

مطالعه عددی بررسی اثر همزمان زمان بندی دو مرحله‌ای پاشش سوخت و هندسه کاسه پیستون در یک موتور RCCI با کاربرد سوخت گازسنتز/دیزل

مجتبی ابراهیمی^۱، بهرام جعفری^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، سیستم‌های انرژی، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین، آمل، mojtababrahimi507@gmail.com

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل، b.jafari@ausmt.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۰۴، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۳/۳۱، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۲۲)

چکیده: این تحقیق عددی به بررسی همزمان اثرهای زمان بندی دو مرحله‌ای پاشش سوخت دیزل (مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و مرحله دوم در ۱۰ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا)، شکل کاسه پیستون (مقعر و کم عمق عریض) در یک موتور دیزل سنگین غیرجاده‌ای در شرایط احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده و در سه حالت احتراق دیزل خالص، دیزل-گازسنتز ۲۰ درصد و دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد می‌پردازد. برای انجام شبیه‌سازی‌ها از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانورج و برای شبیه‌سازی‌های احتراق از الگوی احتراق - SAGE به همراه یک ساز و کار سینتیک شیمیایی که شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش بوده استفاده شد. نتایج نشان داد با افزایش سهم گاز سنتز، سرعت احتراق در مقایسه با حالت کارکرد دیزل پایه افزایش یافته و سبب رخ دادن شروع احتراق در نقاط نزدیک‌تر به نقطه مرگ بالا شده است. استفاده از کاسه پیستون کم عمق عریض در حالت احتراق دیزل - گازسنتز ۴ درصد و زمان‌بندی ۵۵ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا سبب کاهش چشمگیر نرخ حداکثر فشار در داخل سیلندر نسبت به سایر حالت‌های احتراق شده است. همچنین در این حالت احتراق (دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد) میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن، ذرات دوده و هیدروکربن‌های نسوخته به ترتیب برابر با ۱۷/۱۸، ۰/۱۵، ۰/۱ گرم بر کیلوگرم سوخت است که این مقادیر در مقایسه با حالت کارکرد دیزل پایه ۶۳/۵ درصد، ۹۶/۵ درصد و ۸۰/۲ درصد کاهش یافته است. با این حال استفاده از گازسنتز سبب افزایش انتشار منوکسیدکربن شد.

کلیدواژگان: احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده، کاسه پیستون، پیش‌پاشش، پاشش دومرحله‌ای، گازسنتز

مقدمه

موتور دیزل بازده حرارتی بیشتری نسبت به موتور اشتعال جرقه‌ای داشته و به طور گسترده در حمل و نقل، تولید برق، کشاورزی و کاربردهای صنعتی استفاده می‌شوند [۱]. با این حال، احتراق سوخت دیزل انتشار منوکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن، هیدروکربن‌های نسوخته، اکسیدهای گوگرد و همچنین ۴۰ گونه دیگر از ذرات معلق در محیط‌زیست را به همراه دارد که در سال‌های اخیر نگرانی‌ها در مورد اثرات این آلاینده‌ها بر محیط‌زیست جهانی پیدا کرده است [۲]. از طرفی دیگر انتظار می‌رود استفاده از نفت به عنوان منبع انرژی به دلیل محدودیت ذخایر جهانی نفت، تأثیر منفی آن بر محیط‌زیست و مقررات سخت‌گیرانه انتشار گازهای گلخانه‌ای کاهش یابد [۳]. به طور کلی نگرانی در مورد امنیت انرژی، انتشار گازهای گلخانه‌ای و انتشار آلاینده‌های ناشی از احتراق تأثیر قابل‌توجهی بر توسعه موتورهای احتراق داخلی در آینده خواهند داشت [۴]. با سخت‌گیرانه‌تر شدن استانداردهای مقابله با انتشار آلاینده‌های احتراق، فناوری‌هایی که سبب کاهش انتشار آلاینده‌ها از

موتورهای احتراق داخلی می‌شوند محققان را به سمت خود جلب کردند [۵]. روش‌های احتراق پیشرفته بر پایه احتراق دما پایین راهکاری است که در سال‌های اخیر مطالعات زیادی در مورد آن انجام شد. به‌کارگیری روش‌های احتراق دما پایین در موتورهای اشتعال تراکمی منجر به کاهش هم‌زمان انتشار اکسیدهای نیتروژن و دوده با حفظ بازده حرارتی بالا شده است [۶-۹]. مطالعات مختلف نشان داد با بکارگیری احتراق اشتعال تراکمی دما پایین^۱ در مقایسه با احتراق اشتعال تراکمی متداول، می‌توان انتشار آلاینده را به‌شدت کاهش داده و حتی به بازده بالاتری نیز دست یافت [۱۰-۱۱]. در این میان احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده^۲ بیشتر مورد توجه است [۱۲] که در واقع احتراق موتور دوگانه سوز است که در آن از بنزین و انواع سوخت‌ها با واکنش‌پذیری کم [۱۳-۱۹] به‌صورت پاشش سوخت در ورودی هوا احتراق و سوخت دیزل با واکنش‌پذیری بالا به شکل تزریق مستقیم در سیلندر استفاده می‌شود [۲۰]. استفاده از دو سوخت به‌عنوان چالش سر راه توسعه این روش احتراق است. یک راهکار برای رسیدن به احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده تک سوخته، استفاده از سوخت گاز سنتز به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین است [۲۱-۲۳] که با روش‌های مختلف ریفرمینگ قابل دستیابی است [۲۴-۲۶]. نتایج تحقیقات نشان داد گاز سنتز می‌تواند به‌عنوان یک سوخت جایگزین کربنی در موتورهای احتراق داخلی بکار گرفته شود [۲۷]. افزودن مقدار سوخت گازسنتز به یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت گاز طبیعی/دیزل حاکی از بهبود فرآیند احتراق در بارهای کم به دلیل جبران واکنش‌پذیری بسیار پایین گاز طبیعی توسط گاز سنتزی بود [۲۸]. افزایش میزان هیدروژن در گازسنتز به‌طور قابل‌توجهی بر سرعت احتراق تأثیر می‌گذارد که سبب افزایش بازده احتراق و بهبود بهره‌وری از سوخت می‌شود [۲۹]. چواهی و همکاران [۳۰] به بررسی عملکرد موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با دو سوخت دیزل به‌عنوان سوخت اصلی و گازسنتز به‌عنوان سوخت پیش‌آمیخته پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در بازه گسترده‌ای از نسبت‌های مختلف هیدروژن و منوکسیدکربن، موتور می‌تواند عملکرد مطلوبی داشته باشد. میزان هیدروژن در ترکیب گازسنتز نقش مهمی در افزایش بازده حرارتی دارد [۳۱]. هرهاران و همکاران [۳۲] احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده تک سوخته را با به‌کارگیری گازسنتز به‌دست آمده از ریفرمینگ جزئی سوخت دیزل بررسی کردند. نتایج حاصله بازده حرارتی بالا، آلاینده‌گی کم و کنترل‌پذیری خوب موتور را نشان داد. در مطالعه انجام شده توسط کریشنامورتی و همکاران [۳۳] نشان داده شد استفاده از سوخت گاز سنتز در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده باعث افزایش انتشار منوکسیدکربن شده اما در مقایسه با احتراق دیزل متداول میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته، ذرات دوده و اکسیدهای نیتروژن به ترتیب ۲۹ درصد، ۷۷ درصد و ۲۲ درصد کاهش یافته است.

پارامترهای دیگر نیز در این شکل از احتراق تأثیرگذار هستند که مهمترین آن‌ها اثر هندسه کاسه پیستون، زمان‌بندی و میزان تزریق سوخت با واکنش‌پذیری بالا است [۳۴]. مطالعه انجام شده برای بررسی اثرهای راهبردهای تزریق سوخت دیزل بر احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده در موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی نشان داد که در زمان‌بندی تزریق زود هنگام سوخت دیزل، بیشترین میزان بازده و کمترین میزان انتشار آلاینده‌ها حاصل شده و زمان‌بندی تزریق دیرهنگام سوخت دیزل، همراه با افزایش نرخ فشار در محفظه و میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن است [۳۵]. وانگ و همکاران [۳۶] در یک مطالعه تجربی عملکرد احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را با استفاده از سوخت پیش‌آمیخته ایزواکتان و سوخت پاشش مستقیم دیزل با در نظر گرفتن زمان‌بندی تزریق و عدد ستان مختلف برای سوخت بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد با تزریق دیرهنگام سوخت در ۱۵ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، افزایش شیب واکنش‌پذیری از طریق افزایش عدد ستان سوخت تزریق مستقیم اثرات امیدوار کننده‌تری را بر روی نرخ احتراق و کاهش میزان افزایش فشار نشان می‌دهد که برای گسترش محدوده عملکرد موتور در بار زیاد مطلوب است. در مطالعه تجربی انجام شده توسط پان و همکاران [۳۷] از یک موتور دیزل سنگین با حجم جابجایی ۸/۴ لیتری برای مقایسه کارکرد در حالت‌های احتراق دیزل متداول و احتراق اشتعال

1. Low Temperature Combustion
2. Reactivity controlled compression ignition

تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل و ایزوئوتان/دیزل در بار کم استفاده شد. نتایج نشان داد هنگامی که درصد سوخت پیش آمیخته از ۴۰ درصد به ۶۰ درصد افزایش یابد، میانگین فشار موثر اندپکاتوری در حالت احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل و ایزو بوتانول/دیزل به ترتیب ۴۷/۶ درصد و ۱۲/۵ درصد افزایش می‌یابد. دلیل آن طولانی شدن زمان تأخیر در اشتعال است که اجازه می‌دهد احتراق در نزدیک نقطه مرگ بالا رخ داده و کار مفید افزایش یابد. پاندا و همکاران [۳۸] آزمایش تجربی با هدف شناسایی اثر تزریق چندگانه سوخت تزریق مستقیم دیزل بر عملکرد، انتشار و پایداری احتراق در یک موتور تک سیلندر دوگانه‌سوز آب خنک و غیرجاده‌ای با سوخت متانول-دیزل انجام دادند. نتایج نشان داد به دلیل تأثیر زمان تزریق مرحله دوم سوخت دیزل بر زمان‌بندی احتراق، با جلوانداختن زمان‌بندی تزریق سوخت دیزل مرحله دوم، میزان بازده حرارتی کاهش می‌یابد. در یک مطالعه تجربی هراری و همکاران [۳۹] سوخت دیزل و بیودیزل را در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده مقایسه کردند. نتایج نشان داد استفاده از سوخت بیودیزل در تزریق مستقیم، به دلیل فشار و دمای کم داخل سیلندر و افزایش زمان اختلاط سوخت، میزان انتشار اکسید نیتروژن کمتر و انتشار هیدروکربن‌های نسوخته و منواکسیدکربن بیشتر را به همراه خواهد داشت. محمد ازمی و همکاران [۴۰] بررسی عددی تأثیر راهبردهای زمان‌بندی تزریق سوخت در موتور با احتراق واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل را انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که در زمان‌بندی تزریق سوخت دیزل مرحله اول در ۴۶ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل بالا بودن دمای احتراق، این زمان‌بندی نسبت به سایر زمان‌بندی‌ها بیشترین میزان انتشار اکسید نیتروژن را دارد همچنین در زمان‌بندی سوخت دیزل مرحله دوم در ۲۰ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل بالا بودن شیب واکنش‌پذیری و نسبت هم‌ارزی مخلوط داخل سیلندر، بالاترین نرخ آزادسازی حرارت دما بالا در مقایسه با سایر زمان‌بندی‌های تزریق سوخت مرحله دوم مشاهده شد. اثر تغییرات در هندسه کاسه پیستون بر نتایج احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را دمپسی و همکاران [۴۱] در یک مطالعه تجربی با به‌کارگیری دو سوخت پیش‌آمیخته مختلف بنزین و متانول بررسی کردند نتایج آن‌ها نشان داد در زمان استفاده از هندسه کاسه پیستون تغییر یافته به دلیل کاهش سطح انتقال حرارت به اندازه ۱۳ درصد نسبت به کاسه پیستون پایه (مقعری)، بازده موتور در بار کم و بار زیاد افزایش داشته و میزان انتشار آلاینده‌های اکسید نیتروژن به دلیل بالا رفتن دما داخل سیلندر ناشی از کاهش انتقال سطح افزایش یافته است. ناظمی و همکاران [۴۲] اثرهای هندسه کاسه پیستون‌های مختلف در موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را بررسی کردند آن‌ها نشان دادند که با افزایش عمق کاسه پیستون، به دلیل افزایش انتقال حرارت دیواره، برگشت ناپذیری‌ها به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد و با افزایش ارتفاع بالای کاسه پیستون، به دلیل اکسیداسیون کمتر سوخت و واکنش‌های شیمیایی کمتر، برگشت‌ناپذیری کاهش می‌یابد. در مطالعه انجام شده توسط کاکایی و همکاران [۴۳] تأثیر عمق کاسه پیستون در سه نوع هندسه کاسه پیستون مختلف (مقعری، وان حمامی و استوانه‌ای) برای موتور سنگین کاترپیلار با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده در کارکرد حالت بار متوسط بررسی شد. نتایج آن‌ها نشان داد بهترین عمق کاسه پیستون برای کاهش هیدروکربن‌های نسوخته و منوکسیدکربن، عمق ۱ میلی‌متر است. با کاهش عمق کاسه که همراه با افزایش ارتفاع منطقه چلانش^۱ است، مقدار بیشتری از سوخت با واکنش‌پذیری بالا وارد منطقه چلانش می‌شود. در مطالعه انجام شده توسط جعفری و همکاران [۴۴] نشان داده شده که در همه‌ی زمان‌بندی‌های تزریق سوخت دیزل برای شرایط عملکرد مختلف موتور، مدت زمان تأخیر احتراق در بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض کمتر از کاسه پیستون مقعری است. همچنین با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض دامنه عملکرد موتور در بار زیاد به دلیل شکل‌گیری احتراق پایدارتر افزایش داشته است.

هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان زمان‌بندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل و شکل هندسه کاسه پیستون (مقعری - کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق

اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل- گاز سنتز است که نتایج در سه حالت احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل گاز سنتز ۲۰ درصد و احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد بررسی می‌شود.

شبکه محاسباتی و الگوهای عددی

این مطالعه عددی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی کانورج انجام شده و شبکه محاسباتی، که همان محفظه احتراق است، با استفاده از ابزار موجود در خود این نرم افزار ایجاد شده است [۴۵]. این موتور، که مشخصات اصلی آن در ادامه آمده است، مجهز به یک سامانه پاشش مستقیم دیزل هفت سوراخه در مرکز سیلندر و در ناحیه بالایی محفظه احتراق است که در راستای کاهش زمان محاسبات با حفظ دقت آن، تمام شبیه‌سازی‌ها بر روی یک قطاع ۵۱/۴۲ درجه‌ای انجام شده است. برای این شبکه‌بندی، اندازه اولیه بلوک‌ها ۲ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، در راستای افزایش دقت شبیه‌سازی‌ها، بلوک‌های با گرادیان دما و سرعت جریان بزرگ، همچون جبهه شعله هنگام احتراق و انتشار تا به اندازه ۰/۵ میلی‌متر، با استفاده از ابزار پالایش شبکه تطبیقی با مقیاس ۲ واحد، کوچکتر شده اند. به همین منظور، معیارهای دما و سرعت جریان برای بلوک‌های مورد اشاره، به ترتیب ۲/۵ درجه کلوین و ۱ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد. علاوه بر زینه‌بندی‌های در نظر گرفته شده برای شبکه محاسباتی، برای کاسه پیستون و ناحیه سرسیلندر از ۲ لایه و برای افشانه سوخت از ۳ لایه مرزی استفاده شده است. در نتیجه، برای همه محاسبات، کوچکترین و بزرگترین اندازه بلوک‌های شبکه‌بندی به ترتیب ۰/۲۵ و ۲ میلی‌متر است. شکل ۱، شبکه محاسباتی برای محفظه احتراق مقعری (کاسه پیستون حالت پایه) در زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ را نشان داده است. در این مطالعه به شبیه‌سازی فرآیندهایی تراکم، احتراق، تشکیل آلاینده‌ها و انبساط محفظه احتراق پرداخته شده است (شبیه‌سازی چرخه بسته). برای شبیه‌سازی فرایند احتراق دیزل-گاز سنتز، حلگر جنبشی شیمیایی دقیق با نام SAGE به همراه یک ساز و کار شیمیایی کاهش یافته شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش برای این مطالعه به کار گرفته شده است [۴۶-۴۷].



Figure 1- Computational grid for baseline conditions at 360 CA

شکل ۱- شبکه محاسباتی برای حالت پایه در زاویه ۳۶۰ درجه میل لنگ

این سازوکار توانایی محاسبه آهنگ تشکیل و اکسایش هپتان، منواکسیدکربن، هیدروژن، هیدروکربن‌های نسوخته، هیدروکربن‌های آروماتیک چند حلقه‌ای و اکسیدهای نیتروژن را دارد. در تمام شبیه‌سازی‌های انجام گرفته، مشخصات شیمیایی هپتان برای سوخت پاشش مستقیم دیزل و منوکسیدکربن و هیدروژن برای سوخت گاز سنتز در نظر گرفته شده است [۴۵]. همچنین، ویژگی‌های فیزیکی تترادکان^۱ (موجود در کتابخانه نرم‌افزار) برای سوخت پاشش مستقیم دیزل برای همه شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته شده است [۳۰]. در راستای شبیه‌سازی فرآیند جدایش ذرات سوخت دیزل افشانه شده درون محفظه احتراق، به ترتیب از الگوهای کلوین هلمهولتز^۲ و رایلی تیلور^۳ برای شبیه‌سازی جدایش اولیه و ثانویه استفاده شده است.

1. C14H30 (Tetradecane)
2. Kelvin-Helmholtz (KH)
3. Rayleigh-Taylor (RT)

برای در نظر گرفتن برخورد ذرات سوخت افشانه شده با دیواره در محاسبات، از الگوی عددی نیبر و ریتز کمک گرفته شده است [۴۸].

صحت‌سنجی

در این تحقیق از موتور دیزل سنگین ۳۴۰۱ کاترپیلار تک سیلندر آزمایشگاهی برای الگوسازی و شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است [۴۹]. این موتور دارای حجم جابه‌جایی ۲/۴۴ لیتر و دارای سیستم پاشش سوخت ریل مشترک است. برای پاشش سوخت از سامانه پاشش سوخت هفت‌سوراخ بوش استفاده شده است. سامانه پاشش سوخت در چند ورودی هوا به منظور عملکرد احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده نصب شده است. مشخصات هندسه موتور و سامانه پاشش سوخت در جدول ۱ و ۲ به ترتیب ارائه شده است [۴۹] همچنین بعضی از مشخصات سوخت‌های مورد استفاده در این مطالعه در جدول ۳ ذکر شد. علاوه بر این در شکل ۲ نحوه سوخت‌رسانی موتور نشان داده شد. در این مطالعه عددی از نتایج تحقیق تجربی چاوی و همکاران [۴۹] استفاده شد آن‌ها از دستگاه پنج گاز هوربیا^۱ برای اندازه‌گیری میزان انتشار گازهای آلاینده و همچنین از دستگاه اندازه‌گیری میزان انتشار دوده^۲ استفاده کردند [۴۹]. برای صحت‌گذاری نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی عددی، این نتایج با داده‌های تجربی مقایسه می‌شوند. در این تحقیق از سه روش احتراق، احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گازسنتز ۲۰ درصد و احتراق دیزل گازسنتز ۴۰ درصد استفاده شده است. نتایج هر یک از این روش‌ها بر اساس تغییرات فشار در محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارت با نتایج تجربی آن‌ها مقایسه و صحت‌گذاری شد. نتایج در نمودارهای شکل ۳ ملاحظه می‌شود. بر طبق این نمودارها تطبیق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی مشاهده می‌شود.

جدول ۲- شرایط کارکردی پایه موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده [۴۹]

Table 2- Operating conditions of RCCI engine [49]

Operating conditions	(PDC)	(DSC20)	(DSC40)
Syngas substitution ratio (% energy)	0	20	40
CO to H2 vol. ratio in syngas (%)		50-50	50-50
IMEP (bar)	9		
Engine speed (RPM)	1300		
IMAP (bar)	1.7		
EGR (%)	0		
DIT (CA BTDC)	10		
Equivalence ratio (-)	0.43		
Fuel energy per cycle (J)	5100		

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل [۴۹]

Table 1- Engine system specifications [49]

Engine displacement (L)	2.44
Bore (mm)	137.2
Stroke (mm)	165.2
Connecting rod length (mm)	261.6
IVO (CA BTDC)	335
IVC (CA BTDC)	-143
EVO (CA BTDC)	130
EVC (CA BTDC)	355
Swirl ratio (-)	0.7
Compression ratio (-)	16.1

جدول ۳- مشخصات سوخت‌ها [۴۹،۳۰]

Table 3- Fuels specifications [30,49]

Fuels	Chevron Diesel	Hydrogen gas	Carbon Monoxide gas
Chemical Formula	CH _{1.825}	H ₂	CO
Cetane number	53	-	-
Octane number	830.9	140	106
Density (g/L)	-	0.09	1.14
Minimum ignition energy (MJ)	20	0.02	<0.3
Flame velocity (m/s)	1.26	2.7	0.19
Lower heating value (MJ/Kg)	43.193	119.96	10.11
Specific heat capacity (kJ/kg. K)	2.24	14.31 @ 300k	1.04 @ 300k

1. Horiba analyzer
2. AVL 415S smoke meter

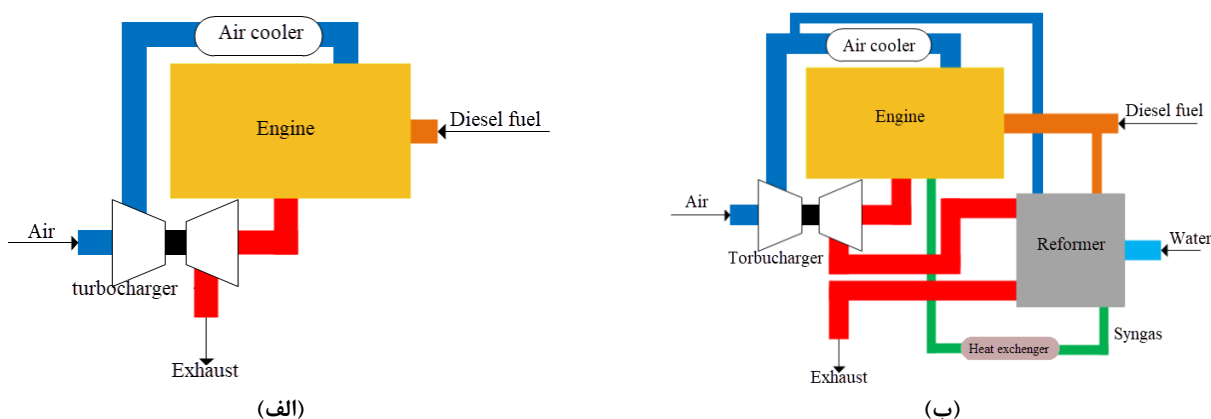


Figure 2- Schematic representation of engine fuel systems layout (a) pure diesel combustion, (b) diesel-syngas combustion[49]

شکل ۲- طرحواره سیستم سوخت رسانی موتور (الف) احتراق دیزل، (ب) احتراق دیزل-گازسنتز [۴۹]

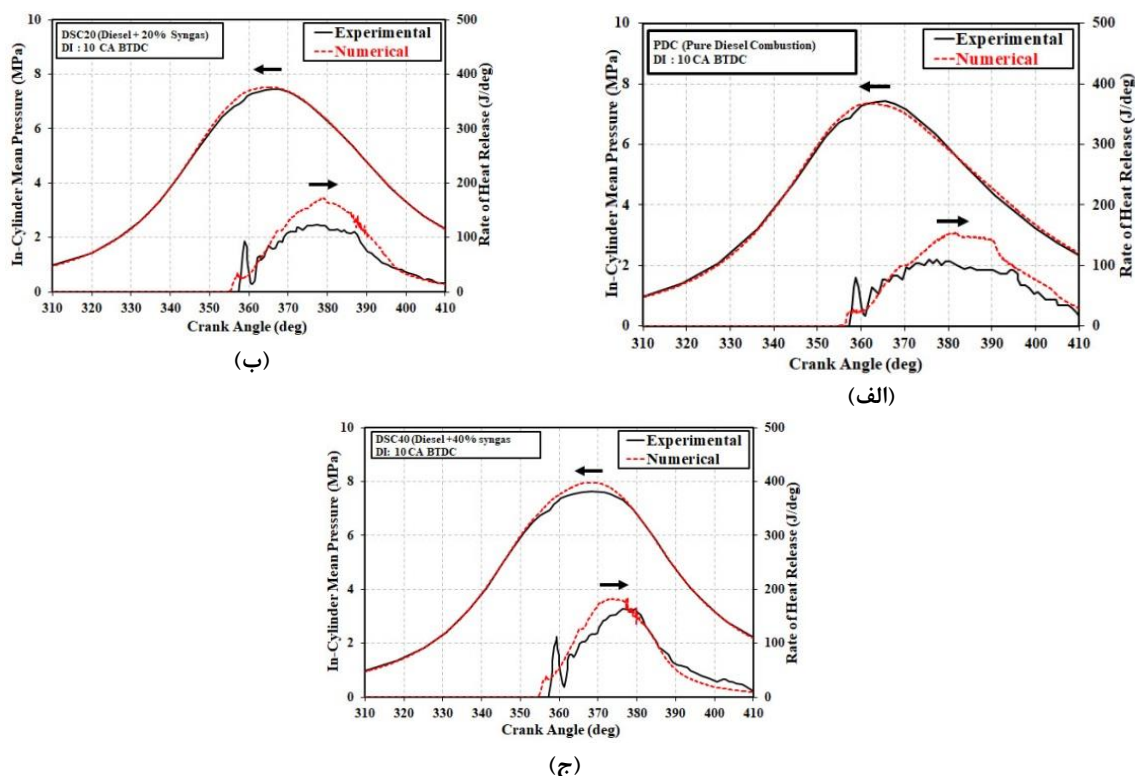


Figure 3- Comparison between experimental and numerical mean pressure and heat release rate for three different baseline engine operating conditions (a) pure diesel combustion, (b) diesel-syngas combustion 20%, and (c) diesel-syngas combustion 40%[49]

شکل ۳- مقایسه میان روند تغییرات میانگین فشار و آهنگ رهاسازی گرمای تجربی و عددی در سه شرایط کارکردی متفاوت پایه موتور، (الف) احتراق دیزل، (ب) احتراق دیزل-گازسنتز ۲۰ درصد و (ج) احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد [۴۹]

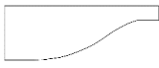

راهبرد مطالعه

با توجه به نتایج بدست آمده در صحنه سنجی نتایج شبیه سازی، در ادامه تغییر در زمان بندی پاشش سوخت دیزل در سه حالت کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گازسنتز ۲۰ درصد و دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد بررسی می شود. هدف از این مطالعه عددی،

بررسی اثرهای همزمان زمان بندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل (پاشش مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و پاشش مرحله دوم در ۱۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) و شکل هندسه کاسه پیستون جدول ۴ بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل-گازسنتز است. بر این اساس و طبق جدول ۵ تعداد ۱۸ شبیه سازی انجام گرفت.

جدول ۴- مشخصات هندسه کاسه پیستون‌ها [۴۳]

Table 4- Piston bowls geometry specifications[43]

Piston Bowls	Wide-shallow	Stock (baseline)
Bowls shape		
Bowl diameter (mm)	130	94
Bowl depth (mm)	140	18
Bore to bowl diameter ratio (-)	1.05	1.46

جدول ۵: مراحل شبیه سازی عددی

Table 5- Numerical simulation steps

Bowls shape	Operating conditions	SOI 2 (CA BTDC)	SOI 1 (CA BTDC)	Fuel quantity at First injection %
Stock (baseline)	Pure diesel	10	25	20
			40	
			55	
	Diesel+syngas 20%	10	25	20
			40	
			55	
	Diesel+syngas 40%	10	25	20
			40	
			55	
Wide-shallow	Pure diesel	10	25	20
			40	
			55	
	Diesel+syngas 20%	10	25	20
			40	
			55	
	Diesel+syngas 40%	10	25	20
			40	
			55	

تعاریف مفاهیم استفاده شده در این مطالعه

دوره تأخیر در اشتعال: به فاصله زمانی بین شروع زمان پاشش دیزل و زاویه‌ای از گردش میل لنگ که در آن ۵ درصد کل سوخت سوخته است اطلاق می‌شود.

دوره احتراق: به فاصله زمانی میان زاویه‌های از گردش میل لنگ که در آن به ترتیب ۱۰ درصد و ۹۰ درصد از کل سوخت در هر چرخه سوخته باشد، گفته می‌شود.

زمان بندی احتراق: زاویه‌ای از گردش میل لنگ که در آن ۵۰ درصد از کل سوخت در هر چرخه سوخته است.

همچنین کل انرژی سوخت E_{TOTAL} در هر چرخه برابر است با:

$$E_{TOTAL} = E_{DIESEL} + E_{SYNGAS} \quad (1)$$

که در این رابطه E_{DIESEL} انرژی سوخت دیزل و E_{SYNGAS} انرژی سوخت گاز سنتز است. در رابطه (۲) نیز میزان سهم انرژی گاز سنتز برحسب نسبت جایگزینی با انرژی سوخت (α) به دست خواهد آمد:

$$E_{SYNGAS} = \alpha \cdot E_{TOTAL} \quad (2)$$

انرژی گاز سنتز حاصل مجموع انرژی گازهای تشکیل دهنده خود یعنی منواکسیدکربن و هیدروژن است که از رابطه (۳) بدست می آید:

$$E_{SYNGAS} = m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} + m_{CO} \cdot LHV_{CO} \quad (3)$$

که در این رابطه m_{H_2} جرم گاز هیدروژن، LHV_{H_2} ارزش حرارتی پایین گاز هیدروژن، m_{CO} جرم گاز منواکسیدکربن و LHV_{CO} ارزش حرارت پایین گاز منواکسیدکربن است.

میزان اتلاف حرارتی بر اساس کل انرژی ورودی برابر است با:

$$Q_{Heat\ transfer\ loss} = E_{fuel} - power_{net} - E_{Combustion\ loss} - E_{exhaust\ loss} \quad (3)$$

در این رابطه $Q_{Heat\ transfer\ loss}$ میزان انتقال حرارت اتلافی، E_{fuel} میزان کل انرژی سوخت ورودی، $power_{net}$ کار اندیکاتوری در هر چرخه، $E_{Combustion\ loss}$ نرخ احتراق ناقص و $E_{exhaust\ loss}$ میزان اتلاف حرارت از دود خروجی است.

همچنین طبق رابطه (۴)، نرخ آزادسازی حرارت بر اساس اندازه گیری فشار در محفظه احتراق و در نظر گرفتن مقدار ثابت ۱،۳۴ برای ظرفیت گرمایی ویژه محاسبه می شود [۳۰].

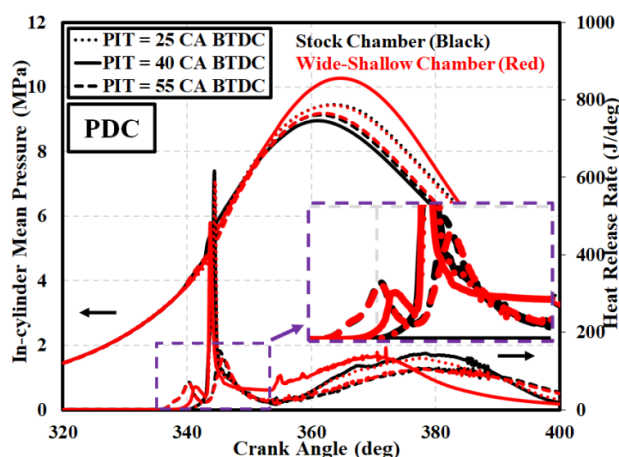
$$AHRR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (4)$$

در این معادله P میانگین فشار داخل سیلندر، V حجم سیلندر، γ نسبت گرمایی ویژه مخلوط و θ زاویه چرخش میل لنگ است.

اثرهای زمان بندی دو مرحله ای سوخت دیزل بر فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد سازی گرما :

شکل ۴، در حالت های مختلف احتراق آزادسازی گرما و میانگین فشار داخل سیلندر را نشان می دهد. در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ و ۴۰ درصد و در زمان بندی ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا کمترین زمان تأخیر در احتراق رخ داده و بیشترین میزان نرخ آزادسازی گرما را نشان می دهد. در این زمان بندی، مدت زمان برای شکل گیری مخلوط سوخت دیزل با مخلوط پیش آمیخته کوتاه است. به همین دلیل شیب واکنش پذیری افزایش می یابد و زمان آزادسازی گرما زودتر اتفاق افتاده است و دما و فشار مخلوط در محفظه زودتر افزایش یافته و احتراق زودتر رخ می دهد.

(الف)



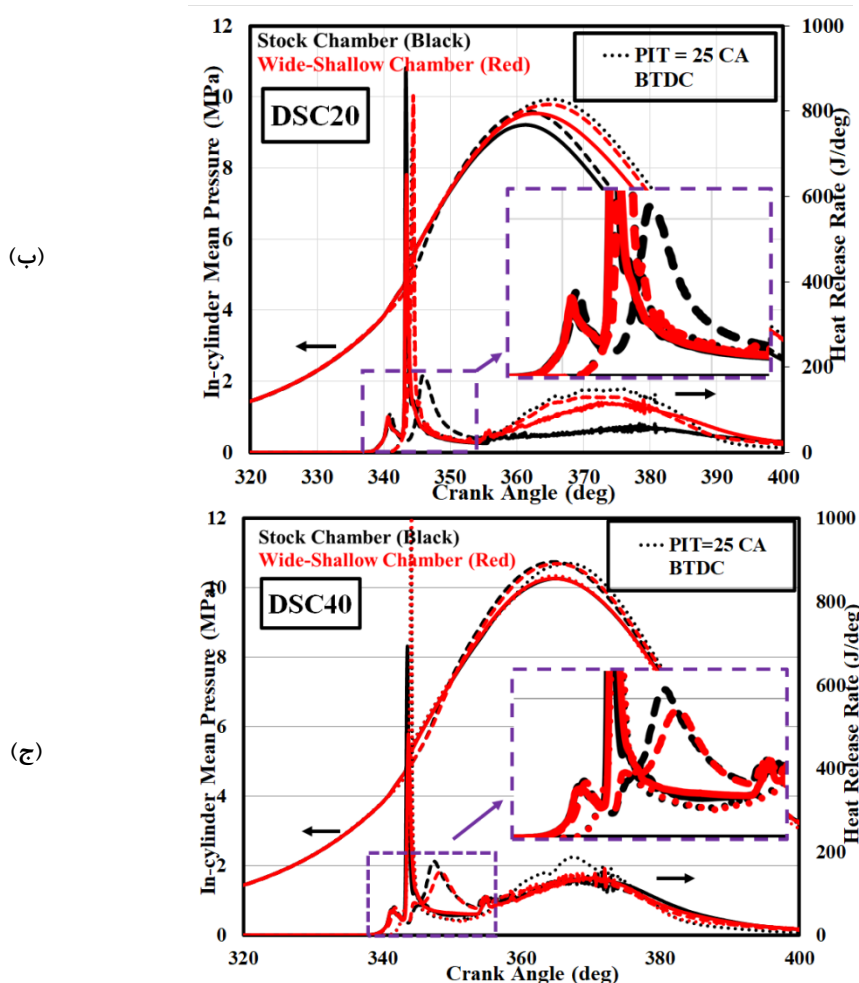


Figure 4- Effects of pilot injection timing and piston bowl geometry on in-cylinder mean pressure and HRR under (a) PDC, (b) DSC20, and (c) DSC40 operating conditions

شکل ۴ - نمودار اثرهای زمان بندی پیش پاشش سوخت دیزل و نوع هندسه کاسه پیستون بر میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رها سازی گرما در شرایط (الف) دیزل خالص (ب) احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد (ج) دیزل گازسنتز ۴۰ درصد

اثرهای زمان بندی دو مرحله ای سوخت دیزل و شکل کاسه پیستون بر شروع احتراق، زمان بندی احتراق، سرعت جریان داخل سیلندر و نرخ افزایش فشار

بر اساس مطالعه عددی، تغییرات در زمان بندی پاشش سوخت دیزل سبب تغییر در نرخ واکنش پذیری مخلوط شده و در سرعت احتراق و طول دوره تاخیر در اشتعال اثر می گذارد [۵۰]. در شکل ۵ ملاحظه می شود که با پیش انداختن زمان بندی پیش پاشش در همه حالت های احتراق و هندسه کاسه پیستون به کار گرفته شده، طول دوره تاخیر در اشتعال افزایش یافته است. در زمان بندی ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، کمترین میزان تاخیر در اشتعال مشاهده می شود که دلیل آن نزدیک شدن این زمان بندی به نقطه مرگ بالا و جلو افتادن زمان خود اشتعالی مخلوط سوخت و هوا است [۳۴]. در حالت های احتراق دیزل گازسنتز ۲۰ و ۴۰ درصد به دلیل جایگزین شدن سوخت پایه کربنی سبک گازسنتز با سوخت پایه کربنی سنگین دیزل، نسبت هوا به سوخت مخلوط افزایش یافته و مخلوط همگن تری شکل می گیرد و فرآیند سوختن مخلوط سریعتری رخ می دهد. در حالت احتراق دیزل خالص با پیش پاشش در ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل کاهش دما و فشار مخلوط در محفظه احتراق، زمان تاخیر در اشتعال افزایش ناگهانی نشان می دهد.

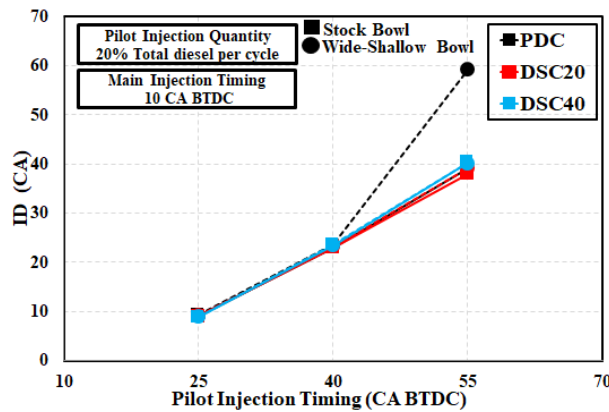


Figure 5- Impacts of pilot injection timing and piston bowl geometry on ID under PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions
 شکل ۵- اثرهای زمان بندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر دوره تأخیر در اشتعال در کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

بر اساس شکل ۶ برای همه حالت های احتراق و هندسه کاسه پیستون ها در زمان بندی پیش پاشش ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک تر شده و زودتر از سایر حالت ها رخ داده است. دلیل این موضوع کم بودن مدت تأخیر در اشتعال و زودتر اتفاق افتادن خود اشتعالی مخلوط در محفظه احتراق در این زمان بندی است. در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد در بکارگیری هر دو کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض زمان بندی احتراق زودتر از سایر حالت های احتراق اتفاق می افتد [۴۴]. در این حالت احتراق با افزایش نسبت گاز سنتز به ۴۰ درصد و افزوده شدن هیدروژن موجود در گاز سنتز به مخلوط، خود اشتعالی مخلوط را پیش انداخته [۳۱-۵۱] و سبب رخ دادن زمان بندی احتراق در نقاطی نزدیک تر به نقطه مرگ بالا نسبت به سایر حالت های احتراق می شود.

سرعت جریان در محفظه احتراق در شکل ۷ نشان داده شده است. برای همه حالت های احتراق با بکارگیری هر دو هندسه کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض در زمان بندی پیش پاشش در ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، سرعت جریان در محفظه احتراق نسبت به سایر حالت های احتراق و زمان بندی های پیش پاشش سوخت بیشتر است. بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در مقایسه با کاسه پیستون مقعری سبب کاهش نواحی سرعت بالا در داخل محفظه می شود که دلیل این موضوع کاهش نسبت قطر سیلندر به قطر کاسه پیستون است.

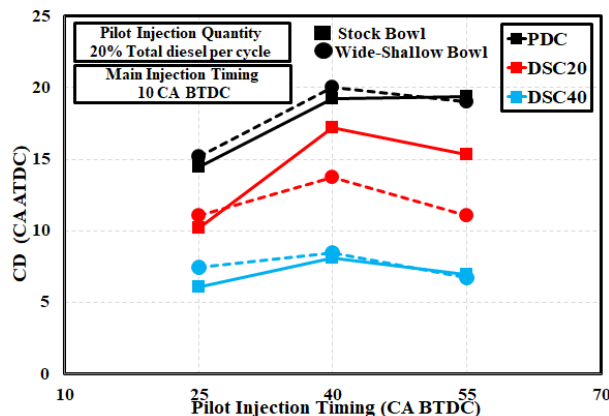


Figure 6- Impacts of pilot injection timing and piston bowl geometry on CA50 under PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions
 شکل ۶- اثرهای زمان بندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر زمان بندی احتراق در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

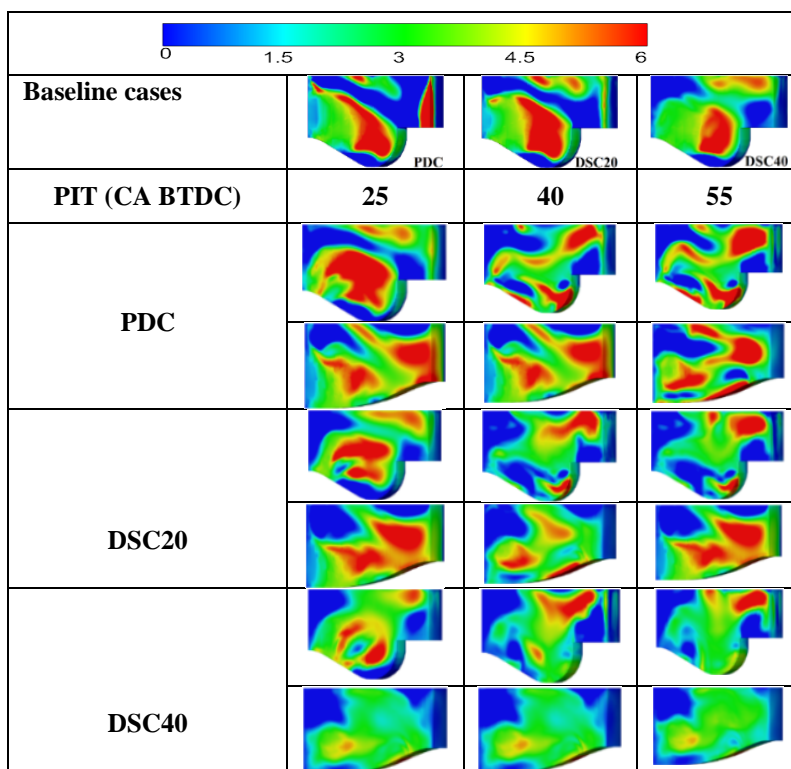


Figure 7- The in-cylinder flow velocity for stock and wide-shallow combustion chambers and pilot injection timing s of 25,40 and 55 CA BTDC at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions at 39 CA BTDC

شکل ۷- سرعت جریان درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری، کم عمق عریض و زمان بندی پیش پاشش سوخت دیزل ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در زاویه ۳۹ درجه گردش میل لنگ بعد از نقطه مرگ بالا

متغیر شروع پاشش سوخت دیزل به طور مستقیم بر روی حداکثر نرخ افزایش فشار داخل سیلندر اثر می گذارد. تغییرات زمان بندی پیش پاشش به عنوان راهکاری برای کنترل نرخ افزایش فشار داخل سیلندر در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده استفاده می شود [۴۰]. در شکل ۸ نشان داده شد که در زمان بندی ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با کاهش دوره احتراق، افزایش نرخ فشار داخل سیلندر مشاهده می شود. همچنین با جلو انداختن زمان بندی به ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، حداکثر نرخ افزایش فشار در داخل سیلندر نیز کاهش پیدا می کند. کاهش چشمگیر فشار در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد به دلیل افزایش نسبت گاز سنتز در انرژی ورودی سوخت است که همزمان با کاهش دوره احتراق باعث کاهش حداکثر نرخ افزایش فشار در داخل سیلندر می شود [۳۱].

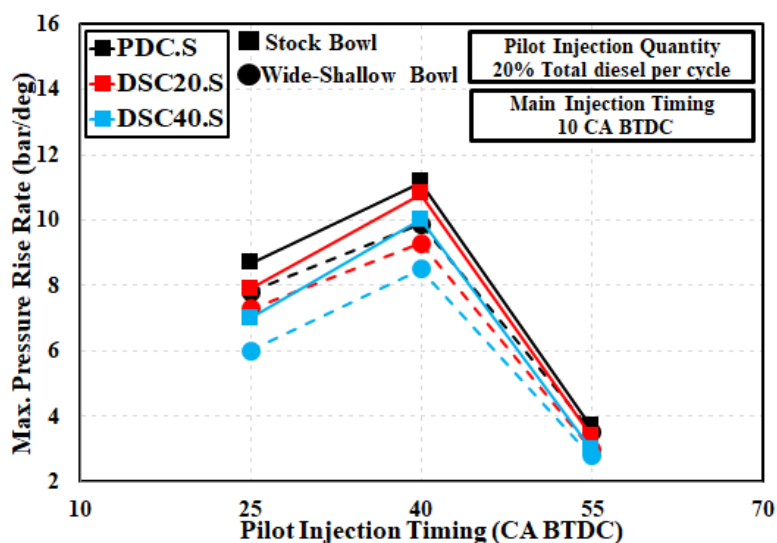


Figure 8- Impacts of pilot injection timing and piston bowl geometry under PDC, DSC20, and DSC40 operating condition
 شکل ۸- اثر زمان بندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر حداکثر نرخ افزایش فشار درون سیلندر در شرایط دیزل خالص و دیزل گاز سننز ۲۰٪ و ۴۰٪

اثرهای زمان بندی دو مرحله ای پیش پاشش و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده‌ها

در شکل ۹ دلیل افزایش میزان اکسیدهای نیتروژن در زمان بندی ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا نزدیک بودن این زمان بندی به نقطه مرگ بالا است که در این حالت همزمان با کاهش دوره احتراق، افزایش سرعت و دما شعله، نزدیک شدن زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن هم افزایش می یابد [۳۳]. بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض و افزایش گازسننز به ۴۰ درصد، سبب شکل گیری احتراق با نسبت هوا به سوخت بالاتر و احتراق فقیرسوز می شود که نتیجه آن کاهش میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن است. میزان انتشار اکسید نیتروژن در شرایط احتراق دیزل- گازسننز ۴۰ درصد در زمان بندی ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با به کارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض به ۱۷/۱۸ گرم بر کیلوگرم سوخت رسید که در مقایسه با حالت کارکرد موتور پایه در این حالت احتراق به میزان ۶۳/۵ درصد کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن را نشان می دهد [۴۹]. نتایج به دست آمده در شکل ۱۰ نشان می دهد کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن در شکل کاسه پیستون کم عمق عریض با زمان بندی ۵۵ گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد. شکل ۱۱ نشان می دهد که در همه حالت های احتراق در به کارگیری از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض نسبت به هندسه کاسه پیستون پایه (مقعر) افزایش انتشار ذرات دوده اتفاق می افتد که دلیل آن شکل گیری نقاط غنی در لبه های پیستون و نزدیک دیواره ها سیلندر و در پی آن شکل گیری احتراق ضعیف تر در حالت استفاده از هندسه پیستون کم عمق عریض است.

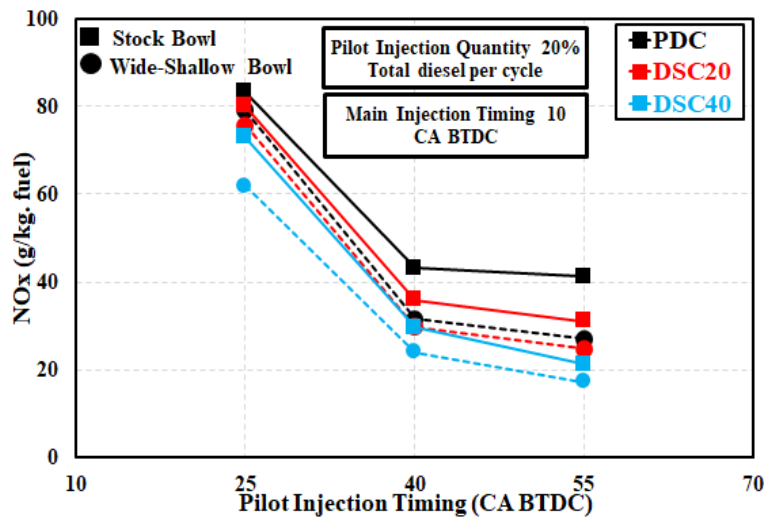


Figure 9- Effects of pilot injection timing and piston bowl geometry on NOx emissions at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۹- اثرهای زمان‌بندی پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده اکسید نیتروژن در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

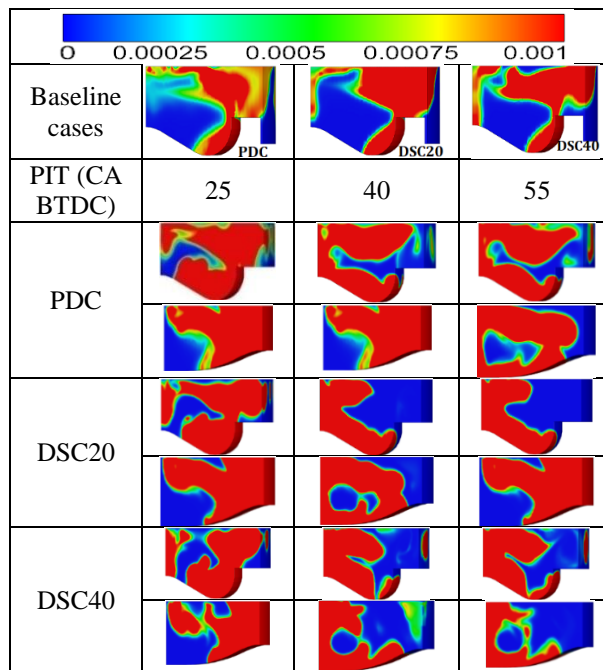


Figure 10- The in-cylinder NOx emissions for stock and wide-shallow combustion chambers and pilot injection timing of 25,40 and 55 CA BTDC at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions and 39 CA BTDC

شکل ۱۰- انتشار اکسیدهای نیتروژن درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری، کم عمق عریض و زمان‌بندی سوخت پیش‌پاشش ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در زاویه ۳۹ درجه گردش میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالا

کمترین میزان انتشار ذرات دوده در احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد با به‌کارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) و زمان‌بندی پیش‌پاشش در ۲۵ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و به میزان ۰/۰۱۵ گرم بر کیلوگرم سوخت است که این میزان انتشار ذرات دوده ۹۶/۵ درصد کمتر از حالت کارکرد دیزل پایه است [۴۸]. استفاده از هندسه کاسه پیستون کم

عمق عریض به دلیل شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت دیزل در لبه‌های آن باعث ایجاد احتراق در مناطق چلانش و افزایش انتشار دوده می‌شود.

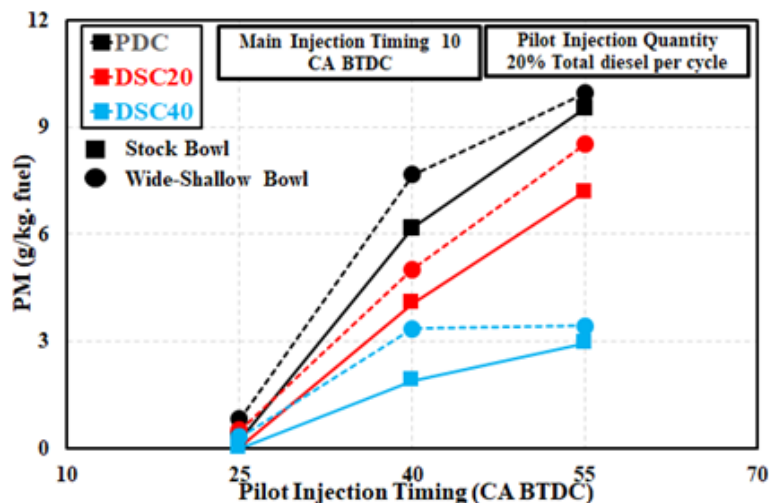


Figure 11- Effects of pilot injection timing and piston bowl geometry on soot emission at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۱۱- اثرهای زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار ذرات دوده در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

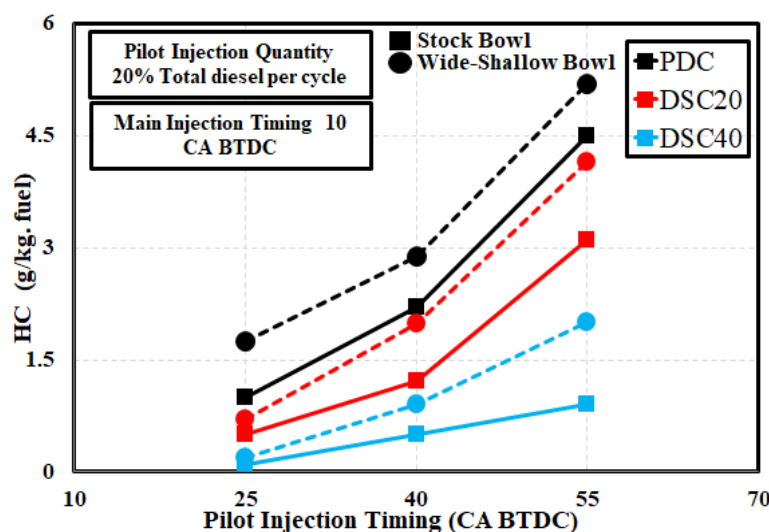


Figure 12- Effects of pilot injection timing and piston bowl geometry on HC emission at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۱۲- اثرهای زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود با پیش‌پاشش سوخت در ۲۵ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به دلیل نزدیک بودن این زمان‌بندی به نقطه مرگ بالا، زمان تأخیر در احتراق کاهش یافته و زمان‌بندی احتراق در نزدیک نقطه مرگ بالا اتفاق افتاده و احتراق بهینه سبب کاهش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. همچنین با افزایش میزان سهم گازسنتز در انرژی

سوخت، شاهد کاهش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته برای همه حالت‌های زمان‌بندی و هندسه کاسه پیستون هستیم. استفاده از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در همه حالت‌های احتراق سبب افزایش میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته شده است. دلیل آن افزایش نسبت هم ارزی و شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت در لبه‌های پیستون و نزدیک دیواره‌ها است که سبب شکل‌گیری احتراق ناقص و افزایش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. کمترین میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته با احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد در زمان‌بندی پیش‌پاشش ۲۵ درجه گردش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعر) به میزان ۰/۱ گرم به کیلوگرم سوخت است. این میزان انتشار ۸۰/۲ درصد از احتراق دیزل پایه کمتر است.

میزان انتشار منواکسیدکربن با افزایش میزان سهم گاز سنتز به ۲۰ و ۴۰ درصد افزایش می‌یابد به گونه‌ای که بر اساس شکل ۱۲ بیشترین میزان انتشار گاز منوکسیدکربن برای حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد با بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در زمان‌بندی ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا به میزان ۴۸ گرم بر کیلوگرم سوخت است. دلیل این افزایش، وجود منوکسیدکربن در ترکیب سوخت گاز سنتز است [۳۳]. از طرفی دیگر بازده احتراق منوکسیدکربن پایین است که این موضوع سبب شکل‌گیری احتراق ناقص و افزایش انتشار منوکسیدکربن است. هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض به دلیل نقشی که در شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت دیزل و احتراق در ناحیه چلانج دارد در همه حالت‌های احتراق و زمان‌بندی پیش‌پاشش سبب افزایش انتشار آلاینده منوکسیدکربن می‌شود. در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود با افزایش نسبت گاز سنتز در ترکیب سوخت و جلو انداختن زمان‌بندی پیش‌پاشش از ۲۵ تا ۵۵ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به میزان انتشار منواکسیدکربن افزوده می‌شود.

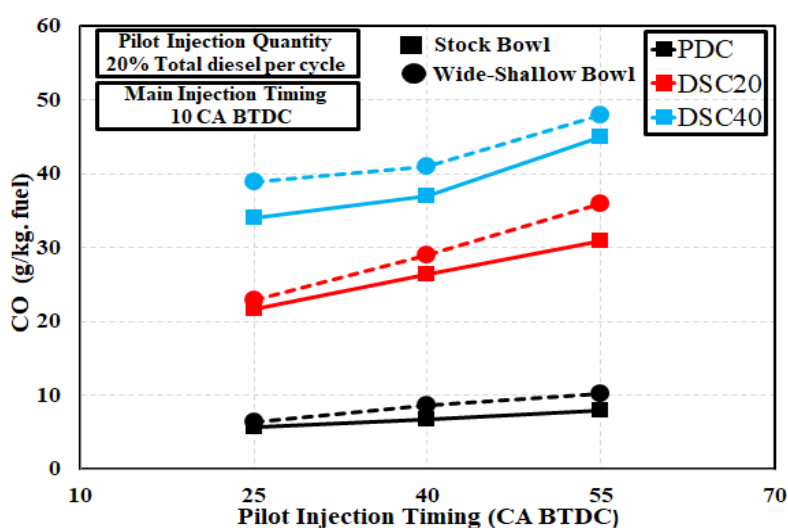


Figure 13- Effects of pilot injection timing and piston bowl geometry on CO emission at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۱۳- اثرهای زمان‌بندی پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار منواکسیدکربن در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

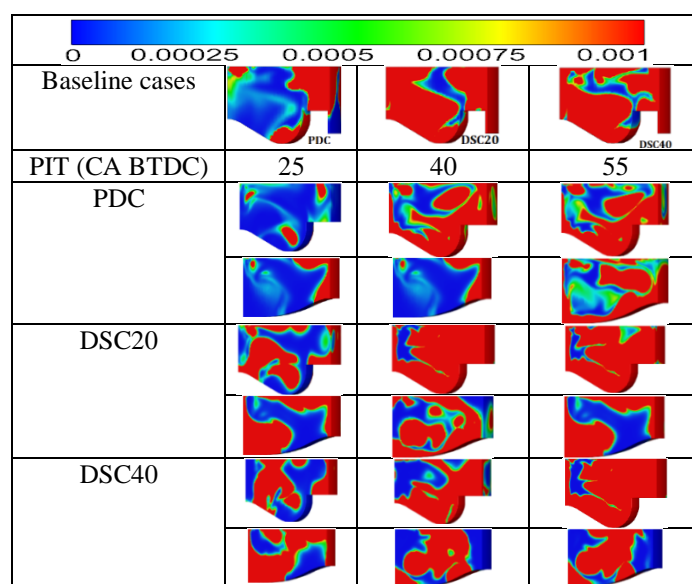


Figure 14- The in-cylinder CO emissions for stock and wide-shallow combustion chambers and pilot injection timing of 25,40 and 55 CA BTDC at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۱۴- انتشار منواکسیدکربن درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و زمان بندی سوخت پیش پاشش ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

نتیجه گیری

هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان تغییرات زمان بندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل (پاشش مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و پاشش مرحله دوم در ۱۰ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) و هندسه کاسه پیستون (مقعری- کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل- گاز سنتز بود. نتایج به دست آمده شامل موارد ذیل است:

۱- در حالت های احتراق دیزل- گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ بیشترین میزان نرخ آزادسازی حرارت و میانگین فشار داخل سیلندر در زمان بندی پیش پاشش در ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا مشاهده شده که دلیل آن نزدیک شدن این زمان بندی به نقطه مرگ بالا، کاهش زمان تأخیر در اشتعال، نزدیک شدن زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا، افزایش سرعت و دمای احتراق است.

۲- بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در مقایسه با کاسه پیستون مقعری سبب کاهش نواحی سرعت بالا در داخل محفظه می شود دلیل این موضوع کاهش نسبت قطر سیلندر به قطر کاسه پیستون است.

۳- در حالت احتراق دیزل- گاز سنتز ۴۰ درصد بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض در زمان بندی پیش پاشش ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا کمترین میزان نرخ افزایش فشار در داخل سیلندر اتفاق افتاد.

۴- کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن در حالت احتراق دیزل- گاز سنتز ۴۰ درصد و در زمان بندی ۵۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض به ۱۷/۱۸ گرم بر کیلوگرم سوخت رسید که در مقایسه با حالت دیزل پایه به میزان ۶۳/۵ درصد کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن را نشان می دهد.

۵- کمترین میزان انتشار هیدروکربن های نسوخته با احتراق دیزل- گاز سنتز ۴۰ درصد در زمان بندی پیش پاشش ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) به میزان ۰/۱ گرم به کیلوگرم سوخت است. این میزان انتشار ۸۰/۲ درصد از احتراق دیزل پایه کمتر است.

۶- کمترین میزان انتشار ذرات دوده در احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد با بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعر) و زمان بندی پیش پاشش در ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و به میزان ۰/۰۱۵ گرم بر کیلوگرم سوخت است که این میزان انتشار ذرات دوده ۹۶/۵ درصد کمتر از حالت کارکرد دیزل پایه است.

۷- با افزایش درصد بکارگیری سوخت گازسنتز میزان انتشار منوکسیدکربن افزایش زیادی را نشان می دهد به گونه ای که بیشترین میزان انتشار گاز منوکسیدکربن برای حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰٪ با بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در زمان بندی ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا به میزان ۴۸ گرم بر کیلوگرم مشاهده شد.

فهرست علائم

CA	Crank Angle	زاویه میل لنگ
CA50	Combustion Phase	زمان بندی احتراق
ID	Ignation Delay	تاخیر در اشتعال
CA BTDC	Before Top Dead Center	زاویه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا
ATDC	After Top Dead Center	بعد از نقطه مرگ بالا
DSC20	Diesel-syngas combustion 20%	احتراق دیزل- گاز سنتز ۲۰٪
DSC40	Diesel-syngas combustion 40%	احتراق دیزل- گاز سنتز ۴۰٪
PDC	Pure diesel combustion	احتراق دیزل خالص
PIT	Pilot injection timing	زمان بندی تزریق سوخت پیش پاشش
Nox	Nitrogen Oxides	اکسیدهای نیتروژن
CO	Carbon Monoxide	منو اکسید کربن
SOOT	soot	ذرات دوده
HC	Hydro-Carbons	هیدروکربن های نسوخته
H2	Hydrogen gas	گاز هیدروژن
RCCI	Reactivity controlled compression ignition	احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده
SOI1	Start of Injection1	پاشش مرحله اول سوخت دیزل
SOI2	Start of Injection2	پاشش مرحله دوم سوخت دیزل
HRR	Heat Released Rate	نرخ آزاد سازی حرارت
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	میانگین فشار متوسط اندیکاتور
EGR	Exhaust Gas Recirculation	بازخورانی دود خروجی
DIT	Direct Injection Timing	زمان بندی تزریق مستقیم سوخت دیزل

منابع

- Zhong, Wenjun, et al. "Experimental Study the Effect of Injection Strategies on Combustion and Emission Characteristics in Gasoline Compression Ignition Engines Using Gasoline/Hydrogenated Catalytic Biodiesel Blends." *Fuel*, vol. 278, Oct. 2020, p. 118156, 10.1016/j.fuel.2020.118156.
- Teixeira, Claudio Vidal, et al. "Reactivity Controlled Compression Ignition with Triple Injection Fuel: Ethanol-Diesel-Ethanol." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 42, no. 8, 8 July 2020, 10.1007/s40430-020-02441-z. Accessed 28 July 2020.
- Yousefi, Amin, et al. "An Experimental and Numerical Study on Diesel Injection Split of a Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Engine at a Low Engine Load." *Fuel*, vol. 212, Jan. 2018, pp. 332-346, 10.1016/j.fuel.2017.10.053. Accessed 15 June 2019
- Mohammadian, Amir, et al. "Effect of Injection Strategies on a Single-Fuel RCCI Combustion Fueled with Isobutanol/Isobutanol + DTBP Blends." *Fuel*, vol. 278, Oct. 2020, p. 118219, 10.1016/j.fuel.2020.118219. Accessed 28 July 2020.

5. Meng, Xiangyu, et al. "Study of Using Diesel/High-on Biofuel Blends as the Pilot Fuel with Large Proportion and Split Injection in the Dual-Fuel Combustion." *Fuel*, vol. 268, May 2020, p. 117345, 10.1016/j.fuel.2020.117345. Accessed 23 Aug. 2022
6. Bhiogade, Girish E., et al. "Investigations on Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Engines: A Review." *Fluid Mechanics and Fluid Power – Contemporary Research*, 21 Sept. 2016, pp. 1455–1463, 10.1007/978-81-322-2743-4_139. Accessed 23 Aug. 2022.
7. Singh, Akhilendra Pratap, and Avinash Kumar Agarwal. "Low-Temperature Combustion: An Advanced Technology for Internal Combustion Engines." *Energy, Environment, and Sustainability*, 30 Nov. 2017, pp. 9–41, 10.1007/978-981-10-7575-9_2.
8. Drews P, Albin T, Hoffmann K, Vanegas A, Felsch C, Peters N, Abel D. "Model based optimal control for PCCI combustion engines." 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, July 12-14, 2010
9. Li, Jing, et al. "Numerical Study on Double Injection Techniques in a Gasoline and Biodiesel Fueled RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) Engine." *Applied Energy*, vol. 211, Feb. 2018, pp. 382–392, 10.1016/j.apenergy.2017.11.062. Accessed 3 Nov. 2020.
10. Anand Krishnasamy, Murugesu Pandian M "A Comparison of Conventional and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion Modes in a Small Single Cylinder Air-Cooled Diesel Engine." *SAE Technical Paper Series*, 8 Oct. 2017, 10.4271/2017-01-2365.
11. Curran, Scott J, et al. "Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine." *International Journal of Engine Research*, vol. 13, no. 3, 26 Apr. 2012, pp. 216–225, 10.1177/1468087412442324. Accessed 7 Nov. 2020.
12. Kokjohn, Sage, et al. "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines." *SAE International Journal of Engines*, vol. 4, no. 1, 12 Apr. 2011, pp. 360–374, 10.4271/2011-01-0357.
13. Li, Yaopeng, et al. "Parametric Study and Optimization of a RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) Engine Fueled with Methanol and Diesel." *Energy*, vol. 65, Feb. 2014, pp. 319–332, 10.1016/j.energy.2013.11.059. Accessed 23 Aug. 2022.
14. Dempsey, A. B., das Adhikary, B., Viswanathan, S., & Reitz, R. D. "Reactivity Controlled Compression Ignition Using Premixed Hydrated Ethanol and Direct Injection Diesel." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 134, no. 8, 21 June 2012, 10.1115/1.4006703. Accessed 24 Dec. 2019.
15. Pan, S., Liu, X., Cai, K., Li, X., Han, W., & Li, B. "Experimental Study on Combustion and Emission Characteristics of Iso-Butanol/Diesel and Gasoline/Diesel RCCI in a Heavy-Duty Engine under Low Loads." *Fuel*, vol. 261, Feb. 2020, p. 116434, 10.1016/j.fuel.2019.116434.
16. Jacob Thomas, J., Sabu, V., Basrin, G., & Nagarajan, G. "Hexanol: A Renewable Low Reactivity Fuel for RCCI Combustion." *Fuel*, vol. 286, Feb. 2021, p. 119294, 10.1016/j.fuel.2020.119294.
17. Zhou, D., Yang, W., An, H., Li, J., & Shu, C "A Numerical Study on RCCI Engine Fueled by Biodiesel/Methanol." *Energy Conversion and Management*, vol. 89, Jan. 2015, pp. 798–807, 10.1016/j.enconman.2014.10.054.
18. Zheng, Z., Xia, M., Liu, H., Wang, X., & Yao, M. "Experimental Study on Combustion and Emissions of Dual Fuel RCCI Mode Fueled with Biodiesel/N-Butanol, Biodiesel/2,5-Dimethylfuran and Biodiesel/Ethanol." *Energy*, vol. 148, Apr. 2018, pp. 824–838, 10.1016/j.energy.2018.02.015.
19. Thomas, J. J., Sabu, V., Nagarajan, G., Kumar, S., & Basrin, G. "Influence of Waste Vegetable Oil Biodiesel and Hexanol on a Reactivity Controlled Compression Ignition Engine Combustion and Emissions." *Energy*, vol. 206, Sept. 2020, p. 118199, 10.1016/j.energy.2020.118199.
20. Hanson, R., Curran, S., Wagner, R., & Reitz, R. D. "Effects of Biofuel Blends on RCCI Combustion in a Light-Duty, Multi-Cylinder Diesel Engine." *SAE International Journal of Engines*, vol. 6, no. 1, 8 Apr. 2013, pp. 488–503, 10.4271/2013-01-1653.
21. Rahnama, P., Paykani, A., Bordbar, V., & Reitz, R. D. "A Numerical Study of the Effects of Reformer Gas Composition on the Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas/Diesel RCCI Engine Enriched with Reformer Gas." *Fuel*, vol. 209, Dec. 2017, pp. 742–753, 10.1016/j.fuel.2017.07.103.
22. Xu, Z., Jia, M., Xu, G., Li, Y., Zhao, L., Xu, L., & Lu, X. "Potential for Reducing Emissions in Reactivity-Controlled Compression Ignition Engines by Fueling Syngas and Diesel." *Energy & Fuels*, vol. 32, no. 3, 6 Feb. 2018, pp. 3869–3882, 10.1021/acs.energyfuels.7b03265.
23. Rahnama, P., Paykani, A., & Reitz, R. D. "A Numerical Study of the Effects of Using Hydrogen, Reformer Gas and Nitrogen on Combustion, Emissions and Load Limits of a Heavy Duty Natural Gas/Diesel RCCI Engine." *Applied Energy*, vol. 193, May 2017, pp. 182–198, 10.1016/j.apenergy.2017.02.023.
24. Hagos, F. Y., Aziz, A. R. A., & Sulaiman, S. A. "Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines." *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, Jan. 2014, p. 401587, www.build-a-gasifier.com/PDF/401587.pdf, 10.1155/2014/401587.
25. Tartakovsky, L., & Sheintuch, M. "Fuel Reforming in Internal Combustion Engines." *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 67, July 2018, pp. 88–114, 10.1016/j.peccs.2018.02.003.
26. Fiore, M., Magi, V., & Viggiano, A. "Internal Combustion Engines Powered by Syngas: A Review." *Applied Energy*, vol. 276, Oct. 2020, p. 115415, 10.1016/j.apenergy.2020.115415.
27. Bates, R., & Dölle, K. "Syngas Use in Internal Combustion Engines - a Review." *Advances in Research*, vol. 10, no. 1, 10 Jan. 2017, pp. 1–8, 10.9734/air/2017/32896.

28. Rahnama, P., Paykani, A., Bordbar, V., & Reitz, R. D. "A Numerical Study of the Effects of Reformer Gas Composition on the Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas/Diesel RCCI Engine Enriched with Reformer Gas." *Fuel*, vol. 209, Dec. 2017, pp. 742–753, 10.1016/j.fuel.2017.07.103.
29. Xu, Z., Jia, M., Li, Y., Chang, Y., Xu, G., Xu, L., & Lu, X. "Computational Optimization of Fuel Supply, Syngas Composition, and Intake Conditions for a Syngas/Diesel RCCI Engine." *Fuel*, vol. 234, Dec. 2018, pp. 120–134, 10.1016/j.fuel.2018.07.003.
30. D.F. Chuahy, Flavio, and Sage L. Kokjohn. "Effects of Reformed Fuel Composition in "Single" Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion." *Applied Energy*, vol. 208, Dec. 2017, pp. 1–11, 10.1016/j.apenergy.2017.10.057.
31. Xu, Zhen, et al. "Computational Optimization of Fuel Supply, Syngas Composition, and Intake Conditions for a Syngas/Diesel RCCI Engine." *Fuel*, vol. 234, Dec. 2018, pp. 120–134, 10.1016/j.fuel.2018.07.003.
32. Hariharan, Deivanayagam, et al. "Single-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition through Catalytic Partial Oxidation Reformation of Diesel Fuel." *Fuel*, vol. 264, Mar. 2020, p. 116815, 10.1016/j.fuel.2019.116815.
33. Krishnamoorthi, M., et al. "Experimental, Numerical and Exergy Analyses of a Dual Fuel Combustion Engine Fuelled with Syngas and Biodiesel/Diesel Blends." *Applied Energy*, vol. 263, Apr. 2020, p. 114643, 10.1016/j.apenergy.2020.114643.
34. Yang, C-H, and H Zhao. "In-Cylinder Studies of Hybrid Combustion in a Direct Injection Single-Cylinder Optical Engine." *International Journal of Engine Research*, vol. 11, no. 6, Dec. 2010, pp. 515–531, 10.1243/14680874jer519.
35. Splitter, Derek, et al. "Injection Effects in Low Load RCCI Dual-Fuel Combustion." *SAE Technical Paper Series*, 11 Sept. 2011, 10.4271/2011-24-0047.
36. Wang, Hu, et al. "The Effects of DI Fuel Properties on the Combustion and Emissions Characteristics of RCCI Combustion." *Fuel*, vol. 227, Sept. 2018, pp. 457–468, 10.1016/j.fuel.2018.04.025.
37. Pan, Suozhu, et al. "Experimental Study on Combustion and Emission Characteristics of Iso-Butanol/Diesel and Gasoline/Diesel RCCI in a Heavy-Duty Engine under Low Loads." *Fuel*, vol. 261, Feb. 2020, p. 116434, 10.1016/j.fuel.2019.116434.
38. Panda, Kasinath, and A. Ramesh. "Experimental Investigation of Multiple Injection Strategies on Combustion Stability, Performance and Emissions in a Methanol-Diesel Dual Fuel Non-Road Engine." *SAE Technical Paper Series*, 14 Apr. 2020, 10.4271/2020-01-0308.
39. Harari, P.A., et al. "Experimental Studies on Performance and Emission Characteristics of Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine Operated with Gasoline and Thevetia Peruviana Biodiesel." *Renewable Energy*, vol. 160, Nov. 2020, pp. 865–875, 10.1016/j.renene.2020.07.009.
40. Azmi, Muhammad Asyraf Mohd, et al. "Numerical Study of the Effect of Injection Strategy and Compression Ratio on Gasoline/Diesel Fueled RCCI Engine." *SAE Technical Paper Series*, 30 Oct. 2018, 10.4271/2018-32-0017.
41. Dempsey, Adam B., et al. "Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel." *SAE International Journal of Engines*, vol. 6, no. 1, 8 Apr. 2013, pp. 78–100, 10.4271/2013-01-0264.
42. Nazemian, Mehrdad, et al. "Effects of Piston Geometry and Injection Strategy on the Capacity Improvement of Waste Heat Recovery from RCCI Engines Utilizing DOE Method." *Applied Thermal Engineering*, vol. 152, Apr. 2019, pp. 52–66, 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.055.
43. Kakaee, Amir-Hasan, et al. "Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel RCCI Engine." *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, June 2016, pp. 1462–1472, 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.162.
44. Jafari, Bahram, et al. "Assessment of the Impacts of Combustion Chamber Bowl Geometry and Injection Timing on a Reactivity Controlled Compression Ignition Engine at Low and High Load Conditions." *International Journal of Engine Research*, 4 Oct. 2020, p. 146808742096121, 10.1177/1468087420961211.
45. Kamimoto, T., & Kobayashi, H. "Combustion processes in diesel engines, *Prog. Energy Cornbust*, Vol. 17, pp. 163–18917, *Sci.* 1991
46. K. J. Richards, P. K. Senecal and E. Pomraning, "CONVERGE v2.3 Manual," Convergent Science, Inc., Madison, WI, 2016.
47. P. K. Senecal and et al., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Liftoff Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry," *SAE Technical Paper Vol. 112, Section 3: JOURNAL OF ENGINES* (2003), pp. 1331-1351
48. J. Naber and R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement" *SAE Technical Paper.Vol. 97, Section 6: JOURNAL OF ENGINES* (1988), pp. 118-140
49. D.F. Chuahy, Flavio, and Sage L. Kokjohn. "High Efficiency Dual-Fuel Combustion through Thermochemical Recovery and Diesel Reforming." *Applied Energy*, vol. 195, June 2017, pp.503–522,
50. Azmi, Muhammad Asyraf Mohd, et al. "Numerical Study of the Effect of Injection Strategy and Compression Ratio on Gasoline/Diesel Fueled RCCI Engine." *SAE Technical Paper Series*, 30 Oct. 2018, 10.4271/2018-32-0017.
51. Xu, Zhen, et al. "Computational Optimization of Fuel Supply, Syngas Composition, and Intake Conditions for a Syngas/Diesel RCCI Engine." *Fuel*, vol. 234, Dec. 2018, pp. 120–134, 10.1016/j.fuel.2018.07.003.

English Abstract

Numerical study of the simultaneous impacts of pilot fuel injection timing and piston bowl geometry in a RCCI engine with diesel\syngas fuel

Mojtaba ebrahimi¹, Bahram Jafari^{2*}

1- Department of Engineering Modern Technologies, Amol University of Special Modern Technologies (AUSMT), Amol, Iran, mojtabaebrahimi507@gmail.com

2- Faculty of Engineering Modern Technologies, Amol University of Special Modern Technologies (AUSMT), Amol, Iran, b.jafari@ausmt.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2022/02/23, Received in revised form: 2022/06/21, Accepted: 2022/08/13)

This numerical study the simultaneous impacts of diesel direct injection timing (pilot injection at 25-40-55 Crank Angle (CA) Before Top Dead Center (BTDC) and main injection at 10 BTDC), combustion chamber geometry (re-entrant (baseline), and wide-shallow chamber), and applying syngas, 20% and 40% of total energy per cycle, in a heavy-duty off-road RCCI engine. This numerical research is conducted using CONVERGE computational fluid dynamic code. The SAGE combustion model was used coupled with a detailed chemical kinetic mechanism consist of 72 species and 360 reactions. The results showed that increasing the syngas to diesel ratio up to 40% caused the combustion speed increased compared to the baseline pure diesel combustion and the start of combustion occurred near the top dead center. Also use of the wide-shallow combustion chamber along with diesel injection at 55 CA BTDC at diesel- 40% syngas combustion operating condition significantly reduced the maximum pressure rise rate compared to other combustion conditions. Additionally, at this combustion condition emissions of Nitrogen Oxides (NO_x), soot and Hydro-Carbons are 17.18, 0.015, 0.1 g/kg of fuel which are decreased by 63.5%, 96.5% and 80.2%, respectively, compared to the baseline pure diesel combustion. However, the use of syngas increased the emission of carbon monoxide.

Keywords: RCCI combustion, piston bowl, pilot injection, Diesel injection timing, Syngas