

## بررسی عددی پارامترهای عملکردی و انتشار آلایندهی NO<sub>x</sub> موتور RCCI با سوخت متان- دیزل در زمان‌های پاشش و نسبت‌های هم‌ارزی مختلف

مهدی سرفرازی<sup>۱</sup>، جواد خادم<sup>۲\*</sup>، سید ایمان پورموسوی کانی<sup>۳</sup>

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، mahdi.sarfazai@birjand.ac.ir

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، jkhadem@birjand.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، iman.pourmousavi@yahoo.com

\*نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۱۴، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۲/۰۸/۱۰، پذیرش: ۱۴۰۲/۰۸/۲۸)

**چکیده:** کاهش مصرف سوخت، آلاینده‌ها و نیز افزایش توان و بازدهی موتور از اهداف مهم در تحقیقات حوزه موتورهای احتراق داخلی است. امروزه موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی به‌عنوان یک فناوری جدید در حوزه احتراق دما پایین مورد توجه محققان قرار گرفته‌اند. یکی از مشکلات حوزه احتراق دما پایین، کنترل فرآیند احتراق است. در این مقاله به بررسی عددی پارامترهای عملکردی و انتشار آلایندهی NO<sub>x</sub> یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی متان- دیزل در زمان‌های پاشش ۱۰-، ۲۰-، ۳۵- و ۵۰- و سه نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵، ۰/۳۵ و ۰/۴۵ پرداخته شده است. شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانورج صورت گرفته و برای شبیه‌سازی احتراق از الگوی احتراقی SAGE به همراه یک ساز و کار سینتیک شیمیایی شامل ۷۶ گونه و ۴۶۸ واکنش استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد با آوانس پاشش سوخت دیزل از ۱۰- به ۲۰- فشار افزایش می‌یابد و با آوانس بیشتر در زمان‌های پاشش ۳۵- و ۵۰- کاهش فشار را به دنبال دارد که باعث احتراق ناقص در این زمان‌ها می‌شود. همچنین آوانس پاشش سوخت دیزل، مقدار پارامتر تأخیر در اشتعال و طول بازه‌ی احتراق را افزایش می‌دهد و در زمان پاشش ۲۰- مقدار پارامتر CA50 به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود که یک اتفاق مطلوب است. از طرفی با آوانس پاشش سوخت از زمان ۱۰- به ۲۰- میزان آلاینده NO<sub>x</sub> افزایش می‌یابد. افزایش نسبت هم‌ارزی بطور کلی باعث افزایش بازه اندیکاتور، افزایش پارامترهای تأخیر در اشتعال، طول بازه‌ی احتراق و CA50 می‌شود. همچنین افزایش این پارامتر از ۰/۳۵ به ۰/۴۵، کاهش نرخ آزادسازی حرارت را به همراه دارد.

**کلیدواژگان:** اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، احتراق دما پایین، زمان پاشش سوخت، موتور AVL 5402

### مقدمه

چندین هزار سال است که احتراق مهم‌ترین منبع انرژی جهت تامین گرمایش و پختن خوراک برای انسان‌ها بوده است. ظهور موتورهای احتراق داخلی در سال ۱۸۸۵ و گسترش حمل و نقل، باعث تحول در جامعه مدرن شد. موتورهای احتراق داخلی در عین سادگی دارای توان بالایی نیز هستند که با سوخت هیدروکربن‌های مایع کار می‌کنند. پدیده گرمایش زمین و آلودگی هوا از مهم‌ترین بحث‌های جاری در سطح بین‌المللی هستند. انتشار گازهای گلخانه‌ای مانند دی‌اکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن باعث گرمایش زمین و آلودگی هوا می‌شوند. این گازهای سمی بر اثر فعالیت نیروگاه، پالایشگاه‌های نفت و گاز، واحدهای پتروشیمی و مراکز صنعتی مانند کارخانه‌ها و خودروها در هوا پخش می‌شوند. آلودگی هوای شهرها، تأثیر بسیار نامطلوبی بر سلامت انسان‌ها دارند و باعث به وجود آمدن آثار جبران‌ناپذیری به محیط زیست می‌شوند. قوانین و مقررات سختگیرانه‌ای در مورد انتشار دو آلاینده NO<sub>x</sub> و دوده در سراسر جهان مقرر و اجرا شده است. در سال ۲۰۱۰ آژانس حفاظت از محیط زیست ایالات متحده آمریکا<sup>۱</sup> (EPA) مقدار حداکثر آلاینده NO<sub>x</sub> و دوده را در حد مجاز ۰/۲۶۸ گرم بر کیلو وات ساعت و ۰/۱۳ گرم

<sup>1</sup> Environmental Protection Agency (EPA)

بر کیلو وات تعیین کرد [۱]. در راستای کاهش آلاینده‌ها در داخل محفظه احتراق با رسیدن به بازده حرارتی بالا، استراتژی جدیدی توسط محققین به نام احتراق دما پایین<sup>۱</sup> ارائه شد. تحقیقات در سطح گسترده‌ای انجام شده است تا بتوان موتورهای احتراق تراکمی پیشرفته‌ای تولید کرد که کمترین میزان نشر اکسیدهای نیتروژن و دوده با بازده بالا را به دنبال داشته باشند. یکی از روش‌های موثر برای کاهش آلاینده‌های NO<sub>x</sub> استفاده از احتراق دما پایین است. اساس کار احتراق دما پایین بر مبنای رقیق کردن و پیش‌آمیخته نمودن سوخت است. رقیق کردن مخلوط احتراق، سبب کاهش دمای محفظه احتراق شده و چون تشکیل آلاینده اکسیدهای ازت نیاز به انرژی فعال‌سازی بالایی دارد، میزان این آلاینده کاهش می‌یابد. همچنین با تأخیر در اشتعال<sup>۲</sup> و پیش‌آمیخته کردن سوخت، حجم مناطق غنی داخل محفظه احتراق کاهش یافته و در نتیجه آلاینده دوده نیز کاهش می‌یابد. در کنار این مزایا، کاهش مدت زمان احتراق و نرخ انتقال حرارت باعث بالا رفتن راندمان موتور می‌شود [۲].

به‌منظور بهینه‌سازی هزینه‌های اقتصادی و زیست محیطی، پژوهش‌های زیادی بر روی احتراق دما پایین که یکی از فناوری‌های نوپا در زمینه موتور است انجام شده است. این پژوهش‌ها منجر به معرفی سه استراتژی احتراقی دما پایین شامل:

۱. احتراق اشتعال تراکمی همگن<sup>۳</sup>

۲. احتراق اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته<sup>۴</sup>

۳. احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی<sup>۵</sup> شده است.

با توجه به نتایج تحقیقات انجام شده توسط محققین بر روی استراتژی‌های احتراق، می‌توان به این نتیجه رسید که روش پاشش سوخت دارای عدد اکتان بالاتر (واکنش‌پذیری پایین<sup>۶</sup>) در راهگاه ورودی و پاشش مستقیم سوخت دارای عدد ستان بالا (واکنش‌پذیری بالا<sup>۷</sup>) به داخل محفظه احتراق می‌تواند موثر باشد. احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بر اساس یک فرآیند خود اشتعالی شکل می‌گیرد. ابتدا سوخت با واکنش‌پذیری بالا محترق شده و حرارت حاصل از آن، سوخت با واکنش‌پذیری پایین‌تر را محترق می‌کند. در این فناوری، احتراق به طور مداوم از نواحی واکنش‌پذیری بالا به نواحی واکنش‌پذیری پایین پیشرفت می‌کند. در نتیجه به طور موثر، نرخ‌های افزایش فشار را کاهش می‌دهد. این سازوکار توسط کوکجان و همکارانش اشتعال تراکمی کنترل واکنشی یا به اختصار RCCI نامیده شد [۲]. این موتورها در واقع نوعی موتور HCCI هستند که کنترل بیشتری بر روی احتراق داشته و تأثیر بسزایی بر کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها دارند. واکنش‌پذیری سوخت در این موتور از طریق نوع سوخت، زمان پاشش<sup>۸</sup> و طول پاشش<sup>۹</sup> کنترل می‌شود. مطالعات تجربی و عددی انجام شده ثابت می‌کند که احتراق RCCI امکان کنترل احتراق و حداکثر نرخ افزایش فشار را با حفظ پایین نگه داشتن سطح آلاینده‌ها و بازدهی بالای سوخت فراهم می‌کند. این عوامل بیانگر این است که این استراتژی بسیار امیدوار کننده‌تر از احتراق HCCI است [۳]. این فناوری انعطاف‌پذیری قابل توجهی در زمینه انتخاب سوخت دارد. با استفاده از پاشش مستقیم سوخت دیزل و پاشش گاز طبیعی، متانول و اتانول در مینیفولد ورودی، بازده بالاتر و آلایندگی کمتری حاصل می‌شود و احتراق بهتری را نسبت به دو احتراق HCCI و PCCI ارائه می‌دهد [۴].

از اهداف مهم این استراتژی، کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده و به حداکثر رساندن بازده حرارتی است. تنظیم دقیق نسبت‌های دو سوخت و تعیین استراتژی تزریق از جمله زمان تزریق سوخت برای رسیدن به اهداف ذکر شده مهم

<sup>1</sup> Low Temperature Combustion (LTC)

<sup>2</sup> Ignition Delay (ID)

<sup>3</sup> Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

<sup>4</sup> Premixed Charge Compression Ignition (PCCI)

<sup>5</sup> Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)

<sup>6</sup> Low Reactivity Fuel (LRF)

<sup>7</sup> High Reactivity Fuel (HRF)

<sup>8</sup> Start of injection (SOI)

<sup>9</sup> Combustion Duration (COD)

هستند. همچنین عوامل ساختاری و هندسی موتور و سوخت‌ها با خواص فیزیکی و شیمیایی مختلف بر روی این استراتژی احتراقی اثر گذار هستند [۵].

با توجه به اینکه یکی از اهداف موتورهای RCCI کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها است. سوخت‌هایی که تأثیر بیشتری بر روی این دو فاکتور ارزشمند دارند، مورد اهمیت دوچندان قرار می‌گیرند. تاکنون سوخت‌های بسیار زیادی بر روی موتورهای RCCI مورد بررسی قرار گرفته‌اند که با توجه به دمای پایین احتراق در این موتورها اکثر این سوخت‌ها مقادیر آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده را نسبت به موتورهای دیزلی معمولی کاهش داده‌اند. اما در ادامه تحقیقات صورت گرفته محققان در پی راهی برای کاهش آلاینده‌های هیدروکربنی از جمله هیدروکربن‌های نسوخته، کربن‌مونوکسید و کربن‌دی‌اکسید بودند. در دهه گذشته، استفاده از سوخت متان در کنار دیزل در موتورهای RCCI نتایج بسیار خوبی در این زمینه ارائه داده است. از مهم‌ترین ویژگی‌های گاز متان، عدد اکتان بالا و نسبت کربن به هیدروژن پایین است. لذا موتورهای RCCI که با سوخت‌های دیزل و متان کار می‌کنند، علاوه بر این که منجر به کاهش اکسیدهای نیتروژن و دوده می‌شوند، در کاهش آلاینده‌هایی هم- چون هیدروکربن‌های نسوخته و دی‌اکسید کربن نیز نقش بسزایی دارند. در موتورهای RCCI استفاده از سوخت‌ها با عدد ستان پایین (عدد اکتان بالا) مناسب است، چرا که این امکان را فراهم می‌آورد تا محفظه احتراق بتواند با نسبت تراکم بالایی کار کند و به دمای مناسبی برسد [۶]. کوکجان و همکاران [۷]، در یکی از جامع‌ترین بررسی‌های انجام شده با تغییر نسبت بنزین به دیزل به بررسی مزیت‌های احتراق RCCI نسبت به احتراق دیزل معمولی<sup>۱</sup> پرداختند. استراتژی RCCI منجر به کاهش نرخ افزایش فشار، کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن، دوده و راندمان ناخالصی اندیکاتور می‌شود. کیم و همکاران [۸]، به بررسی تأثیر نسبت هم‌ارزی و دمای محلی بر عملکرد موتورهای RCCI، PCCI، HCCI، CDC و LTC پرداختند. طبق نتایج آن‌ها، موتورهای دیزلی در نسبت‌های هم‌ارزی بالا و دماهای بالا، مقدار نیتروژن اکسید و دوده بیشتری نسبت به سایر موتورها تولید می‌کنند. همچنین برای داشتن یک احتراق تمیز با آلاینده‌های کم نسبت هم‌ارزی نباید از مقدار استوکیومتری بیشتر شود و محدوده‌ی دمایی بین ۱۴۰۰ تا ۲۰۰۰ کلوین باشد.

ژو و همکارانش [۹]، در یک پژوهش تجربی تأثیرات زمان‌بندی پاشش دیزل و اثر سوخت دیزل به سوخت‌هایی نظیر بنزین، بوتان و اتانول را در عملکرد و روند تشکیل میزان آلایندگی خروجی موتور اشتعال تراکمی بررسی کردند. مطابق نتایج آن‌ها، میزان آلایندگی مونوکسیدکربن برای سوخت دیزل- بنزین بیشتر از حالت‌های دیگر است که دلیل آن می‌تواند از خصوصیت ساختاری شیمیایی سوخت‌ها باشد. با جلو انداختن زمان پاشش سوخت دیزل، میزان آلایندگی مونوکسیدکربن برای سوخت بنزین کاهش یافته و میزان هیدروکربن‌های نسوخته برای سوخت‌های الکلی در ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. میزان آلایندگی اکسیدهای نیتروژن که برای سوختن بنزین گزارش شده در مقایسه با سوخت‌های الکلی دیگر بیشتر است و دلیل آن هم ارزش گرمایی بالاتر سوخت بنزین در مقایسه با سوخت‌های دیگر است. یکی از دلایل اصلی و تشکیل میزان آلایندگی دوده احتراق نفوذی است. با جلو انداختن زمان پاشش سوخت دیزل، سوخت بیشتری در حالت پیش‌آمیخته سوخته شده و باعث بهبود فرآیند احتراق شده و در نتیجه میزان آلایندگی دوده کاهش یافته است. نیمان و همکارانش [۱۰]، از اولین افرادی بودند که ترکیب متان و دیزل را بر روی موتورهای RCCI بررسی کردند. مطابق نتایج بدست آمده از تحقیق آن‌ها، متان نسبت به بنزین تأخیر اشتعال طولانی‌تری دارد که دلیل آن واکنش‌پذیری کمتر متان نسبت به بنزین است. افزایش متعادل‌تر فشار و کاهش پیک نمودار نرخ انتقال حرارت از دیگر مزایای متان دیزل نسبت به حالت بنزین دیزل است. کالسی و همکاران [۱۱]، به بررسی افزایش گاز متان و بازخورانی گازهای خروجی از اگزوز در یک موتور RCCI پرداختند. طبق نتایج آن‌ها، افزایش میزان گاز متان و بازخورانی گازهای خروجی باعث کاهش چشم‌گیر اکسیدهای نیتروژن می‌شود. همچنین افزایش میزان بازخورانی گازهای خروجی اگزوز میزان انتشار دوده را افزایش می‌دهد ولی این مقدار از حالت احتراق دیزل

<sup>1</sup> Conventional Diesel Combustion (CDC)

<sup>2</sup> Gross Indicated Efficiency (GIE)

معمولی کمتر است. پورقاسمی و همکاران [۱۲]، به بررسی تأثیر نسبت دو سوخت و زمان شروع تزریق سوخت بر فرآیند احتراق و انتشار آلاینده‌ها در یک موتور RCCI دیزل-متان پرداختند. مطابق نتایج آن‌ها، افزایش نسبت گاز متان به دلیل عدد ستان پایین‌تر، موجب افزایش تأخیر در اشتعال و کاهش حداکثر نرخ انتشار گرما می‌شود. مطلبی و همکاران [۱۳]، به بررسی آزمایشگاهی تأثیر زمان پاشش سوخت بر عملکرد و میزان آلاینده‌ها در موتور RCCI در آزمایشگاه دانشگاه نوشیروانی بابل پرداختند. مطابق نتایج آن‌ها، حداقل و حداکثر توان موتور در زمان‌های تزریق ۱۰ و ۴ درجه قبل از نقطه مرگ بالا است. کمترین و بیشترین میزان تولید اکسیدهای نیتروژن در زمان‌های ۵۰ و ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و برای دوده در ۴۰ و ۵۰ درجه است. داهودوالا و همکاران [۱۴]، به مطالعه یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با سوخت‌های گاز طبیعی و دیزل به روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم افزار کانورج با استفاده از مدل احتراق SAGE پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که در مقایسه با موتور دیزل پایه، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن و دوده به ترتیب ۷۰ و ۶۷ درصد کاهش یافته و مصرف سوخت نیز ۵/۵ درصد بهبود یافت. شیروانی و همکاران [۱۵] در یک پژوهش عددی سه بعدی، به بررسی اثر جایگزینی سوخت‌های متان و اتانول با بنزین بر میزان آلاینده‌های یک موتور RCCI پرداختند و این سوخت‌ها را با حالت احتراق معمولی دیزل نیز مقایسه کردند. برای مقایسه منصفانه بین این سوخت‌ها، فاز احتراق، انرژی سیلندر و شرایط مرزی ثابت نگه داشته شد. در احتراق RCCI اتانول-دیزل بازده ناخالصی اندیکاتوری تا ۱/۳ درصد نسبت به حالت بنزین-دیزل افزایش داشته است ولی باعث افزایش مصرف سوخت شده است. همچنین اتانول به موجب اکسیداسیون بهتر سوخت باعث کاهش میزان هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن شده است. حالت احتراق اتانول-دیزل دارای بیشترین فشار است. احتراق متان-دیزل بازده ناخالصی اندیکاتوری کمتری نسبت به سوخت‌های اتانول-دیزل و بنزین-دیزل دارد ولی نسبت به احتراق دیزل معمولی بازده بیشتری دارد. مقداری هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن در حالت متان-دیزل کمی نسبت به سایر سوخت‌ها بیشتر است اما از نظر مصرف سوخت نسبت به بنزین-دیزل کمتر است. هدف کار حاضر، بررسی عددی اثر زمان‌های مختلف پاشش سوخت و ترکیب‌های مختلف سوخت‌های هیدروکربنی بر عملکرد و انتشار آلاینده NOx در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترلی است. پورموسوی و همکاران [۱۶]، به بررسی تجربی تأثیر زمان پاشش سوخت ستان بالا بر عملکرد یک موتور احتراق دما پایین پاشش مستقیم پرداختند. مطابق نتایج آن‌ها زمان پاشش سوخت دیزل در داخل سیلندر، از مهم‌ترین فاکتورهای تأثیرگذار در عملکرد و کارایی موتور است. با افزایش تأخیر در زمان پاشش سوخت دیزل مقدار حداکثر نرخ آزادسازی حرارت و مصرف ویژه سوخت کاهش می‌یابد. همچنین با کنترل واکنش‌پذیری مخلوط و زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری بالا، می‌توان به زمان احتراق مناسب دست یافت که نشان دهنده اهمیت زمان پاشش سوخت به‌عنوان یک پارامتر کنترلی مهم در کنترل احتراق یک موتور دما پایین است. بطور کلی، نرخ پاشش متان تأثیر ثانویه‌ای در مقایسه با زمان شروع پاشش بر تأخیر در اشتعال دارد.

ستارزاده و همکاران [۱۷]، به مطالعه دقیق عملکرد موتور RCCI با سوخت دیزل و متان مخلوط شده با گاز سنتز با ترکیبات مختلف پرداختند. مطابق نتایج شبیه سازی آن‌ها، نه تنها توان خروجی موتور را می‌توان تا ۲۷/۷ درصد با افزایش نسبت حجمی CO/H<sub>2</sub> در ترکیب گاز سنتز بهبود بخشید، بلکه GIE نیز کمتر از ۹ درصد کاهش می‌یابد. در مقابل، خطر وقوع ضربه دیزل ممکن است تنها در نسبت CO/H<sub>2</sub> بالاتر افزایش یابد. همچنین میزان آلاینده NOx نزدیک به سطح EURO VI بدست می‌آید. لیو و همکاران [۱۸]، به مطالعه تجربی ویژگی‌های احتراق درون سیلندر و انتشار گازهای خروجی موتور دوگانه دیزل-متان با راهبردهای تزریق تک مرحله‌ای و تزریق دو مرحله‌ای پرداختند. مطابق نتایج آن‌ها در احتراق دو مرحله ای نسبت به تک مرحله‌ای CA50 به تأخیر می‌افتد و باعث تأخیر در جرقه‌زنی و در نتیجه طولانی‌تر شدن مدت احتراق می‌شود، انتشار دوده و NOx نیز کاهش می‌یابد. گوربوژ و همکاران [۱۹]، به بررسی تجزیه و تحلیل عددی استراتژی‌های تزریق دیزل در آلاینده‌ها و عملکرد در موتور RCCI دیزل-متان با نسبت بالا EGR پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که انتشار NOx در تمام دوره‌های موتور با تأخیر در زمان‌بندی تزریق سوخت دیزل کاهش می‌یابد. همچنین با افزودن همزمان متان و استفاده از

استراتژی‌های تزریق سوخت دیزل انتشار دوده کاهش می‌یابد. بیشترین میزان افت انتشار NOx ۵۷/۳۴ درصد و برای دوده ۵۸/۸۵ درصد است. ارسال و همکاران [۲۰]، به بررسی تأثیر مخلوط گازوئیل- نانوذرات با افزودن گاز متان بر روی انتشار آلاینده و عملکرد یک موتور RCCI پرداختند. نتایج آزمایش، نشان داد که مخلوط ۷۵ ppm نانو ذرات با متان بهترین مخلوط سوخت در مقایسه با گازوئیل و گازوئیل با نانوذرات است. زیرا بالاترین راندمان حرارتی را دارد و مصرف سوخت ویژه در شرایط بار کامل و با این درصد مخلوط ۲۹ درصد کاهش می‌یابد. از نظر انتشار گازهای گلخانه‌ای، وقتی متان به مخلوط سوخت اضافه می‌شود، باعث افزایش انتشار CO و HC و کاهش جزئی در انتشار NOx در بارهای کم و متوسط می‌شود.

موتورهای RCCI به‌عنوان یک فناوری جدید در زمینه موتورهای احتراقی دما پایین معرفی شده تا بتواند مشکلات موتورهای احتراقی HCCI و PCCI را مرتفع کنند. در واقع این نوع موتورها نوعی موتور HCCI هستند که کنترل بیشتری بر روی احتراق دارند و تأثیر بسزایی بر کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها دارند. بهینه کردن حالت احتراقی، مدت زمان و شدت احتراق در این موتور از طریق نوع سوخت، زمان پاشش و طول پاشش و نسبت هم ارزی کنترل می‌شود.

از طرفی توجه به این نکته ضروری است که انتخاب نوع سوخت کم واکنش در کنار سوخت دیزل و همچنین پارامترهایی مانند دما و فشار ورودی و زمان پاشش سوخت بر عملکرد و بازده اندیکاتوری موتور و کاهش آلاینده‌ها تأثیر دارد. با توجه به مطالعات انجام یافته در زمینه موتورهای اشتعال تراکمی واکنش کنترلی، هدف کار حاضر بررسی عددی اثر زمان‌های مختلف پاشش سوخت و ترکیب‌های مختلف سوخت‌های هیدروکربنی بر عملکرد و انتشار آلاینده در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترلی است.

### شبکه محاسباتی و الگوهای عددی

برای تحلیل عددی کار حاضر از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی converge v 2.4 استفاده شده است. این نرم‌افزار تجاری برای تحلیل عددی در ماژول موتورهای احتراق داخلی از قدرت بی‌نظیر و دامنه شرایط مرزی و اولیه وسیعی برخوردار است. این کد عددی، اکثر مشکلات و کمبودهای موجود در زمینه شبیه‌سازی را بهبود بخشیده است. برخلاف دیگر نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی، این نرم‌افزار به‌طور خودکار معادلات و روش‌های حل به‌کار رفته را برای هر مساله به‌کار برده و همگرایی را ممکن می‌سازد. این کد، با استفاده از شبکه ثابت و از روش حجم محدود به حل معادلات حاکم می‌پردازد. برای انتقال جرم، مومنتوم و انرژی، شارهای سلول از روش تفاضل مرکزی مرتبه دوم و برای حل گذرا از روش ضمنی پیشروی زمانی استفاده می‌کند. برای کوپلینگ فشار و سرعت در حل گذرا از روش PISO استفاده می‌شود. روش PISO یک تکنیک پیش‌بینی گر-اصلاح‌گر است که ابتدا میدان سرعت را به‌طور ضمنی حل می‌کند و سپس با استفاده از حل ضمنی فشار، به‌طور مکرر آن را به‌روزرسانی می‌کند. برای اطمینان از صحت گرادینان فشار، معادلات دیفرانسیل جزئی جرم، مومنتوم و انرژی به‌طور همزمان حل می‌شوند. نرم‌افزار کانورج شامل چندین مکانیزم شکستن قطره است که در این مقاله از روش KH-RT استفاده شده است. این مدل شامل دو مرحله‌ی تجزیه اصلی و تجزیه فرعی است. الگوی KH، برای پیش‌بینی تجزیه اصلی قطرات سوخت اولیه پاشیده شده استفاده می‌شود و تجزیه فرعی به‌دلیل ناپایداری‌های RT مدل می‌شود. الگوی برخورد قطرات در کد کانورج، الگوریتم O Rourke و NTC است. الگوریتم O Rourke به‌صورت یک تخمین تصادفی است و فرض می‌کند که قطرات تنها زمانی می‌توانند برخورد کنند که در داخل سلول سیالی یکسانی قرار گرفته باشند [۲۱].

در این پژوهش برای به‌کاربردن شیمی مفصل از مدل SAGE استفاده شده است که در آن نرخ واکنش به‌صورت عددی حل می‌شود. با استفاده از این الگو می‌توان جزئیات سینتیک شیمیایی در شبیه‌سازی احتراق را به صورت فایل کمکین وارد کرد. از طرفی پیش‌بینی آلاینده‌های خروجی نیز به مکانیزم احتراقی وابستگی شدید دارد، لذا در کار حاضر برای احتراق از یک مکانیزم کاهش یافته هپتان- نرمال شامل ۷۶ گونه و ۴۶۸ واکنش استفاده شده است.

برای شبیه‌سازی آشفته‌گی جریان از مدل RANS بر مبنای مدل RNG K-ε استفاده شده است. این مدل برای شبیه‌سازی حرکت در مقیاس کوچک‌تر و اثر آن به وسیله نرمال‌سازی مجدد معادلات ناپیراستوکس گسترش داده شده است. روش RNG یک ابزار ریاضی برای استخراج مدل آشفته‌گی است که نسبت به سایر الگوها کارآمدتر است.

## استقلال از شبکه و صحت‌سنجی

با ایجاد تغییر در حداکثر تعداد سلول‌ها، استقلال از شبکه بر مبنای نتایج منحنی فشار محفظه احتراق مطابق شکل ۱ بررسی شده است. در این نمودار چهار حالت ۸۰۰۰۰، ۱۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰۰ و ۳۱۶۰۰۰ سلول مقایسه شده است. همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است، با توجه به نزدیک‌تر بودن شبکه ۳۱۶۰۰۰ سلول به نتایج تجربی [۲۲]، این شبکه برای شبیه‌سازی استفاده شده است. با توجه به کوچک بودن موتور AVL 5402، بر اساس تجربه بدست آمده در مدل‌سازی موتورهای (سیک) با نرم‌افزار کانورج، مقدار فاصله سلول مناسب بین ۰/۴ تا ۰/۸ میلی‌متر است که در کار حاضر فاصله سلول‌ها ۰/۷ میلی‌متر انتخاب شده است.

موتور تک سیلندر AVL 5402 استفاده شده در این پژوهش مجهز به یک سامانه پاشش مستقیم دیزل پنج سوراخه است که مشخصات هندسی موتور و سامانه پاشش سوخت در جدول ۱ و شرایط مرزی و دمایی دیواره‌ها در جدول ۳ آمده است. در راستای کاهش زمان محاسبات، شبیه‌سازی بر روی یک قطاع ۷۲ درجه‌ای از موتور انجام شده است. شبیه‌سازی به صورت یک سیکل بسته انجام شده و از ابتدای بسته شدن سوپاپ ورودی در مرحله تراکم ۴۶/۵ (ABDC) درجه بعد از نقطه مرگ پایین تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی در مرحله انبساط ۵۱/۵ (BBDC) درجه قبل از نقطه مرگ پایین است. شکل ۲، شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا را نشان می‌دهد.

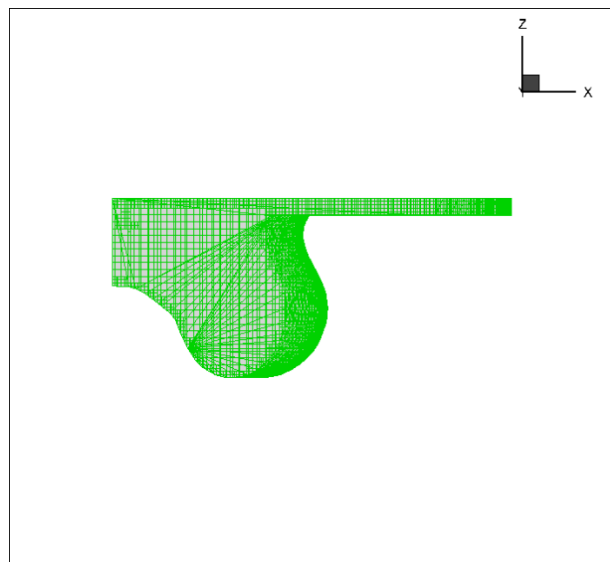


Figure 2- Computational grid at TDC  
شکل ۲- شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا

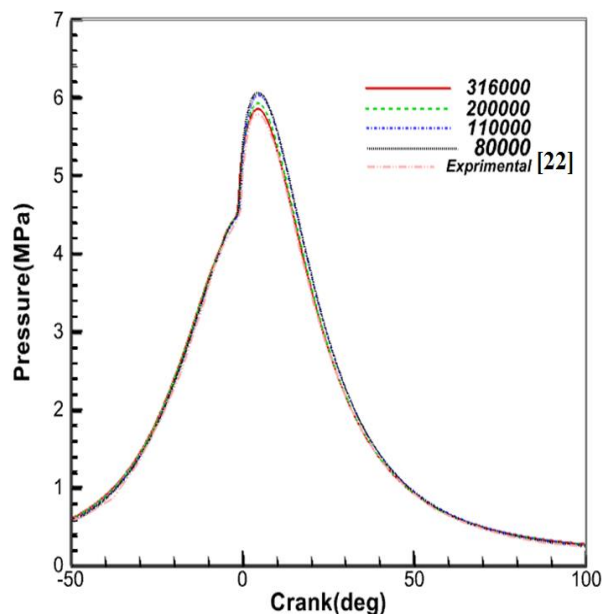


Figure 1- Independence from computational grid  
شکل ۱- استقلال از شبکه محاسباتی

جدول ۳- شرایط مرزی

Table 3- Boundary condition	
Piston top temperature	543 K
Cylinder wall temperature	413 K
Cylinder head temperature	513 K

جدول ۲- مشخصات افشانه سوخت

Table 2- Injector specification	
Included angle	142
Nozzle hole diameter	0.170 mm
Total injected mass	6mm <sup>3</sup> /cycle
Injection duration	1.35 CAD or 150μs
Diesel fuel injection pressure	1250
Temperature diesel injection	341 K
Nozzle tip protrusion	-0.0018
Spray con angle	10

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور

Table 1- Engine geometry	
Bore	85 mm
Stroke	90 mm
Original compression ratio	17
Injection system	Common rail
IVC	46.5 ABDC
EVO	51.5 BBDC
Crank speed	1500
Number of nozzle holes	5
Connecting rod	148

شکل های ۳ و ۴ مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی برای تغییرات فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی حرارت موتور را با نتایج تجربی [۲۲] در زمان پاشش TDC و نسبت هم‌ارزی ۰/۱۵ نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج حاصل از شبیه‌سازی کار حاضر، تطابق نسبی خوبی با نتایج تجربی دارد.

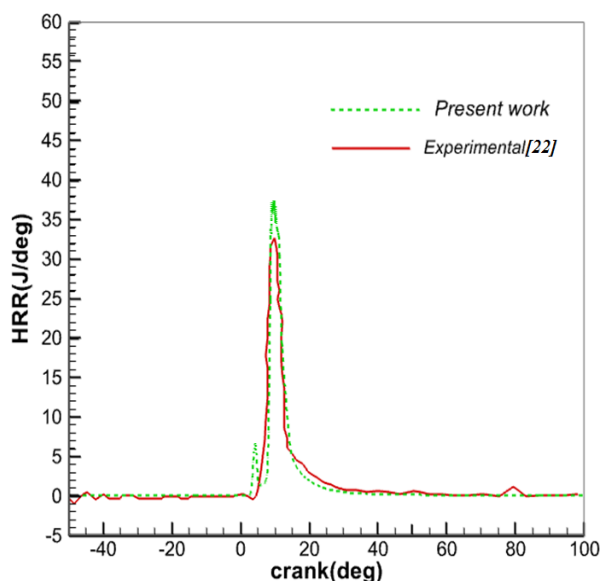


Figure 4- Comparison of HRR of numerical solution with experimental results [22] at TDC injection time and equivalence ratio of 0.15

شکل ۴- مقایسه نمودار نرخ حرارت آزاد شده کار حاضر با نتایج تجربی [۲۲] در زمان پاشش TDC و نسبت هم‌ارزی ۰/۱۵

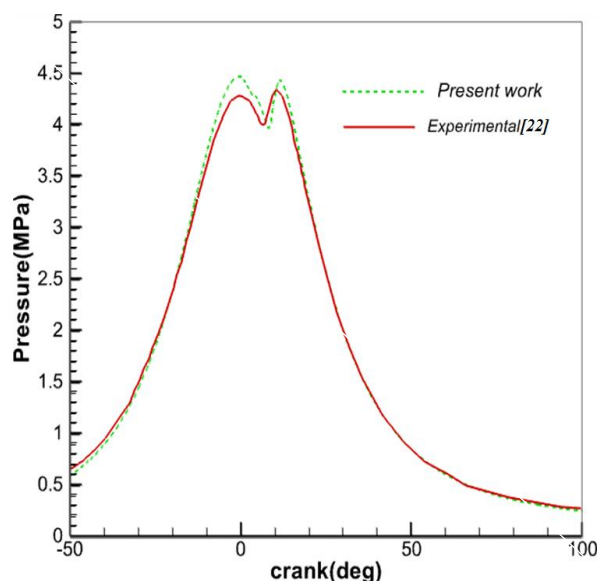


Figure 3- Comparison of pressure diagram of numerical solution with experimental results [22] at TDC injection time and equivalence ratio of 0.15

شکل ۳- مقایسه نمودار فشار کار حاضر با نتایج تجربی [۲۲] در زمان پاشش TDC و نسبت هم‌ارزی ۰/۱۵

برای محاسبه نسبت هم ارزی کل از رابطه زیر استفاده شده است:

$$\varphi = \frac{\frac{(\frac{A}{F})_s}{(\frac{A}{F})_a} \dot{M}_d + \frac{(\frac{A}{F})_s}{(\frac{A}{F})_a} \dot{M}_m}{M_a} \quad (1)$$

در معادله بالا  $(\frac{A}{F})_s$  کسر جرمی هوا به سوخت در حالت استوکیومتری و  $(\frac{A}{F})_a$  کسر جرمی هوا به سوخت در حالت عملی است. همچنین  $\dot{M}_d$  کسر جرمی سوخت دیزل  $\dot{M}_m$  کسر جرمی سوخت متان و  $\dot{M}_a$  کسر جرمی هوا است. در این مقاله مقدار سوخت دیزل ثابت و برابر ۹۳۰ میلی‌گرم در ثانیه در نظر گرفته شده است و تغییرات نسبت هم ارزی با تغییر مقدار سوخت متان همراه است.

## تحلیل نتایج

### تأثیر زمان پاشش سوخت بر فشار در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

شکل ۵ تغییرات نمودار فشار در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵ را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با جلو انداختن زمان پاشش سوخت دیزل از زمان ۱۰- تا ۲۰-، بیشینه فشار داخل محفظه سیلندر افزایش می‌یابد. در زمان پاشش ۲۰- با توجه به در اختیار داشتن زمان بیشتر برای اختلاط سوخت و هوا و همچنین پخش شدن بهتر سوخت دیزل در محفظه احتراق، شرایط برای احتراق همگن‌تر متان و در موقعیت مناسب‌تری از پیستون، در جهت افزایش فشار داخل سیلندر نسبت به زمان پاشش ۱۰- درجه ایجاد می‌شود. در حالی که با آوانس بیشتر زمان پاشش از ۲۰- تا ۵۰- بیشینه فشار کاهش می‌یابد. دلیل کاهش فشار بیشینه در این زوایای لنگ می‌تواند به دلیل گسترده شدن بازه‌ی احتراق ناشی از کاهش گرادیان‌های سوخت دیزل باشد. فشار بیشینه در زمان پاشش ۲۰- لنگ و مقدار کمینه فشار در زمان ۵۰- اتفاق می‌افتد.

شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات فشار درون محفظه احتراق در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵ و ۰/۴۵ را نشان می‌دهد. بررسی این دو نمودار نشان می‌دهد که مثل حالت قبل، مقدار بیشینه فشار در زمان پاشش ۲۰- اتفاق می‌افتد. از طرفی افزایش نسبت هم‌ارزی در زمان‌های پاشش ۱۰- و ۲۰- درجه لنگ افزایش بازده حرارتی را به دنبال دارد و با جلو انداختن زمان پاشش، بازده حرارتی کاهش می‌یابد. بنابراین افزایش نسبت هم‌ارزی در زمان‌های ۳۵- و ۵۰- درجه لنگ مقدار بیشینه فشار را کاهش می‌دهد که دلیل آن کاهش بیشتر گرادیان‌های سوخت دیزل است.

همچنین افزایش نسبت هم‌ارزی باعث کاهش فشار انتهایی مرحله تراکم می‌شود، زیرا با افزایش میزان کسر جرمی سوخت، ظرفیت حرارتی آن افزایش می‌یابد و لذا فشار انتهایی مرحله تراکم کاسته می‌شود. این امر باعث می‌شود دمای مخلوط دیرتر به نقطه خود اشتعالی برسد. همچنین تأخیر در اشتعال در نزدیکی نقطه مرگ بالا باعث افزایش بازده حرارتی می‌شود. همچنین افزایش نسبت هم‌ارزی، کاهش فشار بیشینه و بازده حرارتی را در زوایای ۳۵- و ۵۰- نشان می‌دهد که دلیل آن احتراق ناقص در این زوایاها است. در بررسی‌های پورموسوی و همکاران [۱۶]، که به بررسی تجربی تأثیر زمان پاشش سوخت ستان بالا بر عملکرد یک موتور احتراق دما پایین پاشش مستقیم پرداختند، بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر در زمان پاشش‌های پیش افتاده بسیار کم است که با عقب تر افتادن زمان پاشش فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین افزایش نرخ متان باعث افزایش فشار بیشینه داخل سیلندر می‌شود.



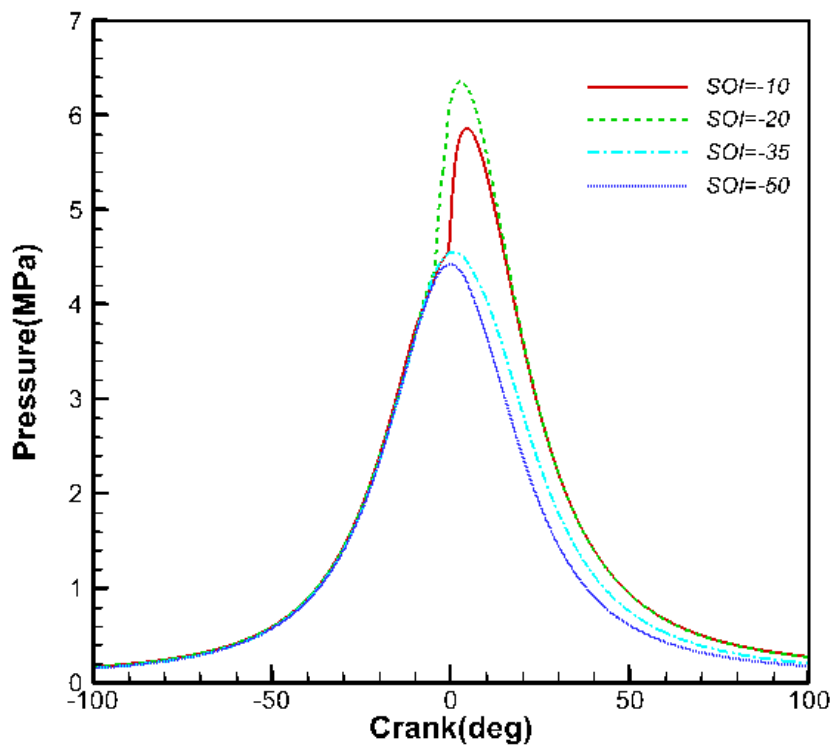


Figure 5- Variation of pressure in different SOI at  $\Phi=0.25$

شکل ۵- تغییرات نمودار فشار در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵

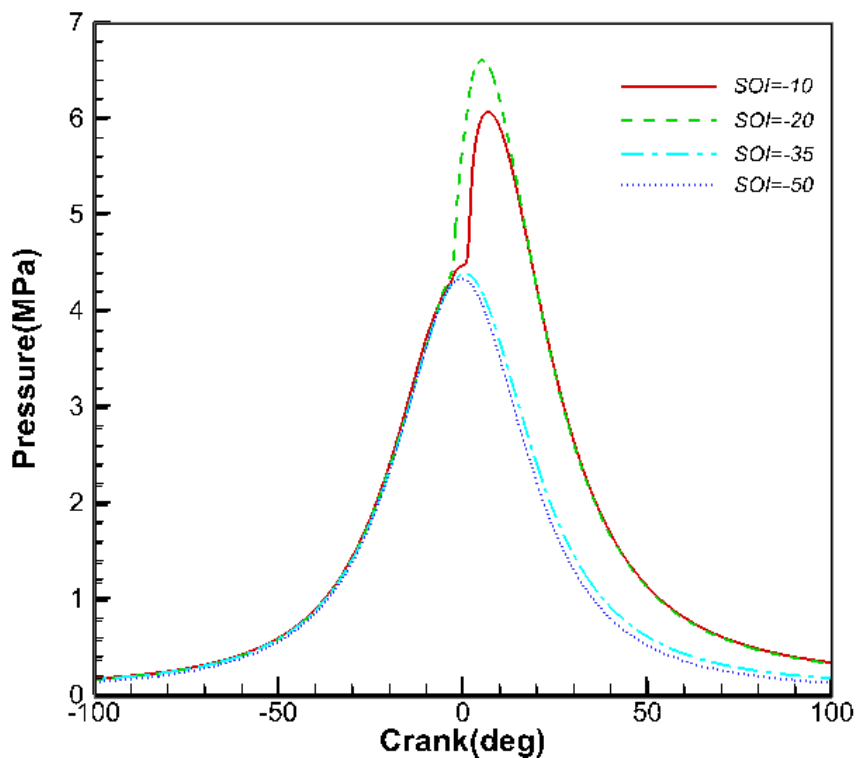


Figure 6- Variation of pressure in different SOI at  $\Phi=0.35$

شکل ۶- تغییرات نمودار فشار در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵

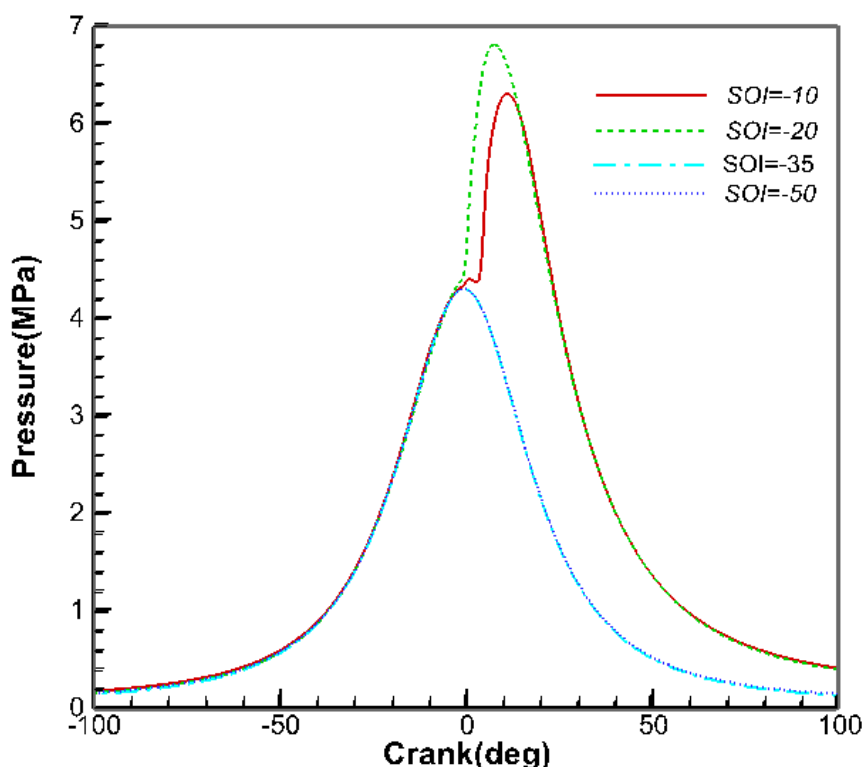


Figure 7- Variation of pressure in different SOI at  $\Phi=0.45$

شکل ۷- تغییرات نمودار فشار در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۴۵

از دیگر پارامتر مهم در خصوص عملکرد مناسب یک موتور احتراق داخلی، بازده ناخالصی اندیکاتوری (GIE) است، که بیانگر میزان کاردریافتی از موتور به ازای میزان انرژی تولید شده ناشی از سوختن سوخت است. شکل ۸، تغییرات بازده ناخالصی اندیکاتوری در زمان‌های پاشش متفاوت برای نسبت‌های هم‌ارزی مختلف را نشان می‌دهد. مطابق شکل، حالت بیشینه بازده ناخالصی اندیکاتوری در سه حالت به میزان ۴۹ درصد و در زمان پاشش‌های ۱۰- با نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵ و ۲۰- با نسبت هم‌ارزی‌های ۰/۳۵ و ۰/۴۵ است. در این دو زمان پاشش، افزایش نسبت هم‌ارزی با افزایش فشار همراه است که باعث افزایش بازده ناخالصی اندیکاتوری می‌شود. همچنین با آوانس پاشش سوخت و افزایش نسبت هم‌ارزی در زمان‌های پاشش ۳۵- و ۵۰- بازده ناخالصی اندیکاتوری کاهش می‌یابد. این افزایش نسبت هم‌ارزی باعث می‌شود که در زمان ۵۰- احتراق در نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵ کامل انجام نشود و در نسبت هم‌ارزی‌های ۰/۳۵ و ۰/۴۵ اصلاً احتراق صورت نگیرد. همچنین در زمان پاشش ۳۵- در نسبت هم‌ارزی ۰/۴۵ احتراق صورت نمی‌گیرد. اما باید به این نکته توجه کرد که با افزایش نسبت هم‌ارزی مقداری از کار تولیدی در مرحله انبساط، تلف می‌شود. بنابراین برای دستیابی به بالاترین میزان کار و بازده، افزایش نسبت هم‌ارزی باید به صورت مناسب صورت گیرد. در بررسی‌های پورموسوی و همکاران [۱۶]، که به بررسی تجربی تأثیر زمان پاشش سوخت ستان بالا بر عملکرد یک موتور احتراق دما پایین پاشش مستقیم پرداختند نیز با افزایش نسبت هم‌ارزی، و افزایش نرخ متان مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری افزایش می‌یابد.

شکل ۹ به بررسی مصرف ویژه سوخت (ISFC)<sup>۱</sup> می‌پردازد. با توجه به تعریف این پارامتر که میزان مصرف سوخت بر حسب کار ناخالصی اندیکاتوری موتور است. کمترین میزان مصرف ویژه سوخت در زمان‌های پاشش ۱۰- و ۲۰- در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵ و به مقدار ۰/۰۴۳۴ گرم است.

<sup>1</sup>Indicated Special Fuel Consumption (ISFC)

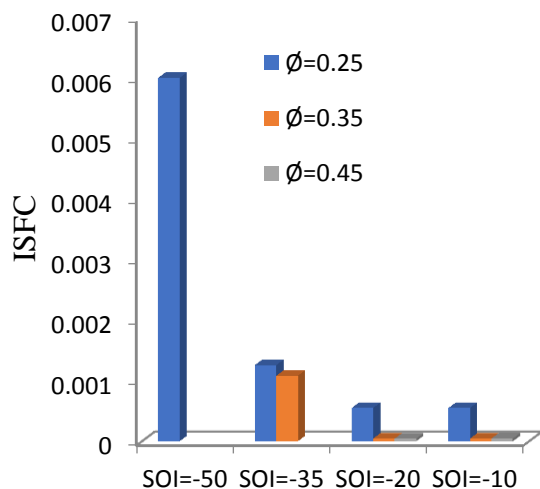


Figure 9- ISFC diagram in different SOI at  $\Phi=0.25$ ,  $\Phi=0.35$ ,  $\Phi=0.45$

شکل ۹- نمودار مصرف ویژه سوخت در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۲۵، ۰/۳۵ و ۰/۴۵

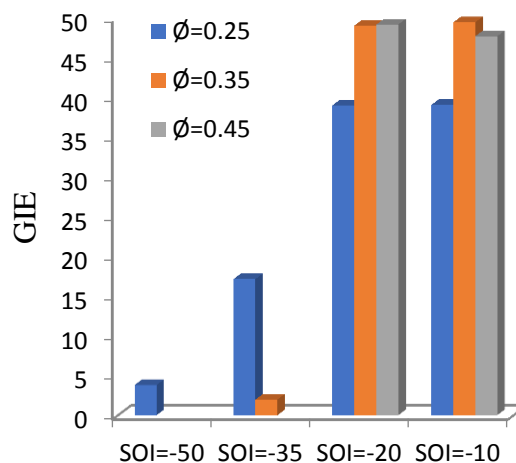


Figure 8- GIE diagram in different SOI at  $\Phi=0.25$ ,  $\Phi=0.35$ ,  $\Phi=0.45$

شکل ۸- نمودار بازده ناخالصی اندیکاتور در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۲۵، ۰/۳۵ و ۰/۴۵

#### تأثیر زمان پاشش سوخت بر نرخ آزادسازی حرارت در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف

بررسی نمودار نرخ آزادسازی حرارت شکل ۱۰ نشان می‌دهد، مقدار بیشینه در زمان ۱۰- درجه لنگ اتفاق می‌افتد. با جلو انداختن زمان پاشش از زاویه ۱۰- به ۲۰- درجه لنگ بیشینه نرخ انتقال حرارت کاهش یافته و از طرفی با افزایش آوانس پاشش سوخت به زمان‌های ۳۵- و ۵۰- درجه نیز بیشینه نرخ آزادسازی حرارت کاهش می‌یابد که دلیل آن می‌تواند، کاهش گرادیان سوخت دیزل با افزایش جلو انداختن لحظه پاشش سوخت دیزل باشد. با افزایش آوانس لحظه تزریق سوخت دیزل، مقدار پارامتر تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد. بیشینه تأخیر در اشتعال در زاویه ۵۰- درجه لنگ اتفاق می‌افتد. علت آن پاشش سوخت دیزل در دمای پایین‌تر محفظه است که باعث می‌شود قطرات پاشیده شده سوخت دیزل به محیط دمایی پایین، در مرحله تراکم نفوذ کرده و نرخ تبخیر سوخت دیزل کم می‌شود، در نتیجه امکان تشکیل مناطق غنی با نسبت هم‌ارزی بالا کاهش می‌یابد. همچنین در زاویه‌های ۳۵- و ۵۰- زمان کافی برای تبخیر دیزل و اختلاط آن با مخلوط متان و هوا وجود دارد که باعث تأخیر در اشتعال می‌شود. پارامتر تأخیر در اشتعال در زاویه ۲۰- از ۱۰- درجه لنگ بیشتر است چون تزریق سوخت دیزل هرچه به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر باشد، به دلیل بالاتر بودن دمای درون محفظه، احتراق سریع‌تر صورت می‌گیرد و پارامتر تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد.

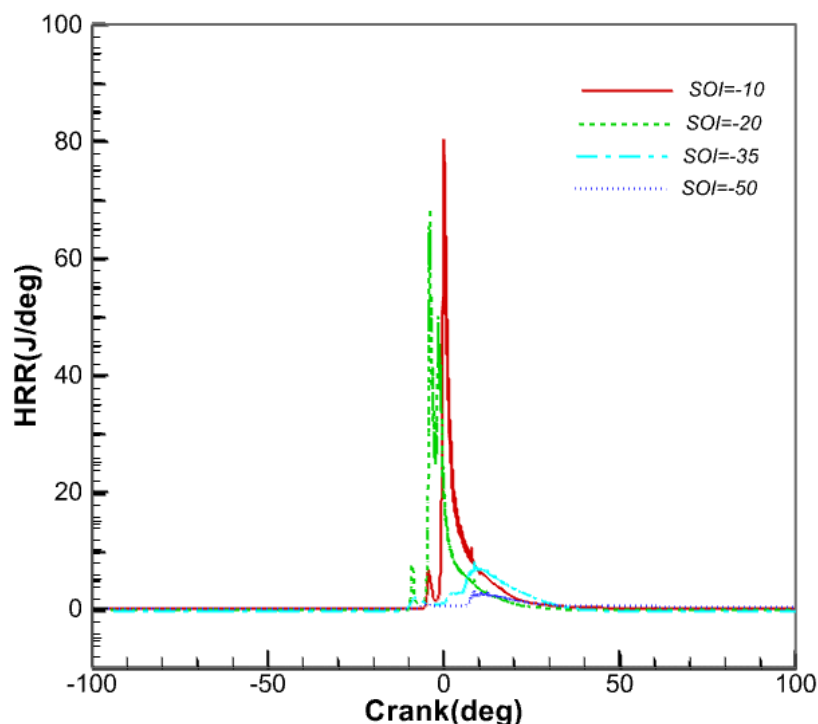


Figure 10- Variation of HRR in different SOI at  $\Phi=0.25$

شکل ۱۰- تغییرات نمودار نرخ آزادسازی حرارت در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم ارزی ۰/۲۵

بررسی نمودار شکل ۱۱ نشان می‌دهد که حداکثر مقدار نرخ آزادسازی حرارت مانند حالت قبل در زاویه  $-10^\circ$  لنگ اتفاق می‌افتد. همچنین با افزایش آوانس پاشش سوخت دیزل مقدار بیشینه نرخ آزادسازی حرارت کاهش می‌یابد. بررسی نمودار شکل ۱۲ نیز همانند حالات قبل، مقدار بیشینه نرخ آزادسازی حرارت در زاویه  $-10^\circ$  لنگ است و جلو انداختن بیشتر زمان پاشش سوخت دیزل این پارامتر را کاهش می‌دهد.

اما افزایش نسبت هم ارزی در زوایای  $-10^\circ$  و  $-20^\circ$  درجه لنگ پیک فاز دوم انتشار گرما را افزایش می‌دهد ولی در زمان پاشش‌های جلو افتاده مانند  $-35^\circ$  و  $-50^\circ$  درجه لنگ نمودار نرخ انتقال حرارت به نمودار احتراق دیزل معمولی نزدیک‌تر شده، همچنین با افزایش نسبت هم ارزی و نرخ متان مرحله دوم احتراق بازتر شده است. افزایش نسبت هم ارزی بر روی زاویه لنگ حداکثر نرخ انتقال حرارت تأثیرگذار است و باعث افزایش زاویه لنگ حداکثر نرخ انتقال حرارت می‌شود، که عمدتاً به دلیل تأخیر در احتراق و توزیع نسبت هم ارزی در داخل محفظه احتراق است. اما نکته قابل توجه در دو زمان پاشش  $-10^\circ$  و  $-20^\circ$  این است که افزایش نسبت هم ارزی از  $0/35$  به  $0/45$  مقدار بیشینه نرخ آزادسازی حرارت را کاهش می‌دهد. مقدار حداکثر این پارامتر در نسبت هم ارزی  $0/35$  اتفاق می‌افتد. در نسبت هم ارزی  $0/45$  چون دما، فشار و مقدار سوخت دیزل ورودی ثابت بوده است و مقدار متان افزایش داشته است شرایط برای احتراق کامل متان مهیا نشده است و مقدار بیشینه نرخ آزادسازی حرارت کاهش یافته است. افزایش نسبت هم ارزی در زمان‌های پاشش  $-35^\circ$  و  $-50^\circ$  باعث می‌شود احتراق به صورت کامل انجام نشود به طوری که در نسبت هم ارزی  $0/45$  در زاویه  $-35^\circ$  لنگ اصلاً احتراق صورت نمی‌گیرد. همچنین در زاویه  $-50^\circ$  درجه لنگ در نسبت هم ارزی  $0/35$  احتراق خیلی ناقص صورت گرفته و در نسبت هم ارزی  $0/45$  اصلاً احتراقی صورت نمی‌گیرد. کاهش دما در طول فاز انبساط باعث می‌شود که احتراق حاصل نشود.

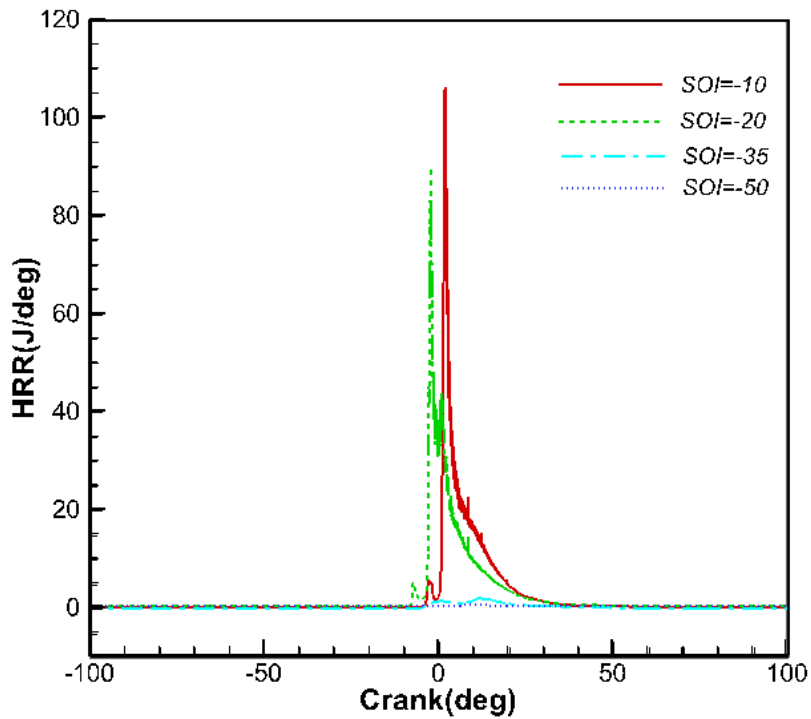


Figure 11- Variation of HRR in different SOI at  $\Phi=0.35$

شکل ۱۱- تغییرات نمودار نرخ آزادسازی حرارت در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم ارزی ۰/۳۵

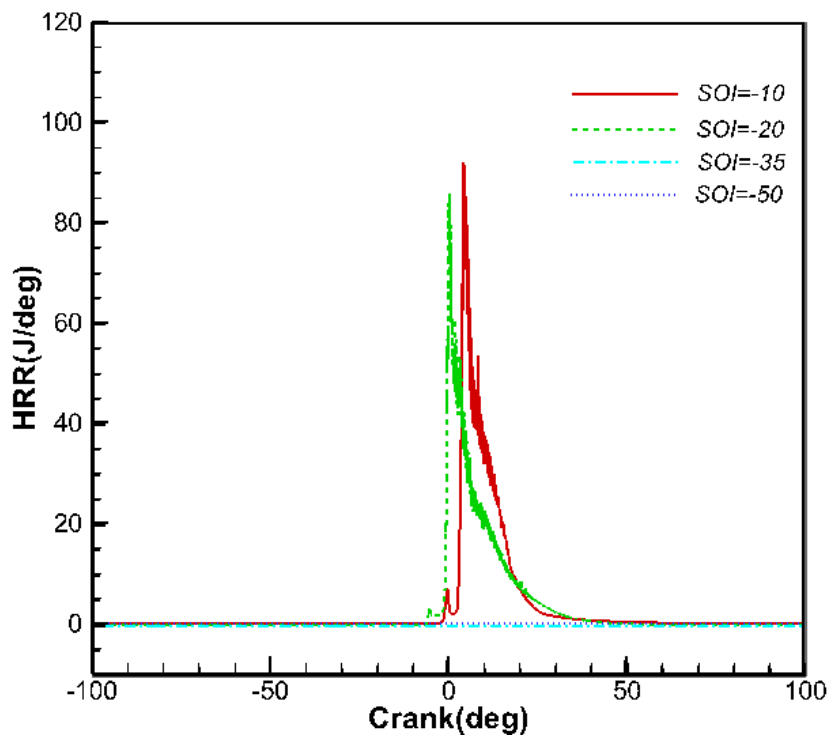


Figure 12- Variation of HRR in different SOI at  $\Phi=0.45$

شکل ۱۲- تغییرات نمودار نرخ آزادسازی حرارت در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم ارزی ۰/۴۵

از پارامترهای مهم و تأثیرگذاری که می‌توان با بررسی نمودار نرخ آزادسازی حرارت به آن دست یافت دو پارامتر تأخیر احتراق و طول دوره احتراق است. تأخیر احتراق، به‌عنوان اختلاف زاویه‌ای بین شروع پاشش سوخت و زاویه‌ای که در آن ۵ درصد از کل گرما آزاد می‌شود، تعریف می‌شود. مدت‌زمان احتراق، CA90-CA10، به‌عنوان اختلاف زاویه‌ای بین زوایایی که در آن ۱۰ و ۹۰ درصد از کل گرما آزاد شده است، تعریف می‌شود. از دیگر پارامترهای مهم و تأثیرگذار بر عملکرد موتور، CA50 است و به زاویه‌ی لنگی که در آن آزادسازی ۵۰ درصد از کل انرژی حاصل از سوختن انجام می‌گیرد گفته می‌شود. جداول ۴، ۵ و ۶ مقادیر پارامترهای مؤثر بر فاز احتراق را در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۴، هنگامی که زمان تزریق سوخت از ۱۰- تا ۵۰- درجه برحسب زاویه لنگ تغییر می‌کند، پارامتر تأخیر در اشتعال به‌اندازه ۴۰/۵۶ درجه افزایش می‌یابد که این افزایش تأخیر در اشتعال، به اختلاط بهتر هوا و سوخت کمک شایانی می‌کند. همچنین با جلو انداختن زمان پاشش طول دوره احتراق افزایش می‌یابد.

جدول ۴- پارامترهای مؤثر بر فاز احتراق در نسبت هم ارزی ۰/۲۵

Table 4- Parameters affecting the combustion phase in equivalent ratio 0.25

SOI	Start of combustion	Ignition Delay	Combustion Duration	CA50
-10	-0.76	9.22	15.43	2.28
-20	-4.50	15.49	16.3	-1.19
-35	-6.58	28.41	27.31	12.12
-50	-0.21	49.78	87.81	23.88

جدول ۵- پارامترهای مؤثر بر فاز احتراق در نسبت هم ارزی ۰/۳۵

Table 5- Parameters affecting the combustion phase in equivalent ratio 0.35

SOI	Start of combustion	Ignition Delay	Combustion Duration	CA50
-10	1.40	11.40	16.24	5.42
-20	-2.46	17.54	18.41	1.99
-35	-1.87	33.13	35.75	13.26
-50	5.86	55.86	12.24	11.36

جدول ۶- پارامترهای مؤثر بر فاز احتراق در نسبت هم ارزی ۰/۴۵

Table 6- Parameters affecting the combustion phase in equivalent ratio 0.45

SOI	Start of combustion	Ignition Delay	Combustion Duration	CA50
-10	3.67	13.67	13.93	8.45
-20	-0.19	19.81	20.52	5.47
-35	8.49	43.49	12.35	14.06
-50	No combustion	No combustion	No combustion	No combustion

همچنین بررسی پارامتر CA50 نشان می‌دهد، هرچه زمان تزریق سوخت دیزل با تأخیر انجام شود، CA50 به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود که این اتفاق مطلوب است؛ همچنین هرچه آوانس لحظه پاشش سوخت افزایش می‌یابد، مقدار پارامتر CA50 نیز افزایش می‌یابد. اما چون در دو زمان پاشش ۳۵- و ۵۰- احتراق یا کامل نیست یا اصلاً صورت نمی‌گیرد در نتیجه به بررسی این پارامترها در این دو زمان پرداخته نشده است. اما بررسی جداول ۵ و ۶ بر روی دو زمان پاشش ۱۰- و ۲۰- نشان می‌دهد که هرچه زمان پاشش از نقطه مرگ بالا فاصله داشته باشد به دلیل همگن‌تر شدن مخلوط سوخت، تأخیر در اشتعال و طول بازه‌ی احتراق افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار تأخیر در اشتعال ۱۹/۸۱ و بیشترین طول بازه‌ی احتراق ۲۰/۵۲ در زمان پاشش ۲۰- و با نسبت هم‌ارزی ۰/۴۵ است. مطابق جدول ۵ نزدیک‌ترین مقدار CA50 به نقطه مرگ بالا در زمان ۲۰- است.

همچنین با بررسی شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مشاهده می‌شود که افزایش نسبت هم‌ارزی درمقایسه با زمان پاشش سوخت، تأثیر کمتری بر روی تأخیر در اشتعال و طول بازه‌ی احتراق دارد.

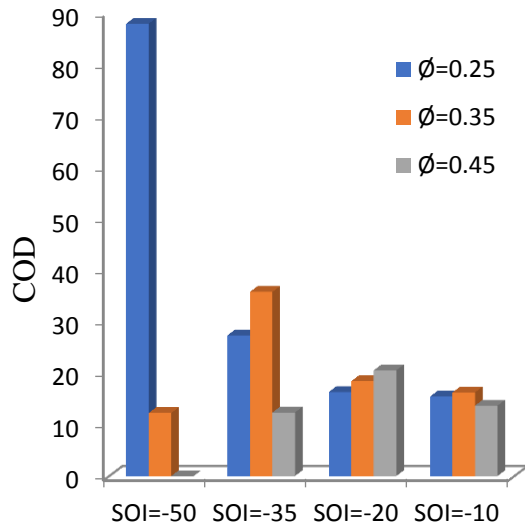


Figure 14- Combustion duration diagram in different Equivalence ratios

شکل ۱۴- نمودار مدت زمان بازه‌ی احتراق در نسبت هم-ارزی‌های مختلف

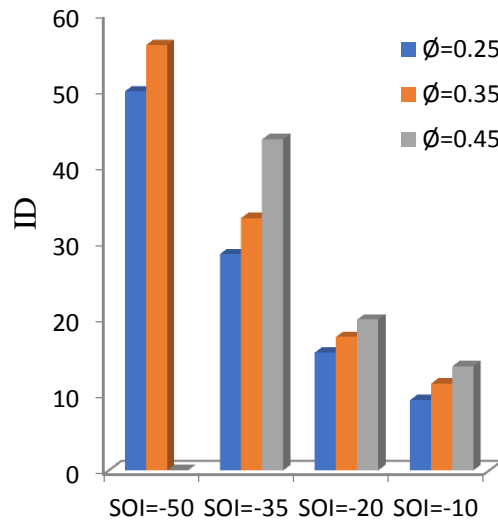


Figure 13- Ignition delay diagram in different Equivalence ratios

شکل ۱۳- نمودار تأخیر در اشتعال در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

### تأثیر تغییرات زمان پاشش سوخت بر دما درون محفظه احتراق در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف

شکل ۱۵ به بررسی دمای محفظه احتراق برحسب زاویه لنگ در زمان‌های پاشش مختلف می‌پردازد. بر این اساس بیشینه دما در زاویه ۲۰- درجه لنگ اتفاق می‌افتد. از طرفی هر چه تزریق سوخت دیزل به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر باشد، حجم داخل محفظه کاهش‌یافته و فشار و دما افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای محفظه احتراق، درصد بیشتری از سوخت دیزل می‌سوزد که منجر به افزایش فشار و نرخ آزادسازی حرارت می‌شود. از طرفی با افزایش آوانس پاشش سوخت، دمای بیشینه کاهش می‌یابد. بررسی نمودار دمای شکل ۱۶ نشان می‌دهد که حداکثر دما مانند حالت قبل در زاویه ۲۰- درجه لنگ اتفاق افتاده است و افزایش نسبت هم‌ارزی دمای بیشینه را افزایش داده است اما نکته قابل‌توجه کاهش اختلاف دما بیشینه بین زاویه‌های ۱۰- و ۲۰- درجه لنگ است که با افزایش نسبت هم‌ارزی این اختلاف کاهش می‌یابد. همچنین با جلو انداختن لحظه پاشش سوخت دمای بیشینه در زوایای ۳۵- و ۵۰- درجه لنگ کاهش می‌یابد.

همچنین بررسی نمودار ۱۷ نشان‌دهنده این است که حداکثر دما در زاویه ۱۰- لنگ اتفاق افتاده است. در بالا اشاره شد که افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۲۵ به ۰/۳۵ اختلاف دمای حداکثر بین دو زاویه ۱۰- و ۲۰- را کاهش داده است اما افزایش نسبت هم‌ارزی به ۰/۴۵ باعث شده که برخلاف دو حالت قبل حداکثر دما در زاویه ۱۰- اتفاق بیفتد. از طرفی افزایش نسبت هم‌ارزی، تأخیر در احتراق را به دنبال دارد که منجر به مخلوط شدن بیش‌ازحد هوا و سوخت و سرعت‌پایین احتراق می‌شود. بنابراین چون تأخیر در احتراق در ۱۰- کمتر از ۲۰- است، افزایش نسبت هم‌ارزی باعث شده دما در این زاویه بیشتر از ۲۰- باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در انتهای مرحله تراکم، بیشینه دمای ناشی از تراکم، با افزایش نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد و موجب جدایش منحنی‌ها از یکدیگر می‌شود. کاهش دما، باعث می‌شود مخلوط دیرتر به نقطه خود اشتعالی برسد و

احتراق به تعویق می‌افتد. دلیل کاهش دما این است که با افزایش نسبت هم‌ارزی و مقدار کسر جرمی دو سوخت، ظرفیت حرارتی این سوخت افزایش می‌یابد.

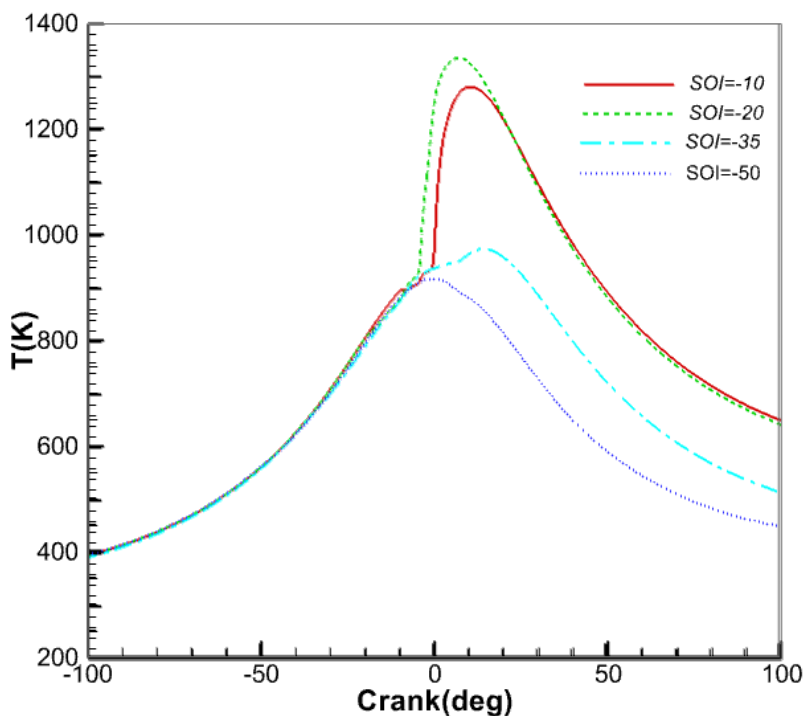


Figure 15- Variation of Temperature in different SOI at  $\Phi=0.25$

شکل ۱۵- تغییرات نمودار دما در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵

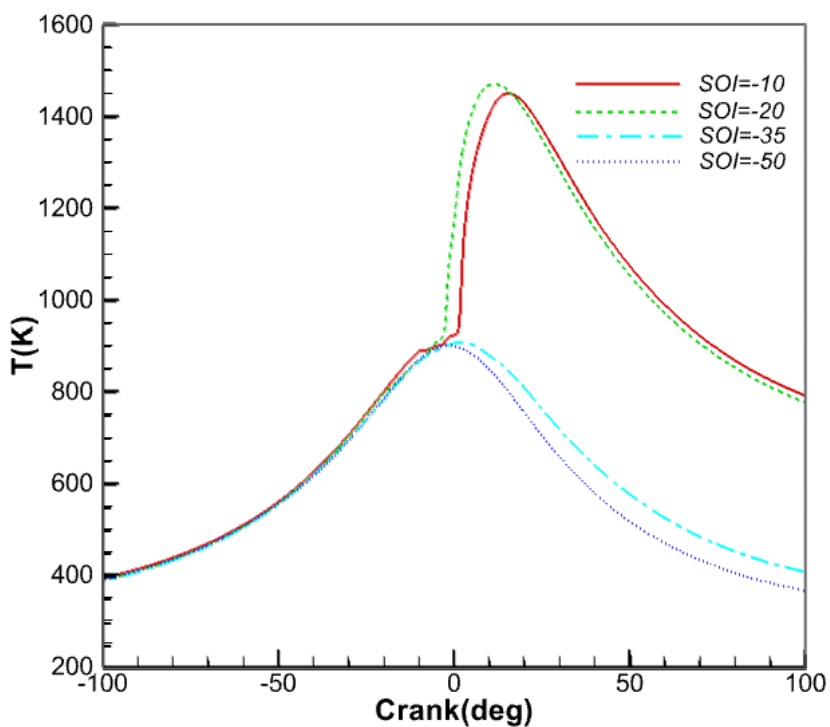


Figure 16- Variation of Temperature in different SOI at  $\Phi=0.35$

شکل ۱۶- تغییرات نمودار دما در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵



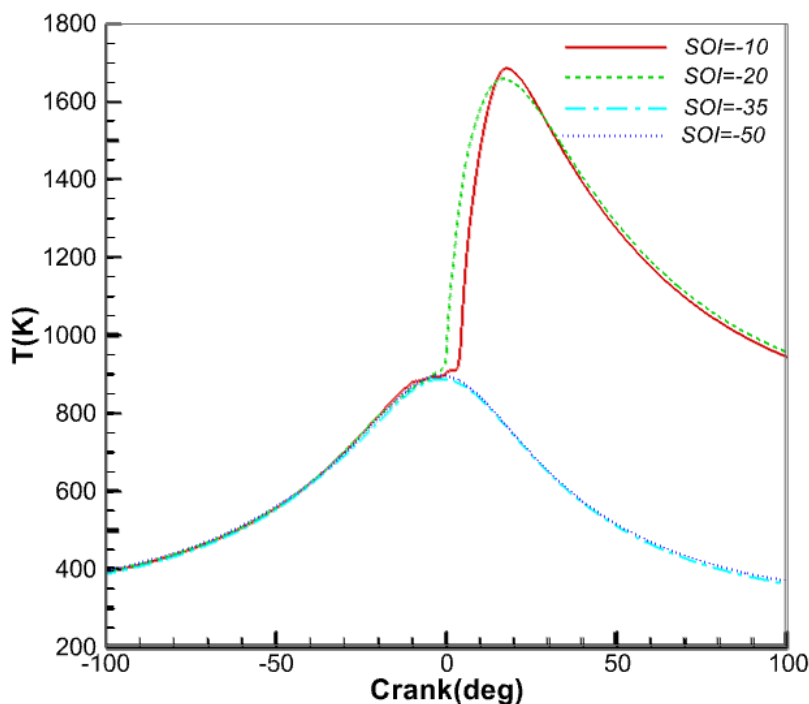


Figure 17- Variation of Temperature in different SOI at  $\Phi=0.45$

شکل ۱۷- تغییرات نمودار دما در زمان‌های پاشش متفاوت در نسبت هم‌ارزی ۰/۴۵

تأثیر تغییرات زمان پاشش سوخت بر انتشار آلاینده‌ی  $\text{NO}_x$  در نسبت هم‌ارزی‌های متفاوت

شکل ۱۸ میزان آلاینده‌ی  $\text{NO}_x$  در نسبت هم‌ارزی و زمان‌های پاشش مختلف را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، در زمان‌های ۳۵- و ۵۰- به دلیل ناقص بودن احتراق و کاهش دمای احتراق، میزان آلاینده‌ی  $\text{NO}_x$  نسبت به زمان‌های ۱۰- و ۲۰- بسیار پایین‌تر است. اما در زمان‌های ۱۰- و ۲۰- به دلیل افزایش دمای محفظه احتراق میزان انتشار آلاینده  $\text{NO}_x$  افزایش می‌یابد.

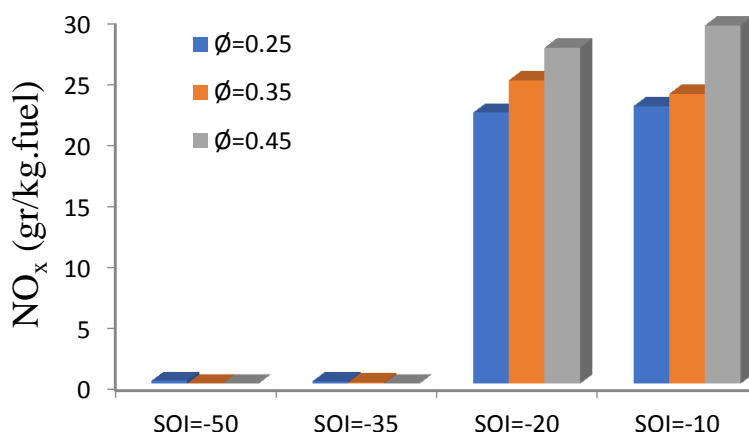
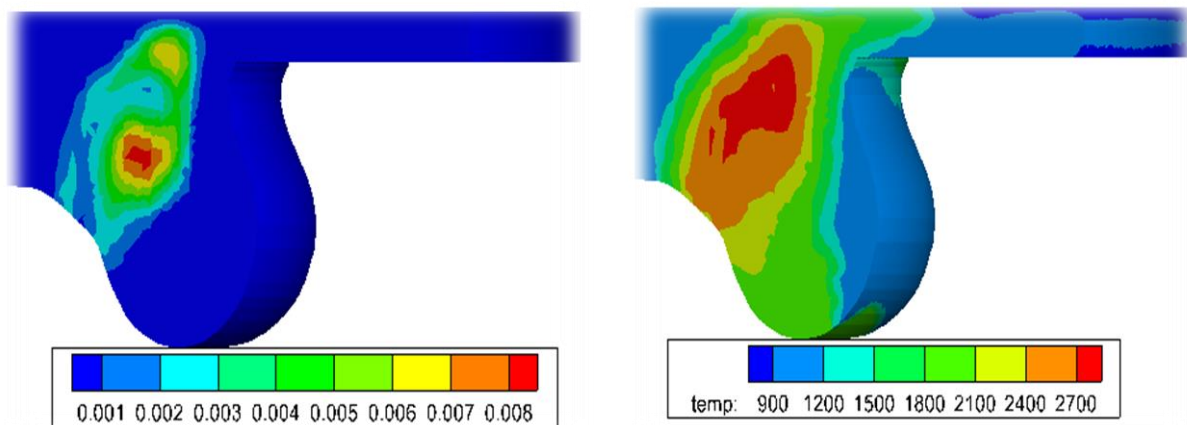


Figure 18- The effect of increasing the equivalence ratio at the  $\text{NO}_x$  emission

شکل ۱۸- تأثیر افزایش نسبت هم‌ارزی بر میزان آلاینده  $\text{NO}_x$

شکل ۱۹ کانتورهای دمای بیشینه و میزان آلاینده NO<sub>x</sub> در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵ و زمان پاشش ۱۰- را نشان می‌دهد. بررسی شکل ۱۹- الف نشان می‌دهد که دمای بیشینه در مرکز سیلندر اتفاق می‌افتد و در نزدیکی دیواره، دما کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه تشکیل آلاینده NO<sub>x</sub> به شدت به دما وابسته است، کانتور شکل ۱۹- ب نشان می‌دهد که بیشترین میزان تولید آلاینده NO<sub>x</sub> در نواحی با دما بالا و نزدیک به مرکز سیلندر تشکیل می‌شوند. تقی‌زاده و همکاران [۲۳]، به بررسی عددی اثرات ترکیب سوخت متان و هپتان نرمال بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده پرداختند. مطابق نتایج آن‌ها تولید آلاینده‌های نیتروژن با افزایش دمای مخلوط هوا سوخت داخل سیلندر تا حدود ۱۴۰۰ کلوین، آغاز می‌شود و با افزایش دما، تولید این آلاینده به صورت قابل‌ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد.



b- Variation of NO<sub>x</sub> emission contour in SOI -10

ب- کانتور مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> در زمان پاشش ۱۰-

a- Maximum temperature contour in SOI -10

الف- کانتور دمای بیشینه در زمان پاشش ۱۰-

Figure 19- The maximum temperature and Variation of NO<sub>x</sub> emission in the end of combustion at  $\Phi=0.35$

شکل ۱۹- کانتورهای دما و میزان آلاینده NO<sub>x</sub> در انتهای احتراق در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۵

## نتیجه‌گیری

- با آوانس پاشش سوخت دیزل از ۱۰- به ۲۰- درجه لنگ فشار افزایش می‌یابد و با آوانس بیشتر در زمان‌های پاشش ۳۵- و ۵۰- کاهش فشار را به دنبال دارد که باعث احتراق ناقص می‌شود.
- با آوانس پاشش سوخت دیزل، مقدار پارامتر تأخیر در اشتعال و طول بازه‌ی احتراق افزایش می‌یابد. همچنین با آوانس پاشش سوخت از زمان ۱۰- به ۲۰-، مقدار پارامتر CA50 به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود که یک اتفاق مطلوب است.
- با آوانس پاشش سوخت از زمان ۱۰- به ۲۰-، دمای محفظه احتراق افزایش یافته و آوانس پاشش سوخت به زمان‌های ۳۵- و ۵۰- کاهش دما را به همراه دارد.
- افزایش نسبت هم‌ارزی باعث افزایش فشار در زمان‌های پاشش ۱۰- و ۲۰- و کاهش فشار در زمان‌های پاشش ۳۵- و ۵۰- می‌شود.
- افزایش نسبت هم‌ارزی باعث افزایش بازده ناخالصی اندیکاتور احتراق می‌شود. اما باید به این نکته توجه کرد که با افزایش نسبت هم‌ارزی، احتمال اتلاف مقداری از کار تولیدی در مرحله انبساط وجود دارد. بنابراین باید افزایش نسبت هم‌ارزی به صورت مناسب انجام گیرد.

- افزایش نسبت هم‌ارزی از مقدار ۰/۲۵ به ۰/۳۵ باعث افزایش نرخ آزادسازی حرارت می‌شود اما افزایش این پارامتر از ۰/۳۵ به ۰/۴۵ کاهش نرخ آزادسازی حرارت را به همراه دارد. با توجه به اینکه در نسبت هم‌ارزی ۰/۴۵، دما، فشار و مقدار سوخت دیزل ورودی ثابت بوده است و مقدار متان افزایش داشته است، شرایط برای احتراق کامل متان مهیا نشده است و مقدار بیشینه نرخ آزادسازی حرارت کاهش یافته است.
- افزایش نسبت هم‌ارزی باعث افزایش پارامترهای تأخیر در اشتعال، طول بازه‌ی احتراق و CA50 می‌شود.
- افزایش نسبت هم‌ارزی باعث افزایش دما محفظه احتراق شده و لذا افزایش آلاینده NO<sub>x</sub>، تأخیر در اشتعال و همگن‌تر شدن مخلوط سوخت و هوا و کاهش مناطق غنی از سوخت را به همراه دارد. همچنین افزایش نسبت هم‌ارزی، باعث افزایش طول بازه‌ی احتراق و افزایش کیفیت احتراق می‌شود.

## منابع

1. U.S.E.P. Agency, Overview of greenhouse gases. Cambridge University Press Washington, DC, US, 2020.
2. S.L. Kokjohn and R.D. Reitz, "Investigation of the roles of flame propagation, turbulent mixing, and volumetric heat release in conventional and low temperature diesel combustion," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 133(10), 102805, 2011.
3. J.M. Desantes, J. Benajes, A. García and J. Monsalve-Serrano, "The role of the in-cylinder gas temperature and oxygen concentration over low load reactivity controlled compression ignition combustion efficiency," Energy, vol. 78, pp. 854-868, 2014.
4. A.B. Dempsey, N.R. Walker and R. Reitz, "Effect of cetane improvers on gasoline, ethanol, and methanol reactivity and the implications for RCCI combustion," SAE International Journal of Fuels and Lubricants, vol.6(1), pp. 170-187, 2013.
5. A.H. Fakhari, R. Shafaghat and O. Jahanian, "Numerical simulation of a naturally aspirated natural gas/diesel RCCI engine for investigating the effects of injection timing on the combustion and emission," J. Energy Resour. Technol., vol. 142(7), pp. 1-28, 2020.
6. M.M. Salahi, V. Esfahanian, A. Gharehghani and M. Mirsalim, "Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber," Energy Conversion and Management, vol. 132, pp. 40-53, 2017.
7. S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D. Splitter and R. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI):(a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," International Journal of Engine Research, vol. 12(3), pp. 209-226, 2011.
8. D. Kim, I. Ekoto, W.F. Colban and P.C. Miles, "In-cylinder CO and UHC imaging in a light-duty diesel engine during PPCI low-temperature combustion," SAE International Journal of Fuels and Lubricants, vol. 1(1), pp. 933-956, 2009.
9. L. Zhu, Y. Qian, X. Wang and X. Lu, " Effects of direct injection timing and premixed ratio on combustion and emissions characteristics of RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) with N-heptane/gasoline-like fuels," Energy, vol. 93, pp. 383-392, 2015.
10. D.E. Nieman, A.B. Dempsey and R.D. Reitz, "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel," SAE International Journal of Engines, vol. 5(2), pp. 270-285, 2012.
11. S.S. Kalsi and K. Subramanian, "Experimental investigations of effects of EGR on performance and emissions characteristics of CNG fueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine," Energy Conversion and Management, vol. 130, pp. 91-105, 2016.
12. K. Poorghasemi, R.K. Saray, E. Ansari, B.K. Irdmousa, M. Shahbakhti, and J.D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," Applied Energy, no. 199, pp. 430-446, 2017.
13. S.S. Motallebi Hasankola, R. Shafaghat, O. Jahanian and K. Nikzadfar, "An experimental investigation of the injection timing effect on the combustion phasing and emissions in reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine," Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, vol. 139(4), pp. 2509-2516, 2020.
14. M. Dahodwala, S. Joshi, E. Koehler, M. Franke, D. Tomazic and J. Naber, "Investigation of diesel-CNG RCCI combustion at multiple engine operating conditions," SAE Technical Paper 2020-01-0801, 2020.
15. S. Shirvani, S. Shirvani and A.H. Shamekhi, "An investigation of the replacement of E10, E85, and methane with gasoline in reactivity controlled compression ignition combustion: a comparison of alternative fuels using reactivity controlled compression ignition strategy," SAE Technical Paper 2020-01-5061, 2020.

16. S.I.P. Kani, J. Khadem, K. Nikzadfar and A.P. Carlucci, "Experimental investigation of the effects of the high cetane number fuel injection on the performance of a direct injection low-temperature combustion engine," *Fuel and Combustion*, vol. 15, no. 40, pp. 20-49, 2022.
17. M. Sattarzadeh, M. Ebrahimi and S.A. Jazayeri, "A detail study of a RCCI engine performance fueled with diesel fuel and natural gas blended with syngas with different compositions," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 36, pp. 16283-16296, 2022.
18. L. Liu, X. Zhang and Y. Liu, "Experimental study on in-cylinder combustion and exhaust emissions characteristics of natural gas/diesel dual-fuel engine with single injection and split injection strategies," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 172, pp. 225-240, 2023.
19. H. Gürbüz and T.Sandalcı, "Numerical analysis of diesel injection strategies on emissions and performance in CH<sub>4</sub>/diesel powered RCCI diesel engine with high ratio EGR," *Alexandria Engineering Journal*, vol.64, pp. 517-526, 2023.
20. E. Arslan, M. Raşit and N. Kahraman, " Examination of the effect on the engine of diesel-nanoparticle mixture with natural gas addition," *Fuel*, vol. 357, part C, pp. 129911, 2024.
21. Z. Han and R.D.Reitz, "Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k- $\epsilon$  Models," *Combustion Science and Technology*, vol. 106(4), pp. 267-295, 1995.
22. A. Carlucci, A. Ficarella, D. Laforgia and L. Strafella, "Design and Calibration Strategies for Improving HCCI Combustion in Dual-Fuel Diesel–Methane Engines," *Natural Gas Engines*, pp. 267-296, 2019.
23. A. Taqizadeh, O. Jahanian and I. Pourmousavi, "Simulation Study on the Effects of Methane–Normal Heptane Blend Fraction on the Performance of a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine," *Fuel and Combustion*, vol. 12, no.4, pp.15-31, 2019.

## English Abstract

# Numerical investigation of performance parameters and emission of NO<sub>x</sub> pollutant of RCCI engine with methane-diesel fuel at different injection times and equivalence ratios

Mahdi Sarfarazi<sup>1</sup>, Javad Khadem<sup>2\*</sup>, Seyyed Iman Pourmousavi Kani<sup>3</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran, mahdi.sarfarazi@birjand.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran, jkhadem@birjand.ac.ir

3- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran, iman.pourmousavi@yahoo.com

\*Corresponding author

(Received: 2023/09/05, Received in revised form: 2023/11/01, Accepted: 2023/11/19)

## Abstract

Reducing fuel consumption, pollutants, and increasing engine power and efficiency are important in the field of internal combustion engine research. Nowadays, reactive control compression ignition engines have attracted the attention of researchers as a new technology in the field of low temperature combustion. One of the problems in the field of low temperature combustion is the control of the combustion process. In this research, the numerical analysis of performance parameters and pollutant emissions of a methane-diesel reactive control compression ignition engine at injection times of -10, -20, -35 and -50 in three equivalence ratios of 0.25, 0.35 and 0.45 has been paid. CONVERGE CFD software was used for simulation. The results show that with advanced injection of diesel fuel, the pressure increases from -10 to -20, and with more advance at injection times of -35 and -50, the pressure decreases, which causes incomplete combustion. Also, advance injection of diesel fuel increases the parameter value of ignition delay and the length of the ignition interval, and at the time of 20 injection, the CA50 parameter value is closer to the top dead point, which is desirable. On the other hand, with the fuel injection advance from -10 to -20, the amount of NO<sub>x</sub> pollutant increases. Increasing the equivalence ratio, increases the indicator efficiency, ignition delay parameters, the length of the ignition interval, and CA50. Also, increasing this parameter from 0.35 to 0.45 reduces the heat release rate.

**Keywords:** Reactive Control Compression Ignition, Low Temperature Ignition, Start of Injection, AVL 5402 engine