

## بررسی عددی اثرات ترکیب سوخت متان و هپتان نرمال بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده

عطیه تقی زاده فیروزجائی<sup>۱</sup>، امید جهانیان<sup>۲\*</sup> و سید ایمان پورموسوی کانی<sup>۳</sup>

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، atie.taqizadeh@gmail.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، Jahanian@nit.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، iman.pourmousavi@birjand.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۸/۳/۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۸/۴/۲۴، پذیرش: ۹۸/۵/۱۹)

**چکیده:** در این مقاله، یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده با سوخت ترکیبی متان و هپتان نرمال به روش دینامیک سیالات محاسباتی به صورت سه بعدی و با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی سوخت ترکیبی به وسیله نرم افزار AVL-FIRE شبیه سازی شده است. به منظور اعتبارسنجی حل، نتایج تحلیل موتور با داده های تجربی مقایسه شده اند. تاثیر تغییر دمای ورودی و همین طور تغییر ترکیب سوخت، بر پارامترهای عملکردی موتور نظیر فشار و دمای داخل سیلندر، نرخ آزادسازی انرژی و آلاینده اکسیدهای نیتروژن، بررسی شده است. نتایج این پژوهش نشان می دهد با افزایش ۳۰ درجه ای دمای اولیه نرخ واکنش های احتراقی افزایش یافته که منجر به افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن می شود. این شرایط شدت صوت را به میزان ۱۰ درصد افزایش داده و منجر به پیش انداختن فاز احتراقی به میزان ۵ درجه لنگ خواهد شد. اما، از سوی دیگر به علت کاهش بازده حجمی ناشی از افزایش دما، بازده موثر موتور کاهش یافته و فشار موثر متوسط اندیکاتوری نیز با کاهش ۱۱ درصدی همراه می شود. همچنین، کسر انرژی متان با فرض انرژی ورودی و نسبت هم ارزی کل ثابت، از ۶۵ تا ۸۵ درصد افزایش یافته، که منجر به تاخیر در اشتعال ۵ درجه ای به علت افزایش عدد اکتان و کاهش واکنش پذیری کلی مخلوط شده و به افزایش فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کاهش ۵ درصدی مصرف ویژه سوخت منتج می شود. از طرفی، به علت کاهش دمای احتراق، آلاینده های اکسیدهای نیتروژن نیز کاهش می یابد. روند صعودی بهبود شرایط عملکردی موتور تا کسر انرژی ۸۰ درصدی متان بوده است و در کسر انرژی های بیشتر عملکرد موتور با افت همراه می شود. در مجموع بررسی فاز احتراقی نشان می دهد که دمای ورودی و ترکیب مخلوط سوخت می تواند عامل موثری در کنترل فاز احتراق باشد.

**کلیدواژگان:** موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده، دمای ورودی، کسر انرژی متان، فاز احتراقی

### مقدمه

افزایش روزافزون قیمت فرآورده های سوختی، محدودیت منابع سوخت فسیلی و وضع قوانین سختگیرانه در رابطه با آلاینده های زیست محیطی و گازهای گلخانه ای، لزوم افزایش کارایی و بازدهی موتورهای احتراق داخلی را دوچندان کرده است. در نتیجه موتورهای دیزل، با توجه به بازدهی بالا، مصرف سوخت پایین و همچنین تولید کم کربن دی اکسید، مورد توجه صنعتگران و محققین قرار گرفته است. اما، از طرفی وجود نواحی بسیار غنی در محفظه احتراق، دمای بالای ایجاد شده حین فرایند احتراق و همچنین اکسیژن موجود در خارج مخروط اسپری [۲، ۱] منجر به تولید مقادیر زیاد ذرات معلق<sup>۱</sup> و اکسیدهای

1. Particulate matter (PM)

نیتروژن می‌شود. با توجه به قوانین و استانداردهای آلاینده‌های اروپا و آمریکا، در بسیاری از شرایط عملکردی، این سطح از آلاینده‌های تولیدی موتورهای دیزل می‌تواند در محدوده قابل قبول قرار نگیرد. به همین علت محققین به دنبال اصلاحاتی اساسی، به منظور کاهش این نوع از آلاینده‌ها در موتورهای اشتعال تراکمی، بوده‌اند. روش‌های پیشنهادی به منظور مرتفع ساختن این چالش‌ها را می‌توان به گروه‌های زیر تقسیم‌بندی کرد:

- استفاده از سوخت‌های جایگزین
- استفاده از تجهیزات پس‌پالایش، به منظور کنترل آلاینده‌گی
- اصلاح و بهبود فرایند احتراق درون سیلندر موتور

استفاده از تجهیزات پس‌پالایش، علاوه بر پیچیدگی، هزینه‌بر بودن و همچنین نیاز به تعویض دوره‌ای، مصرف سوخت را نیز افزایش می‌دهد. به همین علت، محققین در راستای افزایش بازدهی و در عین حال کاهش سطح آلاینده‌گی به بررسی و مطالعه روش‌هایی، به منظور اصلاح و بهبود فرایند احتراق با استفاده از سوخت‌های جایگزین، پرداخته‌اند. به این منظور، مدل احتراقی دماپایین<sup>۱</sup> با توجه به دمای پایین‌تر احتراق نسبت به مدل‌های مرسوم، که کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن را به دنبال دارد و همچنین رقیق‌سوز بودن که تولید دوده را کنترل می‌کند، پیشنهاد شده است. مفهوم مدل‌های احتراقی دماپایین به عنوان راهبرد پیشرفته و اصلاح‌شده دیزل مرسوم عمدتاً هم در موتورهای سبک و هم موتورهای سنگین قابلیت پیاده‌سازی دارند [۳]. راهبردهای احتراق دماپایین آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن را تا حد بسیار ناچیزی کاهش می‌دهند، اما ممکن است در برخی موارد، به علت دمای پایین محفظه احتراق، آلاینده‌های کربن‌مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته به مقدار کمی افزایش یابند. آلاینده‌های تولیدی و عملکرد موتورهای با راهبرد احتراق دماپایین به شدت به ویژگی‌های سوخت وابسته است. برای توضیح مفهوم احتراق دماپایین، آکیهما و همکاران [۴] احتراق را در موتور اشتعال تراکمی با استفاده از کد کیوا شبیه‌سازی کردند و نسبت هم‌ارزی محلی را بر اساس دمای شعله برای روند احتراق چینه‌ای<sup>۲</sup> رسم کردند (شکل ۱). در لبه اسپری، به علت فقیر بودن سوخت، اکسیدهای نیتروژن فراوان ایجاد شده و در ناحیه داخل اسپری، که سوخت غنی است، ذرات معلق فراوان تولید می‌شود. با این اوصاف، برای رسیدن به احتراق دماپایین، با بررسی نمودار دما-نسبت هم‌ارزی محلی، مشاهده می‌شود که احتراق دماپایین مفهومی است که در دمای پایین‌تر از تشکیل اکسیدهای نیتروژن و در نسبت هم‌ارزی کمتر از تشکیل دوده تحقق می‌یابد.

وجه مشترک تمامی راهبردهای مختلف دماپایین، همچون اشتعال تراکمی مخلوط همگن<sup>۳</sup>، اشتعال تراکمی با مخلوط پیش‌آمیخته<sup>۴</sup> و اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده<sup>۵</sup>، همگنی کامل و یا پیش‌آمیختگی جزئی، نسبت هم‌ارزی پایین، بهبود در فرایند پودرکردن<sup>۶</sup> سوخت و کاهش بیشینه دمای درون محفظه احتراق است [۷، ۶]. از طرفی، امکان دستیابی به بارهای بالا در دو مدل اشتعال تراکمی مخلوط همگن و اشتعال تراکمی با مخلوط پیش‌آمیخته، به واسطه وابسته بودن نرخ حرارت آزاد شده این مدل احتراقی به سینتیک شیمیایی، با محدودیت همراه است و در بارهای بالا منجر به تولید شدت صوت بالا و نرخ افزایش فشار غیرقابل قبول می‌شود [۸]. احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده توانسته بر محدودیت‌های دو مدل دیگر فائق آید و فاز احتراقی در این استراتژی با تغییر ترکیب سوخت‌هایی با واکنش‌پذیری بالا و پایین قابل کنترل است. در نتیجه امکان گسترش بازه عملکردی در این مدل احتراقی تا حدود زیادی محقق می‌شود. در این مدل احتراقی، سوخت با عدد اکتان بالاتر و واکنش‌پذیری کمتر در راهگاه ورودی با هوا ترکیب شده و به درون محفظه وارد می‌شود و سوخت ثانویه با عدد ستان بالاتر به عنوان محرکی برای احتراق مخلوط اولیه همگن در سیلندر تزریق می‌شود، که سوخت

1. Low Temperature Combustion(LTC)  
2. Stratified  
3. Homogeneous charge compression ignition  
4. Premixed Charge Compression Ignition  
5. Reactivity Controlled Compression Ignition  
6. Atomization

ثانویه معمولاً از خانواده‌ی سوخت‌های دیزل است [۱۰،۹]. همچنین، استفاده از گاز طبیعی، به‌عنوان سوخت اولیه، به‌دلیل بازدهی بالا، قیمت پایین، فراوانی این سوخت به‌خصوص در ایران [۱۱] و همچنین عدد اکتان و نسبت هیدروژن به کربن بالاتر در مقایسه با سایر سوخت‌های فسیلی مورد توجه قرار گرفته است. این مدل احتراقی آلاینده‌ی بسیار کمی از اکسیدهای نیتروژن و دوده را به‌همراه دارد. همچنین، بازده حرارتی در این مدل بهبود می‌یابد. کنترل فاز احتراقی به‌عنوان چالشی اساسی به‌شدت وابسته به واکنش‌پذیری مخلوط و همچنین دمای درون سیلندر در مرحله تراکم است. مطالعات بسیار حاکی از حساسیت این مدل احتراقی به پارامترهای موثر بر تاخیر در اشتعال و دمای درون سیلندر، همچون دمای ورودی هوا، ترکیب سوخت‌ها، نرخ گازهای بازگشتی و مشخصات سوخت است [۱۲].

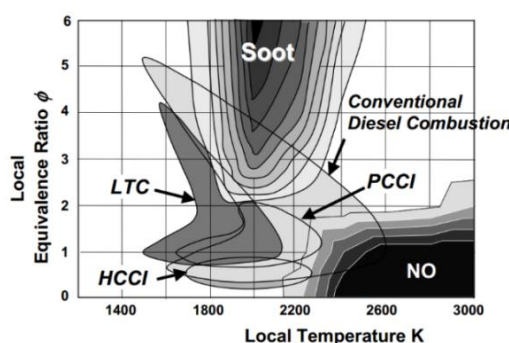


Figure 1- Plot of local equivalence ratio vs. flame temperature with LTC and conventional diesel combustion regimes [5]  
 شکل ۱- نمودار نسبت هم ارزی محلی - دمای شعله در انواع حالت‌های احتراق دماپایین و احتراق دیزلی متداول [۵]

کوکجان و همکاران [۱۲]، در کار مطالعاتی خود، به مقایسه احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده با احتراق مرسوم دیزل در یک موتور تک‌سیلندر پرداختند. آن‌ها دریافتند که این ایده احتراقی به‌طور واضح میزان اکسیدهای نیتروژن و دوده را کاهش داده و بازده را تا ۱۶/۴٪ افزایش می‌دهد. کوران و همکاران [۱۳] یک موتور دیزل سبک چهارسیلندر را در دو حالت دیزل مرسوم و اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده مورد آزمایش قرار دادند و نتایج دو حالت را با هم مقایسه کردند. آن‌ها مشاهده کردند که در سرعت ۲۶۰۰ دور بر دقیقه، بازده حرارتی در حالت اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده به ۳۹٪ رسید. در این حالت، میزان اکسیدهای نیتروژن کاهش، ولی میزان هیدروکربن‌های نسوخته<sup>۱</sup> و کربن‌مونوکسید افزایش یافت. با توجه به کاهش اتلاف حرارتی به میزان ۱۰٪ در حالت اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده نسبت به دیزل مرسوم، بازده افزایش و مصرف سوخت کاهش یافته است. رایان و همکاران [۱۴] از متان به‌جای گاز طبیعی در تحقیقات عددی و تجربی خود استفاده کردند. ایشان در مطالعات خود دریافتند که استفاده از ترکیب متان-دیزل در موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده، در مقایسه با استفاده از بنزین-دیزل، محدوده عملیاتی موتور را گسترش می‌دهد. با این حال، دمای بالاتر شعله آدیباتیک گاز طبیعی نشان می‌دهد که در تلفات گرمایی بالاتر، بازده ناخالص ممکن است از بنزین-دیزل کمتر باشد [۱۵].

لی و همکاران [۱۶] به شبیه‌سازی یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده با سوخت بنزین-بیودیزل پرداختند. آن‌ها در این مطالعه اثر نسبت جرم بنزین پاشیده‌شده و همچنین زمان شروع پاشش سوخت بیودیزل را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به تغییر نسبت سوخت بنزین در دو زمان پاشش مشخص پرداختند. پاشش اول به‌عنوان پاشش معمول سوخت دیزل در نزدیکی نقطه مرگ بالا و پاشش ثانویه در ۳۵ درجه مانده به نقطه مرگ بالا بوده است. با تغییر نسبت جرم در پاشش دیرهنگام، پارامترها حساسیت خاصی نشان ندادند، در حالی‌که پارامترها در حالت دوم به‌شدت وابسته به جرم بنزین

1. Unburnt Hydrocarbons

بودند. نتایج نشان داد با افزایش میزان بنزین، صرف‌نظر از زمان سوخت‌پاشی، آلودگی اکسیدهای نیتروژن کاهش و دوده افزایش می‌یابد.

پیکانی [۱۷]، در پژوهش خود، با استفاده از دو کد کیوا و کمکین و نرم‌افزار کانورج<sup>۱</sup>، به بررسی احتراق و آلاینده‌گی یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده با استفاده از سوخت گاز طبیعی و دیزل پرداخت. اثرات نسبت جرمی دو سوخت، استراتژی پاشش سوخت دیزل، دمای اولیه، سرعت موتور، ترکیب سوخت گاز طبیعی و هندسه کاسه پیستون بر روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده مورد بررسی قرار گرفت. در کار او با تغییر استراتژی پاشش، بازده و آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده بهبود یافته ولی آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و کربن‌مونوکسید افزایش یافته است. نتایج به‌دست‌آمده در این مطالعه نشان‌داد افزایش کسر جرمی گاز طبیعی، پیش‌انداختن زمان‌های پاشش اول و دوم سوخت دیزل و افزایش کسر جرمی دیزل در زمان پاشش اول راهکار مناسبی برای کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده است.

امروزه، این فناوری در اتوبوس‌های مسافربری عمومی، نیروگاه‌های تولید توان با دور ثابت و کشتی‌های بزرگ مورد استفاده قرار گرفته است. احتراق دوسوخته دیزل-گازطبیعی در صدد برطرف‌کردن معایب اصلی موتورهای احتراق داخلی مرسوم و در عین حال حفظ نقاط مثبت آن است. در واقع هدف اصلی در این مدل احتراقی، حفظ بازدهی بالای احتراق اشتعال تراکمی و در عین حال کاهش قابل ملاحظه آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن و دوده است.

## روش کار

### معادلات حاکم

معادلات حاکم برای تحلیل مسئله به دو دسته معادلات دیفرانسیل سینتیک شیمیایی و معادلات مشتق جزئی غیرخطی دینامیک سیالات محاسباتی، که شامل معادلات بقای جرم، تکانه و مدلسازی آشفستگی است، تقسیم می‌شوند. معادلات دیفرانسیل سینتیک شیمیایی مجموعه‌ای از معادلات مرتبه اول بوده که در پژوهش‌های گذشته به‌طور کامل بیان شده است [۱۸].

معادله بقای جرم به‌صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[ \rho D \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s \delta_{ml} \quad (1)$$

که در آن پارامترهای  $\rho$ ،  $\rho_m$ ،  $u$ ،  $D$ ،  $\dot{\rho}_m^c$ ،  $\dot{\rho}^s$  و  $\delta_{ml}$  به‌ترتیب بیان‌کننده، چگالی، چگالی گونه  $m$ ، سرعت، ضریب نفوذ، پارامتر احتراق، پارامتر پاشش و تابع دلتای دیراک است.

معادلات تکانه، انرژی و انتقال به‌ترتیب عبارت‌اند از:

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho I) + \nabla \cdot (\rho u I) = -P \nabla \cdot u - (1 - A_0) \sigma + \nabla u - \nabla \cdot J + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_m) + \nabla \cdot (\rho u Y_{km}) = \nabla \cdot (D_{ym} \nabla Y_m) + \dot{\rho}_m^c \quad (4)$$

در روابط بالا، پارامترهای  $P$ ،  $a$ ،  $A_0$ ،  $k$ ،  $\sigma$  و  $F^s$  به‌ترتیب بیان‌کننده، فشار، ثابت عددی، انرژی سینتیک آشفستگی، تانسور تنش و نیروی پاشش است. همچنین، پارامترهای  $I$ ،  $J$ ،  $\varepsilon$ ،  $\dot{Q}^c$  و  $\dot{Q}^s$  بیان‌کننده انرژی داخلی، شار حرارتی، اتلاف انرژی، پارامتر واکنش شیمیایی، پارامتر پاشش و کسر جرمی گونه  $m$  است. ضمناً مسئله با فرض گاز کامل حل شده است.

1. Converge

فلوچارت کوپل شدن معادلات سینتیک شیمیایی و معادلات دینامیک سیالات محاسباتی به صورت طرحواره در شکل ۲ نشان داده شده است.

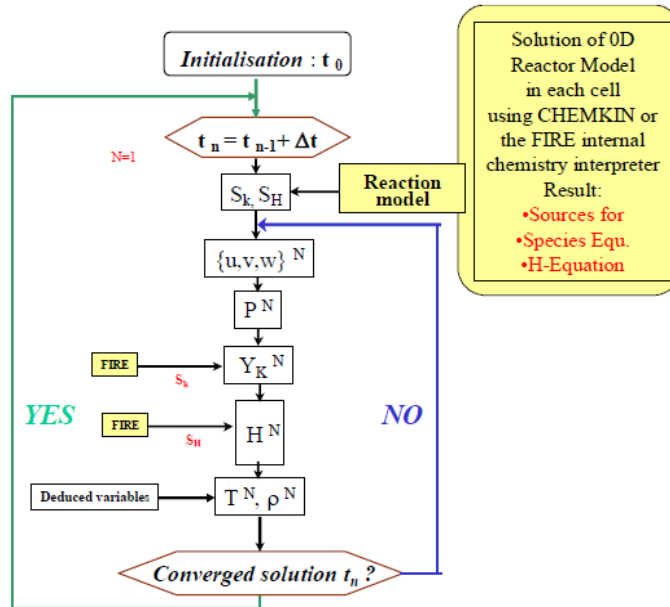


Figure 2- Diagram of 3D and 0D Model Coupling [19]  
شکل ۲- فلوچارت کوپل مدل سه بعدی و صفر بعدی [۱۹]

به منظور محاسبه نرخ حرارت آزاد شده، از رابطه زیر استفاده شده است:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (5)$$

در این رابطه،  $\gamma$  نسبت گرماهای ویژه هوا،  $V$  حجم سیلندر،  $P$  فشار داخل سیلندر و  $Q$  حرارت آزاد شده است. پدیده کوبش در موتورهای احتراق تراکمی توسط پارامتر شدت صوت کنترل می شود. انگ [۲۰] رابطه زیر را در خصوص تعیین مقدار کمی این پدیده ارائه داده است:

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(\beta \frac{dp}{dt})_{max}^2}{P_{max}} \sqrt{\gamma RT_{max}} \quad (6)$$

$\beta$  ضریب تجربی ارتباط دهنده دامنه موج فشاری است که براساس کار آقای انگ معادل ۰/۰۵ ms در نظر گرفته می شود. براساس تحقیقات به عمل آمده، حداکثر محدوده قابل قبول شدت صوت در موتورهای دیزل سنگین ۵ MW/m<sup>2</sup> است. مصرف ویژه سوخت به عنوان معیاری از میزان مصرف سوخت موتور احتراق بوده که به صورت نسبت دبی جرمی سوخت مصرفی در واحد کار تولیدی تعریف می شود.

$$ISFC = \frac{\dot{m}}{\dot{W}} \quad (7)$$

طول دوره احتراق و تاخیر در اشتعال نیز به صورت زیر تعریف می شود:

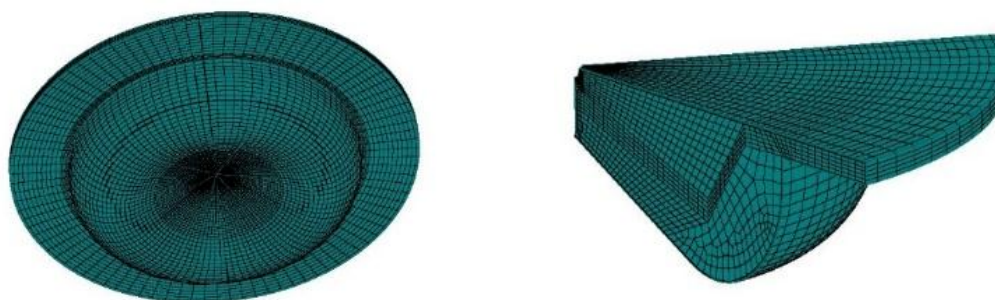
$$ID = CA10 - SOI \quad (8)$$

$$BD = CA90 - CA10 \quad (9)$$

که در روابط بالا CA10 و CA90 به زوایایی اطلاق می شود که به ترتیب ده و نود درصد از سوخت محترق شود.

### شبیه‌سازی عددی و مشخصات موتور

در این مطالعه از یک مدل عددی یک پارچه برای شبیه‌سازی احتراق موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده استفاده شده است. شبیه‌سازی به‌وسیله نرم‌افزار AVL-FIRE که یک کد دینامیک سیالات محاسباتی براساس دیدگاه حجم محدود بوده، انجام گرفته است. همچنین، به‌منظور بررسی اکسیداسیون و مشخصات احتراق ترکیب سوخت‌های متان و هپتان نرمال، از یک مکانیزم شیمیایی کاهش‌یافته با ۷۶ گونه شیمیایی و ۴۶۴ واکنش استفاده شده است [۲۰]. مدل‌سازی سه‌بعدی محفظه احتراق از زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی<sup>۱</sup> تا بازشدن سوپاپ خروجی<sup>۲</sup> صورت گرفته است. به‌منظور کاهش زمان محاسبات و همچنین به‌دلیل تقارن هندسی مدل و وجود نازل با شش سوراخ متقارن در مرکز سیلندر، یک قطاع ۶۰ درجه در شبکه‌بندی تولید شده است. در شکل ۳ شبکه محاسباتی نشان داده شده است.



Full view of Caterpillar geometry

One-sixth view of the caterpillar geometry section

Figure 3- Computational domain of the combustion chamber at the TDC.

شکل ۳- شبکه محاسباتی محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا

مشخصات موتور و شرایط شبیه‌سازی نیز در جدول ۱ بیان شده است. هندسه مذکور از طریق زیربرنامه ESE Diesel<sup>۳</sup> به‌عنوان زیرمجموعه‌ای از نرم‌افزار AVL Fire با تعداد ۱۹۷۰۰ سلول، تولید و شبکه‌بندی شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور [۲۲]

Table1 Engine Specification [22]

Engine model	Caterpillar 3401 Single Cylinder Heavy Duty
Bore	137.2 mm
Stroke	165.1 mm
Connecting rod length	261.62 mm
Displacement volume	2.44 L
Compression ratio	16.25
n-Heptane fuel injector	Common rail injector
Number of nozzle (hole×diameter)	6×0.23 mm
Included spray angle	145°
Inlet Valve Closing (IVC)	-169.7 °ATDC
Exhaust Valve Opening (EVO)	145.3 °ATDC
Methane	Port injection

در پژوهش حاضر، از هپتان نرمال به‌عنوان سوخت اکتان پایین با ارزش حرارتی پایین معادل ۴۴/۶۴۳ مگاژول بر کیلوگرم استفاده شده است. این سوخت از طریق ریل مشترک با فشار پاشش ۵۲۵ بار تزریق می‌شود. از گاز متان نیز، به‌عنوان سوخت اکتان بالا با ارزش حرارتی پایین معادل ۴۸/۴ مگاژول بر کیلوگرم، استفاده شده است. اعتبارسنجی مدل در مقایسه با نتایج

1. Inlet Valve Closing  
2. Exhaust Valve Opening  
3. AVL ESE Diesel

تجربی حاصل کار یوسفی و همکاران [۲۲] انجام شده است. شرایط کار تجربی شامل پاشش تک مرحله‌ای سوخت، پاشش میلی گرم سوخت در هر سیکل و نسبت هم‌ارزی کل ثابت ۰/۴۳ بوده و سایر شرایط مطابق جدول شماره ۱ است. همچنین، شرایط مرزی و زیر مدل‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی نیز در جدول‌های ۲ و ۳ ارائه شده است. همان‌گونه که در شکل ۴ نشان داده شده، نتایج حاصل از شبیه‌سازی تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد.

جدول ۲- شرایط مرزی و شرایط اولیه

Table2- Initial and boundary conditions

Boundary conditions	
Cylinder head	Wall-temperature 400 K
Piston	Mesh movement-temperature 400 K
Segment	Periodic inlet/outlet
Liner	Wall-temperature 400 K
Initial conditions	
Pressure at IVC	1.02 bar
Temperature at IVC	360K

جدول ۳- زیر مدل‌های مورد استفاده در AVL Fire

Table 3- AVL Fire sub-models

Turbulence model	k-ε
Break-up model	Wave
Coalescence/Collision model	Walljet1
Evaporation model	Dukowicz
Turbulent dispersion model	O'Rourke

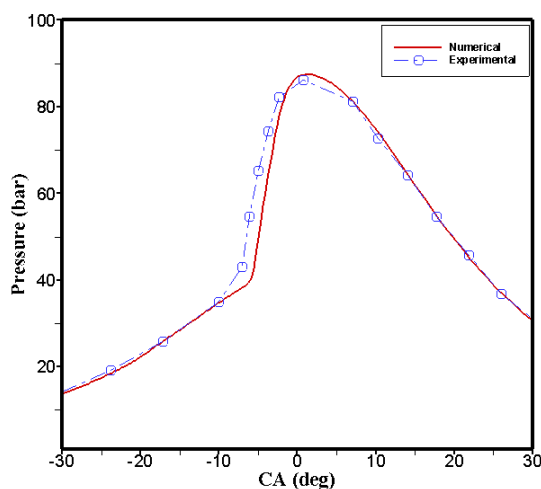


Figure 4- Comparison of experimental [22] and numerical in-cylinder pressure

شکل ۴- مقایسه نتایج آزمایشگاهی [۲۲] و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی فشار داخل سیلندر

## نتایج و بحث

### تأثیر کسر انرژی متان

در اولین تحلیل فرض شده است که انرژی کل آزاد شده از دو سوخت و همچنین نسبت هم‌ارزی کل مقدار ثابتی است. با این فرض کسر انرژی متان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\lambda = \frac{m_{CH_4} LHV_{CH_4}}{m_{CH_4} LHV_{CH_4} + m_{n-heptane} LHV_{n-heptane}} \quad (8)$$

در این مقاله، کسر انرژی حاصل از متان در بازه  $0.65 < \lambda < 0.85$  تغییر داده شده و نتایج برای شرایط مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین، برای ثابت نگه‌داشتن فشار پاشش، طول دوره پاشش با توجه به جرم هپتان نرمال تزریق‌شده، تغییر داده شده است. با توجه به شکل ۵ مشاهده می‌شود که کاهش کسر جرمی متان از ۸۵ تا ۶۵ درصد، منجر به بالا رفتن عدد ستان و افزایش واکنش‌پذیری مخلوط شده، که منجر به پیش‌رسی احتراق و افزایش دمای ترکیب می‌شود. در واقع به هر میزان که تاخیر در اشتعال کمتر شود، بیشینه دمای درون سیلندر افزایش می‌یابد.

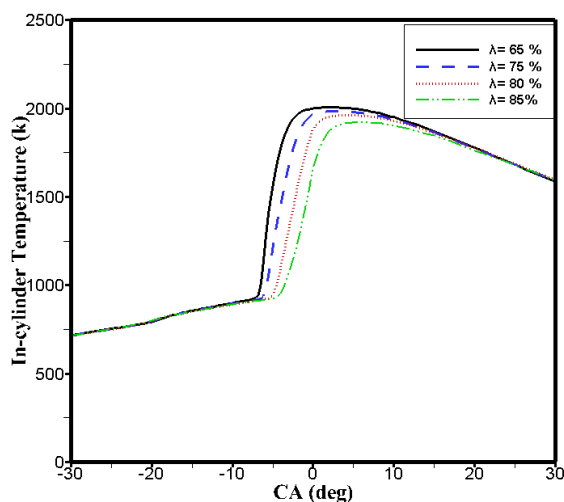


Figure 5- In-Cylinder temperature variations at different methane energy ratios  
شکل ۵- تغییرات دما داخل سیلندر در کسر انرژی‌های مختلف متان

با توجه به شکل ۶، با افزایش کسر جرمی متان و افزایش عدد اکتان مخلوط، تاخیر در اشتعال بیشتر شده و احتراق در زاویه لنگ دیرتری شکل می‌گیرد، که این عامل خود به‌عنوان علتی برای کاهش نرخ گرمای آزاد شده است. با توجه به نمودار نرخ گرمای آزاد شده احتراق، مشاهده می‌شود که آزادسازی گرما در دو مرحله انجام می‌شود. مرحله اول ناشی از احتراق هپتان نرمال است که در مقایسه با آزادسازی گرمای اصلی سهم کمتری در تولید انرژی داشته و مرحله دوم نیز ناشی از احتراق متان است.

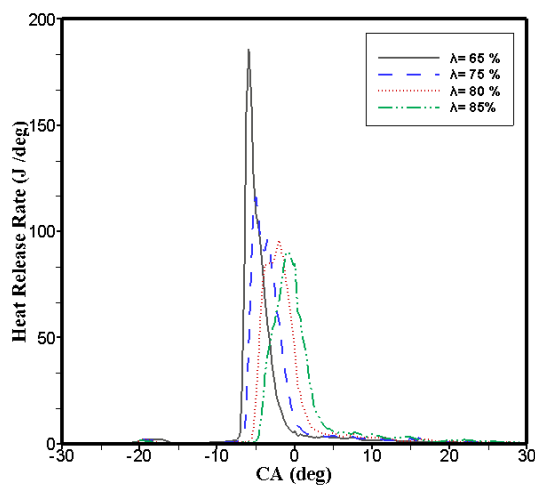


Figure 6- In-Cylinder HRR variations at various methane energy ratios  
شکل ۶- تغییرات نرخ آزادسازی انرژی در کسر انرژی‌های مختلف متان



با افزایش سهم هپتان نرمال در مخلوط سوخت، واکنش پذیری ترکیب افزایش می‌یابد. در واقع مقاومت مخلوط در مقابل خوداشتعالی کاهش یافته و احتراق سریع‌تر شکل می‌گیرد. در نتیجه، همان‌طور که در شکل ۷ دیده می‌شود، تاخیر در اشتعال و به تبع آن CA50 (زاویه لنگ مربوط به آزاد شدن ۵۰٪ انرژی کل) نیز با افزایش جرم متان افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر، با افزایش کسر انرژی متان، زمان بیشتری برای تکمیل احتراق نیاز است و طول بازه احتراق، با افزایش سهم انرژی متان، افزایش می‌یابد.

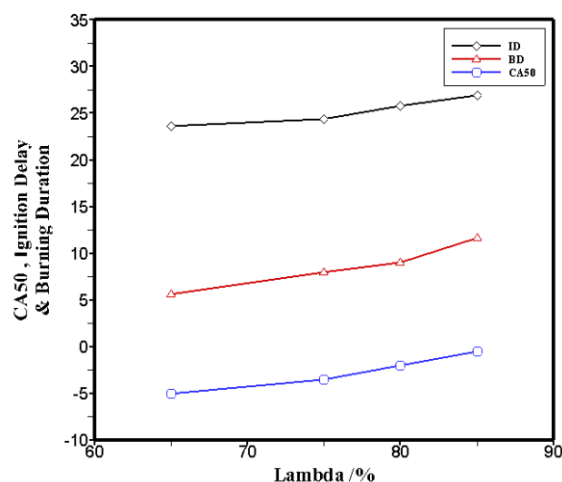


Figure 7- CA50, Ignition Delay and Combustion Duration at different methane energy ratios  
 شکل ۷- CA50، تاخیر در اشتعال و طول دوره احتراق بر حسب کسر انرژی متان

در شکل ۸، تاثیر جرم متان و هپتان نرمال بر منحنی فشار مشاهده می‌شود. با توجه به آنچه که در قبل گفته شد، با افزایش سهم هپتان نرمال، احتراق زودتر و در انتهای مرحله تراکم شکل گرفته که افزایش فشار و بیشینه فشار احتراق را به همراه دارد و بیانگر سهم مهم هپتان نرمال در بهبود بیشینه فشار درون سیلندر است.

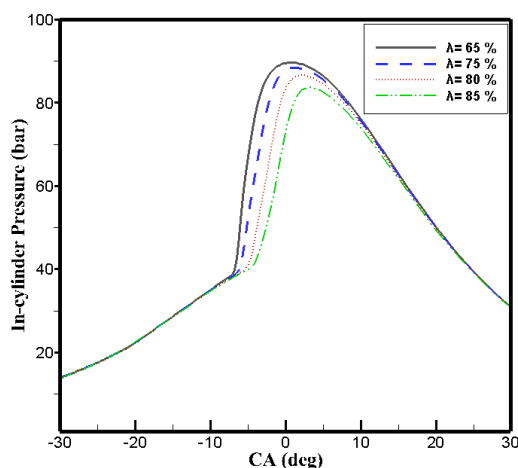


Figure 8- In-Cylinder pressure variations at different methane energy ratios  
 شکل ۸- تغییرات فشار داخل سیلندر در کسر انرژی‌های مختلف متان

با توجه به فرض اصلی مسئله، یعنی ثابت ماندن نسبت هم‌ارزی کل، با افزایش کسر انرژی متان تا ۸۰ درصد، توان موتور افزایش می‌یابد. اما، در کسرهای انرژی بالاتر، به علت افزایش جرم متان و کاهش هپتان نرمال، سوخت با واکنش پذیری بالا نمی‌تواند انرژی کافی برای احتراق متان را تامین کند و بازده احتراق افت کرده و فشار موثر متوسط از سیر صعودی خود خارج

شده و کاهش می‌یابد. در نتیجه، کار و یا توان خروجی، زمانی که ۸۰ درصد انرژی از طریق متان تامین‌شود، در حالت بهینه قرار می‌گیرد. همچنین، مصرف ویژه سوخت با کاهش سهم هپتان نرمال کاهش می‌یابد. این نتایج در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده است.

شدت صوت به‌عنوان معیاری برای کوبش، با افزایش کسر جرمی متان، به‌دلیل کاهش بیشینه دما و فشار داخل سیلندر، کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۱۰، در کسر انرژی‌های بیشتر از ۷۵ درصد، شدت صوت در محدوده مجاز قرار گرفته و فشار موثر متوسط هم سیر صعودی پیدا می‌کند.

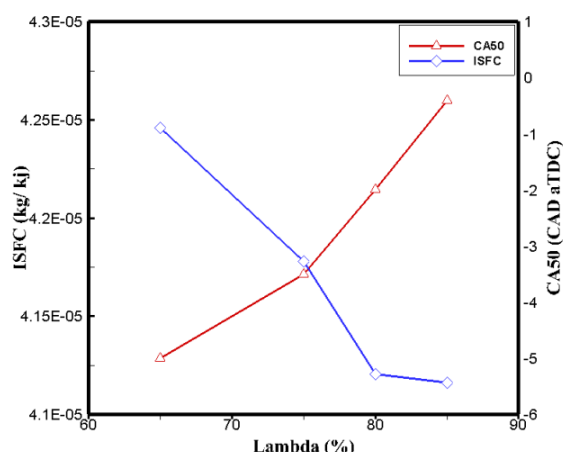


Figure 9- ISFC and CA50 at different methane energy ratios

شکل ۹- تغییرات مصرف ویژه سوخت و زمان‌بندی احتراق بر حسب کسر انرژی متان

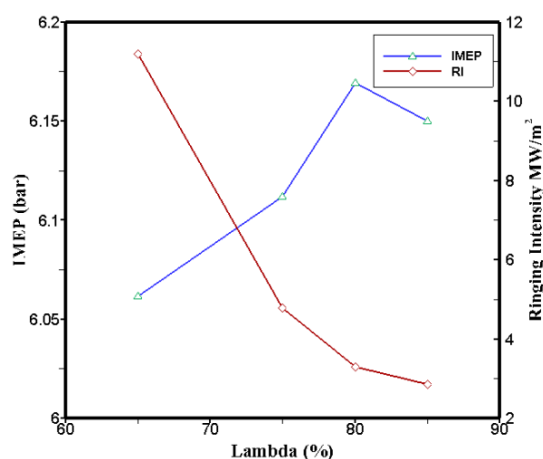


Figure 10- IMEP and RI at different methane energy ratios

شکل ۱۰- فشار موثر متوسط اندیکاتوری و شدت صوت بر حسب کسر انرژی متان

## تأثیر دمای اولیه

تأثیر دمای اولیه بر منحنی فشار، نرخ آزادسازی گرما و دما در شکل‌های ۱۱ تا ۱۳ نشان داده شده است. منظور از دمای اولیه در مطالعه حاضر، دمای سیلندر در لحظه بسته‌شدن سوپاپ ورودی است. همچنین، شکل ۱۴ و ۱۵ تأثیر این پارامتر بر فشار موثر متوسط، شدت صوت و CA50 را نمایش می‌دهد. با افزایش دمای اولیه، نرخ واکنش‌های احتراقی افزایش یافته که منجر به تولید اکسیدهای نیتروژن بیشتر، افزایش شدت صوت و همچنین پیش‌رسی زمان شروع احتراق می‌شود. از طرفی، افزایش دمای اولیه باعث کاهش بازده حجمی شده که عاملی در کاهش بازده موتور، فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کار موثر است.

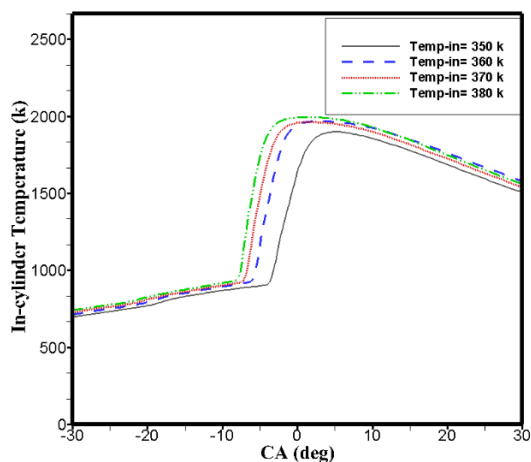


Figure 11- In-Cylinder temperature variations at different intake temperatures

شکل ۱۱- تغییرات دمای داخل سیلندر در دماهای ورودی مختلف

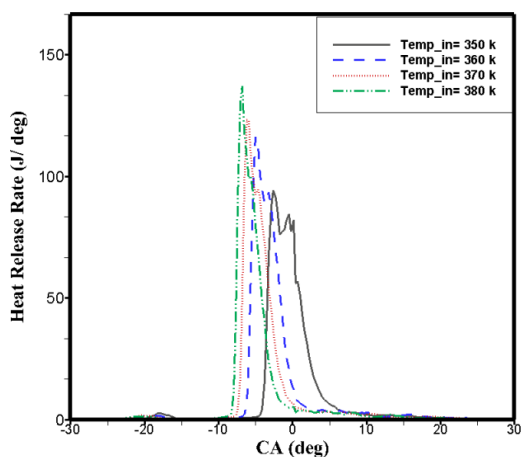


Figure 13- In-Cylinder HRR variations at different intake temperatures

شکل ۱۳- تغییرات نرخ گرمای آزاد شده داخل سیلندر در دماهای ورودی مختلف

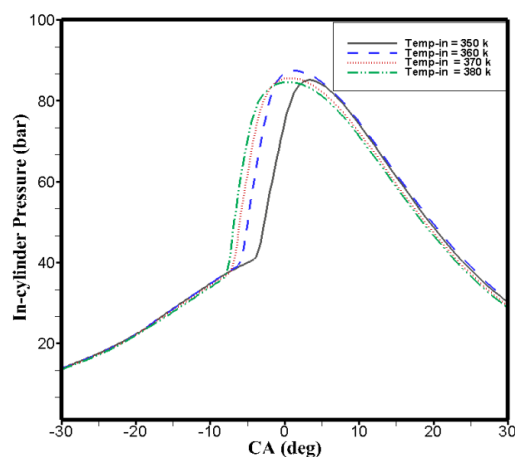


Figure 12- In-Cylinder pressure variations at different intake temperatures

شکل ۱۲- تغییرات فشار داخل سیلندر در دماهای ورودی مختلف

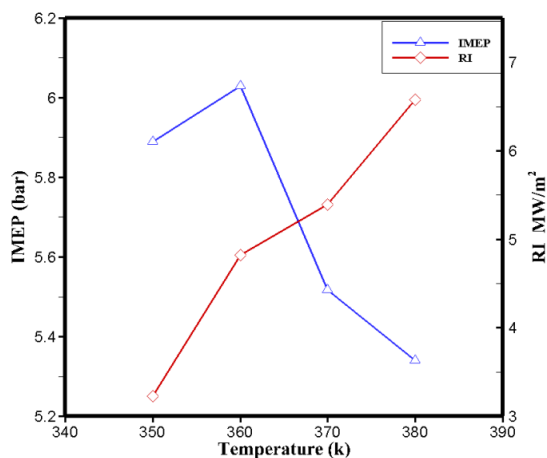


Figure 14- IMEP and RI at different intake temperatures

شکل ۱۴- فشار موثر متوسط و شدت صوت در دماهای ورودی مختلف

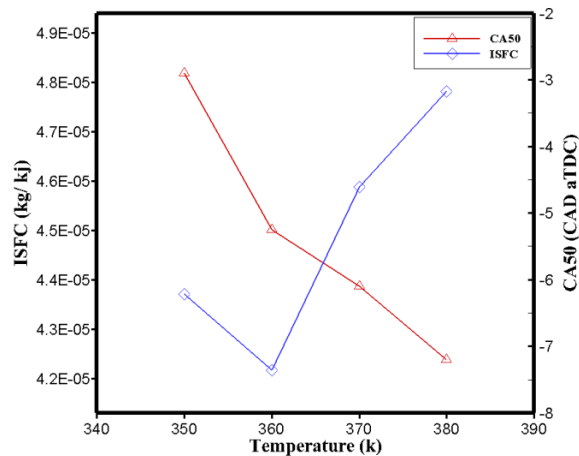


Figure 15- ISFC and GIE at different intake temperatures  
 شکل ۱۵- مصرف ویژه سوخت و کار خالص اندیکاتور در دماهای ورودی مختلف

## آلاینده‌گی

تولید آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن با افزایش دمای مخلوط هوا-سوخت داخل سیلندر تا حدود ۱۴۰۰ کلون، آغاز می‌شود و با افزایش دما، تولید این آلاینده به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. واکنش‌های تولید اکسید نیتروژن عبارتند از:



برای محاسبه آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن از مدل هیوود استفاده شده است. نرخ تولید اکسیدهای نیتروژن مطابق رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود که در آن  $A$  ضریب ثابت،  $E_a$  انرژی فعال‌سازی و  $R$  نیز ثابت جهانی گزهاست.

$$\frac{\partial C_{NO}}{\partial t} = \frac{A}{\sqrt{T}} C_{N_2} \sqrt{C_{O_2}} e^{\left(-\frac{E_a}{RT}\right)} \quad (12)$$

با افزایش کسر انرژی متان، به دلیل کاهش دمای سیلندر، آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن، که وابستگی شدیدی به دما دارد، به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. در این شرایط، اکسیداسیون مونوکسیدکربن به طور کامل صورت نپذیرفته و مقدار این آلاینده‌گی افزایش می‌یابد (شکل ۱۶).

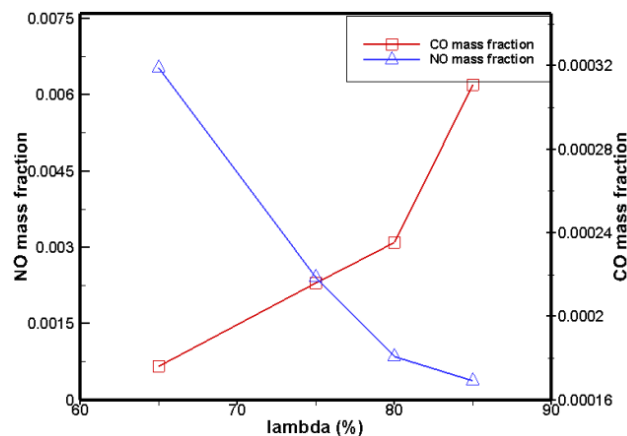


Figure 16- Effect of methane energy ratio on NO<sub>x</sub> and CO mass fraction  
 شکل ۱۶- تاثیر کسر انرژی متان بر کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن و کربن مونوکسید

شکل ۱۷ تاثیر دمای ورودی بر میزان تولید اکسیدهای نیتروژن را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی از ۳۵۰ به ۳۸۰ کلوین، آلاینده اکسیدهای نیتروژن و دوده افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که اگرچه دمای ورودی می‌تواند پارامتر مهمی برای کنترل فاز احتراق موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده باشد، اما افزایش آن باعث افزایش آلاینده‌گی می‌شود.

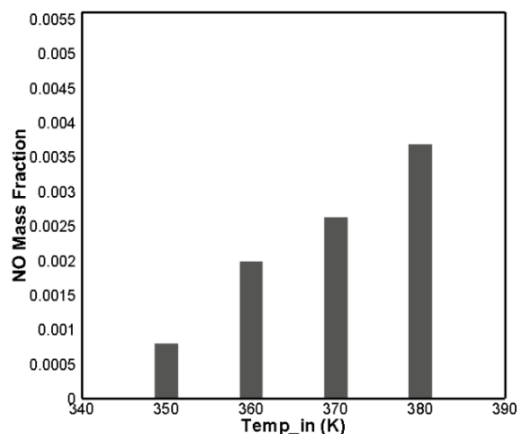


Figure 17- Effect of intake temperature on NO<sub>x</sub>

شکل ۱۷- تاثیر دمای اولیه بر کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن

### تولید و مصرف گونه‌های میانی

با استفاده از شبیه‌سازی عددی انجام شده می‌توان به مطالعه گونه‌های مهم تولید و مصرف شده در فرایند احتراق پرداخت. شرایط کارکردی مورد بررسی در این بخش مطابق شرایط مدل صحنه‌گذاری شده است. همچنین، کسرهای جرمی گونه‌های موثر مورد بررسی قرار گرفته است.

### فرمالدهید

با توجه به شکل ۱۸ مشاهده می‌شود که مصرف هپتان نرمال زودتر از متان آغاز شده است و همزمان با مصرف هپتان نرمال در درون موتور تولید گونه فرمالدهید ( $\text{CH}_2\text{O}$ )، که نشان‌دهنده احتراق دمپایین است، آغاز می‌شود. بنابراین، تولید فرمالدهید نشانه‌ای از شروع احتراق سرد و مصرف هپتان نرمال است. همچنین، شکل ۱۸ نشان می‌دهد که آغاز آزادسازی گرمای دمپایین با تولید فرمالدهید همزمان است. بنابراین، در بررسی‌های عددی، لحظه تولید فرمالدهید پارامتر مهم و تاثیرگذاری است.

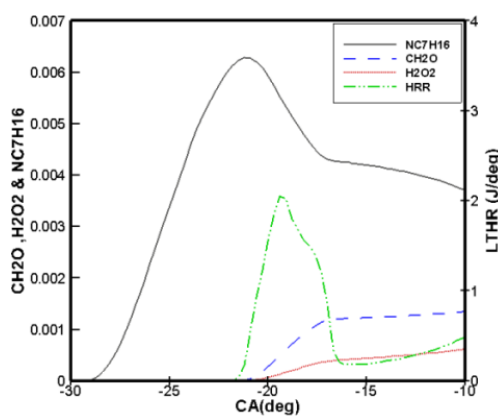


Figure 18- Important Used and By-product species during LTC

شکل ۱۸- گونه‌های مهم تولید شده و مصرفی در حین احتراق دمپایین

### رادیکال هیدروکسیل

همان‌طور که در شکل ۱۹ دیده می‌شود، بعد از تولید گونه فرمالدهید، رادیکال هیدروکسیل (OH) تولید می‌شود و دما به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. همچنین، به محض تولید این گونه، فرمالدهید شروع به مصرف شدن می‌کند و همزمان با بیشینه شدن تولید رادیکال هیدروکسیل، مصرف متان و در واقع احتراق اصلی آغاز می‌شود.

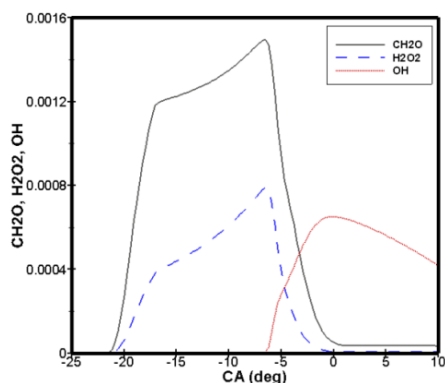


Figure 19-  $\text{CH}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2\text{O}_2$  and OH mass fractions

شکل ۱۹- تولید و مصرف گونه‌های فرمالدهید، دی‌هیدروژن‌دی‌اکسید و رادیکال هیدروکسیل

### کربن مونوکسید

همزمان با مصرف هپتان نرمال و تولید فرمالدهید، کربن مونوکسید نیز تولید می‌شود و زمانی که سطح انرژی و دمای سیلندر به اندازه کافی افزایش یابد، کربن مونوکسیدهای تولیدشده شروع به اکسیداسیون می‌کند.

### کربن‌دی‌اکسید

تولید کربن‌دی‌اکسید همزمان با مصرف متان و بالا رفتن دما آغاز شده و نشان‌دهنده احتراق کامل است.

### اکسیدهای نیتروژن

با توجه به شکل ۲۰، تولید اکسیدهای نیتروژن نیز همزمان با مصرف متان و افزایش دما افزایش یافته و سیر صعودی تا شروع کاهش دمای درون سیلندر ادامه می‌یابد و پس از آن مقدار ثابتی را به خود می‌گیرد.

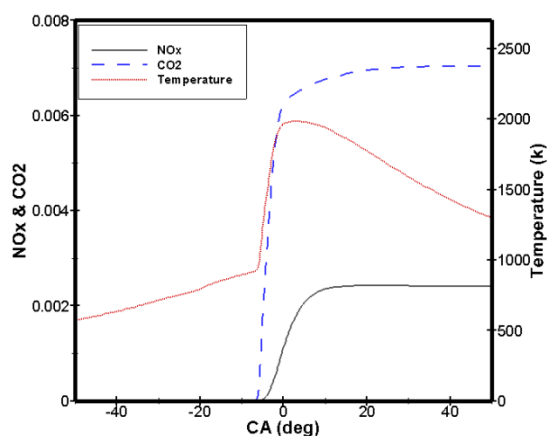


Figure 20-  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$  mass fractions and in-cylinder temperature

شکل ۲۰- نمودار دما داخل سیلندر، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن و کربن‌دی‌اکسید

شکل ۲۱ نقش گونه‌های متان و هپتان نرمال را در آزادسازی گرمای درون سیلندر نشان می‌دهد. در مجموع، با توجه به شکل ۲۲، شروع تولید رادیکال فرمالدهید نشان از شروع احتراق سرد و مصرف هپتان نرمال بوده و تولید رادیکال هیدروکسیل نیز همزمان با آزادسازی انرژی حاصل متان است. آزادسازی ترتیبی انرژی که ابتدا با هپتان نرمال شروع شده و با سوختن متان ادامه می‌یابد، تاثیرات مثبتی به دنبال دارد. اولاً اینکه با آزادسازی ترتیبی، انرژی آزاد شده و به دنبال آن دمای درون سیلندر به صورت ناگهانی افزایش نمی‌یابد و در نتیجه تلفات حرارتی کاهش یافته و ثانیاً، به دلیل پایین بودن دمای محلی، اکسیدهای نیتروژن کمتری تولید می‌شود.

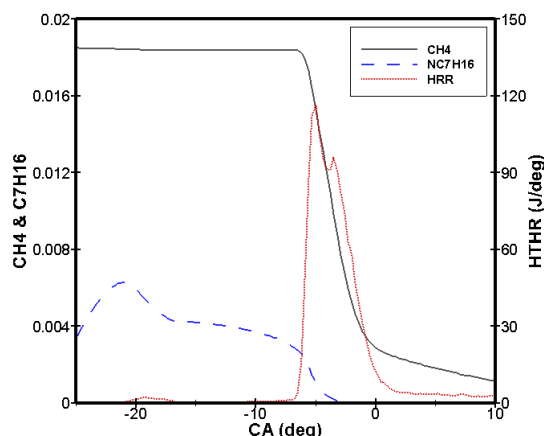


Figure 21- Effects of CH<sub>4</sub> and N-heptane on in-cylinder heat release rate  
شکل ۲۱- نقش گونه‌های متان و هپتان نرمال در آزادسازی گرما داخل سیلندر

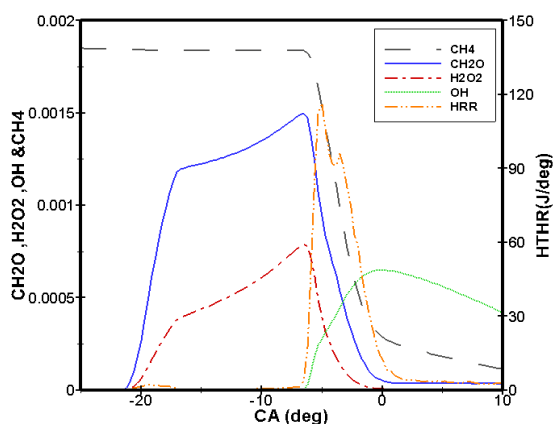


Figure 22- Important Used and By-product species in high temperature heat release  
شکل ۲۲- گونه‌های مهم تولیدشده و مصرفی در حین آزادسازی حرارت دمابالا

## نتیجه‌گیری کلی

نتایج حاصل از پژوهش حاضر را می‌توان به صورت زیر طبقه‌بندی کرد:

- با افزایش کسر انرژی متان در صورت فراهم بودن شرایط احتراق متان بازده اندیکاتوری موتور افزایش می‌یابد.
- مصرف ویژه سوخت و آلاینده‌های نیتروژن، علی‌رغم افزایش آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن، کاهش می‌یابد.

- به دلیل پایین تر بودن سطح بیشینه دما و فشار، شدت صوت تولیدی به عنوان معیاری از کوبش کاهش می‌یابد
- با افزایش کسر انرژی متان تا ۸۰ درصد، توان موتور افزایش می‌یابد. اما، در کسرهای بالاتر به علت افزایش جرم متان و کاهش هپتان نرمال، سوخت با واکنش‌پذیری بالا نمی‌تواند انرژی کافی برای احتراق متان که عدد اکتان بالایی دارد را تامین کند و بازده احتراق افت کرده و فشار موثر متوسط از سیر صعودی خود خارج شده و کاهش می‌یابد.
- تمامی پارامترها، زمانی که ۸۰ درصد انرژی از طریق متان تامین شود، در بهترین حالت خود قرار می‌گیرند. افزایش دمای اولیه مخلوط هوا و متان ورودی
- نرخ واکنش‌ها را افزایش می‌دهد که خود منجر به افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن و افزایش ۱۰ درصدی شدت صوت می‌شود.
- منجر به پیش‌انداختن ۵ درجه‌ای فاز احتراقی می‌شود، اما از طرفی، به علت کاهش بازده حجمی ناشی از افزایش دما، بازده موثر موتور به میزان ۱۱ درصد کاهش می‌یابد.

## منابع

1. S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara and E. Aiyoshizawa, "Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards," *SAE Technical Paper*, 2001-01-0200.
2. I. A. Resitoglu, K. Altinisik and A. Keskin, "The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems," *Clean Technology Environment Policy*, 17, 2015, pp. 15–27.
3. G. K. Lilik and A. L. Boehman, "Advanced diesel combustion of a high cetane number fuel with low hydrocarbon and carbon monoxide emissions," *Energy & Fuels*, 25, No. 4, 2011, pp. 1444–1456.
4. K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki and S. Sasaki, "Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature," *SAE Technical Paper* 2001-01-0655, 2001.
5. D. Nieman, A. Dempsey and R. D. Reitz, "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel," *SAE International Journal of Engines*, 5, 2012, pp. 270-285.
6. R. D. Reitz and G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines," *Progress Energy Combustion Science*, 46, 2015, pp. 12–71.
7. A. Yousefi, M. Birouk, B. Lawler and A. Gharehghani, "Performance and emissions of a dual-fuel pilot diesel ignition engine operating on various premixed fuels," *Energy Conversion Management*, 106, 2015, pp. 322-336.
8. X. Lu, D. Han and Z. Huang, "Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes," *Progress Energy Combustion Science*, 37, 2011, pp. 741-83.
9. S. L. Kokjohn and R. D. Reitz, "Reactivity controlled compression ignition and conventional diesel combustion: a comparison of methods to meet light-duty NOx and fuel economy targets," *International Journal of Engine Research*, 14, pp. 452-68, 2013.
10. J. U. Eichmeier, R. D. Reitz and C. Rutland, "A zero-dimensional phenomenological model for RCCI combustion using reaction kinetics," *SAE International Journal of Engine*, 7, 2014, pp. 106-19.
11. A. H. Kakaee and A. Paykani, "Research and development of natural-gas fueled engines in Iran," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 2013, pp. 805-821.
12. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter and R. D. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *International Journal of Engine Research*, 12, 2011, pp. 209–26.
13. S. J. Curran, R. M. Hanson and R. M. Wagner, "Reactivity controlled compression ignition combustion on a multi-cylinder light-duty diesel engine," *International Journal of Engine Research*, 13, 2012, pp. 216–25.
14. R. Walker, M. L. Wissink, D. A. DelVescovo and R. D. Reitz, "Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines," *Journal of Energy Resource Technology*, 137, 042202, 2015.
15. D. E. Nieman, A. B. Dempsey and R. D. Reitz, "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel," *SAE International Journal of Engine*, 5, 2012, 270–85.
16. J. Li, W. M. Yang, H. An, D. Zhao, "Effect of Fuel ration and injection timing o gasoline/biodiesel Fueled RCCI engine: A modelling study," *Applied Energy*, 155, 2015, pp. 59-67.
17. A. paykani, *Numerical Study of the Effect of Natural Gas on Combustion and Emission Characteristics of Reactivity Controlled Compression Ignition*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2016.
18. A. Yousefzadeh and O. Jahanian, "3D Simulation Considering Detailed Chemical Kinetics for a Homogenous Charge Compression Ignition Engine Fueled with Methane and Dimethyl Ether," *Fuel and Combustion Scientific Research Journal*, 8, Issue 1 - Serial Number 15, 2015, pp. 77-91.
19. AVL FIRE User Manual CFD-Solver.



20. J. A. ENG, "Characterization of pressure waves in HCCI combustion," *SAE Technical Paper*, 2002-01-2859, 2002.
21. A. Rahimi, E. Fatehifar and R. khoshbakhti Saray, "Development of an Optimized Chemical Kinetic Mechanism for Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion of a Fuel Blend of N-heptane and Natural gas using a Genetic Algorithm," *journal of Automobile Engineering*, 224, No. 9, pp. 1141-1159.
22. A. Yousefi, M. Birouk and H. Guo, "An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load," *Fuel*, 203, 2017, pp. 642-657.

## English Abstract

# Simulation study on the effects of Methane-Normal Heptane blend fraction on the performance of a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engine

Atie Taqizadeh<sup>1</sup>, Omid Jahanian<sup>2\*</sup> and Seyyed Iman Pourmousavi Kani<sup>3</sup>

1- Mechanical Engineering Department, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, atie.taqizadeh@gmail.com

2- Mechanical Engineering Department, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, Jahanian@nit.ac.ir

3- Mechanical Engineering Department, Birjand University, Birjand, Iran, iman.pourmousavi@birjand.ac.ir

\*Corresponding author

(Received: 2019.5.28, Received in revised form: 2019.07.15, Accepted: 2019.08.10)

In this paper, the effects of intake temperature and methane energy ratio on emission and combustion phasing in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine have been numerically investigated. In this way, AVL-FIRE CFD code employing a detailed chemical kinetics mechanism is used for 3D simulation of combustion process and emissions prediction. Natural gas (NG) with higher octane number (ON) is mixed with air through intake port, while normal heptane with lower ON is directly injected into the combustion chamber during compression stroke. For validation, the results of RCCI engine have been compared to experimental data. For this purpose the effects of the premixed ratio (PR) of NG, normal heptane fraction, and intake temperature on several parameters such as in-cylinder temperature and pressure, rate of heat release, RI, ISFC, soot, and NO<sub>x</sub> are investigated. The results indicate that these parameters have significant effects on the heavy-duty RCCI engine performance and emissions. By increasing intake temperature the maximum of in-cylinder pressure, rate of heat release, and NO<sub>x</sub> emission increase significantly while soot emission decreases, also ringing intensity increases up to 10 %. On the other hand, increasing intake temperature reduces volumetric efficiency, as a result IMEP is reduced by 11%. Also by increasing methane energy ratio from 65% up to 85% in the constant intake temperature and pressure, the mixture ON will be risen, which would lead to an increases in ignition delay up to 5 crank angle. Consequently, IMEP as an important factor will be enhanced and also NO<sub>x</sub> emission decreases because of lower combustion temperature. Consideration of intake temperature and methane energy ratio show that these parameters can play an important role on controlling combustion phasing.

**Keywords:** Reactivity Controlled Compression Ignition Engine, Intake Temperature, Methane Energy Ratio, Combustion Phasing