مجله مهندسی مکانیک مدرس، تیر 1395، دوره 16، شماره 4، ص‌ص 259-270

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

دستیابی به احتراق کم‌دما در موتور دیزل سبک ملی با راهبردهای پاشش زود و دیرهنگام و مقایسه آن‌ها با یکدیگر

محمد جواد جعفری[1]، امیرحسین شامخی[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی1999143344، shamekhi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 01 دی 1394
پذیرش: 04 بهمن 1394
ارائه در سایت: 01 اردیبهشت 1395

کلید واژگان:
احتراق دما پایین
پاشش زود و دیرهنگام
کاهش دوده و اکسید نیتروژن

چکیده

مفهوم احتراق کم‌دما پایه‌گذار بسیاری از پیشرفت‌ها در توسعه موتورهای دیزلی به منظور اخذ استانداردهای زیست محیطی سخت‌گیرانه بوده است. اگرچه مفهوم آن با کاستن از دمای سوختن سوخت در درون محفظه احتراق و درنتیجه کاهش تولید آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن آسان جلوه می‌نماید، اما دستیابی عملی به این حالت پیشرفته احتراقی به‌طوری‌که در گستره وسیعی از بار و دور موتور قابل اجرا باشد، کار آسانی نیست. با توجه به تأثیرگذاری عوامل متعدد بر احتراق موتور دیزل راهبردهای گوناگونی برای دست‌یابی به احتراق دما پایین معرفی شده‌اند. دو نمونه از مهم‌ترین این راهبردها، عبارتند از: راهبردهای مبتنی بر پاشش زودهنگام و راهبردهای مبتنی بر پاشش دیرهنگام. در این مقاله برآنیم تا ضمن معرفی اصول هر کدام از این راهبردها، دو روش مختلف مبتنی براین دو راهبرد احتراقی را معرفی و با شبیه‌سازی سه بعدی، پیاده‌سازی این روش‌ها را در موتور دیزل سبک ملی با هدف ارتقا سطح استاندارد آلایندگی این موتور از یورو 5 به یورو6 ، امکان‌سنجی نماییم. یک روش احتراق حجمی یکنواخت است که با توجه به پاشش زودهنگام از مزایای احتراق نیمه پیش‌آمیخته بهره می‌برد و دیگری، روش سینتیک تعدیل یافته است که با پس‌اندازی پاشش در زوایای بعد از نقطه مرگ بالا، مزایای احتراق ضمن انبساط را دارا می‌باشد. در ادامه با در نظرداشت جوانب و ملزومات هر دو روش، مقایسه‌ای کمی و کیفی بین آن‌ها انجام گرفته است. نتایج حاصله نشان‌دهنده قابلیت بالای هر دو روش در کاهش چشمگیر و همزمان آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده است.

LTC achievement in national light duty diesel engine with early and late injection strategies and comparing them to each other

Mohammad Javad Jafari, Amir Hossein Shamekhi*

Department of Mechanical Engineering, KN Toosi University of Technology, Tehran, Iran
*P.O.B. 1999143344 Tehran, Iran, shamekhi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 22 December 2015
Accepted 24 January 2016
Available Online 20 April 2016

Keywords:
Low Temperature Combustion
early and late injection
NOx and *soot* reduction

ABSTRACT

The low temperature combustion (LTC) concept is the groundwork of most recent developments in internal combustion diesel engines in order to match stringent environmental standards and regulations. Although its basic definition which means reducing the combustion chamber temperature to decrease the emissions sounds easy, practical achievement of LTC strategies which can be feasible in a wide range of loads and speeds has its own difficulties. With attention to different effective parameters in a diesel engine combustion process, various methods have been introduced for the purpose of LTC achievement. Two important types of these methods are based on early and late injection strategies. In addition to analyzing both mechanisms, in this paper we intend to implement two different methods in national light duty diesel engine in order to match EURO VI emission standard. One method named UNIBUS is based on early injection strategies which benefit from PPC merits and the other one is Modulated Kinetic (MK) which is based on late injection strategies. Finally, both methods are compared and contrasted. The results show the great potentiality of both methods to make a significant and simultaneous reduction in *NOx* and *Soot* emissions.

1- مقدمه

موتورهای دیزلی نقشی پر رنگ در صنعت و حمل و نقل دارند. برخی ویژگی-های برجسته نظیر عمر و قدرت بیشتر و مصرف کمتر، این موتورها را برای محققان صنایع خودوسازی حتی از نمونه بنزینی نیز جذاب‌تر کرده است. اما یکی از چالش‌های پیش روی این موتورها در رعایت استانداردهای آلایندگی نظیر یورو6، میزان بالای تولید آلاینده‌های اکسید نیتروژن و ذرات معلق از جمله دوده است.

موتور دیزل سبک ملی، EFD که بر پایه موتور EF7 طراحی و ساخته شده است دارای استاندارد آلایندگی یورو 5 است اما برای اخذ استاندارد یورو-6، می‌بایست سطح آلایندگی این موتور را برای ذرات معلق تا 0.005 گرم و برای اکسیدهای نیتروژن تا 0.08 گرم در هر کیلومتر رانندگی با چرخه شهری کاهش داد. محدوده مجاز آلایندگی در استانداردهای مختلف اروپایی، در

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. J. Jafari, 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*, Vol. 16, No. 4, pp. 259-270, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

شکل 1 آمده است [1]. شکل2، نقاطی از عملکرد موتور که در آن‌ها شرایط برای شکل‌گیری اکسیدهای نیتروژن و دوده فراهم است، را نشان می‌دهد.

در احتراق کم‌دما که راهی برای احتراز بیشتر از این نقاط است، سعی می‌شود تا با پایین نگاه داشتن دمای بیشینه احتراق عموما زیر 2200 درجه کلوین به‌وسیله ایجاد احتراق حجمی بدون شعله[1]، از فراهم آمدن شرایط لازم برای تولید آلاینده‌های مذکور جلوگیری شود [2].

در احتراق کم‌دما می‌کوشیم تا با به‌کارگیری بعضی از عوامل مؤثر بر دو فرایند تهیه مخلوط و فرایند احتراق، هرچه بیشتر در جهت ایجاد مخلوط هوا و سوخت رقیق، همگن و پیش‌آمیخته پیش از شروع احتراق، و نیز در جهت داشتن احتراق حجمی و خودبخودی حرکت کنیم [3]. کاهش چشمگیر دوده و اکسید نیتروژن و بهبود بازده حرارتی از مهم‌ترین مزایا و کاهش بازده احتراق و افزایش لرزه و صدا و نیز محدود بودن بازه عملکردی موتور از مهم‌ترین معایب نگرش احتراق کم‌دما است.

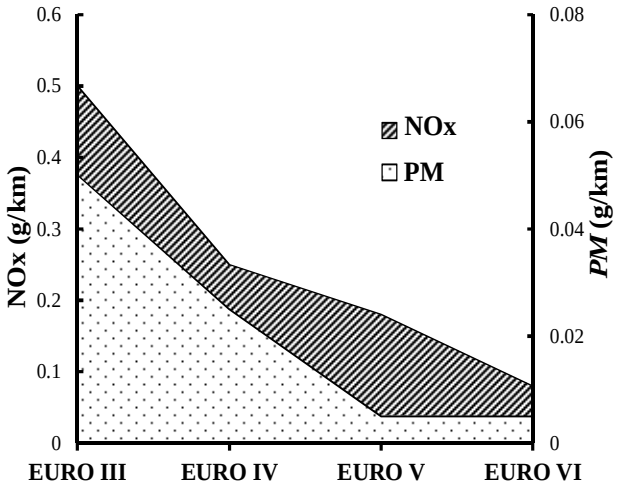

Fig. 1 Acceptable limits for *NOx* and *soot* in European emission standards

شکل 1 محدوده مجاز آلایندگی در استانداردهای اروپایی برای خودروهای دیزلی

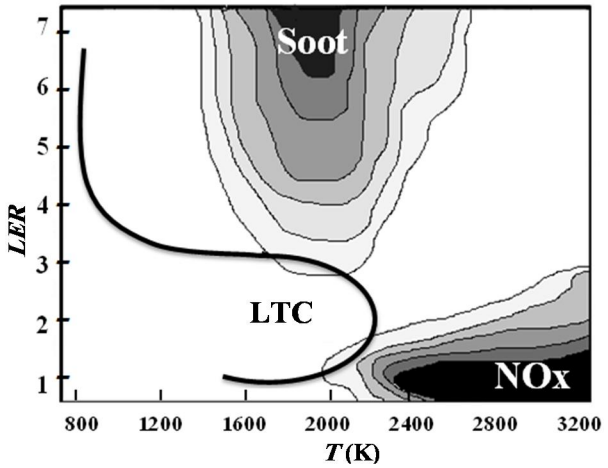

Fig. 2 Emission map for *NOx* and *soot* as a function of Local Equivalence Ratio(LER) and temperature map and the limits of LTC operation [4]

شکل2 نمودار آلاینده‌های دوده و اکسید نیتروژن برحسب نسبت هم‌ارزی سوخت به هوای موضعی(LER) و دما و محدوده کارکرد احتراق کم‌دما [4]

1- Flameless bulk combustion

میزان کوبش یا ضربه ایجاد شده در کنار بحث آلاینده‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است. زیرا عامل ایجاد لرزه و صدای زیاد و وارد آمدن خسارت به قطعات مکانیکی موتور است. یکی از معایب همه روش های احتراق کم‌دما همین میزان کوبش بالا ناشی از آزادسازی سریع حرارت است که شاخصه احتراق حجمی همگن است. این کمیت از طریق رابطه (1) که توسط انگ و همکارانش توسعه داده شده، محاسبه شده‌است [5].

$$RI\left[\frac{\mathrm{kw}}{\mathrm{m}^2}\right] = \frac{1}{2\gamma}\frac{[\beta(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t})_{\max}]^2}{P_{\max}}\sqrt{\gamma R T_{\max}} \qquad (1)$$

در رابطه (1)، γ نسبت گرماهای ویژه، R ثابت عمومی گاز، $(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t})_{\max}$ نرخ افزایش فشار برحسب $\frac{\mathrm{kPa}}{\mathrm{ms}}$، $T_{\max}$ و $P_{\max}$ به ترتیب دما و فشار بیشینه سیلندر بر حسب کلوین و kPa و β ثابت زمانی برابر 0.05 میلی‌ثانیه است. حد قابل قبول برای شدت کوبش با توجه به آزمایش‌هایی که دنگ و یانگ انجام داده اند برابر $5\ \mathrm{MW/m^2}$ پیشنهاد شده‌است [6].

2-معرفی و مروری بر ادبیات موضوع

براساس نگرش احتراق کم‌دما، راهبردها و روش‌های پیشرفته‌ای در احتراق موتور دیزل بروز یافته‌اند. برخی از این روش‌ها را می‌توان در دو دسته کلی جای داد؛ روش‌های مبتنی بر پاشش زودهنگام که یکی از نمونه‌های برجسته آن‌ها ساز و کار احتراق حجمی یکنواخت (UNIBUS[2]) است و روش‌های مبتنی بر پاشش دیرهنگام که بارزترین آنها روش سینتیک تعدیل یافته (MK[3]) است. در ادامه به معرفی این دو روش پرداخته می‌شود.

2-1- روش احتراق حجمی یکنواخت (یونیباس)

ویژگی اصلی این شیوه احتراقی که توسط شرکت تویوتا ارائه شده پیش‌اندازی پاشش تا 35 الی 55 درجه قبل از نقطه مرگ بالا (TDC[4]) است [7]. پیش-اندازی زیاد پاشش باعث می‌شود که زمان بیشتری برای تهیه مخلوط همگن فراهم گردد. اما می‌بایست تا حد امکان تأخیر در احتراق ایجاد کرد تا نقطه بیشینه دما و فشار در بعد از نقطه مرگ بالا رخ دهد. بعلاوه احتراق یک مخلوط همگن باعث می‌شود آزادسازی گرما بصورت آنی‌تر رخ دهد که این امر به ایجاد صدا و لرزه بیشتر در موتور می‌انجامد. از این رو استفاده از میزان بالای بازگردانی گازهای خروجی یا *EGR*[5]، ضروری است. در حضور گازهای بازگردانی شده خروجی، هم نرخ آزاد سازی حرارت کاهش می‌یابد و هم تأخیر در احتراق بیشتر می‌شود [8]. همچنین *EGR* خود عاملی مؤثر در کاستن از غلظت اکسیژن در مخلوط و درنتیجه کاهش سطح آلاینده اکسیدهای نیتروژن محسوب می‌شود. فشار بالای پرخوران نیز افت بازده ناشی از وجود *EGR* زیاد را برطرف و به پیش‌آمیختگی بیشتر مخلوط کمک می‌کند و از همه مهم‌تر اینکه محدوده کارکرد موتور را گسترده‌تر می‌کند [9]. بنابراین پیش‌اندازی پاشش، استفاده از میزان بالای *EGR* و فشار بالای پرخوران، سه ویژگی مهم احتراق حجمی یکنواخت هستند. در بعضی موارد از پاشش سوخت تأخیری محرک[6] در اندکی بعد از TDC جهت ایجاد شعله سرد و کاهش هرچه بیشتر آلایندگی نیز استفاده می‌شود [10].

در کنار این موارد باید به این نکته توجه داشت که پاشش زودهنگام احتمال برخورد فواره سوخت به دیواره محفظه احتراق را زیاد می‌کند که این امر به هیچ وجه رخداد مطلوبی نیست. در نتیجه بایستی با تنظیم مناسب

2- Uniform Bulky Combustion System
3- Modulated Kinetics
4- Top Dead Center
5- Exhaust Gas Recirculation
6- Later trigger

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

فشار پاشش و تغییر در طرحواره پاشش[1]، از برخورد سوخت با دیواره جلوگیری کرد. شرکت تویوتا برای این امر از نوعی خاص از افشانه سوخت-پاشی با تزریق یک‌پارچه[2] به جای افشانه دارای چند نازل استفاده می‌کند.

2-2- روش سینتیک تعدیل یافته

این روش که برخلاف روش پیشین مبتنی بر پاشش دیرهنگام است، توسط شرکت نیسان ارائه شده و ویژگی اصلی آن پاشش سوخت در اندکی بعد از نقطه مرگ بالا است. اگرچه پاشش سوخت در هوای متراکم داغ فرصت کمی را برای پیش‌آمیختگی در اختیار فواره سوخت می‌گذارد و با وقوع واکنش‌های انفجاری سوخت و آزادسازی سریع گرما، انتظار می‌رود دمای بالا و درنتیجه آلاینده زیادی حاصل شود، اما همزمانی احتراق با فرایند انبساط ضمن تعدیل سرعت واکنش‌ها و نرخ آزادسازی حرارت، باعث می‌گردد تا دمای بیشینه احتراق همچنان پایین نگه داشته شود [11]. همچنین در این سازوکار احتراقی از تجزیه حرارتی سوخت جلوگیری به‌عمل آمده و نهایتا میزان دوده تولید شده به شدت افت پیدا می‌کند. اما در کنار پاشش دیرهنگام ، روش سینتیک تعدیل یافته به موارد دیگری نیز نیازمند است از جمله میزان بالای EGR که در همه روش‌های احتراقی نوین موتور دیزل نقش به سزایی ایفا می‌کند [12]. علاوه بر این به دلیل پاشیدن سوخت در هوای متراکم‌تر به فشار پاشش بالاتری نیز نیاز است. از دیگر ویژگی‌های مهم MK، میزان بالای نسبت گردباده[3] است تا در فرصت بسیار کوتاه بین پاشش سوخت و شروع احتراق، فروپاشی جت سوخت را تسریع بخشد و به همگنی و پیش‌آمیختگی مخلوط هوا و سوخت هرچه بیشتر کمک کند. بطور کلی وجود دو عنصر گازهای خروجی بازگردانی شده زیاد و همگنی بیشتر لازمه رژیم‌های کاهش همزمان دوده و اکسیدهای نیتروژن است [13].

اما با توجه به پیش‌نیازهای استفاده از هرکدام از این روش‌ها لازم است تا مزایا و معایب هر روش جداگانه مورد بررسی قرار گیرد. در این مقاله ضمن بررسی نقاط قوت و ضعف روش‌های مبتنی بر پاشش زود و دیرهنگام، با ساخت یک مدل سه‌بعدی و انجام شبیه‌سازی، به کارگیری آن‌ها در موتور دیزل سبک ملی امکان‌سنجی شده و به مقایسه این روش‌ها با یکدیگر پرداخته شده است.

3-مدلسازی و صحه‌گذاری

برای انجام این پژوهش، فرایند چرخه بسته موتور دیزل سبک ملی، از نقطه IVC = 131° BTDC تا نقطه EVO = 144° ATDC در EFD، به‌صورت سه‌بعدی در نرم‌افزار AVL Fire مدل‌سازی شد. با توجه به این‌که افشانه سوخت دارای 8 سوراخ پاشش است، قطاعی 45 درجه از حجم محفظه احتراق درنظر گرفته شد. برخی از ویژگی‌های این موتور در جدول 1 و شبکه‌بندی حجم محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا با تعداد 28825 شبکه در شکل 3 آمده است.

با اعمال شرایط اولیه و مرزی مطابق با داده‌های آزمایشگاهی مبتنی بر آزمون‌های انجام گرفته در مرکز تحقیقات موتور ایران‌خودرو (ایپکو) که برخی از آن‌ها در جدول2 آمده است، شبیه‌سازی صورت پذیرفت و نتایج حاصله با مقادیر واقعی در دورهای مختلف مقایسه و صحه‌گذاری شد.

شکل4 نمودار فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی گرما را برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ برای دور 1000 د.د.د. در حالت بار کامل در حالت شبیه

جدول 1 برخی از ویژگی‌های موتور دیزل سبک ملی، EFD

Table1 Some specifications of national light duty diesel engine, EFD

تعداد و چیدمان سیلندرها	4- خطی
قطر × کورس	82×76 میلی‌متر
حجم جابجایی	1497سی سی
قدرت بیشینه@ دور	90 kW @ 4000 rpm
گشتاور بیشینه@ دور	256N.m @ 2200 rpm
نسبت تراکم	16.5
شکل پیستون	ω شکل
سامانه تنفسی	VGT
سامانه سوخت‌رسانی	چندراهه مشترک
تعداد سوراخ‌های افشانه	8 عدد
قطر سوراخ‌های افشانه	120 میکرون

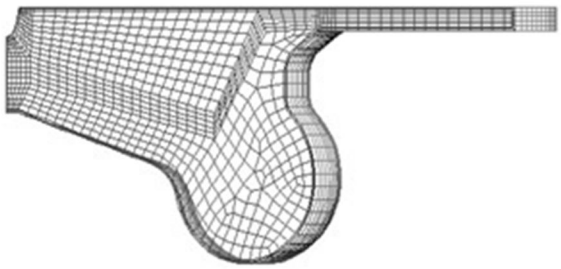

Fig. 3 Mesh of domain at TDC

شکل 3 شبکه‌بندی حجم محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا

جدول2 برخی از شرایط اولیه مدل در دور 1000د.د.د. (حالت تمام‌بار) و دور 1730د.د.د. (حالت بار جزیی)

Table2 Some of the model initial and boundary conditions in 1000 rpm (Full load) and in 1730 rpm (Part load)

پارامتر	حالت تمام‌بار	حالت نیمه‌بار
فشار اولیه (bar)	1.38	1.2
دمای اولیه (K)	330	350
نسبت گردباده (-)	1.8	1.8
میزان EGR (%)	0	34.8
گازهای باقی‌مانده (%)	5	5
دمای سرسیلندر (K)	495	490
دمای دیواره (K)	455	445
دمای تاج پیستون (K)	515	500

سازی شده و آزمایشگاهی نشان می‌دهد. مقدار فشار بیشینه در شبیه‌سازی 86.66 بار در زاویه 9.25 درجه بعد از TDC می‌باشد که در مقایسه با فشار بیشینه داده‌های آزمایشگاهی که 88.14 بار در زاویه 10 درجه بعد از TDC است، خطای کمتر از 2 درصد را نشان می‌دهد. مقایسه میزان تولید دو آلاینده مهم موتور دیزل یعنی دوده و اکسید نیتروژن نیز در شکل 5 آمده‌است که در آن نتایج مدل شبیه‌سازی شده با حالت واقعی دارای نزدیکی قابل قبولی است.

اما از آنجا که نگرش احتراق دما پایین بیشتر ناظر بر کارکرد موتور در حالت بار جزیی است، کار صحه‌گذاری مدل ساخته شده در دور1730 د.د.د. در حالت بار جزیی با گشتاور تولیدی 44.85 نیوتون متر نیز صورت پذیرفت.

1- Injection profile
2- Pintle injector
3- Swirl ratio

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

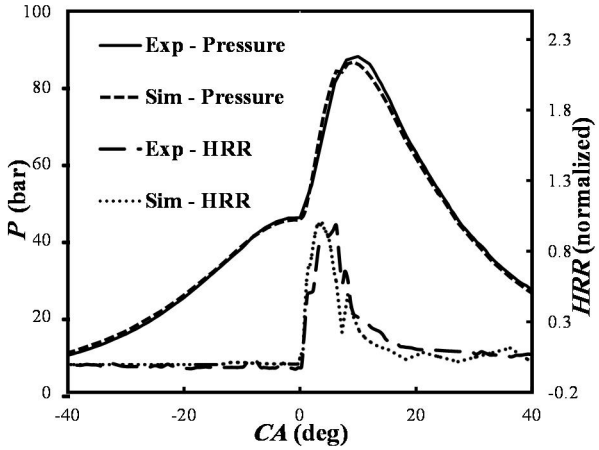

Fig. 4 Comparison of pressure and heat release rate between simulation and experiment at 1000 rpm engine speed and BMEP=8.31 bar

شکل 4 مقایسه فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی گرما حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی در سرعت 1000 د.د.د. در BMEP=8.31 bar

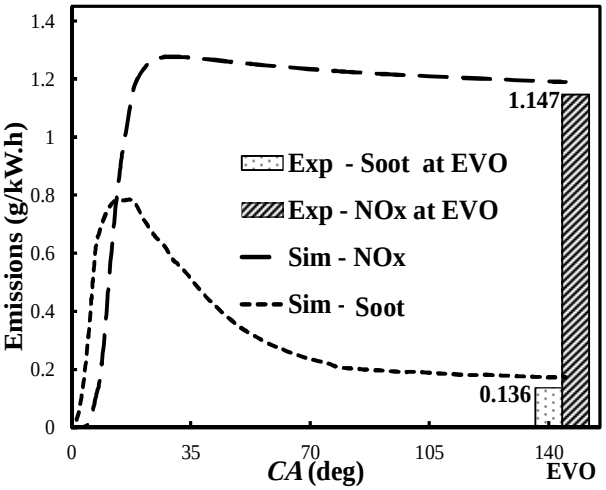

Fig. 5 Comparison of *NOx* and *soot* emissions between simulation and experiment at 1000rpm full load

شکل 5 مقایسه مقدار آلاینده حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی در دور 1000د.د.د. بار کامل

شکل 6 نمودار فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی گرما را برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ برای دور 1730 د.د.د. بار جزیی درحالت شبیه‌سازی شده و آزمایشگاهی نشان می‌دهد. در این حالت نیز فشار بیشینه در داده‌های آزمایشگاهی 54.65 باراست که در زاویه 14درجه بعد از TDC رخ می‌دهد در حالی‌که فشار بیشینه در شبیه‌سازی 52.55 بار هست و در12.8 درجه بعد از TDC بدست می‌آید که خطای پیش بینی حدودا 3.85% را نشان می‌دهد. مقایسه میزان تولید آلاینده‌ها در حالت نیمه‌بار که در شکل7 آمده نیز نزدیکی قابل قبول نتایج مدل شبیه‌سازی شده با حالت واقعی را تایید می‌کند.

4-احتراق حجمی یکنواخت (یونیباس)

همان‌طور که گفته شد از ویژگی‌های این سیستم احتراقی، پیش اندازی زیاد پاشش به‌همراه میزان بالای *EGR* و فشار بالای پرخوران است. به منظور بررسی دقیق‌تر این موارد، حالات مختلفی درنظر گرفته شد که مشخصات هرکدام از این حالات در جدول 3 آمده است. در همه این حالات سه پارامتر زاویه شروع پاشش، میزان *EGR* و فشار پرخوران جارو شده‌است. اما میزان

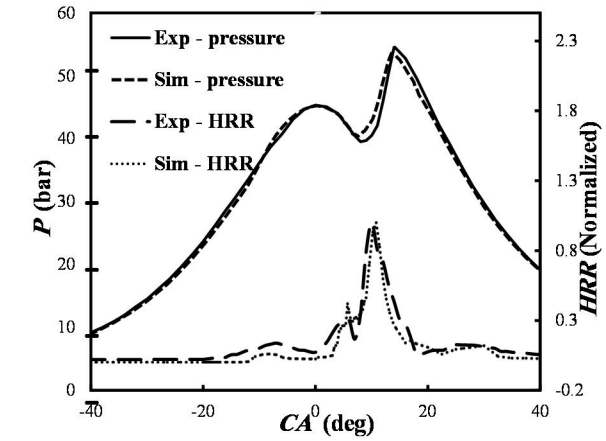

Fig. 6 Comparison of pressure and heat release rate between simulation and experiment at 1730 rpm and BMEP=2.35 bar

شکل6 مقایسه فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی حرارت حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی در سرعت 1730 د.د.د.. در BMEP=2.35 bar

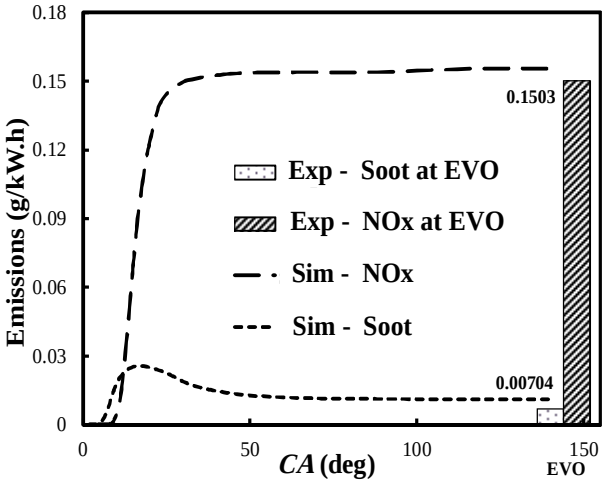

Fig. 7 Comparison of *NOx* and *soot* emissions between simulation and experiment at 1730 rpm part load with BMEP=2.35 bar

شکل7 مقایسه مقدار آلاینده حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی در دور 1730د.د.د. بار جزیی در BMEP=2.35 bar

سوخت پاشیده شده در همه حالات به اندازه 1.45 میلی‌گرم برای پاشش پایلوت و 11.66 میلی‌گرم برای پاشش اصلی ثابت درنظر گرفته شده است. در حالت پایه که به احتراق موتوردیزل معمولی نزدیک است پاشش پایلوت در زاویه 19.7 درجه قبل از TDC و پاشش اصلی در زاویه 3.5 درجه قبل از TDC انجام می‌شود و فاصله 16.7 درجه‌ای بین پاشش‌های پایلوت و اصلی در تمام حالات ذکر شده در جدول2 یکسان باقی مانده‌است. همچنین در حالاتی که سطح *EGR* افزایش پیدا کرده، برای ثابت نگه داشتن نسبت هم‌ارزی فشار پرخوران نیز متناسب با آن افزایش داده شده‌است.

4-1- تأثیر پیش‌اندازی پاشش

در حالات UNBS1 تا UNBS6 زمان شروع پاشش اصلی از 8 درجه تا 54 درجه قبل از نقطه مرگ بالا تغییر کرده است. پیش‌اندازی پاشش تأثیر بسزایی در پارامترهای عملکردی و سطح آلایندگی موتور دارد. آنچنان که در شکل8 پیداست، در همه این 6 حالت میزان دوده تولیدی نسبت به حالت احتراق دیزل معمولی کاهش پیدا کرده است.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

جدول 3 مشخصات حالت‌های مختلف بررسی یونیباس

Table 3 Specifications of different UNIBUS cases

نام حالت	زاویه شروع پاشش (°BTDC)	نرخ EGR (%)	فشار پرخوران (bar)	نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا
Base	3	33.5	1.29	0.71
UNBS1	8	40	1.4	0.71
UNBS2	16	40	1.4	0.71
UNBS3	27	40	1.4	0.71
UNBS4	36	40	1.4	0.71
UNBS5	44	40	1.4	0.71
UNBS6	54	40	1.4	0.71
UNBS7	35	10	1.05	0.71
UNBS8	35	20	1.14	0.71
UNBS9	35	30	1.26	0.71
UNBS10	35	40	1.41	0.71
UNBS11	35	50	1.58	0.71
UNBS12	35	40	1.2	0.81
UNBS13	35	40	1.5	0.66
UNBS14	35	40	1.8	0.58
UNBS15	35	40	2.1	0.47
UNBS16	35	40	2.4	0.39

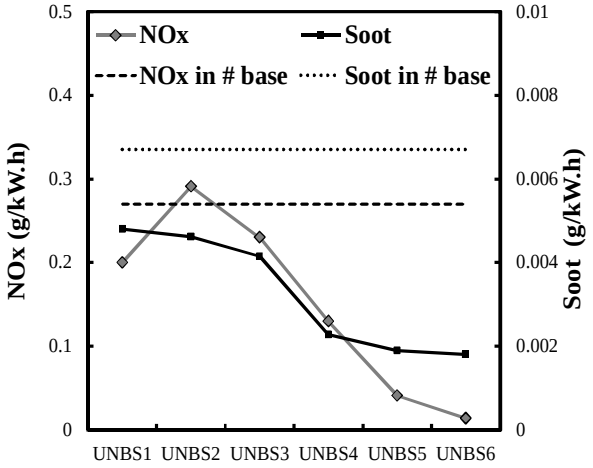

Fig. 8 *NOx* and *Soot* emissions in different UNIBUS cases (different SOIs) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل8 نمودار تغییر میزان آلاینده اکسید نیتروژن و دوده درحالات مختلف یونیباس (زوایای مختلف پیش اندازی پاشش) در دور 1730 د.د.د. بار جزیی

روند کلی دوده با پیش اندازی پاشش کم شده‌است که دلیل آن ایجاد همگنی بیشتر در مخلوط قبل از شروع احتراق است که این نکته در شکل 9 واضح است. اما تغییرات میزان اکسیدهای نیتروژن قدری پیچیده است. با پیش-اندازی پاشش تا حدودا 20 درجه قبل از TDC اگرچه به جت سوخت نسبت به حالت دیزل معمولی زمان بیشتری برای فروپاشی و تشکیل مخلوط همگن داده‌ایم؛ اما در این زوایای پیش‌اندازی، مخلوط کاملا همگن شکل نمی‌گیرد بلکه تعداد زیادی نقطه غنی از سوخت ایجاد می‌شود. تأخیر در اشتعال نیز به دلیل وجود همین نقاط با نسبت هم‌ارزی موضعی بالا، زیاد نیست. به‌عبارت دیگر، وجه غالب احتراق در حالات UNBS1 تا UNBS3 همان احتراق دیزل معمولی بر پایه شعله نفوذی است. با توجه به اینکه در این حالات نقطه دما و فشار بیشینه تنها در چند درجه بعد از TDC و در حجم کمتر نسبت به دیزل معمولی رخ می‌دهد، دمای بیشینه بالا می‌رود که در شکل 10 نیز قابل رؤیت هست. درنتیجه تولید اکسید نیتروژن در قیاس با دیزل معمولی بیشتر می-شود. اما با افزایش پیش‌اندازی و پیش‌آمیخته‌تر شدن مخلوط، از نسبت هم-ارزی محلی در مخلوط کاسته و تأخیر در اشتعال بیشتر می‌شود. این یعنی وجه غالب احتراق در حالات پاشش سوخت در زاویه‌های 35 تا 55 درجه پیش از نقطه مرگ بالا ، احتراق حجمی بدون شعله است نه احتراق نفوذی دیزل معمولی.

شکل11 که مبین میزان و چگونگی حرارت آزاد شده تجمعی[1] یا AHR در حالات مختلف است، نشان می‌دهد با پیش‌اندازی بیشتر، شدت گرمای آزاد شده نیز بیشتر می‌شود که می‌تواند منجر به ایجاد لرزه و صدای زیاد و نیز ایجاد کوبش یا وقوع ضربه دیزل گردد و به قطعات موتور آسیب وارد نماید. کاهش قابل‌توجه دو آلاینده دوده و اکسید نیتروژن در این حالت‌ها با افت توان نیز همراه هست. شکل12، میزان فشار موثر متوسط اندیکاتوری در حالات مختلف شانزده‌گانه بررسی احتراق یونیباس را در قیاس با توان تولیدی در حالت پایه که در آن هیچکدام از رژیم‌های احتراق کم‌دما استفاده نشده‌است، نشان می‌دهد.

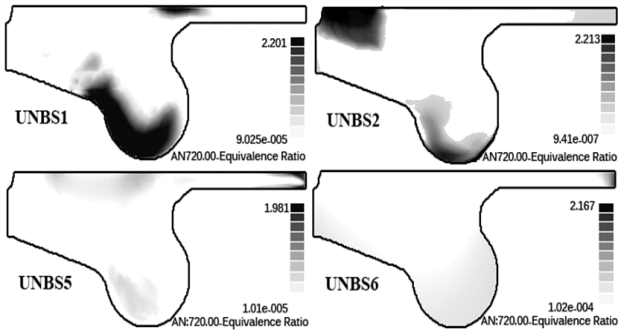

Fig. 9 Local equivalence ratio distribution at TDC in four different cases of advance in start of injection

شکل9 نمودار نسبت هم ارزی ناحیه ای در نقطه مرگ بالا برای چهار حالت مختلف

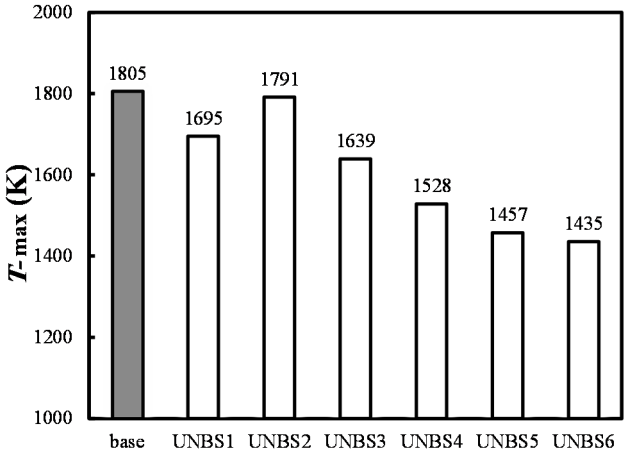

Fig. 10 Peak Temperature in different UNIBUS cases (different SOIs) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل10 نمودار تغییر میزان دمای بیشینه درحالات مختلف یونیباس (زوایای مختلف پیش‌اندازی پاشش) در دور 1730 د.د.د. بار جزیی

1- Accumulated Heat Released

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

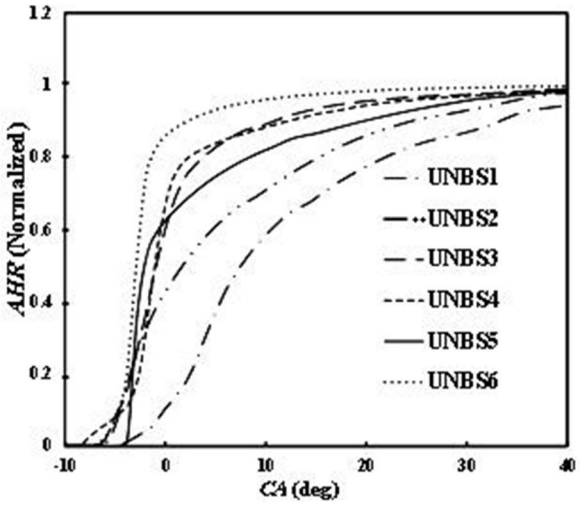

Fig. 11 Normalized Accumulated Heat Released in different UNIBUS cases (different SOIs) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل11 نمودار حرارت آزادشده تجمعی درحالات مختلف یونیباس (زوایای مختلف پیش اندازی پاشش) در دور 1730 د.د.د. نیمه‌بار

با توجه به نمودار در حالت UNBS6 که با پاشش در54° BTDC (حدود51 درجه پیش‌تر نسبت به حالت پایه) شاهد کاهش 7.5 برابری تولید اکسید نیتروژن هستیم، فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری برابر 2 bar تولید می‌شود که نسبت به حالت پایه که در آن با پاشش همین میزان سوخت IMEP برابر 2.38 bar تولید می‌شد با 15.96% افت مواجه‌ایم. دلیل این امر را می‌توان کاهش بازده احتراق تا حدود 93% (که خاصیت اکثر روش‌های احتراق کم‌دما است) و فاصله گرفتن پاشش اصلی از زمان انجام پاشش بهینه عنوان کرد.

4-2- تأثیر بازگردانی گازهای خروجی

شکل13، تغییرات آلاینده‌های دوده و اکسید نیتروژن در حالات UNBS7 تا UNBS11 که در آن‌ها با ثابت ماندن جرم، میزان *EGR* از25 % تا 58% تغییر کرده‌است را نشان می‌دهد. فشار پرخوران در همه این حالات به‌گونه ای تغییر

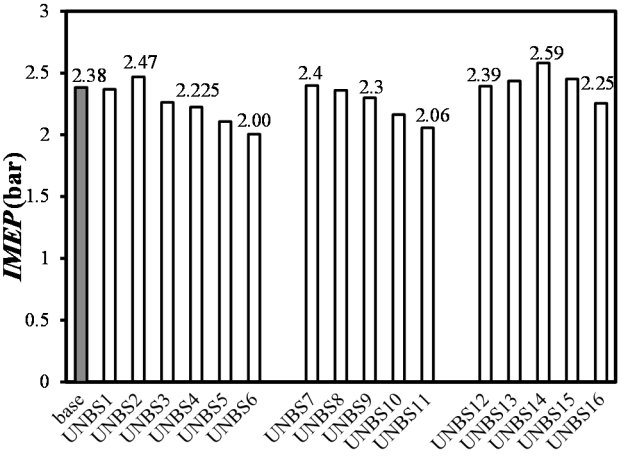

Fig. 12 Comparison of Indicated Mean Effective Pressure produced in different UNIBUS cases with base model at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل 12 نمودار مقایسه فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری در حالات مختلف یونیباس با حالت پایه در دور 1730 بار جزیی

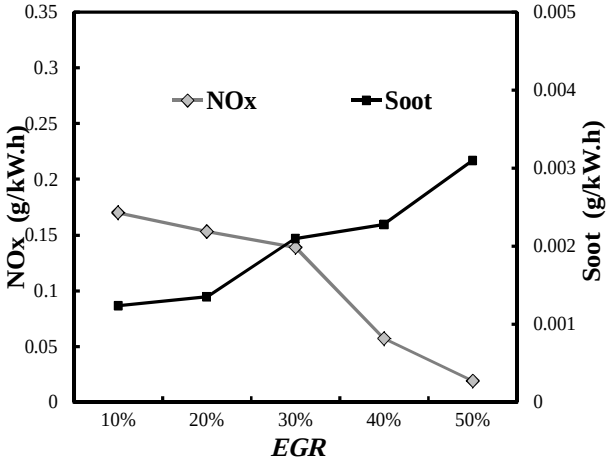

Fig. 13 *NOx* and *Soot* emissions in different UNIBUS cases (different *EGR* rates) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل 13 نمودار تغییرات اکسید نیتروژن و دوده درحالات مختلف یونیباس (درصدهای مختلف *EGR*) در دور 1730 بار جزیی

کرده‌است که نسبت هم‌ارزی ثابت باقی بماند. با افزایش نرخ بازگردانی گازهای خروجی تا بیش از 30% تولید اکسیدهای نیتروژن به شدت کاهش پیدا می‌کند اما همان‌طور که انتظار می‌رفت به دلیل کاهش غلظت اکسیژن، کاهش دمای محفظه و درنتیجه تجزیه حرارتی، مقدار دوده به صورت جزیی زیاد می‌شود.

شکل14 نقاط بیشینه دما و فشار مدل را در نرخ‌های مختلف بازگردانی گازهای خروجی نشان می‌دهد. آنچه که بر مقدار فشار بیشینه تأثیر می‌گذارد اولا میزان فشار پرخوران به عنوان فشار اولیه است و ثانیا فرایند احتراق. فشار بیشینه درون سیلندر تا نرخ *EGR* برابر 42% زیاد شده است که دلیل آن افزایش فشار پرخوران بوده است تا نسبت هم‌ارزی ثابت بماند.

اما از این مقدار به بعد بیشینه فشار درون سیلندر به‌طور جزیی افت پیدا می‌کند که دلیل آن افت بازده احتراق به دلیل کاهش پایداری شعله و نسوختن کامل کل سوخت پاشیده شده است. افت فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری در این حالت که در شکل 12 نیز قابل مشاهده است، به دلیل

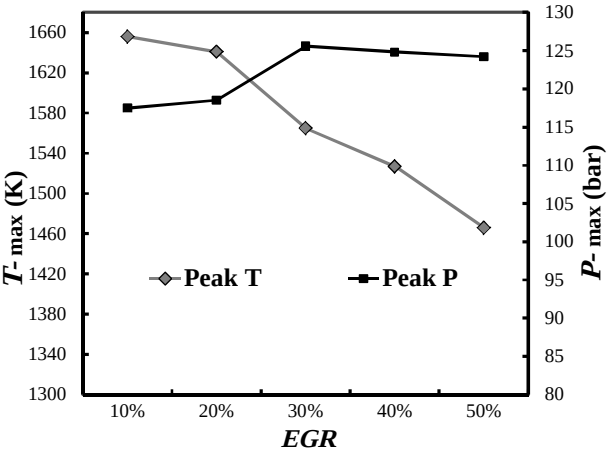

Fig. 14 Peak pressures and temperatures in different *EGR* rates at 1730 rpm engine speed and part load condition. (Cases UNBS7 to UNBS11)

شکل 14 نمودار تغییرات بیشینه فشار و دما درحالات مختلف یونیباس (درصدهای مختلف *EGR*) در دور1730 د.د.د. نیمه‌بار

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

همین کاهش بازده احتراق است. دمای بیشینه درون محفظه احتراق با افزایش نرخ *EGR* روند نزولی دارد. بازگردانی گازهای خروجی باعث می‌شود تا اولا گرمای بیشتری از محفظه احتراق گرفته شود. ثانیا به دلیل کاهش دسترسی مولکول‌های سوخت به اکسیژن نرخ آزادسازی حرارت تعدیل می‌یابد درنتیجه سینتیک واکنش کندتری خواهیم داشت که عامل کاهش دمای بیشینه احتراق خواهد بود.

نکته مهم در اینجا این است که در این شبیه‌سازی از بازگردانی گازهای خروجی کاملا خنک و یا *EGR* سرد استفاده شده‌است؛ به‌طوریکه دمای مخلوط گازی در لحظه بسته شدن سوپاپ مکش 350 درجه کلوین است.

4-3- تأثیر افزایش فشار پرخوران

شکل 15، تاثیر بسزای پرخورانی موتور را در جذب گرمای محفظه احتراق و جلوگیری از بالا رفتن دمای بیشینه نشان می‌دهد. علی‌رغم افزایش بیشینه فشار درون سیلندر، با افزایش فشار پرخورانی، دمای درون محفظه احتراق افت چشم‌گیری داشته است؛ زیرا هوای مازاد وارد شده به درون سیلندر گرمای بیشتری جذب می‌کند و دمای احتراق را کاهش می‌دهد. این امر خودبه‌خود به کاهش اکسیدهای نیتروژن تولیدی می‌انجامد.

همان‌گونه که در شکل 16 نیز دیده می‌شود، افزایش فشار پرخوران بعنوان یکی از ویژگی‌های راهبردهای احتراق کم‌دما مبتنی بر پاشش زودهنگام، توانسته است تولید آلاینده اکسید نیتروژن را به دلیل کاهش دمای احتراق تا حد بسیار زیادی کاهش دهد. اما تغییرات میزان تولید آلاینده دوده قدری پیچیده است. دو عامل مهم در تولید این آلاینده، وجود اکسیژن در دسترس و وجود گرمای لازم برای اکسید شدن کربن است. در حالت‌های ابتدایی افزایش فشار پرخوران به دلیل افزایش میزان غلظت اکسیژن در سیلندر و نیز بهبود اختلاط و افزایش همگنی، تولید دوده کاهش می‌یابد.

اما با تداوم افزایش فشار پرخورانی و در نتیجه کاهش بیش از پیش دمای درون سیلندر، باوجود مهیا بودن مولکول‌های اکسیژن برای واکنش با ذرات کربن، نرخ واکنش‌های اکسید شدن کربن (به دلیل کاهش دما) کاهش و میزان دوده موجود در گازهای خروجی به‌طور جزئی افزایش می‌یابد.

در نمودار شکل12، مشاهده می‌کنیم که با افزایش فشار پرخورانی فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری ابتدا زیاد و سپس کم شده است. دلیل افزایش کار

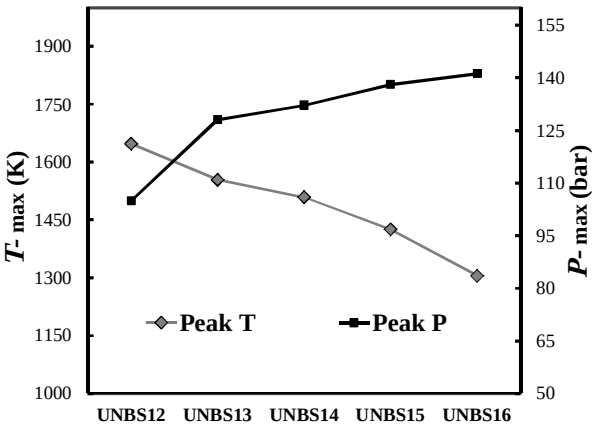

Fig. 15 Peak pressures and temperatures in different UNIBUS cases (different turbocharging pressures) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل 15 نمودار تغییرات بیشینه فشار و دما درحالات مختلف یونیباس (مقادیر مختلف فشار پرخورانی) در دور1730 د.د.د. نیمه‌بار

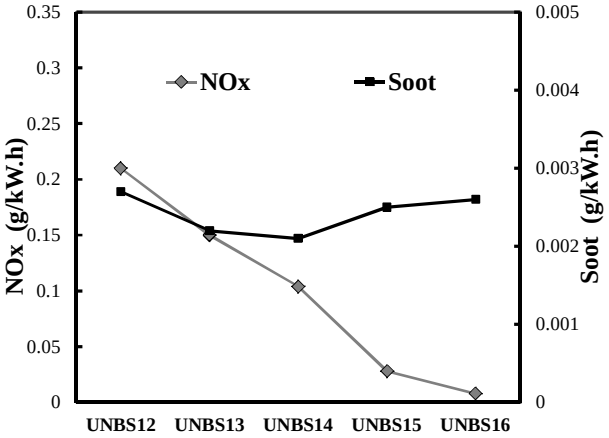

Fig. 16 *NOx* and *Soot* emissions changes in different UNIBUS cases (different turbocharging pressures) at 1730 rpm part load

شکل16 نمودار تغییرات اکسید نیتروژن و دوده درحالات مختلف یونیباس (فشارهای مختلف پرخورانی) در دور 1730 د.د.د. نیمه‌بار

تولیدی در حالات ابتدایی افزایش فشار پرخوران، بهبود بازده حرارتی به دلیل افزایش نسبت تراکم مؤثر می‌باشد. همچنین استفاده از پرخورانی موتور باعث می‌شود فشار فرایند مکش بیشتر از فرایند تخلیه شده و کار پمپاژ مثبت گردد. اما با تداوم افزایش فشار پرخوران (و با توجه به اینکه میزان سوخت پاشیده شده زیاد نمی‌شود)، نرخ افزایش کار منفی تراکم بر تأثیر بهبود بازده حرارتی غلبه پیدا کرده و باعث افت توان اندیکاتوری موتور می‌گردد.

5- سینتیک تعدیل یافته (MK)

برای بررسی دقیق‌تر سه پارامتر مهم در احتراق سینتیک تعدیل یافته یعنی پس‌اندازی پاشش، بازگردانی گازهای خروجی و نسبت گردباده نیز حالت‌های مختلفی تعریف می‌گردد که مشخصات هرحالت در جدول4 خلاصه شده‌است. در همه این حالات مقادیر سوخت مصرف شده برابر 13.11 میلی‌گرم و نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا در تمام حالات برابر 0.71 ثابت نگه داشته شده‌است. در موارد تغییر میزان بازگردانی گازهای خروجی(حالات MK6 تا MK10) متناسب با آن فشار پرخورانی تغییر کرده است تا همان میزان هوا وارد سیلندر شود و با توجه به ثابت بودن جرم سوخت، نسبت هم‌ارزی ثابت باقی بماند.

جدول 4 مشخصات حالت‌های مختلف بررسی روش سینتیک تعدیل یافته

Table 4 Specifications of different MK cases

نام حالت	زاویه شروع پاشش (°ATDC)	نرخ *EGR* (%)	فشار پرخوران (bar)	نسبت گردباده
پایه	-3	33.5	1.29	1.8
MK1	-2	40	1.4	1.8
MK2	0	40	1.4	1.8
MK3	2	40	1.4	1.8
MK4	4	40	1.4	1.8
MK5	6	40	1.4	1.8
MK6	3	10	1.05	1.8
MK7	3	20	1.14	1.8
MK8	3	30	1.26	1.8
MK9	3	40	1.41	1.8
MK10	3	50	1.58	1.8
MK11	3	40	1.4	2.1
MK12	3	40	1.4	2.4
MK13	3	40	1.4	2.7
MK14	3	40	1.4	3
MK15	3	40	1.4	3.3

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

5-1- تأثیر پس‌اندازی پاشش

برای بررسی تأثیر به تعویق انداختن پاشش سوخت تا بعد از TDC زاویه پاشش در حالات MK1 تا MK5 از 2- تا 6 درجه بعد از TDC تغییر کرده است. با تأخیر بیشتر در پاشش، آلاینده‌ها رو به کاهش می‌گذارند. زیرا از یک سو احتراق ضمن انبساط مانع بالا رفتن بیشینه دمای محفظه احتراق می‌شود و از دیگر سو به دلیل بهبود فرایند اختلاط دوده نیز کاهش می‌یابد. میزان تولید دوده در اینجا به مقدار زیادی به این نکته بستگی دارد که با به‌کارگیری ابزارهایی نظیر استفاده از گازهای خروجی بازگردانی‌شده و تقویت جریان‌های گردبادی‌ای و افزایش فشار پاشش به جت بهبود اتمیزه کردن سوخت و فروپاشی سریع جت سوخت، تا چه اندازه می‌توانیم تأخیر در اشتعال ایجاد کرده و به اختلاط بهتر سوخت و هوا تا پیش از شروع احتراق کمک کنیم. البته با توجه به سینتیک سریع واکنش‌ها نمی‌توان ماهیت احتراق را از احتراق دیزل معمولی که مبتنی بر شعله نفوذی است، متفاوت دانست.

همان‌گونه که در شکل 17 مشاهده می‌شود، آلاینده اکسید نیتروژن با افزایش پیش‌اندازی پاشش روند کاهشی داشته‌است. این کاهش در زوایای پاشش2°ATDC محسوس‌تر است؛ زیرا آزادسازی حرارت بیشتر به تعویق افتاده و در حجم بیشتری از محفظه احتراق رخ می‌دهد. این نکته در کنار همزمانی فرایند احتراق و انبساط از افزایش زیاد دمای بیشینه درون سیلندر جلوگیری می‌کند (شکل18). اگرچه روند کلی تولید دوده نیز کاهشی است، اما سطح تولید این آلاینده در زاویه پاشش صفر درجه، زیاد می‌شود؛ زیرا دراین زاویه مقدار تأخیر در اشتعال به کمترین مقدار خود می‌رسد و زمان کافی به مخلوط برای ایجاد همگنی بیشتر قبل از شروع اشتعال داده نمی‌شود. هرچه پاشش بیشتر به تعویق انداخته شود، تأخیر در اشتعال نیز بیشتر شده و مخلوط پیش‌آمیخته‌تر و همگن‌ترمی‌شود. همان‌طور که در شکل19 نیز مشخص است، کانون اصلی تولید دوده در محفظه احتراق دقیقا همان جایی است که جرم بیشتری از سوخت به آن منطقه رسیده است. در حالت MK3 فروپاشی جت سوخت دیرتر رخ داده و قبل از اینکه هوا به قسمت مرکزی فواره نفوذ کند، اشتعال شروع شده است. اما در حالات MK4 و MK5 اولا سوخت در هوای با فشار کمتری پاشیده می‌شود و در نتیجه بهتر اتمیزه می‌شود و ثانیا تأخیر در اشتعال و نتیجتا پیش‌آمیختگی بیشتر شده‌است.

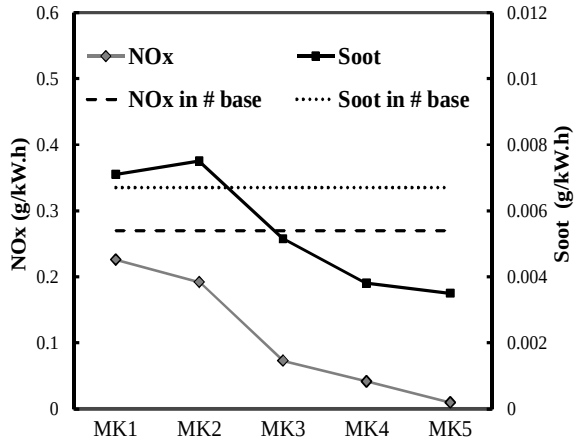

Fig. 17 *NOx* and *Soot* emissions changes in different MK cases (different SOIs) at 1730 rpm engine speed and part load condition.

شکل17 نمودار تغییرات آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده در حالات مختلف MK (مقادیر مختلف پس‌اندازی پاشش) در 1730د.د.د. بار جزیی

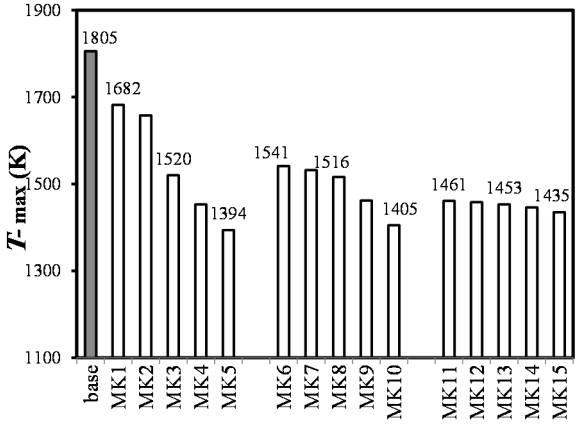

Fig.18 Comparison of temperatures of all MK cases with of base model at 1730 rpm engine speed and part load condition.

شکل18 مقایسه فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری حالات MK با حالت پایه در 1730د.د.د. بار جزیی

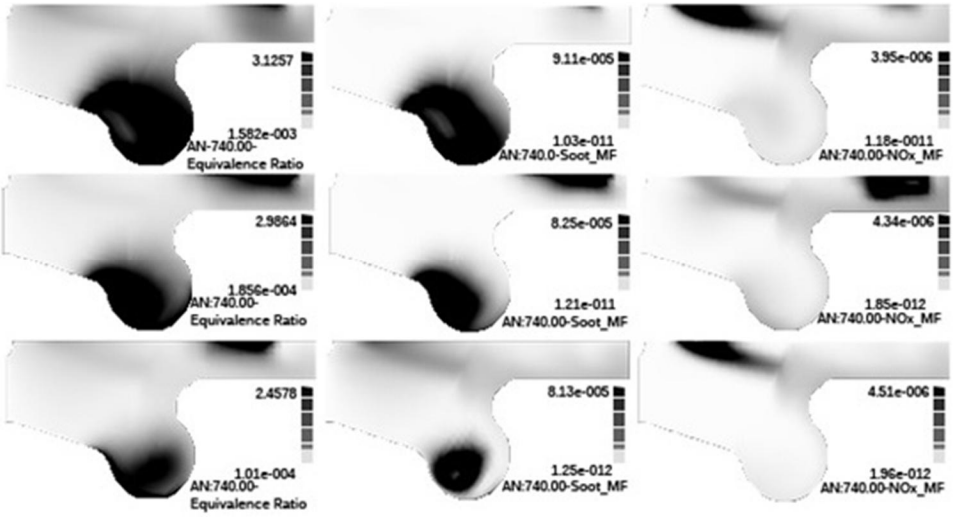

Fig. 19 Local distribution of equivalence ratio, *NOx* and *soot* emissions at TDC in three different cases of retard in start of injection at 15 deg ATDC at 1730 rpm engine speed and part load condition.

شکل19 توزیع ناحیه‌ای سه کمیت نسبت هم‌ارزی، دوده و اکسیدهای نیتروژن تولید شده در سه حالت مختلف پس‌اندازی پاشش در زاویه 15 درجه بعد از نقطه مرگ بالا در دور 1730 د.د.د. بار جزیی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

این یعنی هسته مرکزی فواره سوخت بیشتر تحت نفوذ مولکول‌های هوا قرار گرفته و اختلاط بهتری از سوخت و هوا پیش از شروع احتراق ایجاد می‌گردد. در نتیجه کانون‌های تشکیل دوده کمتر شده و از تولید این آلاینده کاسته می‌شود. این امر خود نشان‌دهنده موفقیت روش سینتیک تعدیل یافته در کاهش همزمان دوده و اکسید نیتروژن[1] است. کاهش قابل توجه بیشینه دما و سطح آلایندگی، همانطور که در شکل 20 نیز واضح است، با افت نسبی فشار موثر متوسط اندیکاتوری همراه است.در اینجا مشاهده می‌شود که در حالت MK2 که پاشش درTDC رخ می‌دهد، فشار موثر متوسط اندیکاتوری در حدود 2.26 bar است که نسبت به حالت پایه، 0.12bar کمتر است. این کاهش فشار موثر متوسط با پس‌اندازی بیشتر پاشش، بیشتر نیز می‌شود تا جایی‌که در حالت MK5 که پاشش در6°ATDC رخ می‌دهد، توان اندیکاتوری تولیدی با حدود17% کاهش به 1.98 bar می‌رسد.

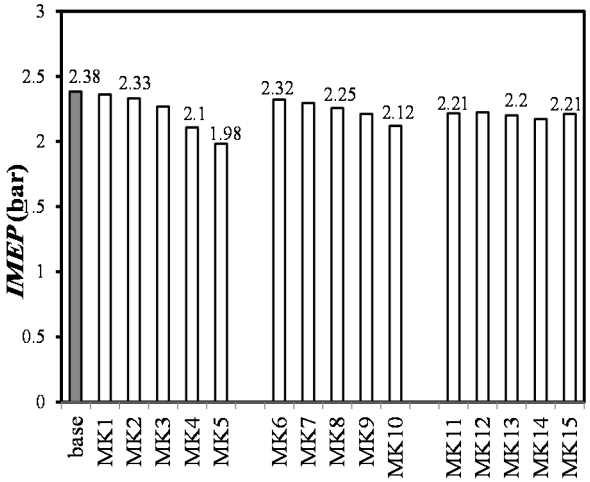

Fig. 20 Comparison of Indicated Mean Effective Pressure of all MK cases with of base model at 1730 rpm engine speed and part load condition.

شکل20 نمودار مقایسه فشار موثر متوسط اندیکاتوری در حالات مختلف MK با توان اندیکاتوری در حالت پایه در سرعت 1730 د.د.د. بار جزیی

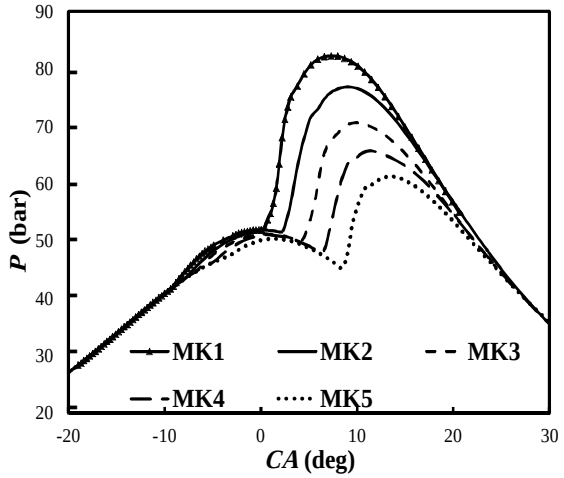

Fig. 21 Change of in-cylinder charge pressures in different MK cases (different SOIs) at 1730 rpm engine speed and part load condition.

شکل21 نمودار فشار درون سیلندر بر حسب زاویه چرخش میل‌لنگ در حالات مختلف بررسی MK (حالات مختلف پس‌اندازی پاشش) در سرعت 1730د.د.د. بار جزیی

1- Simultaneous reduction of *soot* and *NOx*

علت کاهش توان و فشار مؤثر متوسط تولیدی در این حالات، عدم تبدیل مناسب فشار داخل سیلندر به نیروی رانش پیستون به دلیل تأخیر بیش از حد در پاشش و احتراق ضمن انبساط است که به کاهش نسبت تراکم موثر موتور نیز منجر می‌شود.

شکل21 که تغییرات فشار درون سیلندر را در زوایای مختلف پس‌اندازی پاشش به نمایش می‌گذارد، نشان می‌دهد که بیشینه فشار درون سیلندر با به تعویق انداختن پاشش دچار افت محسوسی شده است. البته در حالت عملی با افزودن بر فشار پرخوران در کنار بازگردانی گازهای خروجی تا حد زیادی از این افت فشار جلوگیری می‌شود [14].

5-2-تأثیر باز گردانی گازهای خروجی

برای بررسی تأثیر بازگردانی گازهای خروجی حالات MK5 تا MK10 درنظر گرفته شده‌است. شکل 22، تغییرات آلاینده‌ها را در نرخ‌های مختلف *EGR* نشان می‌دهد. برخلاف اکسیدهای نیتروژن که روند کاهشی پیوسته‌ای دارند، روند تغییر مقدار دوده با زیادتر شدن غلظت گازهای خروجی بازخورانی شده کاملا افزایشی است. با وجود اینکه با افزایش *EGR* تأخیر دراحتراق و در نتیجه همگنی مخلوط بیشتر می‌شود، اما تأثیر افت دما بوسیله جذب گرما توسط گازهای خروجی و نیز تأثیر کاهش غلظت اکسیژن موجود در مخلوط گازی که به کاهش میزان اکسید شدن کربن در واکنش‌ها می‌انجامند، بر تأثیر همگن‌تر شدن مخلوط غلبه پیدا می‌کند. اثر گازهای بازگردانی شده خروجی بر روی دمای بیشینه همان‌طور که در شکل 18 نیز مشاهده می‌شود، در مقدار *EGR* 40% و مقادیر بیشتر از آن، محسوس‌تر است.

شکل20 نشان می‌دهد افزایش سطح *EGR* افت نسبی در میزان فشار مؤثر متوسط تولیدی ایجاد کرده است. تا آنجا که در حالت MK10 که در آن 50% هوای ورودی به *EGR* اختصاص داده شده، فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری برابر 2.12 bar است که افت حدودا 11% را نسبت به حالت پایه نشان می‌دهد دلیل این امر افزایش تأخیر در اشتعال و در نتیجه آزاد شدن حرارت در حجم‌های بیشتر محفظه احتراق می‌باشد که باعث کاهش بازده تبدیل انرژی می‌شود. این مطلب در شکل 23 بخوبی مشخص است.

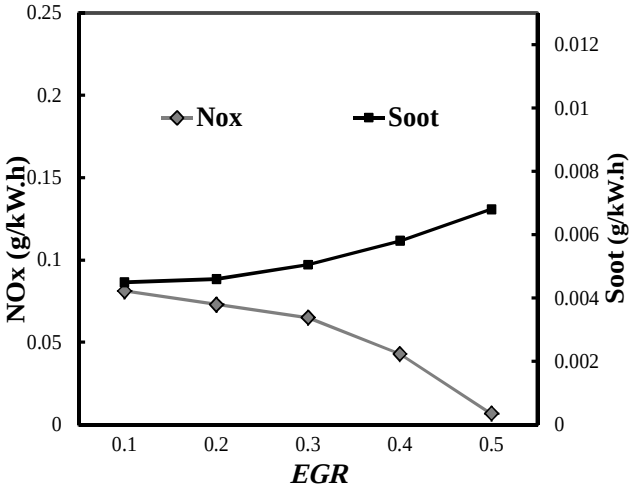

Fig. 22 *NOx* and *Soot* emissions changes in MK cases (different *EGR* rates) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل22 نمودار تغییرات اکسید نیتروژن و دوده درحالات مختلف سینتیک تعدیل یافته (مقادیر مختلف بازگردانی گازهای خروجی) در دور 1730 د.د.د. بار جزیی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

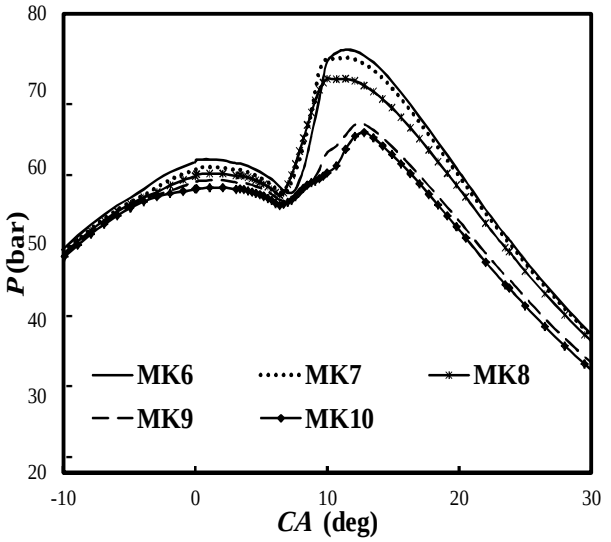

Fig. 23 In-cylinder pressure variations in different MK cases (different rates of *EGR*) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل23 نمودار تغییرات فشارهای درون سیلندر در حالات مختلف MK (در مقادیر مختلف بازگردانی گازهای خروجی) دور 1730 د.د.د. بار جزیی

درحالی‌که زمان رخداد پاشش در همه حالات یکسان است اما می‌توان مشاهده کرد که در حالاتی که از سطح بالاتر بازگردانی گازهای خروجی استفاده می‌کنند، افزایش فشار با شیب کمتری رخ می‌دهد و میزان افزایش فشار کمتر است که به افت بیشتر کار و توان اندیکاتوری منجر می‌شود.

5-3- تأثیر افزایش نسبت گردابه

بالابردن نسبت گردابه فرایند فروپاشی فواره سوخت را تسریع و ذرات سوخت را در حجم بیشتری از محفظه احتراق پخش می‌کنند و باتوجه به زمان بسیار کم بین پاشش و آغاز اشتعال در روش‌های مبتنی بر پاشش دیرهنگام، نقش مهمی در پیش‌آمیختگی بیشتر مخلوط ایفا می‌کنند.

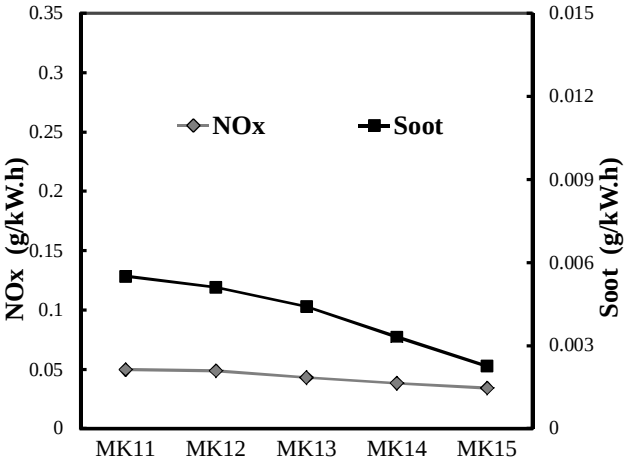

Fig. 24 *NOx* and *Soot* emissions changes in MK cases (different swirl ratios) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل24 نمودار تغییرات میزان اکسیدهای نیتروژن و دوده با افزایش نسبت گردابه در حالات مختلف MK در دور 1730 د.د.د. بار جزیی

شکل 24 تأثیر افزایش نسبت گردابه را در حالات MK11 تا MK15 نشان می‌دهد. تأثیرکاهش‌دهنده آلاینده‌ها توسط گردابه بر روی دوده محسوس‌تر است زیرا با ایجاد همگنی بیشتر به داخل هسته فواره سوخت هوای بیشتری نفوذ می‌کند و از تشکیل نقاطی که به‌طور محلی دارای نسبت هم‌ارزی زیاد هستند جلوگیری می‌کند. البته در بعضی از منابع مانند [15] برای ایجاد احتراق با دوده نزدیک به صفر، نسبت گردابه برابر4 مناسب دانسته شده‌است که در موتور دیزل ملی به دلیل محدودیت‌های موجود بیشتر از مقدار 3.3 برای این نسبت درنظر گرفته نشده‌است. تغییرات کم اکسید نیتروژن با افزایش نسبت گردابه نیز به این دلیل است که دمای بیشینه محفظه احتراق با افزایش نسبت گردابه تغییر زیادی نکرده است. این نکته در شکل 18 مشخص است. در شکل 20 نیز می‌توان ملاحظه کرد که تقویت نسبت گردابه تأثیر چندانی بر فشار مؤثر متوسط ایجاد نکرده است.

6- مقایسه روش‌های یونیباس و سینتیک تعدیل یافته

از نتایج حاصله می‌توان دریافت هرکدام از دو روش بررسی شده درکنار مزایا و معایبی که دارند توانسته‌اند دو آلاینده دوده و اکسید نیتروژن را در موتور دیزل سبک ملی درجهت دستیابی به استاندارد آلایندگی یورو6 بطور قابل-ملاحظه‌ای کاهش دهند. با انجام یک مقایسه بین دو روش بررسی شده می-توان دریافت که استفاده از راهبرد به تعویق انداختن پاشش در قیاس با پیش‌اندازی می‌تواند به میزان بیشتری از تولید اکسید نیتروژن بکاهد. اما سطح دوده در این روش در مواردی حتی از حالت پایه هم بالاتر است. با کمک روش‌های مبتنی بر پیش‌اندازی پاشش می‌توان به احتراق بدون دوده بیشتر نزدیک شد. کما این‌که در حالت UNBS6 مقدار بسیار پایین 0.0018 g/kW.h دوده حاصل شده‌است. میانگین بیشینه دمای احتراق در روش سینتیک تعدیل یافته کمتر از روش احتراق حجمی یکنواخت است. به همین دلیل میانگین تولید اکسیدهای نیتروژن در این روش نیز کمتر است.

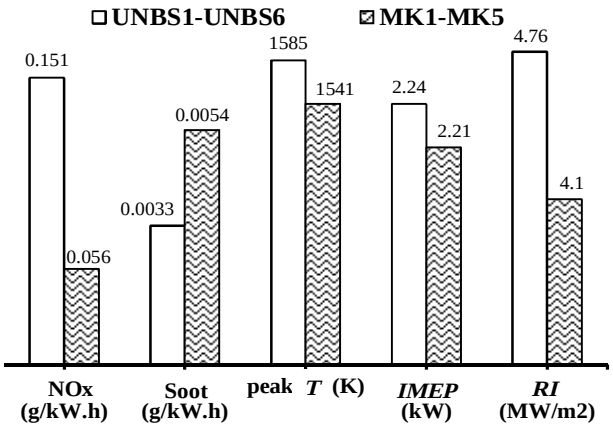

Fig. 25 Comparison of average values of different parameters in MK1-5 as Modulated kinetic cases with UNBS1-6 as Unibus combustion (*EGR*=40%, P_{TC} =1.4 bar, equivalence ratio = 0.71 and swirl ratio = 1.8) 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل 25 مقایسه مقادیر میانگین کمیت‌های مختلف حالات UNBS1 تا UNBS6 بعنوان روش احتراق حجمی یکنواخت با حالات MK1 تا MK5 بعنوان سینتیک تعدیل یافته (*EGR*=40% و P_{TC} =1.4 bar و نسبت هم‌ارزی برابر 0.71 و نسبت گردابه برابر 1.8) در 1730 د.د.د. بار جزیی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

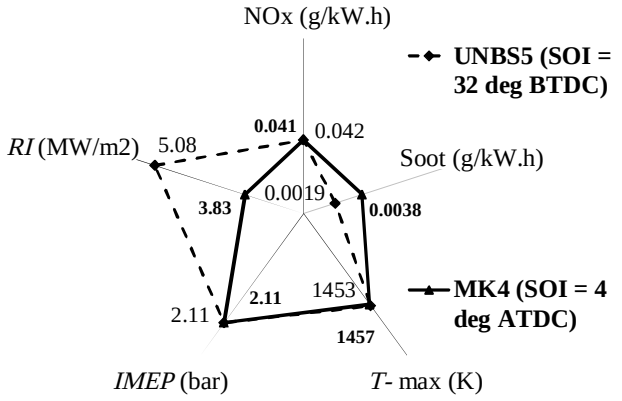

Fig. 26 Comparison of various parameters of UNBS5 with MK4 (*EGR*=40%, P_{TC} =1.4 bar, equivalence ratio = 0.71 and swirl ratio = 1.8) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل26 نمودار کمیت‌های مختلف در دو حالت UNBS5 و MK4 (*EGR*=40% و P_{TC} =1.4 bar و نسبت هم‌ارزی برابر 0.71 و نسبت گردباده برابر 1.8) در 1730 د.د.د. بار جزیی

میانگین توان تولیدی در روش سینتیک تعدیل یافته قدری از روش احتراق حجمی یکنواخت کمتر است. مقادیر میانگین کمیت‌های مختلف برای شش حالت ابتدایی یونیباس در قیاس با پنج حالت ابتدایی روش سینتیک تعدیل یافته که در همه آنها تنها زاویه پاشش تغییر کرده است، در شکل25 آمده است. شکل26 نتایج حاصل از شبیه سازی دو حالت MK4 و UNBS5 را با یکدیگر مقایسه کرده است. در هر دو حالت فشار پرخوران، میزان ازگردانی گازهای خروجی و نسبت گردباده یکسان بوده‌است و تنها زاویه پاشش آن‌ها با یکدیگر فرق دارد.

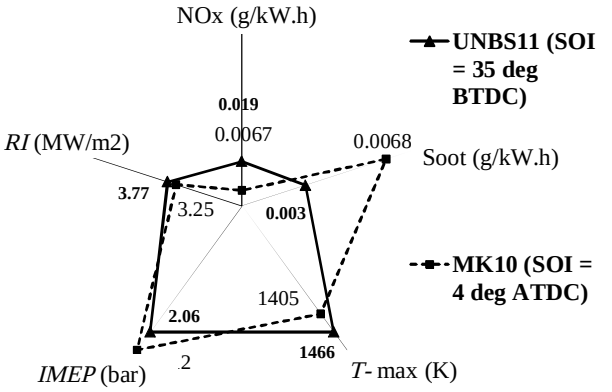

Fig. 27 Comparison of various parameters of UNBS11 with MK10 (*EGR*=50%, P_{tc} =1.58 bar, equivalence ratio = 0.71 and swirl ratio = 1.8) at 1730 rpm engine speed and part load condition

شکل 27 نمودار کمیت های مختلف در دو حالت UNBS11 و MK10 (*EGR*=50% و P_{TC} =1.58 bar و نسبت هم‌ارزی برابر 0.71 و نسبت گردباده برابر 1.8) در 1730 د.د.د. بار جزیی

قیاس نتایج دو حالت MK9 و UNBS10 نیز در شکل27 به نمایش درآمده است. در این شکل‌ها کمیت RI[1] معیاری است از میزان کوبش یا ضربه ایجاد شده که مقدار آن از رابطه (1) محاسبه شده است.

7- خلاصه و نتیجه‌گیری

در این مقاله کوشش شد تا به‌کمک شبیه‌سازی، دو روش مختلف دستیابی به احتراق کم‌دما در موتور دیزل سبک ملی به منظور ارتقا سطح آلایندگی این موتور تا سطح استاندارد یورو6 امکان‌سنجی شوند. یکی از این روش‌ها، احتراق حجمی یکنواخت (UNIBUS) مبتنی بر پیش‌اندازی پاشش و دیگری، روش سینتیک تعدیل یافته (MK) مبتنی بر پس‌اندازی پاشش است. با شبیه‌سازی و مقایسه حالات مورد بررسی نتایجی حاصل شد که مختصرا به برخی از آن‌ها اشاره می‌شود:

الف) افت بیشینه دمای احتراق و در نتیجه کاهش آلاینده اکسید نیتروژن در روش سینتیک تعدیل یافته بیشتر از روش احتراق حجمی یکنواخت است. میزان تولید این آلاینده در حالت‌های مختلف سینتیک تعدیل یافته بطور میانگین حدود یک سوم میزان تولید شده در روش احتراق حجمی یکنواخت است.

ب) تولید دوده در روش سینتیک تعدیل یافته بیشتر شد و دلیل آن هم عدم نفوذ هوا به داخل هسته فواره سوخت پیش از شروع احتراق است. زیرا فرصت چندانی بین شروع پاشش و شروع احتراق وجود ندارد. افزایش نسبت گردباده می‌تواند در فروپاشی زودتر فواره سوخت و ترکیب آن با هوا و نهایتا کاهش دوده نقش تأثیرگذاری را ایفا کند.

ج) با بکارگیری هردو روش از فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری چرخه قدری کاسته خواهد شد اما این میزان افت IMEP بطور میانگین در روش سینتیک تعدیل یافته اندکی بیشتر است(بطور میانگین حدود 4 درصد).

د) با توجه به رابطه (1) به عنوان معیاری برای تخمین شدت کوبش، *RI*، برای چند حالت مختلف محاسبه شد. مقدار این کمیت در روش احتراق حجمی یکنواخت نسبت به احتراق با سینتیک تعدیل یافته بیشتر است. زیرا با محترق شدن یکباره یک مخلوط نسبتا همگن بطور سراسری و نه مبتنی بر شعله نفوذی، گرما بصورت آنی‌تر آزاد می‌شود که به خیزش ناگهانی نمودار فشار درون سیلندر منجر می‌گردد و این امر صدا و لرزه بیشتر و نیز ایجاد ضربه و نهایتا کاهش عمر و کیفیت کارکردی موتور را به همراه دارد.

8- تقدیر و تشکر

نویسندگان این مقاله بدین وسیله تشکر و قدردانی خود را از شرکت تحقیقات موتور ایران‌خودرو- ایپکو، به خصوص آقایان مهدی بالو و امیرحسین پریور به دلیل همکاری صمیمانه و در اختیار قرار دادن داده‌های آزمایشگاهی، ابراز می‌دارند.

9- مراجع

[1] *Cars and Light Trucks*, Accessed on January 2015; http//www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php.
[2] M. A. Azim, Future prospects of low compression ignition engines, *Journal of The Institution of Engineers (India)*, Vol. 95, No. 1, pp. 25–30, 2014.
[3] J. E. Dec, Advanced compression-ignition engines - understanding the in-cylinder processes, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, No. 2, pp. 2727–2742, 2010.
[4] S. He, B.-G. Du, L.-Y. Feng, Y. Fu, J.-C. Cui, and W.-Q. Long, A numerical study on combustion and emission characteristics of a

1- Ringing intensity

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]

medium-speed diesel engine using in-cylinder cleaning technologies, *Energies*, Vol. 8, No. 5, pp. 4118–4137, 2015.

[5] J. Eng, Characterization of pressure waves in HCCI combustion, *SAE Technical Paper*,No. 1-2859, 2002.

[6] Y. Yang, J. E. Dec, Boosted HCCI for high power without engine knock and ultera low *NOx* emission- using conventional gasoline, *SAE International Journal of Engines*, Vol. 3,No. 1, pp. 750–767, 2010.

[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, Feb 5-7, 2014. (in Persian فارسی).

[8] G. Zamboni and M. Capobianco, Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine, *Applied Energy*, Vol. 94, pp. 117–128, 2012.

[9] S. Han and C. Bae, The influence of fuel injection pressure and intake pressure on conventional and low temperature diesel combustion, *SAE Technical Paper*,No. 1-1721, 2002.

[10] Ö. Andersson and P. C. Miles, Diesel and diesel LTC combustion, *Encyclopedia of Automotive Engineering*, 2014.

[11] M. Zheng, X. Han, G. T. Reader, Empirical studies of EGR enabled diesel low temperature combustion, *Automotive Safety and Energy*, Vol. 1, No. 3, pp. 219–228, 2010.

[12] P. Brijesh, A. Chowdhury, and S. Sreedhara, Effect of ultra-cooled EGR and retarded injection timing on low temperature combustion in CI engines, *SAE Technical Paper*,No 1-0321, 2013.

[13], B. Yin, J. Wang, K. Yang, and H. Jia, Optimization of EGR and split injection strategy for light vehicle diesel low temperature combustion, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 15, No. 7, pp. 1043–1051, 2014.

[14] R. J. HO, M. Z. Yusoff, K. Palanisamy, Trend and future of diesel engine: development of high efficiency and low emission low temperature combustion diesel engine, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 16, No. 1, 2013.

[15] C. Arcoumanis, T. Kamimoto, *Flow and Combustion in Reciprocating Engines*, pp. 360-364, Berlin: Springer, 2009.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.43.2]