد.

یکی از معایب موتورهای کم‌دما سوز، مقدار زیاد آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن منتشره از آنها است. آلایندهٔ هیدروکربن‌های نسوخته شامل ترکیبات آلی در حالت گازی می‌باشد؛ درحالی‌که هیدروکربن‌های جامد، بخشی از آلایندهٔ ذرات ریز هستند؛ بنابراین، منشأ آلایندهٔ هیدروکربن‌های نسوخته می‌تواند

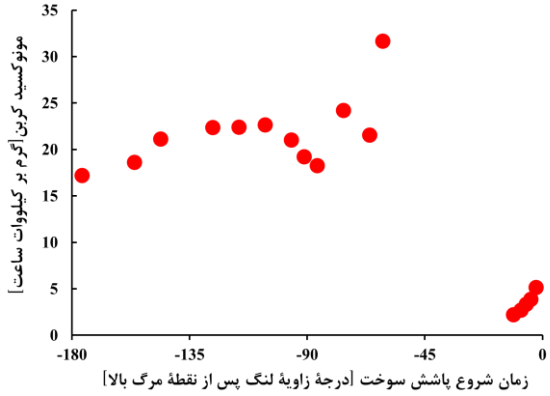
احتراق ناقص سوخت و یا فرار سوخت از احتراق به خاطر برخورد به سطوح محفظهٔ احتراق یا ورود به درز و شکاف‌ها باشد. آلایندهٔ مونوکسید کربن، حاصل احتراق ناقص است. در احتراق ناقص، بخشی از کربن به‌جای تولید دی‌اکسید کربن، مونوکسید کربن را ایجاد می‌نماید. تأثیر زمان‌بندی تزریق سوخت بر آلایندهٔ هیدروکربن‌های نسوخته در شکل ۴ و بر آلایندهٔ مونوکسید کربن در شکل ۵ قابل‌مشاهده است. در ناحیهٔ احتراق دیزلی مقادیر این آلاینده‌ها، به دلیل دمای بالا در هنگام پاشش سوخت و نیز در خلال احتراق و افزایش قابلیت اکسیداسیون آنها، ناچیز است. با تعجیل در پاشش سوخت و در ناحیهٔ احتراق کم‌دما، سوخت به محیطی با فشار و دمای پایین تزریق می‌شود. این امر سبب می‌شود که احتمال برخورد سوخت به سطوح محفظهٔ احتراق افزایش یابد. افزون بر آن، در این ناحیه دمای محفظهٔ احتراق کم است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، در ناحیهٔ احتراق کم‌دما مقادیر این آلاینده‌ها افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش آلایندگی‌ها می‌تواند به پدیدهٔ خیس نمودن دیواره (برای هیدروکربن‌های نسوخته) و احتراق ناقص سوخت پاشیده شده به درون مخلوطی با فشار و دمای پایین مربوط باشد.



شکل ۳: تغییرات پارامتر حساسیت احتراق براثر تغییر در زمان تزریق سوخت



شکل ۴: تغییرات میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته براثر تغییر در زمان تزریق سوخت

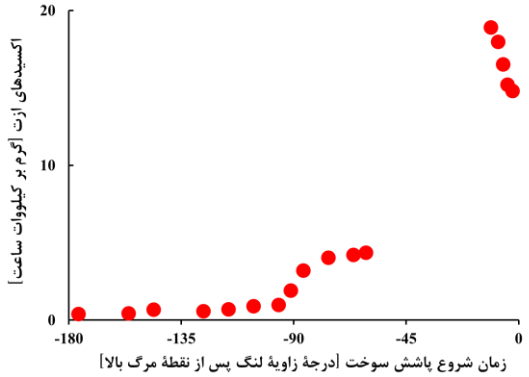


شکل ۵: تغییرات میزان انتشار مونوکسید کربن براثر تغییر در زمان تزریق سوخت

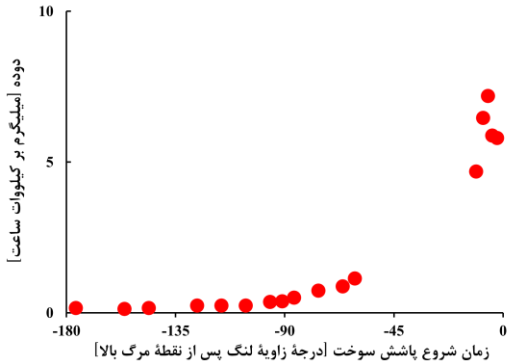
یکی از مهم‌ترین مزیت‌های فناوری احتراق کم‌دما نسبت به موتور دیزلی، قابلیت کاهش هم‌زمان آلاینده‌های اکسیدهای ازت و دوده است. تأثیر زمان‌بندی پاشش سوخت بر اکسیدهای ازت در شکل ۶ ارائه‌شده است. در ناحیهٔ احتراق دیزلی، با توجه به بالا بودن دمای احتراق و نیز وجود نقاط داغ در محفظه که حاصل احتراق نواحی غنی از سوخت در شعله است، میزان اکسیدهای ازت تولیدی زیاد است. با تعجیل در پاشش سوخت و در ناحیهٔ احتراق کم‌دما میزان تولید اکسیدهای ازت کاهش می‌یابد. البته در ابتدا شیب این کاهش بسیار کم است. کم بودن میزان تغییر تولید اکسیدهای ازت در ابتدای محدودهٔ احتراق کم‌دما می‌تواند ناشی از وجود لایه‌های مخلوط هوا و سوخت تزریقی در این ناحیه که ابتدای محدودهٔ احتراق تقریباً پیش آمیخته است، باشد که منجر به تولید اکسیدهای ازت به‌صورت موضعی می‌شود. با تعجیل بیشتر در زمان پاشش سوخت که منجر به اختلاط کامل‌تر سوخت و هوا می‌شود، مقدار این آلاینده کاهش چشمگیری خواهد داشت. در محدودهٔ احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، افزون بر دمای کم احتراق، با توجه به‌سرعت بالای احتراق و نیز سطح همگنی مخلوط که با تغییر زمان تزریق سوخت ثابت می‌ماند، میزان انتشار اکسیدهای ازت خیلی کم و تقریباً بدون تغییر است.

شکل ۷ نشان دهندهٔ تأثیر زمان‌بندی تزریق سوخت بر میزان آلایندهٔ دودهٔ منتشره حاصل از احتراق است. در محدودهٔ احتراق دیزلی، نواحی غنی از سوخت در نزدیکی افشانهٔ سوخت ایجاد می‌شوند که با یک شعلهٔ نفوذی مصرف می‌گردند. احتراق این نواحی غنی از سوخت منجر به انتشار دوده می‌شود. با پیش انداختن زمان تزریق سوخت در احتراق کم‌دما، به دلیل کاهش سطح لایه‌لایه شدن مخلوط، میزان انتشار این آلاینده کاهش می‌یابد. با تعجیل بیشتر در زمان پاشش

سوخت و افزایش تأخیر در اشتعال، سطح همگنی مخلوط سوخت و هوا افزایش می‌یابد و میزان تولید آلایندهٔ دوده مقدار ناچیزی خواهد شد. همان‌گونه که ملاحظه می‌گردد، در محدودهٔ احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، با توجه به یکسان ماندن سطح همگنی مخلوط با تغییر زمان پاشش سوخت، میزان انتشار دوده نیز تقریباً ثابت می‌ماند.



شکل ۶: تغییرات میزان انتشار اکسیدهای ازت براثر تغییر در زمان تزریق سوخت



شکل ۷: تغییرات میزان انتشار دوده براثر تغییر در زمان تزریق سوخت

مقایسهٔ میزان انتشار آلاینده‌های دوده و اکسیدهای ازت در سه فناوری احتراقی دیزلی، تقریباً پیش آمیخته و اشتعال تراکمی مخلوط همگن در شکل ۸ ارائه‌شده است. مزیت‌های آلایندگی احتراق کم‌دما نسبت به احتراق دیزلی و همچنین برتری احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن نسبت به احتراق تقریباً پیش آمیخته در این نمودار قابل‌درک است.

همان‌گونه که ملاحظه می‌شود در احتراق دیزلی، دوده و اکسیدهای ازت زیادی تشکیل می‌شود. در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مقدار انتشار این آلاینده‌ها بسیار ناچیز است. بااین‌وجود، در فناوری احتراق میانی تقریباً پیش آمیخته که در مرز بین دو احتراق پیش‌گفته قرار دارد، سطح آلایندگی دوده و اکسیدهای ازت نیز در بین دو سطح آلایندگی و نزدیک به سطح آلایندگی احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن قرار دارد.

شکل ۸: سطح انتشار آلاینده‌های دوده و اکسیدهای ازت در فناوری‌های سه‌گانهٔ احتراقی

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، تأثیر زمان تزریق سوخت بر تغییر نوع احتراق در موتورهای درون‌سوزی که از پاشش مستقیم سوخت به درون محفظهٔ احتراق بهره می‌برند، موردبررسی قرار گرفت. دو فناوری احتراقی کلی که موردمطالعه قرار گرفتند عبارت‌اند از فناوری‌های احتراق دیزلی و احتراق کم‌دما. وجه تمایز این دو نوع فناوری احتراقی، سطح وابستگی زمانی پدیده‌های پاشش سوخت و احتراق است. در احتراق دیزلی، وابستگی زیادی بین این پدیده‌ها وجود دارد؛ درحالی‌که در احتراق کم‌دما، این دو پدیده نسبت به هم دارای فاصلهٔ زمانی قابل‌ملاحظه‌ای هستند. دو نوع از احتراق کم‌دما که در این پژوهش موردبررسی قرار گرفتند عبارت‌اند از احتراق تقریباً پیش آمیخته و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن. تفاوت این دو نوع احتراق کم‌دما، در سطح همگنی مخلوط سوخت و هوا پیش از شروع احتراق است. در احتراق تقریباً پیش آمیخته، باوجود اختلاط مناسب سوخت و هوا پیش از شروع احتراق، لایه‌بندی موضعی جزئی در محفظهٔ احتراق وجود دارد درحالی‌که در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، از این عامل می‌توان صرف‌نظر نمود و مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظهٔ احتراق را کاملاً همگن در نظر گرفت. به‌طور خلاصه، نتایج حاصل از این پژوهش را می‌توان به این شرح خلاصه نمود:

۱. پاشش سوخت در نزدیکی نقطهٔ مرگ بالا و وابستگی زمانی پدیده‌های تزریق و احتراق، منجر به احتراق دیزلی می‌گردد. با پیش‌اندازی پاشش سوخت به زمان‌های ابتدایی مرحلهٔ تراکم و فراهم آوردن فرصت کافی برای اختلاط همگن سوخت و هوا،

احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن به دست می‌آید. پاشش سوخت در بین این دو محدوده که مخلوط نه کاملاً همگن و نه کاملاً لایه‌لایه است، منجر به احتراق تقریباً پیش آمیخته می‌شود.

۲. در احتراق دیزلی، ارتباط تنگاتنگی بین پدیده‌های پاشش و احتراق وجود دارد و هم‌زمان با پاشش، احتراق نواحی غنی از سوخت نیز در داخل استوانه پدیدار می‌شود؛ بنابراین، تأخیر در اشتعال نسبتاً کم است و زمان تزریق سوخت تأثیر چندانی بر آن ندارد. در احتراق کم‌دما، تعجیل در پاشش سوخت باعث افزایش تأخیر در اشتعال، افزایش زمان در دسترس برای اختلاط سوخت و هوا و جدا شدن پدیده‌های پاشش و احتراق می‌شود.

۳. در احتراق دیزلی، زیاد بودن مقدار پارامتر حساسیت احتراق، نشانگر زیاد بودن میزان حساسیت زمان‌بندی احتراق به زمان تزریق سوخت است. در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مقدار این پارامتر، ناچیز و نزدیک به صفر است. در احتراق میانی تقریباً پیش آمیخته، مقدار این پارامتر بین این دو حد است و با تعجیل در تزریق سوخت این مقدار اُفت می‌نماید. در این نوع احتراق، حساسیت احتراق نه به اندازهٔ احتراق دیزلی زیاد است که بتوان از تزریق سوخت به‌عنوان عملگر کنترلی زمان‌بندی احتراق استفاده نمود و نه به اندازهٔ احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن کم است که تأثیر پدیدهٔ پاشش سوخت بر احتراق ناچیز باشد. این اُفت حساسیت احتراق به زمان‌بندی تزریق سوخت، منجر به چالش عدم کنترل‌پذیری موتور کم‌دماسوز می‌شود؛ بنابراین، فناوری احتراق تقریباً پیش آمیخته با برهم‌زنی همگنی کامل مخلوط سوخت و هوا نسبت به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، کنترل‌پذیری احتراق را می‌تواند تا حدی بهبود بخشد.

۴. در احتراق دیزلی، مقادیر آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن ناچیز است. با تعجیل در پاشش سوخت و در محدودهٔ احتراق کم‌دما، مقادیر این آلاینده‌ها افزایش می‌یابد.

۵. در احتراق دیزلی، دوده و اکسیدهای ازت زیادی تشکیل می‌شود و در احتراق کم‌دما، مقدار این آلاینده‌ها به‌صورت هم‌زمان کاهش می‌یابد. در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مقدار انتشار این آلاینده‌ها بسیار ناچیز است و در فناوری احتراق میانی تقریباً پیش آمیخته که در مرز بین احتراق دیزلی و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن قرار دارد، سطح آلایندگی دوده و اکسیدهای ازت بین سطوح آلایندگی دو نوع احتراق قرار می‌گیرد.

۵- تشکر و قدردانی

شایسته است که مراتب قدردانی از گروه تکنولوژی احتراق دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی آیندهوون هلند به جهت در اختیار قرار دادن بستر آزمون برای اجرای آزمون‌ها اعلام گردد.

۶- منابع

[1] Fathi M, Jahanian O, Ganji DD, Wang S, Somers B. (2017). Stand-alone single- and multi-zone modeling of direct injection homogeneous charge compression ignition (DI-HCCI) combustion engines. Applied Thermal Engineering, 125, 1181-90.

[2] Gupta SK, Krishnasamy A. (2024). A relative comparison of HCCI, PCCI, and RCCI combustion strategies: an alternative fuels perspective. International Journal of Engine Research, 25(6), 1078-1092.

[3] Fakhari AH, Gharehghani A, Salahi MM, Mahmoudzadeh Andwari A. (2024). RCCI combustion of ammonia in dual fuel engine with early injection of diesel fuel. Fuel, 365, 131182.

[4] Krishnan MG, Rajkumar S, Devarajan Y, Rajiv A. (2024). A comprehensive review on advancement and challenges of renewable biofueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. Journal of the Energy Institute, 113, 101540.

[5] Zhu J, Wang Z, Li R, Liu S, Li M. (2024). Experimental and simulation study of methanol/coal-to-liquid (CTL) reactivity and combustion characteristics of diesel engines in RCCI mode. Fuel, 357,129799.

[6] Imtenan S, Varman M, Masjuki H, Kalam M, Sajjad H, Arbab M, et al. (2014). Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review. Energy Conversion and Management, 80, 329–56.

[7] Fathi M, Jahanian O, Shahbakhti M. (2017). 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, 1-19.

[8] Fathi M, Khoshbakhti Saray R, Pourfallah M, Kheyrollahi J, Javadirad G. (2011). EGR and Intake Charge Temperature Effects on Dual-Fuel HCCI Combustion and Emissions Characteristics. SAE Technical Paper, 2011-24-0050.

[9] Korkmaz S, Yaman H, Yeşilyurt MK. (2024). Developments in the RCCI engines powered by several alternative fuel types: An overview. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 1-18.

[10] Izadi Najafabadi M, Dam N, Somers B, Johansson B. (2016). Ignition Sensitivity Study of Partially Premixed Combustion by Using Shadowgraphy and OH* Chemiluminescence Methods. SAE Technical Paper, 2016-01-0761.

[11] Thring R. (1989). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. SAE Technical Paper, 892068.

[12] Fathi M, Jahanian O, Domiri Ganji D. (2017). Experimental determination of direct injection homogeneous charge compression ignition (DI-HCCI) combustion regime. Fuel and Combustion, 10 (2), 28-39. [In Persian]

[13] Wang Y, Zhu Z, Yao M, Li T, Zhang W, Zheng Z. (2016). An investigation into the RCCI engine operation under low load and its achievable operational range at different engine speeds. Energy Conversion and Management, 124, 399–413.

[14] Kaiadi M, Johansson B, Lundgren M, Gaynor J. (2013). Experimental Investigation on different Injection Strategies for Ethanol Partially Premixed Combustion. SAE Technical Paper, 2013-01-0281.

[15] Bakker P, De Abreu Goes J, Somers L, Johansson B. (2014). Characterization of Low Load PPC Operation using RON70 Fuels. SAE Technical Paper, 2014-01-1304.

[16] Shen M, Lonn S, Johansson B. (2015). Transition from HCCI to PPC Combustion by Means of Start of Injection. SAE Technical Paper, 2015-01-1790.

[17] Hematian R, Massah, J, Hassan-beygi, SR, Hajialimohammadi A. (2022). Numerical and experimental investigation of common rail fuel injection system and evaluating influence of fuel pressure on injection characteristics and pressure fluctuations. The Journal of Engine Research, 59(59), 63-72. [In Persian]

[18] Singh M, Kumar P, Sandhu SS. (2024). An investigation of optimum control of injection timing/injection pressure for a multicylinder common rail direct injection engine fueled with AB20 blend. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 238(1), 415-426.

[19] Mei Q, Naruemon I, Liu L, Wu Y, Ma X. (2023). Numerical Investigation on the Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engine with Flexible Fuel Injection. Machines, 11(1), 120.

[20] Selvaraj K. (2024). A comprehensive review: role of fuel injection methodologies on performance enhancement and mitigation of emissions in the diesel engine. International Journal of Oil, Gas and Coal Technology, 36(2), 219-43.

[21] Rajendran S, Dhairiyasamy R, Jaganathan S, Murugesan S, Muthusamy R, Periannan S, Muniyappan G, Jaganathan B, Srinivasan K, Elangandhi H, Annamalai E. (2023). Effect of injection timing on combustion, emission and performance characteristics of safflower methyl ester in CI engine. Results in Engineering, 20, 101599.

[22] Gharehghani A, Fakhari AH, Aghahasani M. (2023). Investigating the influence of injection timing on the performance of a RCCI engine. The Journal of Engine Research, 70(1), 91-105. [In Persian]

[23] Nazemian M, Neshat E, Khoshbakhti Saray R, Poorghasemi K. (2019). Investigation on the effect of injection timing on Exergy Terms in an

RCCI engine. Journal of Mechanical Engineering University of Tabriz, 49(3), 337-43. [In Persian]

[24] Pourmousavi Kani SI, Khadem J, Nikzadfar K, Carlucci AP. (2022). Experimental investigation of the effects of the high cetane number fuel injection on the performance of a direct injection low-temperature combustion engine. Fuel and Combustion, 15(3), 20-49. [In Persian]

[25] Kakoee A, Mikulski M, Vasudev A, Axelsson M, Hyvönen J, Salahi MM, Mahmoudzadeh Andwari A. (2024). Start of Injection Influence on In-Cylinder Fuel Distribution, Engine Performance and Emission Characteristic in a RCCI Marine Engine. Energies, 17(10), 2370.

[26] Bobi S, Kashif M, Laoonual Y. (2022). Combustion and emission control strategies for partially-premixed charge compression ignition engines: A review. Fuel, 310, 122272.

[27] Coskun G, Demir U, Soyhan HS, Turkcan A, Ozsezen AN, Canakci M. (2018). An experimental and modeling study to investigate effects of different injection parameters on a direct injection HCCI combustion fueled with ethanol–gasoline fuel blends. Fuel, 215, 879-91.

[28] Virt M, Zöldy M. (2024). Realization of Low Temperature Combustion in an Unmodified Diesel Engine. Cognitive Sustainability, 3(2), 18-25.

[29] Elbanna AM, Xiaobei C, Can Y, Elkelawy M, Bastawissi HA. (2023). A comparative study for the effect of different premixed charge ratios with conventional diesel engines on the performance, emissions, and vibrations of the engine block. Environmental Science and Pollution Research. 30(49), 106774-89.

[30] Hoang AT. (2020). Critical review on the characteristics of performance, combustion and emissions of PCCI engine controlled by early injection strategy based on narrow-angle direct injection (NADI). Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 46(1), 13791–805.

[31] Khandal SV, Banapurmath NR, Gaitonde VN, Hiremath SS. (2017). Paradigm shift from mechanical direct injection diesel engines to advanced injection strategies of diesel homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines-A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 70, 369-84.