

## به کارگیری ضریب همگنی جهت ارزیابی تاثیرات مشخصه‌های پیش‌پاشش سوخت بر کیفیت فرایند اختلاط سوخت و هوا و نحوه عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا پر خوران

رئوف مبشری<sup>۱\*</sup> و مهدی صدیق<sup>۲</sup>

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه حضرت آیت‌الله‌العظمی بروجردی (ره)، بروجرد، r.mobasheri@abru.ac.ir

۲- کارشناس، مهندسی مکانیک، دانشگاه حضرت آیت‌الله‌العظمی بروجردی (ره)، بروجرد، MahdiSeddiq@gmail.com

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۵/۱۲/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۶/۸/۱۵، پذیرش: ۹۶/۸/۱۷)

**چکیده:** تاثیرات همزمان میزان سوخت پیش‌پاشش و زمان‌بندی پیش‌پاشش بر فرایند اختلاط سوخت و هوا، عملکرد موتور و مقدار آلاینده‌های تولیدی در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا پر خوران بررسی شده است. برای این منظور، از پارامتر اصلاح‌شده‌ای با نام «ضریب همگنی» به‌عنوان معیاری جدید در ارزیابی کیفیت فرایند اختلاط سوخت و هوا بهره برده شده است. ابتدا، نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی مقایسه شده است و تطابق مناسبی برای پیش‌بینی مقادیر فشار داخل سیلندر، میزان حرارت آزادشده و مقادیر آلاینده‌های تولیدی حاصل شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد مقدار سوخت پیش‌پاشش تاثیرات به‌مراتب بیشتری بر کیفیت اختلاط سوخت و هوا در مقایسه با زمان‌بندی پیش‌پاشش سوخت دارد، به‌نحوی که با جلوانداختن زمان پیش‌پاشش سوخت، بیشینه مقدار «ضریب همگنی» در زمانی سریعتر حاصل شده و مدت زمان بیشتری برای ایجاد مخلوطی همگن تر جهت اشتعال فراهم خواهد شد.

**کلیدواژگان:** موتور اشتعال تراکمی، ضریب همگنی، پیش‌پاشش، عملکرد موتور، آلاینده‌گی

### مقدمه

موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا<sup>۱</sup> به‌دلایل زیادی از قبیل بازده گرمایی بالا، دوام و پایداری، حجم بالای توان تولیدی، مصرف سوخت کمتر و همچنین میزان بسیار کم آلاینده‌گی‌های خروجی مونوکسیدکربن و دی‌اکسیدکربن، نسبت به موتورهای گازی و بنزینی، در زمینه خودروسازی بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند [۱]. به‌علت خصوصیات شیمیایی نوع سوخت مورد استفاده در موتورهای اشتعال تراکمی و همچنین اینکه فرایند احتراق در این گونه موتورها با دمای زیادی همراه است، آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن قابل توجهی تشکیل خواهد شد که به‌عنوان دو عامل نگران‌کننده در استفاده از این گونه موتورها به‌شمار می‌روند. به‌دلیل وجود رابطه پیچیده میان تشکیل شدن دو آلاینده دوده<sup>۲</sup> و اکسیدهای نیتروژن (NOx)، کنترل و کاهش همزمان هر دو آلاینده فرایندی دشوار و پیچیده است [۲].

در طی سال‌های گذشته، به‌منظور کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده در موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم، راهکارها و روش‌های زیادی توسط محققین زیادی بررسی و به‌کار گرفته شده است که می‌توان به پاشش سوخت با

1. High Speed Direct Injection Diesel Engine  
2. Soot

فشار بالا [۳]، استفاده از پاشش‌های چندمرحله‌ای (پیش‌پاشش و پس‌پاشش) [۴،۵]، تغییر در زاویه پاشش سوخت [۶]، تغییر در نرخ پاشش [۷]، تغییر در هندسه کاسه پیستون [۸-۱۰]، بازخورانی گازهای خروجی [۱۱] و غیره اشاره کرد. استفاده از راهکار پاشش‌های چندمرحله‌ای این امکان را می‌دهد تا سوخت طی دو تا چند مرحله درون محفظه احتراق پاشیده شود و یکی از روش‌های موثر برای کاهش سطح آلاینده‌گی در موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم به‌شمار می‌رود. در پاشش چندمرحله‌ای، به مرحله اول پاشش، که حدوداً ۱۵ درصد یا کمتر از مقدار کل سوخت در هر چرخه را به خود اختصاص می‌دهد، پیش‌پاشش می‌گویند. با این حال، میزان تاثیرگذاری مثبت استفاده از پیش‌پاشش، به‌طور قابل ملاحظه‌ای، به دو مشخصه مهم پیش‌پاشش، یعنی میزان سوخت و زمان‌بندی آن، وابسته است.

فراری و آمبروسیو [۱۲]، در پژوهش تجربی خود، تاثیرات استفاده از پیش‌پاشش دوگانه را بر صدای احتراق موتور، میزان آلاینده‌گی و مصرف سوخت یک موتور اشتعال تراکمی مطالعه کرده‌اند. نتایج حاصل از پژوهش‌های آن‌ها نشان داده است که استفاده از راهبرد پاشش سه‌مرحله‌ای (پیش‌پاشش دومرحله‌ای همراه با پاشش اصلی) در شرایط کارکردی بار سبک، دور پایین منجر به افزایش بیشتر فشار فرایند احتراق، کاهش بیشینه نرخ رها سازی گرما، کاهش مصرف سوخت و همچنین کاهش در زمان تاخیر در اشتعال شده است. علاوه بر این، آن‌ها گزارش داده‌اند که استفاده از پاشش دوگانه در شرایط کارکردی بار و سرعت متوسط باعث کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن می‌شود، ولی افزایش آلاینده دوده و صدای احتراق از معایب استفاده از این راهبرد پاششی است. سو و لین [۱۳] یادآوری کرده‌اند، برای کنترل و کاهش سطح آلاینده‌گی و همچنین بهره‌وری بهینه موتور، مقدار سوخت پیش‌پاشش باید متناسب با دور و بار موثر موتور باشد.

مبشری و همکاران [۱۴] تاثیرات استفاده از انواع راهبردهای پاشش سوخت را بر عملکرد و میزان آلاینده‌های تشکیل شده خروجی یک موتور احتراق تراکمی پاشش مستقیم بررسی کرده‌اند. آن‌ها گزارش داده‌اند که استفاده از پیش‌پاشش به‌همراه پاشش اصلی بهینه دارای تاثیر مثبت بر فرایند احتراق است که باعث می‌شود تا رها سازی گرمای حاصل از پاشش سوخت طی دو مرحله انجام شود و در نتیجه باعث کاهش دمای احتراق و همچنین کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن شود. طبق نتایج آن‌ها، اختصاص دادن میزان مناسبی سوخت به مرحله پیش‌پاشش به‌همراه استفاده از راهبرد بازخورانی گازهای خروجی منجر به کاهش آلاینده‌گی دوده شده، بدون آنکه اکسیدهای نیتروژن افزایشی داشته باشند. تروبا و همکاران [۱۵]، در پژوهش مشابه دیگری، تاثیرات استفاده از پیش‌پاشش و زمان‌بندی پاشش آن را با استفاده از دستگاه‌های اندازه‌گیری نوری و مدل‌سازی‌های سه‌بعدی بررسی کرده‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند زمان‌بندی پیش‌پاشش تاثیر بسزایی بر تشکیل و بهبود فازهای مایع و گازی درون سیلندر دارد.

در یک پژوهش تجربی، جون و پارک [۱۶] تاثیرات استفاده از پیش‌پاشش را بر دمای احتراق و آلاینده‌گی دوده با دو نوع سوخت دیزل و بیودیزل بررسی کرده‌اند. نتایج تجربی نشان داده است، با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش، دمای احتراق کاهش یافته است. آن‌ها، همچنین، اشاره کرده‌اند، با مقایسه میان احتراق سوخت دیزل و زیست‌دیزل، دمای حاصل از احتراق زیست‌دیزل بیشتر بوده و همچنین آلاینده دوده کمتری نیز در مقایسه با احتراق دیزل حاصل شده است.

به‌طور معمول، استفاده از پیش‌پاشش راهبرد مناسبی برای کنترل و کاهش تشکیل آلاینده‌گی است، ولی، با این حال، میزان سوخت پیش‌پاشش، دوره و زمان‌بندی پاشش آن تاثیر با اهمیتی بر تشکیل آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن دارد [۱۷]. تاثیرات استفاده همزمان از پیش‌پاشش و پاشش‌های چندمرحله‌ای در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم توسط مبشری و همکاران بررسی شده است [۱۸]. آن‌ها گزارش داده‌اند که اختصاص دادن میزان حدوداً ۰/۵ درصد از کل سوخت به مرحله پیش‌پاشش، به‌همراه پاشش حدود ۲۵ درصد از سوخت در هر چرخه دوم، باعث کاهش دوره تاخیر در اشتعال شده است و همچنین دمای احتراق و میزان اکسیدهای نیتروژن به‌دنبال این راهبرد پاششی کاهش یافته و با این حال تاثیری در میزان سطح آلاینده‌گی دوده نداشته است. آن‌ها، همچنین، گزارش داده‌اند که افزایش تعداد مراحل پاشش

سوخت در هر چرخه (بیش از چهار یا پنج پاشش در هر چرخه) می‌تواند تاثیر بسزایی در کاهش میزان آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن داشته باشد، ولی افزایش میزان مصرف سوخت موتور نیز یکی از معایب استفاده این راهبرد پاششی است. مدت‌های زیادی است که مشخص شده است کیفیت احتراق در موتورهای استعال تراکمی به‌طور غیر قابل انکاری به فرایند ترکیب سوخت و هوای درون محفظه احتراق بستگی دارد [۱۹]. پاشش سوخت با فشارهای بالا و همچنین استفاده از راهبردهای پاشش چندمرحله‌ای سوخت، طبق آنچه که در بالا به آن اشاره شده، استفاده شده است تا سطح ترکیب سوخت و هوا و همچنین فرایند جدایش قطرات سوخت درون محفظه احتراق بهبود یابد.

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، تاثیرات استفاده از پاشش‌های جداگانه با دو مرحله پاشش (پیش‌پاشش و پاشش اصلی) بر عملکرد و میزان آلاینده‌های خروجی موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم به‌طور گسترده‌ای مطالعه شده است. این کار پژوهشی تمرکز خود را بر مطالعه عددی تاثیرات همزمان میزان سوخت پیش‌پاشش و زمان‌بندی پاشش بر تشکیل آلاینده‌های خروجی موتور (اکسیدهای نیتروژن و دوده) و عملکرد موتور (توان داخلی و مصرف سوخت) قرار داده است. به همین منظور، یک پارامتر اصلاح‌شده با نام ضریب همگنی<sup>۱</sup>، که سطح کیفیت ترکیب سوخت و هوا را بررسی می‌کند، در این مطالعه استفاده شده است تا ابزاری سودمند برای بررسی فرایند احتراق و همچنین تشکیل آلاینده‌ها و در آخر بررسی توان موتور با استفاده از این پارامتر باشد. این پژوهش، به‌طور کلی، از دو قسمت اصلی تشکیل شده است. قسمت اول تحقیق به صحت‌سنجی نتایج تجربی و عددی اختصاص داده شده است. به دنبال آن نتایج حاصل از ۹ راهبرد مختلف پاشش سوخت بررسی می‌شود.

### شبکه محاسباتی و الگوهای به‌کاررفته

در پژوهش حاضر، شبکه محاسباتی برای انجام مطالعه حاضر توسط نرم‌افزار دینامیک سیال محاسباتی AVL ESE ایجاد شده است [۲۰]. به دلیل مکان هندسی متقارن سامانه پاشش سوخت و قرارگیری آن در مرکز سرسیلندر و همچنین به دلیل وجود ۶ سوراخ در سامانه پاشش، محاسبات بر روی یک قطاع ۶۰ درجه صورت پذیرفته است. سطح کاسه پیستون‌ها برای انجام محاسبات انتقال حرارت دقیق‌تر با سه لایه یکنواخت و سراسری شبکه‌بندی شده است. به منظور محاسبه و شبیه‌سازی دقیق‌تر فرایند احتراق، شبیه‌سازی با گام ۰/۵ درجه صورت گرفته است. جهت بررسی استقلال نتایج از شبکه، برای شکل پایه محفظه احتراق ۳ شبکه محاسباتی با میانگین اندازه نواحی سه‌بعدی متفاوت در نظر گرفته شد که در شکل ۱ نشان داده شده‌اند. شکل ۲ تاثیر تعداد بلوک‌های شبکه محاسباتی را بر روند میانگین فشار درون سیلندر نشان می‌دهد. طبق شکل ۲، مشاهده می‌شود، برای شبکه محاسباتی با میانگین اندازه ۶ میلی‌متر، نتایج به‌دست آمده شبیه‌سازی شده مستقل از تاثیر تعداد نواحی سه‌بعدی است. به همین سبب، برای انجام شبیه‌سازی‌های این پژوهش از این شبکه محاسباتی استفاده شده است.

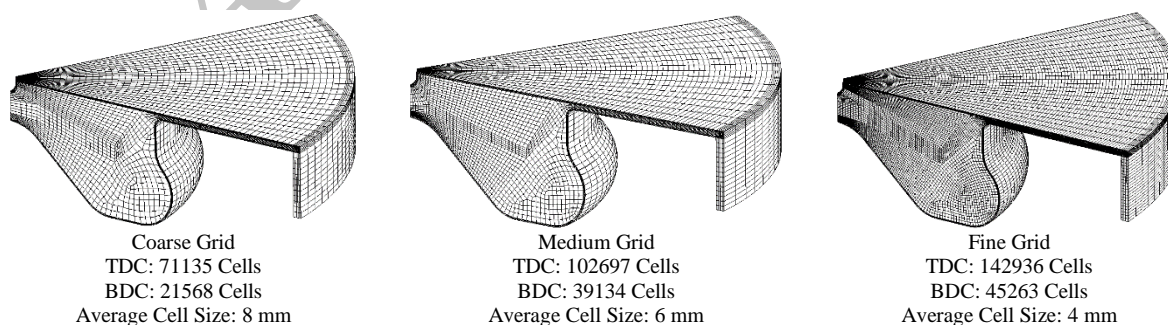


Figure 1- Computational grids at TDC  
شکل ۱- شبکه‌های محاسباتی در نقطه مکث بالا

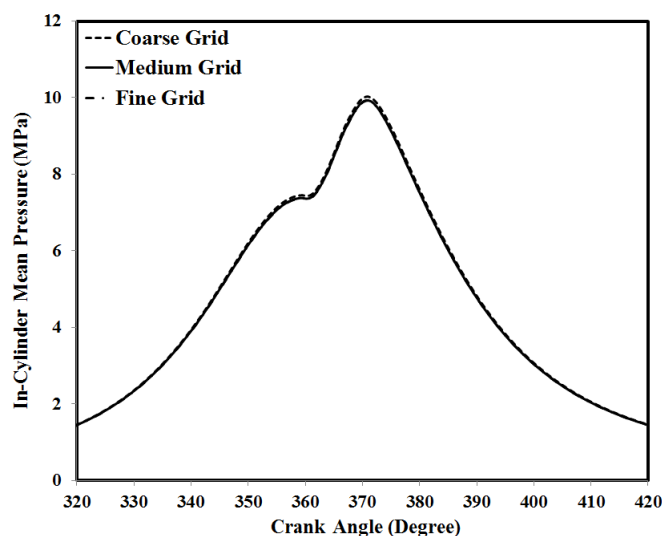


Figure 2- The effects of number of computational cells on In-cylinder mean pressure trend  
 شکل ۲- تاثیرات تعداد بلوک‌های شبکه محاسباتی بر روند میانگین فشار درون سیلندر

تعیین مقدار متوسط نرخ واکنش‌های شیمیایی اشتعال مسئله مهمی در شبیه‌سازی عددی فرایندهای سینتیک شیمیایی است، زیرا در این فرایندها توابع غیرخطی بسیاری برای تعیین مقادیر محلی دما و تراکم گونه‌ها وجود دارد. در مطالعه حاضر از الگوی شعله پیوسته (CFM)<sup>۱</sup> استفاده شده است [۲۰]. این الگوی اشتعالی برپایه نظریه فلیمیت<sup>۲</sup> استوار است و بیان می‌کند که شعله متلاطم متشکل از مجموعه‌ای از فلیمیت‌های آرام است. مقیاس‌های زمانی و طولی در ناحیه واکنش، کمتر از مقیاس‌های طولی و زمانی تلاطمی شعله در حال انتشار فرض شده‌اند. یکی از ابزارهای محاسباتی قدرتمند این الگوی اشتعالی الگوی اشتعال پیوسته گسترش‌یافته سه‌ناحیه‌ای (ECFM-3Z)<sup>۳</sup> است که در مطالعه حاضر از این الگو بهره برده شده است [۲۱]. الگوی اشتعال پیوسته گسترش‌یافته سه‌ناحیه‌ای سه ناحیه اشتعالی را معرفی می‌کند که عبارت‌اند از ناحیه خوداشتعالی، ناحیه اشتعال پیش‌آمیخته و ناحیه اشتعال غیرپیش‌آمیخته شده که این الگوی تکامل‌یافته این سه ناحیه اشتعال را از یکدیگر تمیز می‌دهد [۲۲]. همچنین، در مطالعه حاضر، از الگوی خوداشتعالی شل<sup>۴</sup> استفاده شده است. پیش‌واکنش‌های فرایند خوداشتعالی براساس ترکیب پیش‌آمیخته سوخت و هوا محاسبه می‌شوند. خوداشتعالی ناحیه‌ای به‌دنبال اشتعال پیش‌آمیخته، که ترکیبی از سوخت، هوا و گازهای باقی‌مانده از چرخه قبلی است، اتفاق می‌افتد و بازه زمانی آن بین شروع پاشش سوخت و خوداشتعالی است. ناحیه سوم یکی از نواحی سه‌گانه شعله در حال انتشار است و حد واصل میان سوخت و عامل اکسیدکننده است. واکنش‌های شیمیایی سوخت در این ناحیه به‌وقوع می‌پیوندند. تاخیر در اشتعال تحت تاثیر عواملی همچون دمای ناحیه‌ای، فشار، نسبت سوخت به هوا و میزان گازهای باقی‌مانده از چرخه قبل است.

مرحله تبخیر و اختلاط و به‌ویژه آهنگ اختلاط سوخت به‌عنوان یک عامل بحرانی و تعیین‌کننده در موتور اشتعال تراکمی مطرح است و مراحل اولیه اشتعال به‌شدت تحت تاثیر این فرایند قرار می‌گیرند. الگوهای اختلاطی زیادی وجود دارد که در این مطالعه نرخ مخلوط مهارشده واکنش برحسب مقیاس زمانی آشفستگی  $k_{-f}$  استفاده شده که توسط هانجلیک و همکاران توسعه داده شده است [۲۳]. این الگو براساس اصل وارفتگی بیضوی داربین<sup>۵</sup> بنا شده که برای حل معادلات مورد نظر از آهنگ مقیاس سرعت  $\zeta = \frac{\bar{v}^2}{k}$  به جای  $\bar{v}^2$  بهره گرفته شده است [۲۰]. یک مقیاس سرعت و  $k$  نیز انرژی سینتیکی اختلاط است. از

1. Coherent Flame Model  
 2. Flamelet  
 3. 3-Zone Extended Coherent Flame Model  
 4. Shell Auto-ignition Model  
 5. Durbin's elliptic relaxation

مزایای استفاده از این الگو می‌توان به اهمیت آن در ناحیه سامانه افشانه سوخت اشاره کرد که شرایط مرزی دیواره‌ای در آن بسیار تاثیرگذار است. در مقایسه با الگوی آشفستگی  $k-\epsilon$ ، استفاده از الگوی اشاره شده با ۱۵ درصد افزایش در زمان محاسبات همراه است.

در راستای شبیه‌سازی سامانه پاشش سوخت و همچنین گردافشانی اولیه و ثانویه ذرات سوخت در مطالعه حاضر، از مدل شکست ذرات سوخت KH-RT<sup>۱</sup> استفاده شده است که با ذکر جزئیات بیشتر در منابع [۲۵، ۲۴] شرح داده شده است. در این مدل، کلوین-همهولتز (KH) موج‌های سطحی و ریلی-تیلور (RT) اغتشاشات باید به‌طور مداوم و پیاپی در رقابت با هم باشند تا فرآیند واپاشی قطرات سوخت رخ دهد. مدل کلوین-همهولتز برای سرعت‌های نسبی بالا و محیط‌هایی با چگالی زیاد مناسب‌تر است. مکانیزم ریلی-تیلور این گونه است که کاهش سریع سرعت قطرات باعث رشد امواج سطحی در نقطه آرام قطره سوخت پاشیده شده می‌شود.

در پژوهش حاضر، برای شبیه‌سازی برخورد ذرات سوخت، از الگوی نوردین استفاده شده است [۲۶]. این الگو بهینه‌شده الگوی اورورک است که در این الگو، برخلاف الگوهای دیگر، نتایج مستقل از تاثیر تعداد بلوک‌هاست. طبق الگوی نوردین، برخورد میان دو ذره زمانی اتفاق می‌افتد که مدارهای آن‌ها از وسط قطع شود و نقطه تقاطع دو ذره در یک زمان و در مرحله ادغام پاشش به هم برسند [۲۰].

زمانی که گام زمانی محاسبات بزرگ‌تر از زمان همبستگی آشفستگی باشد، ذره پاشیده شده از بیش از یک گرداب آشفستگی می‌گذرد. پس، به همین دلیل، بیش از یک سرعت نسبی آشفستگی خواهد داشت. با توجه به حالت بیان شده، سرعت نوسانی دیگر در خلال چرخه ادغام زمانی ثابت نخواهد بود. در این مطالعه، از الگوی اورورک، برای بررسی و شبیه‌سازی پراکندگی آشفستگی ذرات پاشیده شده، استفاده شده است [۲۷]. در این الگو، به جای کاهش گام زمانی پاشش، نوسانات ذرات صفر در نظر گرفته می‌شود، اما، در هر گام زمانی محاسباتی، مکان و سرعت جدید ذره محاسبه می‌شود [۲۰].

چگونگی برخورد ذرات مایع با دیواره می‌تواند نقش مهم و اساسی در یک موتور احتراق تراکمی و یا اشتعال جرقه‌ای ایفا کند و این مسئله، زمانی که موتور مورد نظر دارای استوانه‌هایی با قطر کم است، بسیار تاثیرگذار خواهد بود، زیرا فاصله میان سامانه پاشش و کاسه پیستون بسیار کم خواهد بود و سهم بسیاری از سوخت با دیواره برخورد خواهد کرد که هنوز تبخیر و یا گردافشانی نشده است. این موضوع، فرایند احتراق را بسیار تحت تاثیر قرار می‌دهد، زیرا احتراق ناقص سوخت در ناحیه نزدیک به دیواره باعث افزایش تشکیل آلاینده‌هایی چون دوده و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. رفتار قطره، در هنگام و پس از برخورد با دیواره، بستگی به چندین پارامتر مهم از قبیل سرعت قطره، قطر، خصوصیات قطره، زبری سطح دیواره و دمای دیواره دارد. در این مطالعه، برای شبیه‌سازی و بررسی برخورد ذرات به دیواره، از الگوی اورورک و آمسدن استفاده شده است [۲۸]. در این الگو، به جای استفاده از پارامتر بی بعد  $K$ ، نویسندگان آن از عدد ماخ پاشیده شدن  $E$  استفاده کرده‌اند. این الگو را نیز می‌توان به همراه الگوی غشای دیواره استفاده کرد.

علاوه بر الگوهای تعریف شده در بالا، برای اصلاح سرعت پاشش و قطر ذرات سوخت در آغازین لحظات شروع پاشش سوخت در خلال خللازیی از الگوی سامانه پاشش<sup>۲</sup> استفاده شده است که تنها با دانستن چند پارامتر، از قبیل دبی جرمی، هندسه قطر، نسبت شعاع ورودی به قطر هندسی و نسبت طول مجرای پاشش به قطر هندسی، الگوی مورد نظر می‌تواند با یک تحلیل یک‌بعدی جریان درون سوراخ پاشش را تحلیل کند.

تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن در موتورهای احتراق تراکمی به سه فرایند متفاوت بستگی داشته که عبارت‌اند از: NO گرمایی، NO سریع و NO سوخت [۲۹]. در موتورهای احتراق تراکمی اغلب فرایند سوم (NO سوخت) را نادیده گرفته که دلیل آن مقدار ناچیز نیتروژن موجود در ترکیب سوخت است. شبیه‌سازی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن معمولاً بر مبنای

1. Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor  
2 Diesel Nozzle Flow

فرآیند NO گرمایی است و از الگوی گسترش یافته زلدوویچ در این تحقیق استفاده شده است. این الگو بر پایه فرضیه تعادل شیمیایی استوار است و بیان می‌کند که تنها اتم نیتروژن N به‌عنوان گونه حد واسط واکنش شیمیایی این سینتیک در نظر گرفته شده است. فرآیند NO سریع اشاره به گاز N<sub>2</sub> و واکنش آن با C، CH و CH<sub>2</sub>، که گونه‌های موجود در سوخت‌اند، دارد. در سوخت‌هایی که حاوی نیتروژن بوده فرآیند سوم (NO سریع) کمتر رخ می‌دهد. برای سوخت‌هایی مانند سوخت‌های زیستی، که معمولاً با دمای کمتری فرآیند اشتعال را سپری می‌کنند، NO سریع می‌تواند دلیل اصلی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن باشد [۳۰].

تشکیل آلاینده دوده و سیر تشکیل آن در طول فرآیند احتراق تحت تاثیر واکنش‌های فیزیکی و شیمیایی زیادی است که طی یک میلیونیم ثانیه اتفاق می‌افتند. سازوکار آلاینده دوده، به‌سبب دلایل زیادی از قبیل تعداد زیاد گونه‌های اصلی تشکیل دهنده سوخت، سازوکار پیچیده اشتعال و همچنین فعل‌وانفعالات ناهمگن در حین تشکیل این آلاینده، شبیه‌سازی این فرآیند را مشکل کرده است [۳۱]. در مطالعه حاضر، برای بررسی تشکیل و اکسایش دوده از الگوی کندی-هیرویاسو-مگنوسن [۳۲] استفاده شده است.

### ضریب همگنی

کیفیت ترکیب در موتورهای اشتعال تراکمی یکی از اساسی‌ترین و تعیین‌کننده‌ترین پارامترها در کنترل اشتعال، احتراق پیش‌آمیخته و احتراق ترکیب کنترل شده است، به‌ویژه برای بازده تبدیل انرژی و میزان خروجی آلاینده‌هایی چون مونوکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته، اکسیدهای نیتروژن و دوده. تاکنون، در زمینه توسعه و پژوهش موتورهای اشتعال تراکمی، هیچ روش و راهبردی وجود نداشت تا بتوان به کمک آن کیفیت ترکیب سوخت و هوا را تعیین کرد. اگرچه تشریح کیفی نتایج کیفیت ترکیب می‌تواند در راستای ارزیابی کیفیت ترکیب و مطالعه تاثیرات آن بر اشتعال، احتراق سوخت و آلاینده‌گی کمک کند، اما تشریح کمی نتایج برای ارزیابی دقیق‌تر کنترل ترکیب و احتراق، به‌ویژه در موتورهای PCCI و HCCI، برای اندازه‌گیری میزان ترکیب سوخت و هوا، می‌تواند بسیار مفیدتر واقع شود. ناندها و همکاران [۳۳]، اولین بار، از پارامتر درجه ناهمگنی استفاده کرده‌اند که رابطه آن به شرح زیر است. در جدول ۱، پارامترهای استفاده شده در روابط زیر توضیح داده شده‌اند:

$$DOH(\theta) = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{N_{cells}} (\varphi_i - \varphi_0)^2 \delta m_i}{M}}}{\varphi_0} \quad (1)$$

جدول ۱- پارامترهای تعریفی در روابط

Table 1- Description of parameters used in the formulas

DOH	Degree of Heterogeneity
$\varphi_i$	equivalence ratio in the computational cell i
$\varphi_0$	overall average equivalence ratio of total mixture
$N_{cells}$	total number of computational cells
$\delta m_i$	mass of the mixture in the computational cell i
M	mass of total mixture
$AFR_{st}$	stoichiometric air-fuel ratio
HeterF ( $\theta$ )	Heterogeneity Factor
HF( $\theta$ )	Homogeneity Factor

تعریف بالا از ضریب ناهمگنی در واقع انحراف استاندارد نسبت هم‌ارزی نرمال شده توسط نسبت هم‌ارزی کل را نشان می‌دهد. دو فرمول زیر نیز برای محاسبه میانگین نسبت هم‌ارزی کل ترکیب سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق و جرم کل ترکیب سوخت و هوای درون محفظه احتراق استفاده شده‌اند.

1. Kennedy/Hiroyasu/Magnussen
2. Premixed Charge Compression Ignition
3. Homogeneous Charge Compression Ignition

$$\varphi_0 = \frac{\sum_{i=0}^{N_{\text{cells}}} \varphi_i \delta m_i}{M} \quad (2)$$

$$M = \sum_{i=0}^{N_{\text{cells}}} \delta m_i \quad (3)$$

روابط بالا تعریفی از پارامتر درجه ناهمگنی است که توسط ناندھا و همکاران برای اولین بار استفاده شده است. در واقع این روابط بیانگر انحراف استاندارد نسبت هم‌ارزی است که توسط نسبت هم‌ارزی کل نرمالیزه شده است. طبق موضوع پژوهش حاضر، که در قسمت آغازین به آن اشاره شده است، بار اول، پنگ و همکاران از پارامتر ضریب همگنی استفاده کرده‌اند که از طریق روابط تعریف شده در منابع [۳۴، ۳۵] میزان کیفیت ترکیب سوخت و هوا را بررسی می‌کند. همان‌طور که مشخص است، افزایش میزان سوخت در یک سلول محاسباتی به دلیل کاهش میزان سوخت موجود در سلول محاسباتی دیگر است. نصف انحراف استاندارد در تعریف جدیدی استفاده شده است تا موضوع غیریکنواختی دقیق‌تر بررسی شود. ضریب همگنی براساس روابط موجود برای درجه ناهمگنی تعریف شده است تا یک رابطه مناسب‌تر و دقیق‌تر برای بررسی و مطالعه کیفیت ترکیب سوخت و هوا به دست آید که در پژوهش از آن استفاده شده است. در این روش، در مقایسه با میانگین نسبت هم‌ارزی، تفاوت‌های میزان سوخت در سلول‌های محاسباتی نسبت به میانگین سوخت موجود، طبق رابطه زیر، بررسی می‌شود:

$$\frac{\varphi_i}{AFR_{st} + \varphi_i} \delta m_i - \frac{\varphi_0}{AFR_{st} + \varphi_0} \delta m_i = \frac{AFR_{st}(\varphi_i - \varphi_0)}{(AFR_{st} + \varphi_i)(AFR_{st} + \varphi_0)} \delta m_i \quad (4)$$

کل سوخت نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{\varphi_0}{AFR_{st} + \varphi_0} M \quad (5)$$

بنابراین، برای محاسبه ضریب ناهمگنی، خواهیم داشت:

$$\text{HeterF}(\theta) = \frac{\sum_{i=0}^{N_{\text{cells}}} \frac{\sqrt{(\varphi_i - \varphi_0)^2}}{AFR_{st} + \varphi_i} \delta m_i}{2\varphi_0 M} \quad (6)$$

حال، طبق رابطه بالا، برای محاسبه ضریب همگنی می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$\text{HF}(\theta) = (1 - \text{HeterF}(\theta))\% \quad (7)$$

برای استفاده از ضریب همگنی در پژوهش حاضر، کد مربوطه، که به زبان برنامه‌نویسی ++C نوشته شده، در بخش تنظیمات وارد شده است.

## مشخصات موتور

موتوری که در این مطالعه استفاده شده است و شبیه‌سازی‌ها براساس حالت کارکردی آن انجام شده است یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت‌بالا پرخوران است. این موتور توسط شرکت موتورسازی فورد ساخته شده است که با نام تجاری پوما شناخته می‌شود. سرسیلندر موتور مجهز به دو میل بادامک است. لازم به توضیح است که نسخه تولیدی این موتور دارای نسبت تراکم ۱۹/۱ و هندسه کاسه پیستون متفاوت است، ولی موتور مورد استفاده در تحقیقات تجربی [۳۶] و شبیه‌سازی انجام‌شده در پژوهش حاضر دارای نسبت تراکم ۱۸/۲ است. در جدول ۲ مشخصات بیشتر این موتور نشان داده شده است [۳۶].

## مشخصات سامانه پاشش سوخت

موتوری که برای مطالعه حاضر انتخاب شده است مجهز به یک سامانه مخزن مشترک پاشش مستقیم است که به صورت الکترونیکی کنترل می‌شود. بیشینه فشار پاششی که این سامانه می‌تواند توسط آن سوخت را درون محفظه احتراق بپاشد حدود ۱۶۰۰ بار است. مشخصات کامل آن در جدول ۳ آمده است [۳۶].

جدول ۲- مشخصات موتور [۳۶]

Table 2- Engine Specifications [36]

Engine Type	HSDI Turbo-charged diesel engine
Number of cylinders	4
Bore x Stroke	86 mm x 86 mm
Geometric compression ratio	18.2:1
Displaced volume	1998.23 cc
Connecting rod length	160 mm
Squish clearance	0.86 mm
Engine speed	1600 rpm
Piston shape	Central bowl in piston
Nominal bowl volume	21.7 cc
IVC/EVO	217 CA / 491 CA
Intake Manifold Air Pressure	0.162 MPa
Intake Manifold Air Temperature	345 K

جدول ۳- مشخصات سامانه پاشش سوخت دیزل [۳۶]

Table 3- Diesel fuel Injection System Specifications [36]

Injector type	2 <sup>nd</sup> generation Delphi common-rail
Injection pressure	110 MPa
Number of nozzle holes	6
Nozzle hole diameter	0.159 mm
Injector cone angle	154 degree
Fuel temperature	350 K
Total fuel per cycle	20.5 mg

## مشخصات سوخت

سوخت مصرفی موتور مورد مطالعه در این پژوهش، یک سوخت با کیفیت با درصد سولفور بسیار پایین ULSD<sup>۱</sup> است که با نام تجاری Diesel EN590 و عدد ستان ۴۹/۱ در بازارهای اروپا استفاده می‌شود. در تمام شبیه‌سازی‌ها، فشار پاشش و طول دوره پاشش برای مرحله پیش‌پاشش و پاشش اصلی ثابت نگه داشته شده است. مشخصات کامل‌تر از سوخت نیز در جدول ۴ نشان داده شده است [۳۶].

جدول ۴- مشخصات سوخت دیزل [۳۶]

Table 4- Diesel fuel Specifications [36]

Test	Method	Result
Flash point (degC)	IP-34	71
Carbon residue on 10%	IP-14	0.2
Ash content % (m/m)	IP-4	Lower than 0.005
Water content (mg/Kg)	ASTM-D1744	61
Particulates (mg/kg)	DIN-51419	13
Oxidation stability (g/m <sup>3</sup> )	ASTM-D2274	14
Sulphur, % (m/m)	IP-336	0.19
Lower calorific value (MJ/Kg)	[36]	Around 42
Density @ 15 degC (Kg/m <sup>3</sup> )	ASTM-D4052	853.8
Cetane number	ASTM-D613	49.1
Cetane index	ISO-4264	47.3
Carbon % (m/m)	ASTM-D5291	86.2
Hydrogen % (V/V)	ASTM-D5291	13.4

1. Ultra Low Sulfur Diesel



## صحت‌سنجی و راهبردهای مطالعه حاضر

شکل ۳ مقایسه میان روند تغییر فشار میانگین تجربی و عددی درون محفظه احتراق را نشان می‌دهد. همان‌طور که شکل ۳ نشان می‌دهد، روند تغییر فشار درون استوانه، که توسط نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده است، بسیار شبیه به روند تغییر فشار تجربی است. مقدار بیشینه فشار درون استوانه تجربی و عددی برابر ۹/۸۳۵ و ۹/۹۳۱ میلیون پاسکال است. علاوه بر آن، طبق شکل بالا، اختلافات میان روند تغییر فشار از زمان بسته‌شدن سوپاپ‌های ورودی هوا تا به‌هنگام نقطه مکث بالا کمتر از ۱ درصد است. طبق شکل ۳، اگر دقت شود، اختلاف ناچیزی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی در محدوده ۳۸۰-۳۶۰ میل‌لنگ مشاهده می‌شود که علت این امر می‌تواند مربوط به عدم قطعیت در برخی اطلاعات و شرایط اولیه مانند دمای جداره سیلندر و دمای سطح پیستون به‌هنگام بسته‌شدن سوپاپ‌ها باشد. جدول ۵ مقادیر پارامترهای ورودی و فرض‌های در نظر گرفته شده در ابتدای شروع محاسبات را نشان می‌دهد.

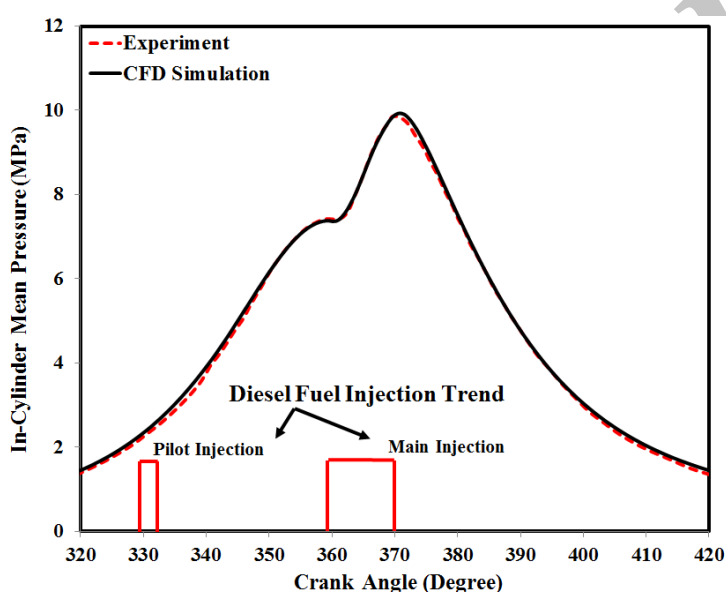


Figure 3- Comparison of calculated and measured in-cylinder pressure [36]  
شکل ۳- مقایسه میان روند تغییر فشار تجربی و عددی درون محفظه احتراق [۳۶]

جدول ۵- شرایط اولیه و فرضیات در نظر گرفته شده

Table 5- Initial conditions and considered assumptions

In-cylinder Temperature (K) @ IVC	395
In-cylinder Pressure (bar) @ IVC	1.65
Swirl Ratio (-) @ IVC	3
Piston Top Temperature (K)	560
Cylinder Head Temperature (K)	560
Cylinder Wall Temperature (K)	420

شکل ۴، مقایسه میان شکل‌گیری تجربی و عددی آلاینده‌های خروجی دوده و اکسیدهای نیتروژن حاصل از فرایند اشتعال تراکمی را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، مقادیر شبیه‌سازی شده به نتایج تجربی ارائه شده بسیار نزدیک بوده و تطابق مناسبی با یکدیگر دارند. آلاینده دوده در همان لحظات آغازین شروع فرایند اشتعال سوخت به بیشینه مقدار خود درون محفظه احتراق می‌رسد. سپس، در طی یک فرآیند اکسایشی در حین مرحله انبساطی به سرعت کاهش می‌یابد.

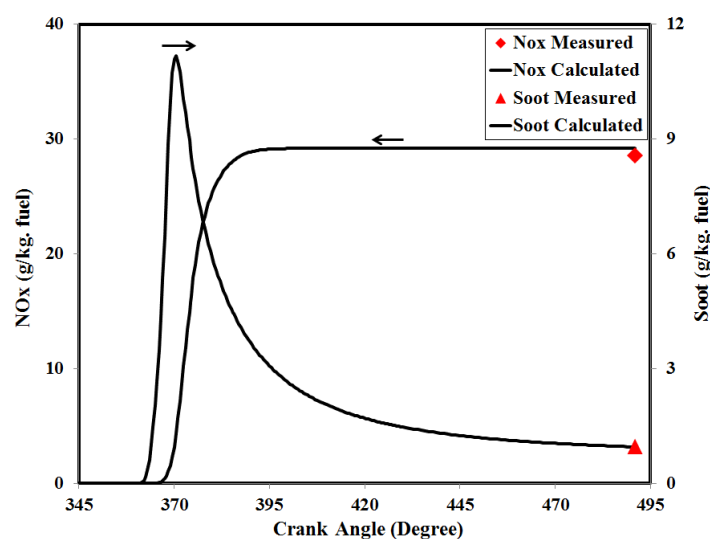


Figure 4- Comparisons between the predicted and calculated engine-out soot and NOx emissions [36]

شکل ۴- مقایسه میان مقدار عددی و تجربی آلاینده‌های خروجی حاصل از احتراق سوخت دیزل [36]

در جدول ۶، میزان تجربی و عددی آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن نشان داده شده است.

جدول ۶- مقادیر تجربی و عددی آلاینده‌ها

Table 6- Numerical and Experimental Emissions Values

Results	Soot (gr/kg. fuel)	NOx (gr/kg. fuel)
Experimental	0.96	28.5
Numerical	0.95	29.17

طبق ارزیابی‌های انجام‌شده میان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج تجربی و اطمینان از صحت‌سنجی انجام‌شده، در بخش حاضر، به بررسی راهبردهای مختلف جهت بررسی تاثیرات همزمان میزان و زمان‌بندی پیش‌پاشش سوخت پرداخته شده است. برای این منظور، ۹ حالت مختلف مطالعه و بررسی شده است. هدف از ارائه راهبردهای مختلف بررسی دقیق تاثیرات مختلف پیش‌پاشش بر میزان تولید آلاینده‌های خروجی موتور از قبیل دوده و اکسیدهای نیتروژن، عملکرد و کارایی موتور مانند مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و میانگین فشار موثر داخلی موتور و همچنین میزان کیفیت ترکیب سوخت و هواست. شایان ذکر است که تمامی اطلاعات تجربی استفاده‌شده در پژوهش حاضر براساس مطالعه‌ی ژو و همکاران [۳۶] است. جدول ۷ مشخصات شرایط کارکردی حالت پایه موتور را نشان می‌دهد.

جدول ۷- شرایط پایه کارکردی موتور

Table 7- Engine Baseline operation case

Engine Speed (RPM)	1600
Pilot Fuel (mg)	0.5
Total Fuel per Cycle (mg)	20.5
Injection Pressure (bar)	1100
Pilot Duration (CA)	1.21
Main Duration (CA)	10.45
Main SOI (CA BTDC)	0.65
Separation between Pilot and Main Injections (CA)	30
Fuel Spray Angle (Degree)	154

هدف اصلی در پژوهش حاضر به کارگیری ضریب همگنی جهت تحلیل کیفیت فرایند اختلاط سوخت و هوا و تاثیرات متعاقب آن بر فرایند احتراق و عملکرد موتور بوده است. برای این منظور، راهبردهای مختلف پاشش سوخت، با تغییر در زمان بندی پیش پاشش و میزان سوخت پیش پاشش، بررسی شده است. شایان ذکر است در این مطالعه متغیرهای فشار، سوخت پاشیده شده در شرایط کارکردی موتور در هر چرخه، دور موتور، موقعیت شروع پاشش سوخت اصلی و سایر متغیرهای فیزیکی و یا عددی در طول شبیه سازی های انجام شده منطبق با حالت پایه ثابت فرض شده است. برای کلیه حالت های شبیه سازی، متغیرهای الگوهای شبیه سازی ثابت در نظر گرفته شد. متغیرهای مستقل، وقفه های میان مراحل پاشش و میزان سوخت پاشیده شده در هر مرحله از پاشش بوده است. در جدول ۸، اطلاعات شرایط کارکردی مختلف ارائه شده برای موتور نشان داده شده است.

جدول ۸- شرایط کارکردی ارائه شده برای موتور

Table 8- Operating conditions provided for the engine

Pilot fuel quantity (mg)	Pilot injection timing (CA)	Seperation between Pilot and main injection (CA)
0.5	339.35	20
	329.35	30
	324.35	35
2.5	339.35	20
	329.35	30
	324.35	35
4	339.35	20
	329.35	30
	324.35	35

## بحث و نتایج

در این قسمت، نتایج به دست آمده از شبیه سازی بررسی و تحلیل شده است. در تمام نمودارهای ارائه شده در این پژوهش، برای نشان دادن اطلاعات مربوط به حالت های مطالعه شده از روش خاصی استفاده شده است. برای مثال  $20(X)/5$  بیان می کند که در مرحله اول (پیش پاشش)،  $0/5$  میلی گرم سوخت پاشیده شده است، سپس  $X$  درجه میل لنگ وقفه ایجاد شده است، سپس در مرحله اصلی میزان  $20$  میلی گرم سوخت پاشیده شده است. باید اشاره کرد میزان وقفه میان مراحل پاشش بر روی خود نمودارها نشان داده شده است. شکل ۴ تاثیر میزان و زمان پیش پاشش بر آلایندگی های خروجی موتور را نشان می دهد. همان طور که در شکل ۵ مشخص است، مشخصه های پیش پاشش تاثیر بسیار زیادی بر تشکیل دو آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن دارد. طبق شکل، با افزایش میزان سوخت پیش پاشش و اعمال  $30$  درجه میل لنگ وقفه میان مراحل پاشش و مقایسه آن با حالت کارکردی موتور  $20(X)/5$  مشاهده می شود که میزان آلایندگی دوده افزایش یافته است. با این حال، با تعویق زمان پیش پاشش، میزان آلایندگی اکسیدهای نیتروژن کاهش یافته که در حالت های  $20(X)/5$ ،  $18(X)/5$  و  $16(X)/5$  مشهود است. با عقب انداختن  $10$  درجه میل لنگ زمان پیش پاشش و مقایسه آن با حالت کارکردی پایه موتور، میزان آلایندگی های اکسیدهای نیتروژن و دوده به طور قابل توجهی کاهش یافته که توسط مورد  $20(X)/5$  گزارش شده است. می توان نتیجه گرفت میزان سوخت پیش پاشش تاثیر بسزایی بر میزان آلایندگی دوده داشته و همچنین زمان بندی پیش پاشش می تواند تشکیل آلایندگی اکسیدهای نیتروژن را کنترل کند. طبق شکل ۵، با تعویق زمان پیش پاشش و پاشش حدود  $0/5$  میلی گرم سوخت در این مرحله، هر دو آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن کاهش یافته اند. با این حال، افزایش میزان سوخت پیش پاشش و جلو انداختن زمان پاشش آن می تواند باعث افزایش هر دو آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن به طور همزمان با هم شود که این حالت در مورد  $16(X)/5$  (۳۵) ۴ گزارش شده است.

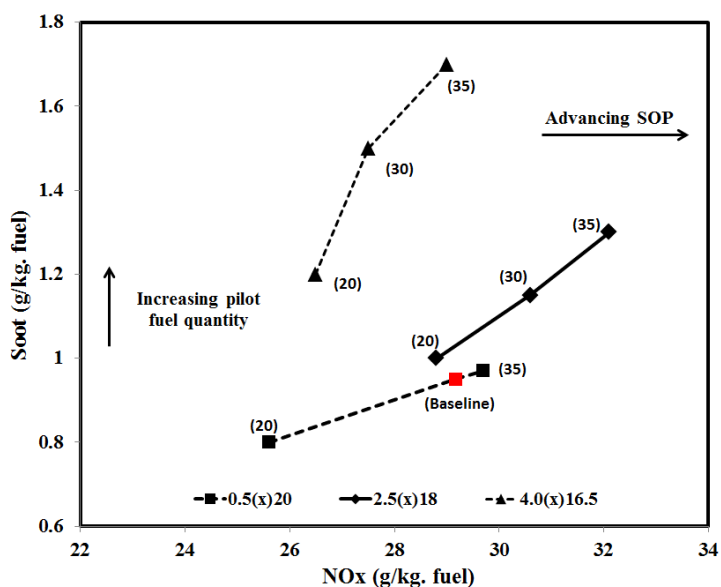


Figure 5- Engine-out soot and NOx emissions for all the studied cases  
شکل ۵- نمودار میزان آلاینده‌های خروجی حالات مطالعه شده

شکل ۶ میانگین دما و همچنین آهنگ رهایی گرما را برای بعضی از حالت‌های مطالعه شده نشان می‌دهد.

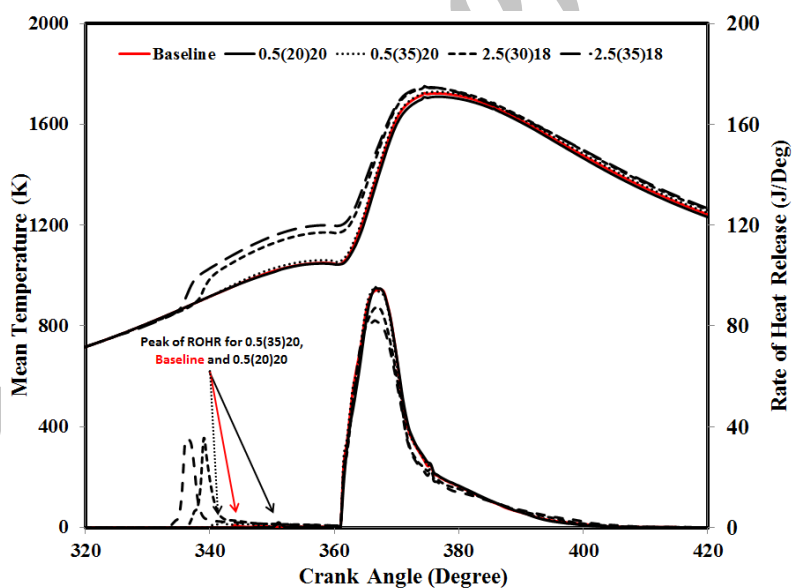


Figure 6- Mean in-cylinder temperature and rate of heat release for different studied cases in comparison with baseline operation  
شکل ۶- نمودار میانگین دما و آهنگ رهایی گرما برای بعضی حالات مطالعه شده در مقایسه با حالت پایه کارکردی موتور

همان‌طور که در شکل ۵ نشان داده شده است، با جلو انداختن ۵ درجه میل‌لنگ زمان پیش‌پاشش و پاشش ۲/۵ میلی‌گرم سوخت در این مرحله، آلاینده‌های نیتروژن کاهش یافته است. طبق شکل ۵، بیشینه دما برای حالت ۲/۵(۳۵)۱۸ در مقایسه با حالت پایه کارکردی بیشتر است و در نتیجه میزان آلاینده‌های نیتروژن نیز برای این حالت افزایش یافته است.

یکی از پارامترهای اصلی و تاثیرگذار بر دوره تاخیر در اشتعال دمای داخل سیلندر است، به گونه ای که افزایش دمای داخل سیلندر سبب تبخیر سریع تر مخلوط سوخت و هوا شده و در نتیجه دوره تاخیر در اشتعال کاهش خواهد یافت [۱۸]. همان گونه که در شکل ۶ نشان داده شده است، افزایش میزان سوخت پیش پاشش سبب افزایش میانگین دمای داخل سیلندر نسبت به حالت موتور پایه شده است که این روند افزایش دما در فاصله زمانی ۳۴۰ تا ۳۶۰ درجه میل لنگ بسیار مشهود بوده و در نقطه بیشینه کلی دیاگرام با افزایش نسبی، نسبت به حالت موتور پایه، همراه است. می توان نتیجه گرفت که در راهبردهایی که مقدار بیشتری سوخت را در مرحله پیش پاشش به خود اختصاص داده اند، با افزایش میانگین دمای داخل سیلندر، مدت دوره تاخیر در اشتعال نسبت به حالت موتور پایه کاهش خواهد یافت.

شکل های ۷ و ۸ ضریب همگنی و نسبت هم ارزی برحسب زاویه میل لنگ برای میزان سوخت پیش پاشش و زمان بندی پاشش سوخت حالات مختلف را نشان می دهند. همان طور که در شکل ۷ و ۸ نمایان گر است، با افزایش میزان سوخت پیش پاشش، بیشینه نسبت هم ارزی برای مرحله اول پاشش افزایش یافته است و دلیل آن هم افزایش سوخت پخش شده در حین فرایند پاشش است.

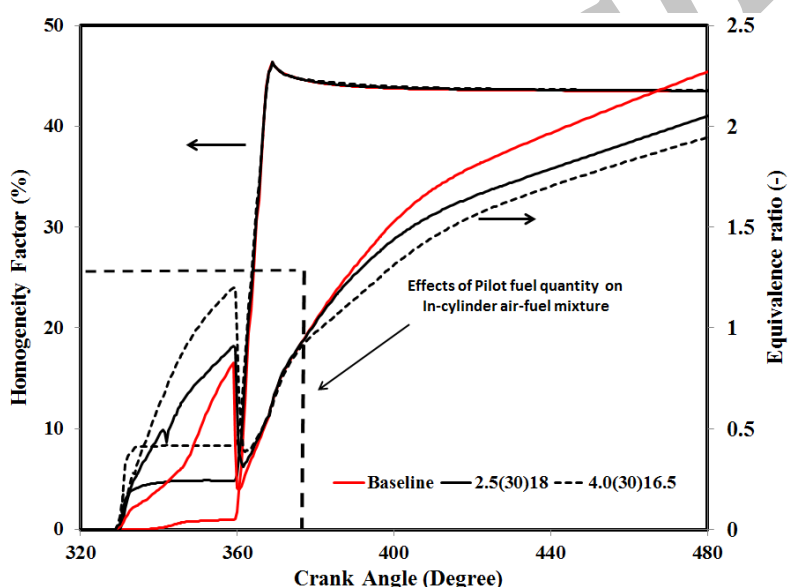


Figure 7- Homogeneity Factor and equivalence ratio for different quantity of pilot injection fuel

شکل ۷- ضریب همگنی و نسبت هم ارزی برای مقادیر مختلف سوخت پیش پاشش

طبق شکل ۷، ضریب همگنی و نقطه بیشینه نسبت هم ارزی با افزایش میزان سوخت پیش پاشش برای مرحله اول پاشش افزایش یافته و دلیل آن هم افزایش سوخت پاشیده شده در این مرحله است. اگرچه، همان طور که قبلا به آن اشاره شد، تاثیرات این تغییرات (ضریب همگنی و نسبت هم ارزی) بر روند تشکیل دوده و اکسیدهای نیتروژن متفاوت است. علاوه بر آن، همان طور که در شکل ۸ مشخص است، تاثیرات میزان سوخت پیش پاشش، در مقایسه با زمان بندی پیش پاشش، بر ضریب همگنی بیشتر است. با جلو انداختن زمان پیش پاشش، بیشینه مقدار ضریب همگنی برای مرحله پیش پاشش درون استوانه سریع تر اتفاق می افتد. به همین دلیل، برای زمان بندی های پیش پاشش با زمان پاشش جلوتر، مدت زمان بیشتری برای ترکیب سوخت و هوا در اختیار بوده و سهم بیشتری از سوخت امکان اختلاط با هوا و ایجاد مخلوط پیش آمیخته را خواهد داشت. به عبارت دیگر، هرچه زمان پیش پاشش جلوتر افتد، ترکیب محلی حاصل شده از پاشش سوخت درون استوانه با ضریب همگنی بیشتری به هنگام شروع احتراق به دست آمده و دلیل این امر مدت زمان بیشتر برای ترکیب سوخت و هواست.

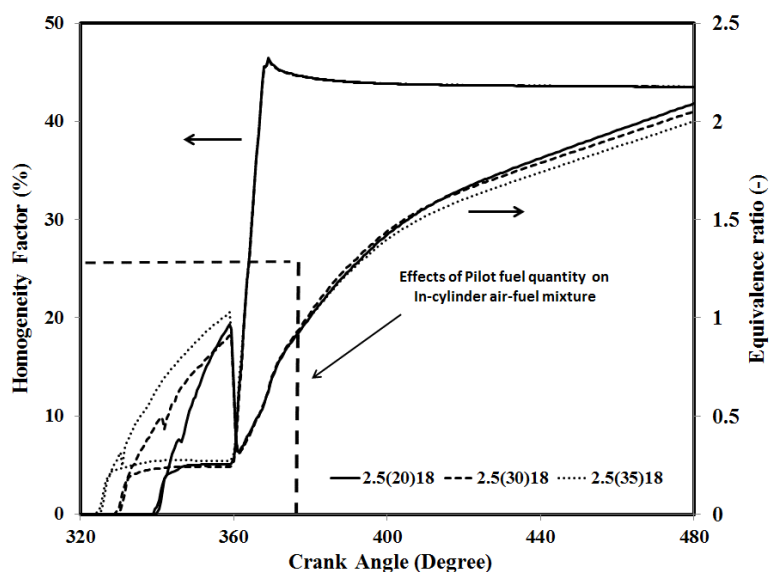


Figure 8- Homogeneity Factor and equivalence ratio for different pilot injection timing

شکل ۸- ضریب همگنی و نسبت هم‌ارزی برای زمان‌بندی‌های مختلف پیش‌پاشش

شکل ۹ و ۱۰ ضریب همگنی در زاویه  $355^\circ$  درجه میل‌لنگ برحسب آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن را گزارش می‌دهند. طبق شکل ۹ و ۱۰، ضریب همگنی برای تحلیل و مطالعه تاثیرات همزمان میزان سوخت پیش‌پاشش و زمان‌بندی پیش‌پاشش بر روند تشکیل آلاینده‌ها به کار برده شده است. همان‌طور که در دو شکل اشاره شده مشاهده می‌شود، میزان سوخت پیش‌پاشش می‌تواند بیشینه ضریب همگنی را افزایش دهد. همچنین، همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، میزان سوخت پیش‌پاشش در مقایسه با زمان‌بندی پاشش آن بر ضریب همگنی دارای تاثیرگذاری بیشتری است. با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش و جلوانداختن زمان پاشش همزمان با هم مانند حالت  $2/5(35)18$ ، به‌علت افزایش سوخت پاشیده‌شده در این مرحله و در دسترس بودن زمان بیشتری برای ترکیب سوخت و هوا درون استوانه در مقایسه با حالت پایه کارکردی موتور، بیشینه نقطه ضریب همگنی برای این مرحله افزایش یافته است.

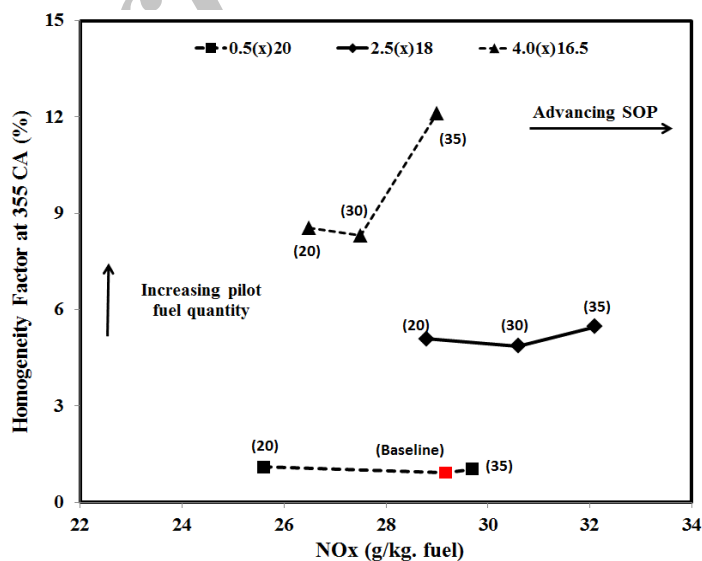


Figure 9- Homogeneity Factor at 355 CA as a function of NOx emission for all studied cases

شکل ۹- ضریب همگنی در زاویه  $355^\circ$  درجه میل‌لنگ برحسب آلاینده‌های نیتروژن

طبق شکل ۹، جلو انداختن زمان پیش‌پاشش و افزایش مناسب میزان سوخت پیش‌پاشش همزمان با هم، برای مثال ۱۸(۳۵)۲/۵، باعث افزایش همزمان آلاینده اکسیدهای نیتروژن و بیشینه نقطه ضریب همگنی برای مرحله پیش‌پاشش در مقایسه با حالت کارگری ۲۰(۳۰)۰/۵ می‌شود. فرایند اکسایش آلاینده دوده به شدت تحت تاثیر میزان اکسیژن موجود درون محفظه احتراق است. افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش منجر به تشکیل ترکیب سوخت و هوای غنی‌تر قبل از مرحله اصلی احتراق می‌شود و در نتیجه نقطه بیشینه ضریب همگنی برای این مرحله از پاشش افزایش می‌یابد.

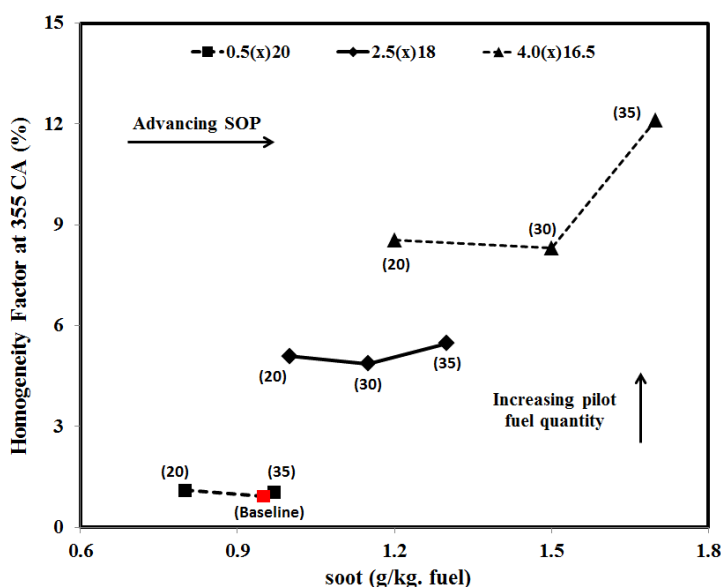


Figure 10- Homogeneity Factor at 355 CA as a function of soot emission for all studied cases

شکل ۱۰- ضریب همگنی در زاویه ۳۵۵ درجه میل‌لنگ برحسب آلاینده دوده

با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش و شروع زود هنگام فرایند ترکیب سوخت و هوا، اکسیژن موجود درون محفظه احتراق کاهش یافته است و به همین سبب مرحله اصلی احتراق در مقایسه با حالت پایه کارکردی با سطح اکسیژن کمتری انجام شده است و در نتیجه آلاینده دوده به طور قابل توجهی افزایش یافته است.

طبق شکل ۱۰، افزایش همزمان میزان سوخت پیش‌پاشش و جلو انداختن زمان پیش‌پاشش باعث تشکیل یک ترکیب غنی‌تر، به دلیل افزایش میزان سوخت پاشیده شده و همچنین افزایش زمان در دسترس برای ترکیب سوخت و هوا در طی فرآیند تراکم، می‌شود. همان‌طور که در حالت ۱۶/۵(۳۵)۴ گزارش شده است، نقطه بیشینه ضریب همگنی در مقایسه با حالت کارکردی پایه موتور بالاتر است.

همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش می‌تواند باعث انجام زود هنگام فرایند ترکیب سوخت و هوا شود که به دنبال آن میزان اکسیژن موجود درون استوانه کاهش می‌یابد و در نتیجه آلاینده دوده افزایش خواهد یافت. می‌توان نتیجه‌گیری کرد میزان آلاینده دوده در موتورهای احتراق تراکمی با ضریب همگنی بالا، به نسبت، زیادتر است. همان‌طور که در شکل‌های بالا مشاهده می‌شود، میزان سوخت پیش‌پاشش می‌تواند همزمان میزان آلاینده دوده و کیفیت ترکیب سوخت و هوا را، به دلیل تشکیل یک ترکیب سوخت و هوای غنی‌تر، افزایش دهد. عقب‌انداختن زمان پیش‌پاشش می‌تواند زمان ترکیب سوخت و هوا را کاهش دهد و همچنین آهنگ فرایند احتراق را به نسبت کاهش دهد.

شکل ۱۱ و ۱۲ ضریب همگنی در زاویه ۳۵۵ درجه میل‌لنگ را برحسب مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و میانگین فشار موثر داخلی موتور نشان می‌دهد.

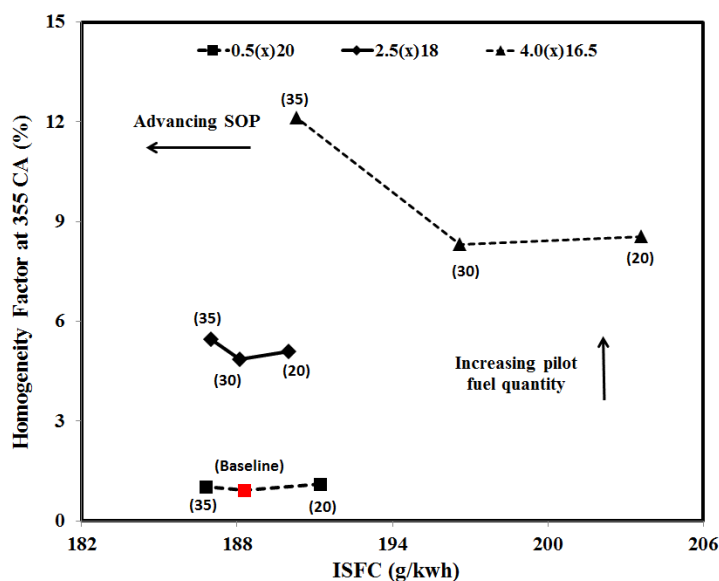


Figure 11- Homogeneity Factor at 355 CA as a function of ISFC for all studied cases

شکل ۱۱- ضریب همگنی در زاویه ۳۵۵ درجه میل لنگ برحسب مصرف سوخت

طبق شکل‌های ۱۱ و ۱۲، افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش باعث افزایش نقطه بیشینه ضریب همگنی می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش روند مشابهی برای مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و میانگین فشار موثر داخلی موتور گزارش شده است. با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش، نقطه بیشینه فشار برای مرحله اول پاشش افزایش یافته که منجر به تشکیل دو نقطه بیشینه فشار درون محفظه احتراق شده و در نتیجه عملکرد موتور کاهش یافته است. همان‌طور که در دو شکل بالا مشاهده می‌شود، با اختصاص دادن ۰/۵ میلی‌گرم سوخت به مرحله پیش‌پاشش و عقب‌انداختن ۱۰ درجه میل‌لنگ زمان پیش‌پاشش در مقایسه با حالت کارکردی پایه موتور، دو آلایند دوده و اکسیدهای نیتروژن به مقدار قابل توجهی کاهش یافته‌اند.

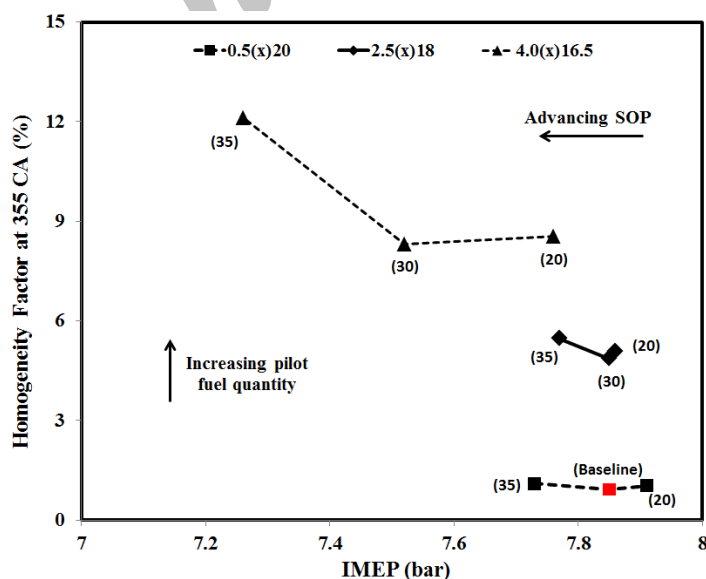


Figure 12- Homogeneity Factor at 355 CA as a function of IMEP for all studied cases

شکل ۱۲- ضریب همگنی در زاویه ۳۵۵ درجه میل‌لنگ برحسب توان داخلی موتور



با این حال، افزایش حدود ۲/۵ درصد مصرف سوخت و کاهش حدود ۲/۲ درصد توان داخلی موتور از معایب استفاده از این راهبرد پاششی سوخت است. همان طور که در دو شکل گزارش شده است، با افزایش نقطه بیشینه ضریب همگنی، مصرف سوخت افزایش و توان داخلی موتور کاهش یافته است. می توان نتیجه گرفت، هرچه کیفیت ترکیب سوخت و هوا برای مرحله اول پاشش بالاتر باشد، فرایند احتراق با آهنگ آهسته تری انجام شده است و در نتیجه عملکرد موتور کاهش یافته است.

## نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، با به کارگیری پارامتری اصلاح شده تحت عنوان «ضریب همگنی» به بررسی کیفیت فرایند اختلاط سوخت و هوا پرداخته شده است و برای این منظور ۹ راهبرد مختلف پاشش سوخت و تاثیر آن بر عملکرد موتور و شکل گیری آلاینده ها، در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا، بررسی شده است. طبق نتایج این تحقیق، میزان سوخت پیش پاشش و نحوه زمان بندی پاشش سوخت سبب شده تا آهنگ رهایی گرما و همچنین بیشینه فشار و دمای درون استوانه تحت تاثیر قرار گرفته که این امر منجر به تغییر در سطح تولیدی آلاینده های خروجی موتور شده است. این نتایج نشان می دهد، با تعویق زمان پیش پاشش، مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش یافته و میانگین فشار موثر داخلی و آلاینده های خروجی موتور افزایش می یابد. افشاندن حدود ۰/۵ میلی گرم سوخت در مرحله پیش پاشش و تعویق زمان پیش پاشش سوخت به میزان ۱۰ درجه میل لنگ (در مقایسه با طرح موتور پایه) سبب کاهش چشمگیر سطح تولید آلاینده های دوده و اکسیدهای نیتروژن می شود. اگرچه، در این حالت، افزایش میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی متوسط (به میزان حدود ۲/۵ درصد) و همچنین کاهش میانگین فشار موثر داخلی موتور (به میزان حدود ۲/۲۲ درصد) بایستی به عنوان دو عامل نامطلوب در نظر گرفته شود. افزایش میزان سوخت پیش پاشش باعث افزایش ضریب همگنی ترکیب سوخت و هوا قبل از مرحله اصلی پاشش می شود. با افزایش میزان سوخت پیش پاشش و شروع زود هنگام فرایند ترکیب سوخت و هوا، اکسیژن موجود درون محفظه احتراق کاهش یافته است و به همین سبب مرحله اصلی احتراق، در مقایسه با حالت پایه کار کردی، با سطح اکسیژن کمتری انجام شده است و در نتیجه آلاینده دوده به طور قابل توجهی افزایش یافته است. با مطالعه میزان سوخت پیش پاشش و زمان بندی پاشش سوخت بر فرایند ترکیب سوخت و هوا درون محفظه احتراق، نتیجه شده است که افزایش نقطه بیشینه ضریب همگنی همراه با افزایش میزان آلاینده دوده همراه خواهد بود.

## تشکر و قدردانی

این تحقیق با پشتیبانی مادی و معنوی "صندوق حمایت از پژوهشگران و فناوران کشور" تحت قرارداد شماره ۹۳۰۴۱۸۰۵ انجام شده است.

## منابع

1. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw-Hill, Inc., 1988.
2. H. Wang, Y. Ra, M. Jia, and R. D. Reitz, "Development of a reduced n-dodecane-PAH mechanism and its application for n-dodecane soot predictions," *Fuel*, 136, 2014, pp. 25-36.
3. J. Derron, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé and C. Mounaïm-Rousselle, "Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector," *Fuel*, 96, 2012, pp. 153-160.
4. T. Wallner, R. Scarcelli, A. Nande, and J. Naber, "Assessment of Multiple Injection Strategies in a Direct-Injection Hydrogen Research Engine," *SAE Int. J. Engines*, 2, No. 1, 2009, pp. 1701-1709.
5. P. Churkunti, J. Mattson, and C. Depcik, "Influence of Fuel Injection Pressure and Biodiesel upon NOx Emissions," *SAE Technical Paper* 2016-01-0877, 2016.
6. T., Donato, L. Strafella and D. Laforgia, "Effect of the Shape of the Combustion Chamber on Dual Fuel Combustion," *SAE Technical Paper* 2013-24-0115, 2013.
7. H. Yu, Y. Guo, D. Li, X. Liang, et al., "Numerical Investigation of the Effect of Spray Cone Angle on Mixture Formation and CO/Soot Emissions in an Early Injection HCCI Diesel Engine," *SAE Technical Paper* 2015-01-1070, 2015.

8. M. Borz, Y. Kim, and J. O'Connor, "The Effects of Injection Timing and Duration on Jet Penetration and Mixing in Multiple-Injection Schedules," *SAE Technical Paper* 2016-01-0856, 2016.
9. Q. Fang, J. H. Fang, J. Zhuang and Z. Huang, "Influences of pilot injection and exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions in a HCCI-DI combustion engine," *Appl Therm Eng*, 2012, 48, pp. 97-104.
10. H. Fridriksson, M. Tuner, O. Andersson, B. Sundén and et al., "Effect of Piston Bowl Shape and Swirl Ratio on Engine Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine," *SAE Technical Paper* 2014-01-1141, 2014.
11. D. Wickman, H. Yun, and R. Reitz, "Split-Spray Piston Geometry Optimized for HSDI Diesel Engine Combustion", *SAE Technical Paper* 2003-01-0348, 2003.
12. S. d'Ambrosio, A. Ferrari, "Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance," *Applied Energy*, 2015, 155, pp. 918-32.
13. Z. Lin and W. Su, "A Study On the Determination of the Amount of Pilot Injection and Rich and Lean Boundaries of the Pre-Mixed CNG/Air Mixture for a CNG/Diesel Dual-Fuel Engine," *SAE Technical Paper* 2003-01-0765, 2003.
14. R. Mobasheri, Z. J. Peng, S. M. Mirsalim, "Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI diesel engine by CFD modeling," *Int J Heat Fluid Flow*, 2012, 33, pp. 59-69.
15. A. Trueba, B. Barbeau, O. Pajot and K. Mokaddem, "Pilot Injection Timing Effect on the Main Injection Development and combustion in a DI Diesel Engine," *SAE Technical Paper* 2002-01-0501, 2002.
16. J. Joonho, P. Sungwook, "Effects of pilot injection strategies on the flame temperature and soot distributions in an optical CI engine fueled with biodiesel and conventional diesel," *Appl Energy*, 160, 2015, pp.581-591.
17. P. Carlucci, A. Ficarella and D. Laforgia, "Effects of Pilot Injection Parameters on Combustion for Common Rail Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 2003-01-0700, 2003.
18. R. Mobasheri and Z. Peng, "Investigation of Pilot and Multiple Injection Parameters on Mixture Formation and Combustion Characteristics in a Heavy Duty DI-Diesel Engine," *SAE Technical Paper* 2012-01-0142, 2012.
19. T. Husberg, I. Denbratt and A. Karlsson, "Analysis of advanced multiple injection strategies in a heavy-duty diesel engine using optical measurements and CFD simulations," *SAE Paper* 2008 01-1328, 2008.
20. Fire, A. V. L. (2014.1). Users Guide-ICE Physics & Chemistry.
21. O. Colin and A. Benkenida, "The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion," *Oil Gas Sci. Technol. Rev. IFP*, 59, No. 6, 2004, pp. 593-609.
22. J. Hélie and A. Trouvé, "A modified coherent flame model to describe turbulent flame propagation in mixtures with variable composition," *Proc. Combust. Inst.*, 28, 2000, pp. 193-201.
23. K. Hanjalić, M. Popovac and M. Hadziabdic, "A robust near-wall elliptic-relaxation Eddy-viscosity turbulence model for CFD," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 25, No. 6, 2004, pp. 1047-1051.
24. T. F. Su, M. A. Patterson, R. D Reitz and P. V. Farrell, "Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays", *SAE* 960861, 1996.
25. C. Künsberg-Sarre and R. Tatschl, "Spray Modeling/Atomisation-Current Status of Break-up Models," *IMECHE-Seminar*, December 15-16, 1998, The Lawn, Lincoln, UK.
26. N. Nordin, *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion*, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Department of Thermo and Fluid Dynamics, 2001.
27. P. J. O'Rourke and F. V. Bracco, "Modeling of drop interactions in thick sprays and a comparison with experiments," *IMECHE, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 9, 1980, pp.101-106.
28. P. J. O'Rourke and A. A. Amsden, "A Spray/Wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model," *SAE Paper* 2000-01-0271, 2000.
29. C. Arcoumanis, M. Gavaises and B. French, "Effect of Fuel Injection Process on the Structure of Diesel Sprays," *SAE paper* 970799, 1997.
30. H. Omidvarborna, A. Kumar and D. S. Kim, "NOx emissions from low-temperature combustion of biodiesel made of various feedstocks and blends," *Fuel Processing Technology*, 140, 2015, pp. 113-118.
31. H. Omidvarborna, A. Kumar and D. S. Kim, "Recent studies on soot modeling for diesel combustion," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 2015, pp. 635-647.
32. H. Hiroyasu and K. Nishida, "Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine," *SAE Paper* 890269, 1989.
33. K. Nandha and J. Abraham, "Dependence of Fuel-Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early- Injection Diesel Engine," *SAE Technical Paper* 2002-01- 0944, 2002.
34. R. Mobasheri and Z. Peng, "CFD Investigation into Diesel Fuel Injection Schemes with Aid of Homogeneity Factor", *Computers and Fluids*, 77, 2013, pp. 12-23.
35. R. Mobasheri and Z. Peng, "The Development and Application of Homogeneity Factor on DI Diesel Engine Combustion and Emissions," *SAE Technical Paper* 2013-01-0880, 2013.
36. Y. Zhu, H. Zhao and N. Ladommatos, "Computational Study of the Effects of Injection Timing, EGR and Swirl Ratio on a HSDI Multi-Injection Diesel Engine Emission and Performance," *SAE Technical Paper* 2003-01-0346, 2003.

## English Abstract

# Applying the Homogeneity Factor to Evaluate the Effects of Pilot Injection Characteristics on Air-Fuel Mixing Quality and Engine Performance in a Turbo-Charged High Speed Direct Injection (HSDI) Diesel Engine

**Raouf Mobasheri<sup>1\*</sup> and Mahdi Seddiq<sup>2</sup>**

Department of Mechanical Engineering, University of Ayatollah ozma Boroujerdi, Boroujerd, Iran, r.mobasheri@abru.ac.ir  
Department of Mechanical Engineering, University of Ayatollah ozma Boroujerdi, Boroujerd, Iran, MahdiSeddiq@gmail.com

\*Correspondent author

(Received: 2017.03.03, Received in revised form: 2017.11.07, Accepted: 2017.11.09)

In the current research, the simultaneous effects of pilot fuel quantity and pilot injection timing on the air-fuel mixing process, engine performance and pollutant emissions have been investigated in a High Speed Direct Injection (HSDI) turbo-charged diesel engine. For this purpose, a modified parameter called "Homogeneity Factor (HF)" has been applied as a new measure for analyzing the air-fuel mixing process. The simulated results have been compared with the experimental data and a very good agreement has been achieved for simulating the in-cylinder pressure, heat release rate and pollutant emissions. The results show that the pilot fuel quantity is more effective on air-fuel mixing quality than pilot injection timing. By advancing the start of pilot injection timing, the maximum amount of Homogeneity Factor during pilot injection, is achieved at an earlier time. As a result, for earlier SOP timing, a sufficient mixing is available to achieve a more homogeneous mixture at the time of ignition.

**Keywords:** Diesel Engine, Homogeneity Factor, Pilot Injection, Engine Performance, Pollutant Emission