



بررسی تاثیرات همزمان فشار پاشش سوخت و بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد و میزان آلاینده‌های تولیدی یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا

رئوف مبشری^{۱*} و رحمان اکبری^۲

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حضرت آیت الله العظمی بروجردی (ره)

^۲ کارشناس، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حضرت آیت الله العظمی بروجردی (ره)

مقاله مستقل؛ تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۳/۱۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۱۱/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۴/۱۸

چکیده

در تحقیق حاضر، شبیه‌سازی یک موتور مدرن اشتعال تراکمی از نوع پاشش مستقیم سرعت بالا، جهت بررسی تاثیرات همزمان فشار پاشش سوخت و بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد و میزان آلاینده‌های تولیدی موتور انجام گرفته است. برای این منظور، ابتدا به مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی موتور پایه و تطبیق شرایط عملکردی موتور به لحاظ مقادیر، فشار داخل استوانه و میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده پرداخته شده است؛ سپس، بررسی تاثیر فشار پاشش سوخت در درصدهای مختلف بازخورانی گازهای خروجی انجام گرفته است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد، با ثابت بودن میزان سوخت پاشیده شده، بدون اعمال بازخورانی گازهای خروجی، افزایش فشار پاشش سوخت، سبب افزایش فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کاهش میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری می‌شود. اگرچه میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن تا حد زیادی افزایش یافته، میزان آلاینده دوده با کاهش همراه خواهد بود. با اعمال درصدهای مختلف از بازخورانی گازهای خروجی، امکان کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن با حفظ شرایط کارکردی موتور (میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و فشار موثر متوسط اندیکاتوری) فراهم می‌شود، در این حالت روند افزایشی آلاینده دوده، به عنوان عاملی منفی بایستی مورد توجه قرار گیرد.

کلمات کلیدی: موتور اشتعال تراکمی؛ شبیه‌سازی؛ بازخورانی گازهای خروجی؛ فشار پاشش سوخت.

Analysis the Simultaneous Effects of Injection Pressure and EGR on the Engine Performance and the Amount of Pollutant Emissions in an HSDI Diesel Engine

R. Mobasheri^{1,*}, R. Akbari²

¹ Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Ayatollah ozma Boroujerdi, Boroujerd, Iran.

² B.Sc., Department of Mechanical Engineering, University of Ayatollah ozma Boroujerdi, Boroujerd, Iran.

Abstract

In the current research, a CFD simulation has been carried out to investigate the simultaneous effects of injection pressure and Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the engine performance and the amount of pollutant emissions in a modern High Speed Direct Injection (HSDI) diesel engine. For this purpose, the computational results have been firstly compared to the measured data and a good agreement has been achieved in regard to predicting the in-cylinder pressure and the amount of NOx and soot emissions. Then, the effects of injection pressure has been studied at the various EGR rates. The results show, in the case of a constant injected fuel and without using the EGR, decreasing the nozzle diameter causes increase of Indicated Mean Effective Pressure (IMEP) and reduction of Indicate Specific Fuel Consumption (ISFC). However, the amount of NOx emission has been largely increased and the amount of soot emissions has been decreased. By applying the different percentage of EGR rates, a potential to decrease the amount of NOx emission have been provided while the engine operating conditions (including the ISFC and IMEP) remain constant. However, the increase of soot emissions should be considered as a negative parameter in this case.

Keywords: Diesel Engine; Simulation; EGR; Injection Pressure.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۰۶۶۴۲۴۶۸۳۲۰؛ فکس: ۰۶۶۴۲۴۶۸۳۲۳

آدرس پست الکترونیک: r.mobasheri@abru.ac.ir

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی، به عنوان یکی از اصلی‌ترین منابع تولید آلاینده‌ها و مصرف‌کننده سوخت‌های فسیلی مطرح می‌باشند. به همین دلیل، در سال‌های اخیر افزایش تولید و کاربرد موتورهای اشتعال تراکمی در صنعت حمل و نقل، همواره با چالشی بزرگ و مهم به لحاظ مسائل مربوط به محیط زیست و همچنین اتمام ذخایر نفتی همراه بوده است. در ۲۰ سال گذشته، تحقیقات و مطالعات فراوانی جهت توسعه تکنولوژی‌های پیشرفته جهت برآوردن استانداردهای سختگیرانه زیست محیطی در تولید موتورهای اشتعال تراکمی صورت گرفته است؛ همچنین بحث در خصوص استفاده از سوخت‌های نوین، به عنوان جایگزینی برای سوخت‌های فسیلی به موازات این تحقیقات، همواره مطرح و مورد توجه بوده است [۱-۳].

یکی از چالش‌های عمده و اساسی در موتورهای اشتعال تراکمی، کاهش همزمان آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن است، از آنجا که این دو آلاینده عموماً رفتاری متضاد با یکدیگر داشته، به نحوی که کاهش هر کدام، افزایش دیگری را به دنبال دارد [۳-۴]. در سال‌های اخیر، راهکارهای مختلفی برای کاهش میزان آلاینده‌های تولیدی در موتورهای احتراق داخلی ارائه شده است نظیر، اعمال تغییر در میزان بازخورانی گازهای خروجی [۵]، افزایش فشار پاشش سوخت [۶]، تغییر زاویه پاشش سوخت [۷]، تغییر هندسه محفظه احتراق [۸] و غیره. به طور کلی پارامترهای مرتبط با سامانه سوخت رسانی که در مقاله حاضر نیز مورد توجه و تحلیل قرار گرفته‌اند، در موتورهای اشتعال تراکمی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده، تحقیقات مختلفی در زمینه بهبود شرایط عملکردی موتور با اعمال تغییر در پارامترهایی نظیر، فشار پاشش و زمانبندی پاشش سوخت انجام شده است.

خیاز و همکاران [۹]، در تحقیقی تأثیر فشار پاشش سوخت را روی میزان آلاینده‌های تولیدی در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم بررسی کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش مقدار فشار پاشش سوخت، اختلاط سوخت و هوا بهتر انجام گرفته، مقدار بیشینه فشار و دما داخل استوانه افزایش پیدا کرده که این امر، باعث افزایش مقدار اکسیدهای نیتروژن و کاهش آلاینده دوده تولیدی می‌شود. همچنین به دلیل رابطه مستقیم بین

توان تولیدی موتور با مساحت زیر نمودار فشار داخل استوانه، با افزایش فشار پاشش سوخت، مقدار توان موتور نیز افزایش پیدا کرده است.

در تحقیقی دیگر، رستمی و همکاران [۱۰] اثر فشار پاشش سوخت و زمانبندی پاشش را روی یک موتور اشتعال تراکمی، مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که افزایش فشار پاشش سوخت، سبب افزایش بیشینه فشار درون استوانه می‌شود که این امر بدلیل نفوذ بیشتر فواره سوخت به درون محفظه احتراق و اختلاط بهتر سوخت با هوای درون استوانه بوده است. به عبارت دیگر، در فشار پاشش سوخت بالا، مخلوط مناسبی برای اشتعال مهیا شده است که این امر، افزایش بیشینه فشار درون استوانه و همچنین افزایش توان و گشتاور ترمزی موتور را در مقایسه با نتایج موتور پایه به همراه خواهد داشت.

در تحقیقی دیگر که توسط قاضی‌خانی و همکاران [۱۱] به انجام رسیده است، تأثیرات فشار پاشش سوخت بر مصرف سوخت ویژه ترمزی و میزان آلاینده‌ها در یک موتور اشتعال تراکمی، مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افزایش فشار پاشش سوخت، سبب کاهش میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی و میزان تولید آلاینده‌های هیدروکربنی می‌شود که این امر عمدتاً بدلیل اختلاط بهتر سوخت و هوا و به تبع آن احتراقی سریعتر است که در پی آن رخ می‌دهد.

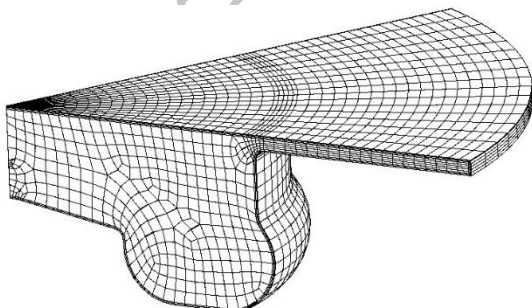
در تحقیقی دیگر که در سال ۲۰۱۴ توسط آگاروال و همکاران [۱۲] به انجام رسیده است، اثرات میزان فشار پاشش و زمانبندی پاشش در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این تحقیق، نشان می‌دهد که افزایش میزان فشار پاشش سوخت، سبب افزایش سطح اسپری سوخت می‌شود؛ همچنین به تعویق انداختن زمان شروع پاشش در کاهش قطر میانگین ذرات سوخت، بسیار موثر است.

در تحقیقی دیگر که در سال ۲۰۱۳ توسط جایچاندار و همکاران [۱۳] به انجام رسیده است، اثرات همزمان میزان فشار پاشش سوخت و شکل هندسه محفظه احتراق، مورد ارزیابی و تحلیل قرار گرفته است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افزایش فشار پاشش سوخت، سبب کاهش میزان مدت زمان فرآیند تاخیر در اشتعال گشته و به بهبود بازده

پاشش سوخت بالا، بر افزایش میزان تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن بایستی به عنوان پارامتری منفی مد نظر قرار گیرد؛ لذا در تحقیق حاضر، در کنار به کارگیری راهکار افزایش فشار پاشش سوخت، بازخورانی گازهای خروجی موتور نیز به عنوان روشی موثر جهت حل مشکل افزایش آلاینده اکسیدهای نیتروژن، مورد استفاده قرار گرفته است. به عبارت دیگر، اثرات همزمان دو استراتژی مختلف شامل، افزایش فشار پاشش سوخت و همچنین بکارگیری درصدهای مختلف بازخورانی گازهای خروجی موتور جهت دستیابی به بهترین حالت عملکردی موتور در پژوهش حاضر، مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است و نهایتاً نتایج در قالب ۱۶ استراتژی مختلف، با نتایج موتور پایه مقایسه شده است.

۲- الگوهای محاسباتی

برای بررسی عددی و شبیه‌سازی فرایند احتراق در این مطالعه، از نسخه سال ۲۰۱۳ نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی فایر استفاده شده است [۱۷]. به دلیل مکان هندسی متقارن سامانه پاشش سوخت و قرارگیری آن در مرکز سراسوتانه و همچنین به دلیل وجود ۶ سوراخ در سامانه پاشش سوخت موتور مورد بررسی، محاسبات روی یک قطاع ۶۰ درجه صورت گرفته است. شکل محفظه احتراق طراحی شده T شبکه‌های محاسباتی آن برای موقعیتی که پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد، در شکل ۱ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل ۱ مشخص است، سطح کاسه پیستون جهت انجام محاسبات انتقال حرارت دقیق‌تر با دو لایه یکنواخت و سراسری شبکه‌بندی شده است. بدلیل تمرکز شبیه‌سازی بر فرایند احتراق، از ورودی هوا و خروجی



شکل ۱- هندسه و شبکه محاسباتی محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا

حرارتی موتور و میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور کمک می‌کند، اگر چه این استراتژی با اثراتی منفی روی میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن همراه است.

در زمینه استفاده از سامانه بکارگیری بازخورانی گازهای خروجی موتور نیز، تحقیقات مختلفی به انجام رسیده است. فهیمی‌راد و همکاران [۱۴]، در پژوهشی تاثیر بازخورانی گازهای خروجی بر شکل‌گیری آلاینده‌ها در یک موتور اشتعال تراکمی را بررسی کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که بازخورانی گازهای خروجی، باعث کاهش بیشینه دمای داخل استوانه شده است که این امر عمدتاً به دلیل کاهش نرخ واکنش‌های شیمیایی روی می‌دهد. از سوی دیگر، بازخورانی گازهای خروجی به موتور، به علت گرم بودن گازهای بازگشتی، موجب پیش گرمایش هوای ورودی شده، احتراق را به سمت احتراق کامل هدایت می‌کند.

سلطانی نظری و همکاران [۱۵] در تحقیقی دیگر، تاثیر بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد و انتشار آلاینده اکسیدهای نیتروژن را در یک موتور اشتعال تراکمی بررسی کرده‌اند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، به کارگیری سامانه بازخورانی گازهای خروجی، سبب کاهش قابل توجهی در آلاینده اکسیدهای نیتروژن خواهد شد؛ اما از سوی دیگر، افزایش انتشار هیدروکربن و افزایش مصرف سوخت ویژه ترمزی را به همراه خواهد داشت.

در تحقیقی دیگر که در سال ۲۰۱۲ [۱۶] به انجام رسیده است، به بررسی و مطالعه اثرات بازخورانی گازهای خروجی در یک موتور اشتعال تراکمی پرداخته شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، به کارگیری روش بازخورانی گازهای خروجی موتور، سبب کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن و همچنین کاهش دمای گازهای خروجی موتور می‌شود؛ اما در عین حال، تاثیرات منفی این روش بر میزان تولید آلاینده دوده و نیز افزایش میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی، بایستی مورد توجه قرار گیرد.

با توجه به پژوهش‌های صورت گرفته پیشین، به طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که روش بکارگیری فشار پاشش سوخت بالا، راهکار موثری در کاهش میزان آلاینده دوده و نیز آلاینده‌های هیدروکربنی موتور بوده، ضمن اینکه این استراتژی می‌تواند در کاهش میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور نیز موثر باشد؛ اما از سوی دیگر، اثرات فشار

۲-۱- الگوی پاشش

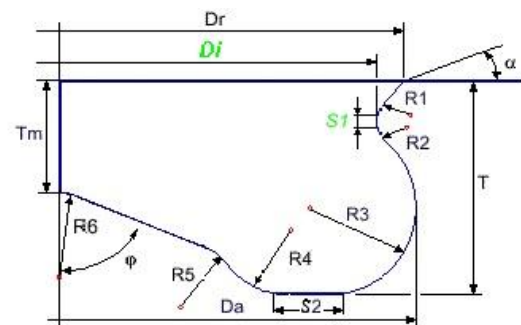
در این مطالعه از الگوی جدایش سوخت Wave [۱۷-۱۸]، جهت بررسی تأثیر پیکربندی‌های پاشش سوخت بر ساختمان افشانه موتور و تأثیرات آن بر گردافشانی اولیه و ثانویه ذرات سوخت افشانه شده، استفاده شده است. لازم به ذکر است، رشد آشفتگی اولیه سطح سوخت افشانه شده، به طول موج و دیگر خصوصیات فیزیکی و دینامیکی آن وابسته است. برای انجام این شبیه‌سازی، با استفاده از این الگوی جدایش، قطر ذرات سوخت هم اندازه با قطر سوراخ‌های سامانه پاشش سوخت، در نظر گرفته شده است.

جهت بررسی و مطالعه گردافشانی و افزایش دمای ذرات سوخت، از الگوی گردافشانی Dukowicz استفاده شده است [۱۹]. طبق این الگوی گردافشانی، دمای ذره سوخت یکنواخت در نظر گرفته شده است. علاوه بر آن، آهنگ تغییر دمای ذرات سوخت با استفاده از تعادل گرمایی تعیین شده است؛ به طوری که انتقال دما از گازهای اطراف به قطره سوخت، باعث افزایش دمای آن شده و یا به فرآیند تبخیر آن کمک می‌کند. در این الگو بر خلاف الگوهای دیگر، نیازی به تعیین توزیع اولیه ذرات خروجی افشانه نمی‌باشد. علاوه بر الگوهای ذکر شده فوق، از الگوی دیواره افشانه (Spray Wall) [۱۷] در این شبیه‌سازی بهره گرفته شده است. در این الگو فرض می‌شود که یک قطره که با دیواره برخورد می‌کند طبق عدد وبر، تحت تأثیر برجهندگی یا انعکاس قرار می‌گیرد.

۲-۲- الگوی اختلاطی

مرحله تبخیر و اختلاط و به ویژه آهنگ اختلاط سوخت، به عنوان عامل بحرانی و تعیین‌کننده در موتور اشتعال تراکمی مطرح است و مراحل اولیه اشتعال، به شدت تحت تأثیر این فرآیند قرار می‌گیرند. الگوهای اختلاطی زیادی وجود دارد که در این مطالعه از مدل $k_{\zeta}f$ استفاده شده که توسط هانجلیک و همکاران توسعه داده شده است [۲۰]. این الگو بر اساس اصل وارفتگی بیضوی داربین [۲۱] 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. \bar{v}^2 یک مقیاس سرعت و k نیز، انرژی سینتیکی اختلاط است. از مزایای استفاده از این الگو، می‌توان به اهمیت آن در ناحیه سامانه افشانه سوخت

دود چشم‌پوشی شده است؛ لذا محاسبات از زمان بسته‌شدن سوپاپ‌های ورودی هوا (زاویه ۲۷۱ درجه میل‌لنگ) شروع و به هنگام بازشدن سوپاپ‌های خروجی دود (زاویه ۴۹۱ درجه میل‌لنگ)، به پایان رسیده است. لازم به ذکر است، الگوی مورد نیاز جهت شبیه‌سازی طرح کاسه پیستون و همچنین مشخصات هندسی لازم به ترتیب، در شکل ۲ و جدول ۱ نشان داده شده است.



شکل ۲- الگو لازم جهت شبیه‌سازی طرح کاسه پیستون

جدول ۱- مشخصات هندسی طرح کاسه پیستون

پارامتر	میلی متر
Tm	۶۵
T	۱۴
Di	۴۶/۱۶
Dr	۴۷/۸
Da	۴۹
S1	۴/۵۵
S2	۵
R1	۰/۹
R2	۲
R3	۴/۵
R4	۴/۵
R5	۰/۹
R6	۸
زاویه	درجه
α	۵
φ	۱۶۰/۲

۲-۴- الگوی آلاینده‌ها

تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن در موتورهای احتراق تراکمی، به سه فرآیند متفاوت بستگی داشته که عبارتند از: اکسیدهای نیتروژن گرمایی، اکسیدهای نیتروژن سریع و اکسیدهای نیتروژن ناشی از سوخت [۱۷]. در موتورهای احتراق تراکمی، اغلب موارد از فرآیند اکسیدهای نیتروژن ناشی از سوخت چشم‌پوشی می‌شود که دلیل آن، مقدار ناچیز نیتروژن موجود در ترکیب سوخت است. شبیه‌سازی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن، معمولاً بر مبنای فرآیند گرمایی است که در تحقیق حاضر، از الگوی گسترش یافته زدوپیچ بهره برده شده است [۱۷]. در سوخت‌هایی که حاوی نیتروژن بوده، فرآیند اکسیدهای نیتروژن سریع، کمتر رخ می‌دهد. برای سوخت‌هایی مانند سوخت‌های زیستی که معمولاً با دمای کمتری فرآیند احتراق را سپری می‌کنند، فرآیند اکسیدهای نیتروژن سریع، می‌تواند دلیل اصلی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن باشد [۱۷].

تشکیل آلاینده دوده و سیر تشکیل آن در طول فرآیند احتراق، تحت تاثیر واکنش‌های فیزیکی و شیمیایی زیادی است. سازوکار آلاینده دوده به دلایل زیادی از قبیل، تعداد زیاد گونه‌های اصلی تشکیل دهنده سوخت، سازوکار پیچیده احتراق و همچنین فعل و انفعالات ناهمگن در حین تشکیل این آلاینده، شبیه‌سازی این فرآیند را مشکل کرده است. در این مطالعه برای بررسی میزان آلاینده دوده تولیدی، از الگوی هیرایسو استفاده شده است [17].

۳- معادلات حاکم بر مساله

معادلات حاکم بر مساله در حوزه محاسباتی مورد بررسی شامل، معادلات پیوستگی، معادله مومنتوم و معادله انرژی بوده که در ادامه به معرفی آنها پرداخته شده است. لازم به ذکر است که به علت آشفتگی بودن جریان، کلیه کمیت‌های متوسط‌گیری شده زمانی، به صورت عادی بیان شده، در بیان معادلات از اندیس متوسط زمانی صرف‌نظر شده است.

۳-۱- معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}_s \quad (1)$$

در معادله (۱)، u سرعت سیال، ρ چگالی کل و $\dot{\rho}_s$ دبی جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه احتراق است.

اشاره کرد که شرایط مرزی دیواره‌ای در آن بسیار تاثیرگذار است. لازم به توضیح است، استفاده از الگوی اختلاطی $k-\epsilon$ در مقایسه با الگوی $k-\epsilon$ با ۱۵ درصد افزایش زمان در محاسبات همراه است [۲۱].

۲-۳- الگوی احتراق

تعیین مقدار متوسط نرخ واکنش‌های شیمیایی احتراق، مسئله مهمی در شبیه‌سازی عددی فرآیندهای سینتیک شیمیایی است؛ زیرا در این فرآیندها، توابع غیرخطی بسیاری برای تعیین مقادیر محلی دما و تراکم گونه‌ها وجود دارد. در مطالعه حاضر، از الگوی شعله پیوسته (CFM) استفاده شده است [۱۴]. این الگوی احتراقی بر پایه نظریه ریز شعله استوار است و بیان می‌کند که شعله متلاطم، متشکل از مجموعه‌ای از ریز شعله‌های آرام است. مقیاس‌های زمان و طول در ناحیه واکنش، کمتر از مقیاس‌های طول و زمان تلاطمی شعله در حال انتشار فرض شده‌اند. یکی از ابزارهای محاسباتی قدرتمند این الگوی احتراقی، الگوی احتراق پیوسته گسترش یافته سه ناحیه‌ای (ECFM-3Z) است که در مطالعه حاضر، از این الگو بهره برده شده است [۲۲].

الگوی احتراق پیوسته گسترش یافته سه ناحیه‌ای، سه ناحیه احتراقی را معرفی می‌کند که عبارتند از: ناحیه خود احتراقی، ناحیه احتراق پیش‌آمیخته و ناحیه احتراق پیش‌نیامیخته شده که این الگوی تکامل یافته، این سه ناحیه احتراق را از یکدیگر تمیز می‌دهد [۲۰]. همچنین در مطالعه حاضر، از الگوی خود احتراقی شل استفاده شده است [۱۷]. پیش واکنش‌های فرآیند خود احتراقی، بر اساس ترکیب پیش‌آمیخته سوخت و هوا محاسبه می‌شوند. خود احتراقی ناحیه‌ای، به دنبال احتراق پیش‌آمیخته اتفاق می‌افتد که ترکیبی از سوخت، هوا و گازهای باقیمانده از چرخه قبلی است و بازه زمانی آن، بین شروع پاشش سوخت و خود احتراقی است. ناحیه سوم یکی از نواحی سه گانه شعله در حال انتشار است و حد واصل میان سوخت و عامل اکسیدکننده است. واکنش‌های شیمیایی سوخت، در این ناحیه به وقوع می‌پیوندند. تاخیر در احتراق تحت تاثیر عواملی همچون، دمای ناحیه‌ای، فشار، نسبت سوخت به هوا و میزان گازهای باقیمانده از چرخه قبل است.

مشخصات این سامانه پاشش سوخت، در جدول ۳ ذکر شده است [۲۳].
در شکل ۳، نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای محاسبه فشار داخل استوانه با نتایج تجربی موتور پایه مقایسه شده است.

جدول ۲ - مشخصات فنی موتور

فرد	نوع موتور
۴	تعداد استوانه
۸۶ میلی متر	قطر استوانه
۸۶ میلی متر	طول مسیر سمبه
۱۶۰ میلی متر	طول دسته سمبه
۱۸/۲	نسبت تراکم
۱۶۰۰ دور بر دقیقه	سرعت موتور
۲۱۷ درجه میل لنگ	زاویه انسداد دریچه ورودی
۴۹۱ درجه میل لنگ	زاویه باز شدن دریچه خروجی

جدول ۳ - مشخصات فنی سامانه پاشش سوخت

مخزن مشترک	نوع سامانه پاشش
۶	تعداد سوراخ‌های افشانه
۰/۱۵۹ میلی متر	قطر سوراخ‌های افشانه
۱۰/۴۵ درجه میل لنگ	طول دوره اصلی پاشش
۲۰/۵ میلی گرم	سوخت افشانه شده
۱۵۴ درجه	زاویه افشانه سوخت
۳۲۹/۳۵ درجه میل لنگ	زمان شروع پاشش اصلی
۳۵۰ کلوین	دمای سوخت افشانه شده
۶ درجه	زاویه مخروط افشانه

همانگونه که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی در مقایسه با نتایج تجربی، دارای تطابق مناسبی است. وجود اختلاف جزئی بین دو نمودار می‌تواند عمدتاً به دو دلیل وابسته باشد؛ دلیل اول مربوط به مقادیری در شبیه‌سازی است که در لحظه بسته شدن سوپاپ‌ها به عنوان شرایط اولیه تقریبی تعریف شده است که عموماً دارای مقداری خطا نسبت به شرایط واقعی می‌باشند. این شرایط عبارتند از: دمای سرسیلندر، دمای سطح پیستون و دمای جداره سیلندر در لحظه بسته شدن سوپاپ‌های هوا. دلیل دوم می‌تواند به مقادیری از خطا در داده‌های تجربی از قبیل،

۳-۲- معادله مومنتوم

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \sigma + \dot{F}^s + \rho g \quad (2)$$

در معادله (۲)، p فشار سیال، α یک کمیت بی‌بعد که برای بهبود بازده محاسبات در جریان‌های با عدد ماخ پایین بکار می‌رود که در صورت عدم استفاده از این روش، $\alpha = 1$ خواهد بود. A_0 در محاسبات جریان آرام، برابر صفر بوده، ولی در صورتی که از مدل‌های جریان آشفته استفاده شود، مقدار A_0 برابر یک خواهد بود. \dot{F}^s مومنتومی است که به وسیله افشانه سوخت به سیستم اضافه می‌شود. σ تانشر تنش‌های ویسکوز است که به صورت نیوتنی در نظر گرفته می‌شود.

$$\sigma = \mu |\nabla u + (\nabla u)^T| + \lambda (\nabla \cdot u) I \quad (3)$$

در معادله بالا، μ ویسکوزیته سیال، I تانسر واحد و λ ضریب دوم ویسکوزیته می‌باشد که از رابطه (۳) بدست می‌آید.

$$\lambda = \frac{2}{3} \mu \quad (4)$$

۳-۳- معادله انرژی

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -\rho \nabla \cdot u + (1 - A_0) \sigma : \nabla u - \nabla \cdot J + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + Q^s \quad (5)$$

در معادله (۵)، I انرژی داخلی ویژه و J بردار شار حرارتی است که مجموع رسانش حرارتی و پخش آنتالپی است.

$$J = -k \nabla T - \rho D \sum m h_m \nabla \left(\frac{\rho m}{\rho} \right) \quad (6)$$

در معادله (۶)، T دمای سیال، h_m آنتالپی ویژه گونه m و D ضریب نفوذ قانون فیک (Ficks Law) است. Q^c انرژی آزاد شده از سوخت و Q^s انرژی آزاد شده اثرات متقابل افشانه سوخت است.

۴- صحنه گذاری

موتوری که در تحقیق حاضر مورد بررسی و شبیه‌سازی قرار گرفته است، موتور فورد اشتعال تراکمی از نوع پاشش مستقیم سرعت بالا ۴ سوپاپه و ۲ لیتری است. مشخصات فنی این موتور، در جدول ۲ نشان داده شده است [۲۳].

سامانه سوخت رسانی مورد استفاده در این موتور، سامانه ریل مشترک است که بصورت الکترونیکی کنترل می‌شود.

جدول ۴- مقایسه نتایج تجربی و عددی

نتایج	بیشینه فشار (Mpa)	دوده (g/kg.fuel)	اکسیدهای نیتروژن (g/Kg.fuel)
تجربی	۱۰/۲۱	۰/۹۶	۲۸/۵
عددی	۱۰/۵۱	۰/۹۷۴	۲۸/۶

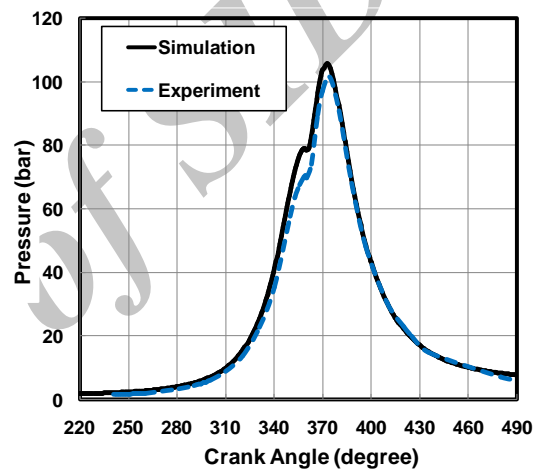
۵- بحث و نتایج

پس از تطابق نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی موتور پایه در بخش قبل، در این قسمت به بررسی اثرات تغییر فشار پاشش سوخت و بازخورانی گازهای خروجی پرداخته شده است. لازم به توضیح است، در این تحقیق برای بررسی تغییرات فشار پاشش سوخت، از تغییر قطر نازل استفاده شده است؛ لذا نتایج بر اساس قطر نازل بیان شده است. جهت ارزیابی جامع از تاثیرات مختلف هر یک از پارامترهای ذکر شده، نتایج در قالب ۱۶ حالت گوناگون مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. برای این منظور، تأثیر تغییر قطر نازل و درصد بازخورانی گازهای خروجی بر فشار داخل استوانه، فشار موثر متوسط اندیکاتوری، مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و آلاینده‌های خروجی موتور، مورد مطالعه و تحلیل قرار گرفته است. لازم به ذکر است، تنها متغیرهای مستقل در نظر گرفته شده در این تحقیق، قطر نازل و درصد بازخورانی گازهای خروجی در هر مرحله بوده است. به عبارت دیگر، سایر متغیرهای موتور نظیر، میزان سوخت تزریق شده در هر چرخه، دور موتور، زمانبندی پاشش سوخت و سایر متغیرهای فیزیکی و یا عددی در طول تحقیق منطبق با حالت موتور پایه و ثابت فرض شده است. همچنین برای کلیه حالات بررسی شده، ضرایب متعلق به الگوهای مختلف در شبیه‌سازی به صورت ثابت در نظر گرفته شده است. جزئیات مربوط به هر یک از ۱۶ حالت بررسی شده، به تفصیل در پیوست ۱ اشاره شده است.

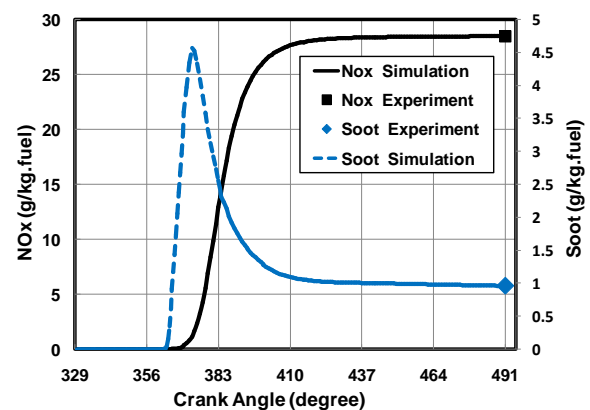
در شکل ۵، نمودار مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری (ISFC) بر حسب تغییرات قطر نازل و درصدهای مختلف بازخورانی گازهای خروجی برای ۱۶ حالت مورد مطالعه در مقایسه با طرح موتور پایه، نشان داده شده است.

طول دقیق دوره پاشش، زمان‌بندی دقیق پاشش و دمای داخل محفظه احتراق در لحظه بسته شدن سوپاپ‌های هوا وابسته باشد.

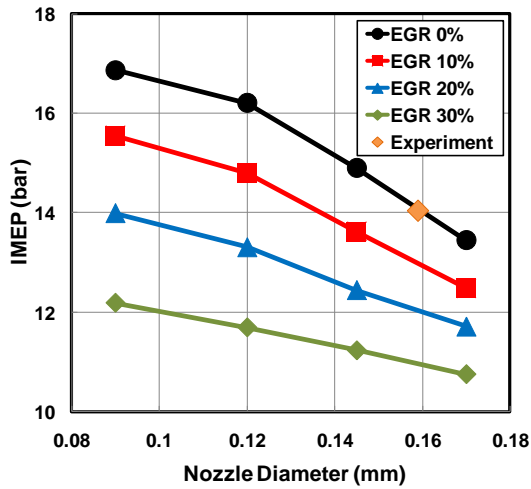
شکل ۴ میزان آلاینده‌های تولیدی دوده و اکسیدهای نیتروژن را در مقایسه با نتایج تجربی نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی بسیار نزدیک با نتایج تجربی بوده، تطابق مناسبی با یکدیگر دارند. برای مقایسه دقیق‌تر، مقادیر تجربی و مقادیر حاصل از شبیه‌سازی برای آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن به صورت کمی در جدول ۴ نشان داده شده است.



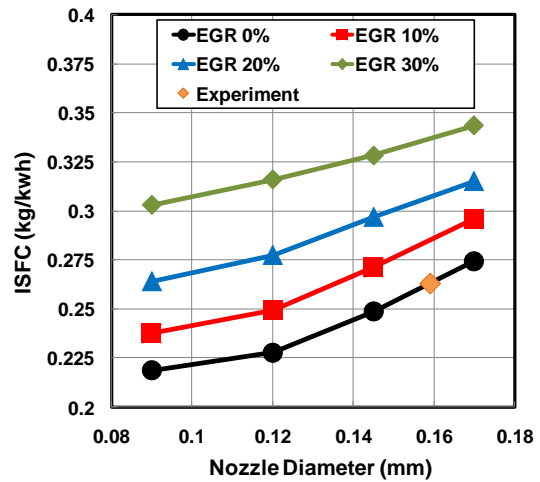
شکل ۳- فشار درون استوانه، مقایسه میان نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی



شکل ۴- مقادیر آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن، مقایسه میان نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی



شکل ۶- نمودار فشار موثر متوسط اندیکاتوری



شکل ۵- نمودار تغییرات مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری

افزایش مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری می‌شود. می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش فشار پاشش سوخت، به دلیل اختلاط بهتر ذرات سوخت افشانه شده در هوا، مخلوط سوخت و هوای بیشتری برای مرحله احتراق پیش آمیخته فراهم می‌شود که این امر موجب افزایش ناگهانی بیشینه فشار داخل استوانه می‌شود و میزان انرژی بیشتری در طول فرآیند احتراق آزاد می‌شود که این امر منجر به افزایش سطح زیر دیاگرام فشار استوانه بر حسب زاویه میل لنگ و به تبع آن افزایش توان اندیکاتوری موتور و در نتیجه افزایش میزان فشار موثر متوسط اندیکاتوری موتور خواهد شد.

همچنین با توجه به شکل ۶ مشاهده می‌شود که به ازای مقدار قطر نازل یکسان، افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی موتور به دلیل کاهش حجم موثر برای احتراق، سبب کاهش فشار موثر متوسط اندیکاتوری در موتور می‌شود؛ لذا فرآیند احتراق در سطح دمایی پایین‌تری اتفاق می‌افتد که این امر می‌تواند منجر به کاهش میزان فشار موثر متوسط اندیکاتوری و در نتیجه کاهش توان تولیدی موتور گردد.

در شکل ۷، نمودار تغییرات اکسیدهای نیتروژن بر حسب قطر نازل برای درصدهای مختلف بازخورانی گازهای خروجی، نشان داده شده است. همانگونه که در شکل ۷ مشهود است، با کاهش قطر نازل مقدار اکسیدهای نیتروژن، برای مقادیر مختلف از نرخ بازخورانی گازهای خروجی، افزایش پیدا می‌کند. می‌توان نتیجه گرفت که با کاهش قطر نازل، ذرات افشانه شده سوخت ریزتر شده، پدیده پودرسازی بهتر انجام

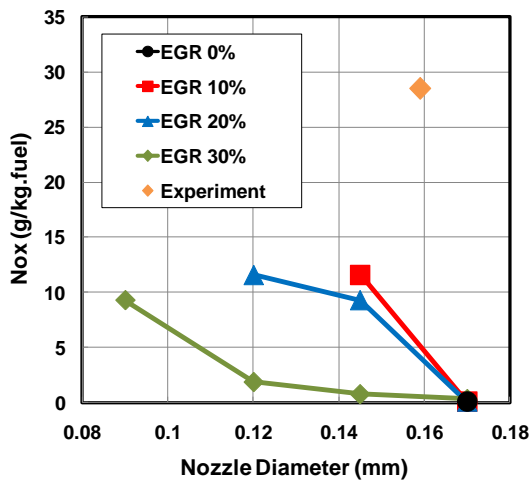
همانگونه که در شکل ۵ مشهود است، برای هر یک از درصدهای مورد بررسی از میزان بازخورانی گازهای خروجی، کاهش قطر نازل سبب کاهش میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری شده است، بطوری که این روند برای کلیه درصدهای مختلف، از بازخورانی گازهای خروجی قابل مشاهده است. در خصوص این روند کاهش می‌توان نتیجه گرفت که با کاهش قطر نازل، مقدار فشار پاشش سوخت افزایش یافته است، در نتیجه قطر متوسط ذرات سوخت افشانه شده کاهش می‌یابد و این امر باعث سرعت گرفتن فرآیند تبخیر سوخت می‌شود که این موضوع می‌تواند به انجام سریعتر فرآیند احتراق منجر شود. همچنین به دلیل اختلاط بهتر سوخت پاشیده شده در هوا، میزان دما و فشار داخل استوانه در طول فرآیند احتراق نسبت به موتور پایه افزایش یافته که این امر باعث افزایش توان اندیکاتوری موتور و در نتیجه کاهش مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری می‌شود. همچنین با توجه به شکل ۵ می‌توان نتیجه گرفت که در درصدهای بالا از میزان بازخورانی گازهای خروجی به دلیل کاهش گشتاور ترمزی، میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری با افزایش همراه است.

در شکل ۶، نمودار فشار موثر متوسط اندیکاتوری (IMEP) بر حسب تغییر قطر نازل برای درصدهای مختلف از بازخورانی گازهای خروجی نشان داده شده است.

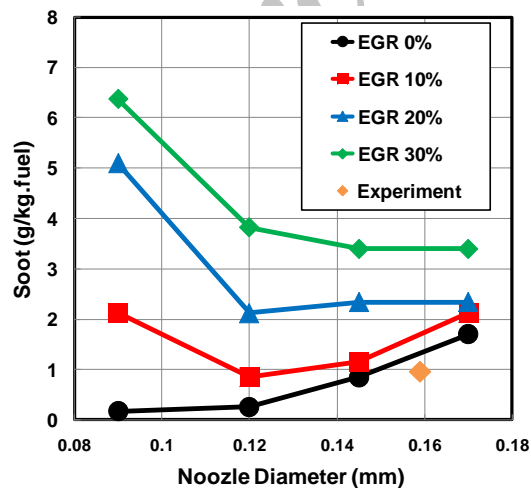
همانگونه که در شکل ۶ مشهود است، برای درصد بازخورانی گازهای خروجی یکسان، کاهش قطر نازل سبب

پایه نشان می‌دهند. در این حالت می‌توان نتیجه گرفت که در درصدهای بالای بازخورانی گازهای خروجی، به دلیل کاهش دمای داخل استوانه و همچنین کاهش اکسیژن در دسترس در طول احتراق، اکسیداسیون آلاینده دوده به سختی انجام می‌پذیرد.

با توجه به نتایج بدست آمده در قسمت قبل، در این بخش سه حالت از ۱۶ حالت مورد بررسی انتخاب شده که حائز بهترین شرایط عملکردی می‌باشند تا بصورت تفضیلی با طرح موتور پایه، مورد مقایسه قرار گیرند. در جدول ۵، سه حالت انتخابی به لحاظ مقادیر متغیرهای قطر نازل و درصد بازخورانی گازهای خروجی اشاره شده است.



شکل ۷- نمودار تغییرات آلاینده اکسیدهای نیتروژن

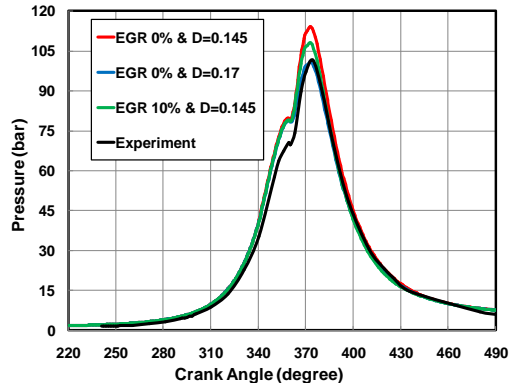


شکل ۸- نمودار تغییرات آلاینده دوده

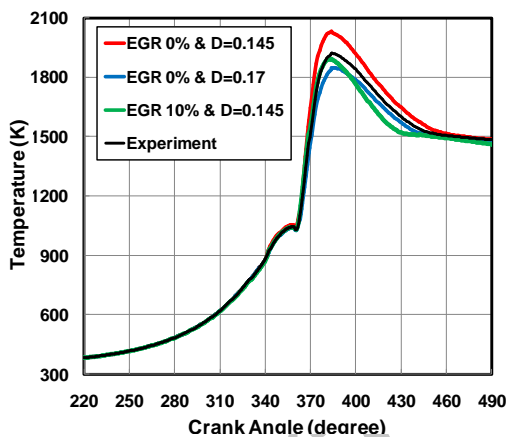
گرفته که باعث تبخیر بهتر سوخت و در نتیجه اختلاط بهتر مخلوط سوخت و هوا شده است و این امر سبب افزایش بیشینه دما در استوانه در طول فرآیند احتراق می‌شود و از آنجایی که تشکیل اکسیدهای نیتروژن وابستگی مستقیمی به دما دارند، مقدار این آلاینده در فرآیند احتراق افزایش پیدا کرده است. همچنین در شکل ۷ مشاهده می‌شود که با افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی، مقدار تولید اکسیدهای نیتروژن کاهش پیدا کرده است؛ چرا که افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی با کاهش بیشینه دما در استوانه همراه بوده، لذا مقدار تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن در این حالت کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است، در نمودار شکل ۷ از ترسیم میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن در برخی مقادیر قطر نازل برای حالتی صرف نظر شده است که میزان بازخورانی گازهای خروجی ۱۰٪ و ۲۰٪ است که دلیل آن افزایش بیش از حد این آلاینده در موارد فوق است. این افزایش آلاینده به دلیل تاثیر پذیری زیاد اکسیدهای نیتروژن نسبت به دما بوده، به طوری که با افزایش فشار پاشش سوخت، میزان بیشینه دمای داخل استوانه افزایش زیادی پیدا کرده است؛ در نتیجه باعث بالارفتن سطح تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن شده است.

در شکل ۸، میزان تغییرات آلاینده دوده بر حسب قطر نازل نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، برای حالتی که میزان ۱۰٪ از بازخورانی گازهای خروجی اعمال شده است، کاهش قطر نازل همواره با کاهش آلاینده دوده همراه است (چنانچه پیشتر اشاره شد، این حالت با افزایش چشمگیر آلاینده اکسیدهای نیتروژن همراه خواهد بود). می‌توان نتیجه گرفت، از آنجا که با کاهش قطر نازل، فشار پاشش سوخت افزایش می‌یابد، در این حالت قطر متوسط ذرات سوخت کاهش پیدا کرده که سبب اختلاط بهتر سوخت و هوا گردیده، این امر به کاهش مقدار آلاینده دوده در طول فرآیند احتراق کمک می‌کند؛ اما همانگونه که در نمودار شکل ۸ مشاهده شده است، روند آلاینده دوده برای درصدهای بیشتر از مقادیر بازخورانی گازهای خروجی، با کاهش قطر نازل، در ابتدا به صورت کاهشی و نهایتاً به صورت افزایش است. ضمن آنکه طبق شکل ۸، برای درصدهای بالای ۱۰٪ از بازخورانی گازهای خروجی کلیه حالت‌های مورد بررسی، افزایش سطح آلاینده دوده را نسبت به طرح موتور

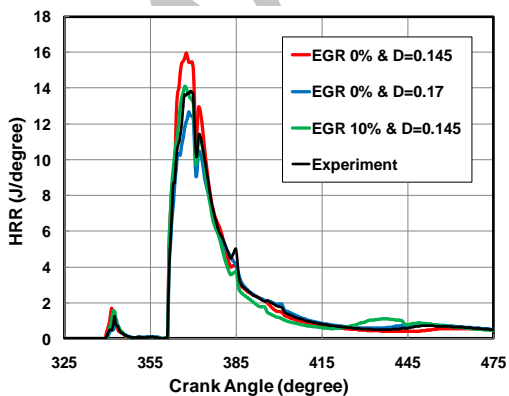
افزایش بیشتر دما و فشار حاصل در طول فرآیند احتراق، منجر به آزادسازی نرخ بیشتری از گرما شده است.



شکل ۹- مقایسه فشار داخل استوانه بین حالت‌های انتخابی و موتور پایه



شکل ۱۰- مقایسه درجه حرارت داخل استوانه بین حالت‌های انتخابی و موتور پایه



شکل ۱۱- مقایسه فشار نرخ حرارت آزادشده بین حالت‌های انتخابی و موتور پایه

جدول ۵- حالات انتخاب شده مورد بررسی

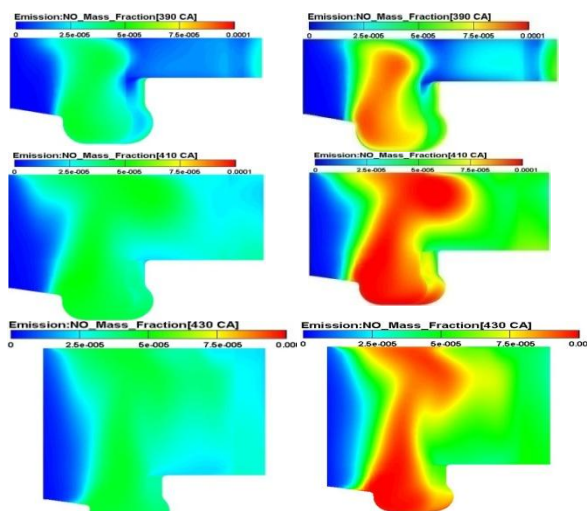
حالت	درصد بازخورانی گازهای خروجی	قطر نازل (میلی‌متر)
۱	۰	۰/۱۴۵
۲	۰	۰/۱۷
۳	۱۰	۰/۱۴۵

در شکل ۹، نمودار فشار داخل استوانه برای طرح‌های انتخابی در مقایسه با طرح موتور پایه نشان داده شده است. همانگونه که در شکل ۹ مشهود است، حالت ۱ بیشینه فشار داخل استوانه را در مقایسه با دیگر حالت‌ها دارا است؛ همچنین همانطور که در شکل ۹ مشهود است، حالت ۳ به لحاظ مقدار بیشینه فشار داخل استوانه، روندی مشابه با طرح موتور پایه را دارد. با توجه به نمودار مشاهده می‌شود، با فرض درصد یکسان از میزان بازخورانی گازهای خروجی، کاهش قطر نازل سبب افزایش فشار داخل استوانه در طول فرآیند احتراق شده است. می‌توان نتیجه گرفت که با مقدار افزایش فشار پاشش سوخت، فرآیند تبخیر سریع و اختلاط سریع‌تر انجام شده، با کاهش دوره پیش اشتعالی، مقدار بیشینه فشار داخل استوانه افزایش یافته است. همچنین لازم به ذکر است که در بین حالت‌های نشان داده شده در شکل ۹، حالت ۱ حائز بیشترین توان تولیدی موتور بوده، زیرا بیشترین مساحت زیر نمودار را دارا است.

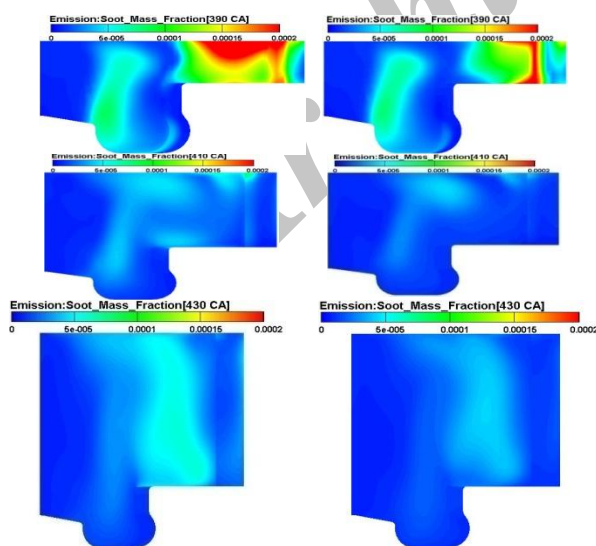
شکل ۱۰، تغییرات دمای داخل استوانه برای طرح‌های انتخابی در مقایسه با طرح موتور پایه نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، حالت ۱ بیشترین دمای داخل استوانه در طول فرآیند احتراق را دارا است که علت آن همانگونه که پیشتر مطرح گردید، می‌تواند به سبب اختلاط بهتر سوخت و هوا و کوتاه‌تر شدن فرآیند پیش اشتعالی در این حالت وابسته باشد. این در حالی است که در حالت ۳ با اضافه شدن بازخورانی گازهای خروجی، همانطور که انتظار می‌رود، دمای داخل استوانه کاهش پیدا کرده است.

در شکل ۱۱، میزان حرارت آزاد شده در طول فرآیند احتراق برای طرح‌های انتخابی در مقایسه با طرح موتور پایه نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۱ مشاهده می‌شود که حالت ۱ بیشترین نرخ آزاد سازی گرما را دارا است؛ چرا که با کاهش قطر نازل مقدار، فشار پاشش سوخت افزایش پیدا کرده است و اختلاط سوخت و هوا بهتر انجام گرفته، لذا

که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود، روند شکل‌گیری آلاینده دوده درون محفظه احتراق در طول فرآیند احتراق در حالت ۳، در مقایسه با طرح موتور پایه، افزایش نسبی داشته است. در شکل ۱۴، سرعت جریان در حالت پایه و حالت انتخابی ۳ در سه زاویه، ۳۳۰، ۳۵۰ و ۳۷۰ درجه میل لنگ با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



شکل ۱۲- مقایسه کانتورهای اکسیدهای نیتروژن



شکل ۱۳- مقایسه کانتورهای دوده

به طور کلی، با توجه به نتایج حالت‌های انتخابی در مقایسه با طرح موتور پایه می‌توان نتیجه گرفت که حالت ۱، دارای بیشترین فشار، درجه حرارت و میزان گرمای آزاد شده در طول فرآیند احتراق بوده، توان تولیدی موتور به دلیل بیشتر بودن مساحت زیر نمودار فشار داخل استوانه، نسبت به طرح موتور پایه با افزایش همراه است؛ همچنین میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و میزان آلاینده دوده در سطح کمتری نسبت به موتور پایه قرار دارد. اگرچه لازم به توضیح است که مقدار تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن در حالت فوق، همانطور که در پیوست ۱ نیز نشان داده شده است، در مقایسه با سایر حالت‌ها با افزایش نسبت به طرح موتور پایه همراه است.

در حالت ۲، مقدار توان تولیدی موتور نسبت به حالت پایه قدری کاهش پیدا کرده است، اما میزان اکسیدهای نیتروژن در این حالت نسبت به طرح موتور پایه کاهش چشمگیری را نشان می‌دهد و به مقدار 0.464 g/kg.fuel رسیده است، اما مقدار تولید آلاینده دوده نسبت به حالت پایه افزایش پیدا کرده است.

درخصوص حالت ۳ می‌توان نتیجه گرفت که مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن با کاهش قابل توجهی همراه بوده، مقدار آن به $11/59 \text{ g/kg.fuel}$ رسیده است، در حالی که آلاینده دوده نسبت به طرح موتور پایه قدری افزایش نشان می‌دهد. ضمن آنکه میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و میزان فشار موثر ویژه اندیکاتوری نیز، در این حالت در سطحی نزدیک به طرح موتور پایه قرار دارد.

در شکل‌های ۱۲، ۱۳ و ۱۴ به ترتیب، کانتورهای مربوط به اکسیدهای نیتروژن، دوده و سرعت جریان درون محفظه احتراق در حالت ۳ و حالت پایه با هم مورد مقایسه قرار گرفته‌اند.

چنانچه در شکل ۱۲ مشهود است، روند شکل‌گیری آلاینده اکسیدهای نیتروژن در طول فرآیند احتراق در حالت انتخابی ۳، نسبت به طرح موتور پایه در زوایای مختلف نشان داده شده (۳۹۰، ۴۱۰ و ۴۳۰ درجه میل لنگ)، کاهش چشم گیری را نشان می‌دهد.

طبق شکل ۱۳، آلاینده دوده خروجی در حالت انتخابی ۳ و طرح موتور پایه به در ترتیب زاوایای ۳۹۰، ۴۱۰ و ۴۳۰ درجه میل لنگ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. همانگونه

افزایش فشار پاشش سوخت، سبب افزایش میزان اختلاط سوخت پاشیده شده و هوا در درون محفظه احتراق شده، همچنین به دلیل کوتاه‌تر شدن فرآیند تبخیر سوخت در این حالت، دوره زمانی تاخیر در اشتعال کوتاه‌تر خواهد شد.

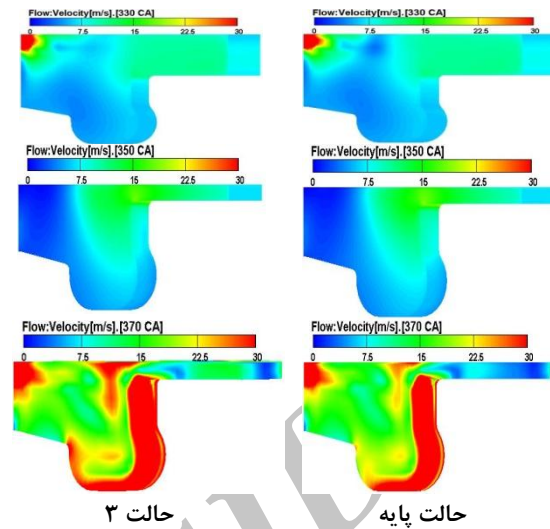
برای درصدهای یکسان از مقدار بازخورانی گازهای خروجی، افزایش فشار پاشش سوخت عموماً با افزایش بیشینه فشار داخل استوانه همراه بوده، به دلیل ارتباط مستقیم مساحت سطح زیر نمودار فشار و میزان فشار موثر متوسط اندیکاتوری، باعث افزایش توان موتور نیز خواهد شد.

افزایش فشار پاشش سوخت، منجر به افزایش میزان بیشینه دما در استوانه و افزایش نرخ آزادسازی گرما در طول فرآیند احتراق خواهد شد که این امر مستقیماً بر میزان شکل‌گیری آلاینده اکسیدهای نیتروژن تأثیرگذار بوده، منجر به افزایش آن خواهد شد.

بدون اعمال بازخورانی گازهای خروجی، افزایش فشار پاشش سوخت (ضمن افزایش فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کاهش میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری)، سبب کاهش آلاینده دوده در مقایسه با طرح موتور پایه خواهد شد، اگرچه میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن تا حد بسیار زیادی افزایش خواهد یافت.

افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی به دلیل کمتر کردن حجم موثر برای فرآیند احتراق، سبب کاهش فشار موثر متوسط اندیکاتوری و در نتیجه کاهش توان تولیدی موتور خواهد شد؛ همچنین با افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی، مقدار مصرف سوخت ویژه ترمزی نیز، به دلیل کاهش گشتاور ترمزی با کاهش همراه خواهد بود. علاوه بر این به دلیل کاهش سطح دمایی در طول فرآیند احتراق، مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز با کاهش همراه خواهد بود.

بکارگیری همزمان دو راهبرد افزایش فشار پاشش سوخت و افزایش درصد بازخورانی گازهای خروجی، می‌تواند تأثیر بسزایی بر کاهش سطح تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن داشته باشد، ضمن آنکه میزان مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و فشار موثر متوسط اندیکاتوری موتور در سطحی نزدیک به طرح موتور پایه حفظ شود، اما نتایج تحقیق نشان می‌دهد که این امر نمی‌تواند تأثیر مثبتی بر کاهش سطح تولید آلاینده دوده داشته باشد.



شکل ۱۴- مقایسه کانتورهای سرعت جریان حالت پایه حالت ۳

چنانچه در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، نحوه شکل‌گیری کانتورهای سرعت در حالت انتخابی ۳ به ویژه در زاویه ۳۷۰ درجه میل‌لنگ (۱۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا)، در مقایسه با طرح موتور پایه افزایش داشته است که این افزایش عمدتاً در گوشه‌های تیز سطح کاسه پیستون و در قسمت‌های فوقانی محفظه احتراق مشهود است.

می‌توان نتیجه گرفت، به دلیل افزایش فشار پاشش سوخت در حالت ۳ در مقایسه با طرح موتور پایه، میزان اختلاط هوا و سوخت پاشیده شده، نحوه شکل‌گیری بردارهای سرعت جریان در مرحله پس از پاشش دستخوش تغییر گردیده که این امر منجر به افزایش سرعت در مراحل اولیه فرآیند احتراق شده است.

۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، به بررسی تأثیرات همزمان فشار پاشش سوخت و بکارگیری راهبرد استفاده از بازخورانی گازهای خروجی در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا پرداخته شده است. برای این منظور، ۱۶ حالت مختلف از درصدهای گوناگون بازخورانی گازهای خروجی و قطر نازل، مورد شبیه‌سازی و تحلیل قرار گرفته است تا امکان بررسی جامع و دقیق تأثیرات همزمان این دو پارامتر بر نحوه عملکرد موتور و میزان آلاینده‌های تولیدی موتور مشخص شود. نتایج بدست آمده از این پژوهش به شرح زیر است:

۶- پیوست

EGR	Nozzle Diameter (mm)	NOx (g/kg.fuel)	Soot (g/kg.fuel)	IMEP (bar)	ISFC (kg/kW.h)	
	۰/۱۵۹	۲۸/۵	۰/۹۶	۱۴/۰۴	۰/۲۶۳۱	موتور پایه
	۰/۰۹	۲۰۸۶/۵۶	۰/۱۶۹	۱۶/۸۷	۰/۲۱۸۷	
%۰	۰/۱۲	۴۶۳/۶۸	۰/۲۵۴	۱۶/۲۱	۰/۲۲۷۹	
	۰/۱۴۵	۷۷/۴۲	۰/۸۴۹	۱۴/۹	۰/۲۴۸۷	حالت ۱
	۰/۱۷	۰/۰۴۶	۱/۶۹۹	۱۳/۴۵	۰/۲۷۴۵	حالت ۲
	۰/۰۹	۶۷۲/۳۳	۲/۱۲۴	۱۵/۵۵	۰/۲۳۷۵	
%۱۰	۰/۱۲	۷۸/۸۲	۰/۸۴۹	۱۴/۸	۰/۳۴۹۶	
	۰/۱۴۵	۱۱/۵۹	۱/۱۴۶	۱۳/۶۲	۰/۲۷۱۲	حالت ۳
	۰/۱۷	۰/۰۴۶	۲/۱۲۴	۱۲/۴۸	۰/۲۹۶۰	
	۰/۰۹	۹۲/۷۲	۵/۰۹۷	۱۳/۹۹	۰/۲۶۴۲	
%۲۰	۰/۱۲	۱۱/۵۹	۲/۱۲۴	۱۳/۳۱	۰/۲۷۷۵	
	۰/۱۴۵	۹/۲۷	۲/۳۳۶	۱۲/۴۴	۰/۲۹۶۹	
	۰/۱۷	۰/۰۴۶۳	۲/۳۳۶	۱۱/۷۲	۰/۳۱۵۲	
	۰/۰۹	۹/۲۷	۶/۳۷۲	۱۲/۱۹	۰/۳۰۳۰	
%۳۰	۰/۱۲	۱/۸۵	۳/۸۲۳	۱۱/۶۹	۰/۳۱۶۰	
	۰/۱۴۵	۰/۷۴	۳/۳۹۸	۱۱/۲۴	۰/۳۲۸۴	
	۰/۱۷	۰/۳۲	۳/۳۹۸	۱۰/۷۵	۰/۳۴۳۶	

۷- تشکر و قدردانی

این پژوهش با حمایت مادی و معنوی معاونت پژوهشی دانشگاه حضرت آیت الله العظمی بروجردی (ره) به انجام رسیده است.

۷- مراجع

- [5] Dronniou N, Lejeune M, Balloul I, Higelin P (2005) Combination of high EGR rates and multiple injection strategies to reduce pollutant emissions. SAE Tech Paper 2005-01-3726.
- [6] Richards K, Subramaniam M, Reitz R, Lai M (2001) Modeling the Effects of EGR and injection pressure on emissions in a high-speed direct-injection diesel engine. SAE Tech Paper 2001-01-1004.
- [7] Mobasheri R, Peng Z (2012) A computational investigation into the effects of included spray angle on heavy-duty diesel engine operating parameters. SAE Tech Paper 2012-01-1714.
- [8] Zhu Y, Zhao H, Melas D, Ladommatos N (2004) Computational study of the effects of the re-entrant lip shape and toroidal radii of piston bowl on a HSDI diesel engine's performance and emissions. SAE Tech Paper 2004-01-0118.
- [۹] خباز س ع، خوشبخت‌سرای ر (۱۳۸۹) بررسی نظری تأثیر فشار، زمان و طول پاشش سوخت دیزل بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی. فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور ۴۹-۶۳: ۱۹(۱۹).
- [1] Heywood JB (1988) Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, NewYork.
- [2] Stumpp G, Ricco M (1996) Common rail - An attractive fuel injection system for passenger car DI diesel engines. SAE Tech Paper 960870.
- [3] Mobasheri R, Peng Z, Mirsalim SM (2012) 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 Fl 33(1): 59-69.
- [4] Nehmer DA, Reitz RD (1994) Measurement of the effect of injection rate and split injections on diesel enginesoot and NOx emissions. SAE Tech Paper 940668.

- کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی (بیوسیستم) و مکانیزاسیون ایران، مشهد، دانشگاه فردوسی مشهد.
- [16] Hussain J, Palaniradja K, Alagumurthi N, Manimaran R (2012) Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression ignition engine. *AEJ* 51(4): 241-247.
- [17] ICE Physics & Chemistry (2013) AVL FIRE user Manual v.2013. 1.
- [18] Arcoumanis C, Gavaises M, French B (1997) Effect of fuel injection process on the structure of diesel sprays. *SAE Tech Paper* 970799.
- [19] Dukowicz JK (1979) Quasi-steady droplet change in the presence of convection. informal report Los Alamos Scientific Laboratory.
- [20] Hanjalic K, Popovac M, Hadziabdic M (2004) A robust near-wall elliptic relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int J Heat Fluid Fl* 25: 1047-1051.
- [21] Durbin P (1991) Near-wall turbulence closure modeling without damping functions. *Theor Comp Fluid Dyn* 3: 1-13.
- [22] Colin O, Benkenida A (2004) The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion comb. *Oil Gas Sci Technol Rev IFP* 59(6): 593-609.
- [22] Mobasheri R, Peng Z (2012) D-CFD modeling of the effects of injection timing on the combustion process and emissions in a high speed direct injection (HSDI) diesel engine. Torino, Piemonte, Italy. ICES2012-81137.
- [۱۰] رستمی س، میرمحمدی ع، قبادیان ب، سوادکوه ل، ابراهیمی ر (۱۳۹۲) اثر فشار و زمان پاشش سوخت بر عملکرد موتور در جایگزینی سوخت دیزل با بیودیزل. هشتمین همایش بین‌المللی موتورهای درونسوز و نفت.
- [11] Ghazikhani A, Zangoee M, Darandi MRA (2007) Investigation of the effect of injection pressure on engine specific fuel consumption and exhaust emissions in turbocharged diesel engines. 15th Annual Conference on Mechanical Engineering-ISME2007, Amirkabir University of Technology.
- [12] Agarwal AK, Dhar A, Gupta JG, Kim WI, Lee CS, Park S (2014) Effect of fuel injection pressure and injection timing on spray characteristics and particulate size-number distribution in a biodiesel fuelled common rail direct injection diesel engine. *Appl Energ* 130: 212-221.
- [13] Jaichandar S, Annamalai K (2013) Combined impact of injection pressure and combustion chamber geometry on the performance of a biodiesel fueled diesel engine. *Energy* 55: 330-339.
- [۱۴] فهیمی‌راد ا، هروی ح م، بشیرنژاد ک (۱۳۸۸) بررسی اثر بازگشت گازهای خروجی به محفظه احتراق بر تشکیل آلاینده‌ها. سومین کنفرانس احتراق ایران، تهران، انجمن احتراق ایران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.
- [۱۵] سلطانی‌نظری پ، حاجی آقاعلیزاده ح، ربانی ح، شدیدی ب (۱۳۹۲) بررسی اثر باز خورانی گازهای اگزوز بر عملکرد و انتشار آلاینده نیتریک اکسید موتور اشتعال تراکمی. هشتمین