

## مطالعه پارامتری تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل در موتورهای دوگانه‌سوز تحت شرایط بارهای جزئی

سید محمد موسوی<sup>۱</sup>، رحیم خوشبختی سرای<sup>۲</sup>، کامران پورقاسمی<sup>۳</sup> و امین مقبولی<sup>۴</sup>

۱- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب (m.mousavi1987@gmail.com)

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، نویسنده مخاطب (Khoshbakhti@sut.ac.ir)

۳- مربی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شبستر (Kamran.poorghasemi@gmail.com)

۴- دانشجوی دکتری، دانشکده انرژی، پلی تکنیک میلان (amin.maghboulipolimi.it)

(دریافت: ۱۳۹۲/۶/۱۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۲/۱۰/۱۶، پذیرش: ۹۲/۱۰/۳۰)

یکی از راهکارهای مناسب برای گازسوزکردن موتورهای دیزلی استفاده از فناوری دوگانه‌سوز است. در موتورهای دوگانه‌سوز تحت شرایط بارهای جزئی، به دلیل عدم گسترش مناسب شعله به تمام نواحی محفظه احتراق، میزان آلاینده‌های UHC و CO افزایش یافته و بازده حرارتی موتور کاهش می‌یابد. از این رو، در این تحقیق به مطالعه تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل بر خصوصیات احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتورهای دوگانه‌سوز تحت شرایط نصف بار کامل با ثابت نگه‌داشتن مقدار کل انرژی ورودی در هر چرخه با استفاده از کد محاسباتی KIVA-3V پرداخته شده است. مشاهده می‌شود که نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر و مقادیر آلاینده‌های خروجی پیش‌بینی شده توسط مدل مطابقت خوبی با مقادیر تجربی دارند. همچنین، نتایج نشان می‌دهند که تحت شرایط بارهای جزئی، مقدار متان نسوخته در دورترین نواحی نسبت به موقعیت نازل انژکتورها نظیر کف کاسه پیستون و در چهار جهتی که سوخت دیزل پاشش نمی‌شود، غلظت بالایی دارد. با پاشش سوخت دیزل به داخل محفظه احتراق، یک ناحیه غنی از سوخت در نواحی فوقانی و در چهار جهت پاشش تشکیل می‌شود که در این ناحیه، به دلیل عدم وجود اکسیژن کافی برای احتراق کامل سوخت، قسمت عمده CO در این نواحی تشکیل می‌شود. از این رو، با افزایش سهم سوخت دیزل در بارهای جزئی، میزان نفوذ شعله نفوذی سوخت دیزل به نقاط دوردست محفظه احتراق بیشتر شده و احتراق گاز طبیعی نیز بهبود می‌یابد و همچنین درصد گاز طبیعی مخلوط شده با هوا در بار ورودی سیلندر کاهش یافته و به تبع آن اکسیژن بیشتری در مرحله مکش وارد محفظه احتراق می‌شود. این مقدار اکسیژن اضافی، در مناطق غنی از سوخت، باعث وقوع احتراق کامل سوخت شده و در نتیجه، در بالای محفظه احتراق، تشکیل آلاینده CO به‌طور چشمگیری کاهش و آلاینده NO کمی افزایش می‌یابد.

**کلیدواژه‌گان:** موتورهای دوگانه‌سوز، تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل، کد KIVA-3V، بارهای جزئی

### مقدمه

موتورهای دیزلی همواره، به دلیل راندمان بالاتر نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای، در صنعت حمل‌ونقل و همچنین تولید توان به‌طور گسترده استفاده می‌شوند. در طی سالیان اخیر، تحقیقات بسیاری در راستای کاهش آلاینده‌گی موتورهای دیزلی پاشش مستقیم انجام شده است. یکی از راهکارهای مناسب در جهت بهبود آلاینده‌گی این موتورها استفاده از سوخت‌های گازی به‌عنوان سوخت اصلی و مکمل سوخت مایع دیزلی است. اولین موتور دوگانه‌سوز در سال ۱۹۳۹ در انگلستان ساخته شد [۱]. در موتورهای دوگانه‌سوز ابتدا سوخت گازی و هوا با یکدیگر مخلوط شده و سپس مقداری سوخت دیزل به‌عنوان سوخت آتش‌زا به داخل محفظه احتراق پاشیده می‌شود. بیشتر انرژی احتراق توسط سوخت گازی تامین شده و فقط اندکی از انرژی توسط

سوخت دیزل تامین می‌شود. در میان سوخت‌های گازی، سوخت گاز طبیعی (متان) بهترین گزینه است. زیرا این سوخت گازی، دمای خوداشتعالی بالایی داشته و سوخت پاک و مقرون به صرفه‌ای است. احتراق سوخت گاز طبیعی، ذرات معلق تولید نمی‌کند و همچنین مقدار اکسیدهای نیتروژن تولیدشده در این موتورها کمتر از موتورهای دیزلی است. از این رو، استفاده از موتورهای دوگانه‌سوز می‌تواند جوابگوی بسیاری از مشکلات باشد. اما در کنار این مزایا محدودیت‌هایی هم برای موتورهای دوگانه‌سوز وجود دارد که شامل مشکل راندمان حرارتی پایین و آلاینده‌های بالایی منوکسیدکربن CO و هیدروکربن‌های نسوخته UHC در بارهای جزئی می‌شود. این موتورها از مخلوط پیش‌آمیخته فقیر گاز طبیعی و هوا استفاده می‌کنند و این امر یک مزیت به‌شمار می‌رود، ولی همین امر در بارهای جزئی مشکل ایجاد می‌کند و سبب می‌شود تا مخلوط گاز طبیعی و هوا بیش از حد فقیر شده و گسترش شعله به سراسر محفظه احتراق را دچار نارسایی کند. در نتیجه بخشی از سوخت گاز طبیعی به‌صورت نسوخته باقی مانده و توان خروجی را کاهش می‌دهد. کریم و همکاران با بررسی آلاینده‌های موتورهای دوگانه‌سوز در بارهای جزئی بیان کردند که مخلوط سوخت و هوا تحت بارهای جزئی بسیار فقیر بوده و در نتیجه شعله به تمام نواحی محفظه احتراق گسترش نمی‌یابد و فرایند احتراق به‌صورت ناقص انجام می‌پذیرد؛ از این رو مقادیر زیادی CO و UHC در گازهای خروجی موتور باقی می‌ماند [۲]. عبدالله و همکاران تاثیر مقدار سوخت دیزل را بر عملکرد موتورهای دوگانه‌سوز به‌صورت تجربی بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش مقدار سوخت دیزل، بازده حرارتی و میزان آلاینده‌های نیتروژن افزایش یافته در حالی که میزان آلاینده‌های UHC و CO کاهش می‌یابد [۳]. کوساکا و همکارانش یک موتور دوگانه‌سوز را در بار جزئی به‌صورت چندبعدی به‌همراه سینیتیک شیمیایی مفصل مدلسازی کردند. مدلسازی چندبعدی توسط کد KIVA-3 و سینیتیک شیمیایی مفصل شامل ۱۷۳ واکنش و ۴۳ گونه توسط کد CHEMKIN-2 به‌صورت کوپل انجام گرفت. در موتور دوگانه‌سوز شبیه‌سازی شده نسبت انرژی گاز طبیعی ۸۰ درصد انرژی کل و نسبت انرژی سوخت آتش‌زا ۲۰ درصد انرژی کل در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که احتراق مخلوط پیش‌آمیخته گاز طبیعی و هوا در حالت پایه خیلی آرام است و متان به‌طور کامل نمی‌سوزد. در این تحقیق، تأثیر گرمایش بار ورودی تا دمای ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد و EGR ۵۰ درصد در فرآیند احتراق و آلاینده‌های موتور دوگانه‌سوز نیز بررسی شد. در حالت گرمایش چندراهه<sup>۱</sup> ورودی تا ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد و EGR ۵۰ درصد، به‌دلیل کاهش طول مدت احتراق، متان نسوخته کمتری در داخل محفظه احتراق نسبت به حالت پایه باقی می‌ماند [۴]. کوساکا و همکارانش احتراق و آلاینده‌های یک موتور دوگانه‌سوز را در بارهای جزئی و در دو حالت استفاده از چهار سیلندر و دو سیلندر بررسی کردند. این مطالعه با استفاده از کد KIVA-3 انجام گرفت و مکانیزم سینیتیک شیمیایی مورد استفاده در مدل احتراق حاوی ۲۹۰ واکنش و ۵۷ گونه بود. در شرایط بارهای جزئی، به‌علت رقیق‌بودن زیاد مخلوط سوخت گازی و هوا در موتورهای دوگانه‌سوز، احتراق ناقص روی می‌دهد که باعث افت شدید در بازده حرارتی و افزایش میزان هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. البته در موتور دوگانه‌سوز تحت شرایط بارهای جزئی و هنگامی که موتور چهار سیلندر با دو سیلندر تولید توان می‌کند و از آنجا که تحت این شرایط غلظت سوخت گازی در محفظه احتراق بیشتر است، احتراق به‌صورت کامل روی می‌دهد. از این رو بازده حرارتی افزایش و میزان آلاینده‌ها کاهش می‌یابد [۵]. پاپاجیاناکیس و هونتالاس آلاینده‌های و عملکرد موتورهای دوگانه‌سوز را به‌صورت تجربی بررسی کردند و بیان کردند که با افزایش درصد گاز طبیعی، نرخ اولیه آزادسازی انرژی کاهش و طول مدت احتراق افزایش می‌یابد. همچنین، آلاینده‌های CO و UHC افزایش و میزان آلاینده‌های نیتروژن کاهش می‌یابد [۶]. کریم و همکاران نیز با انجام آزمایش بر روی موتورهای دوگانه‌سوز به این نتیجه رسیدند که با کاهش مقدار سوخت دیزل، احتراق و عملکرد موتور ناپایدارتر می‌شود و احتمال وقوع کوبش افزایش می‌یابد [۷]. خوشبختی سرای تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل در موتورهای دوگانه‌سوز را در بارهای جزئی با استفاده از یک مدل احتراقی تک‌منطقه‌ای با مکانیزم سینیتیک شیمیایی مفصل بررسی کرد. نتایج نشان داد که این روش تأثیر مثبتی بر پارامترهای عملکردی و آلاینده‌های به‌غیر از آلاینده

$NO_x$  تحت شرایط بارهای جزئی می‌گذارد [۸]. حسین‌زاده و خوشبختی‌سرای با استفاده از یک مدل شبه دوناجیه‌ای تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل را در بارهای جزئی بررسی کردند. آن‌ها بیان کردند که با افزایش مقدار سوخت دیزل، فرآیند احتراق بهبود یافته و قابلیت انجام کار افزایش می‌یابد [۹]. ملاحظه می‌شود که تحقیقات انجام گرفته بر روی تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل در موتورهای دوگانه‌سوز یا به‌صورت تجربی بوده و یا با استفاده از مدل‌های ترمودینامیکی انجام گرفته است. در این پژوهش، به منظور بررسی دقیق‌تر فرآیند احتراق از مدل دینامیک سیالات محاسباتی چندبعدی استفاده شده که با توجه به در نظرگیری میدان جریان و هندسه محفظه احتراق، قابلیت بیشتری نسبت به روش‌های قبل دارد و قادر است با ایجاد کانتورهای غلظت و دما در داخل محفظه احتراق دید بهتری از مسئله ارائه بدهد. در این مطالعه ابتدا موتور دوگانه‌سوز OM-355 در نصف بار کامل با استفاده از کد محاسباتی KIVA-3V شبیه‌سازی شده و سپس به بررسی تأثیر مقدار سوخت دیزل تحت نصف بار کامل بر خصوصیات احتراقی، عملکردی و آلایندگی این موتور پرداخته شده است.

### مشخصات موتور دوگانه سوز OM-355

در این تحقیق، موتور دیزل پاشش مستقیم OM-355 ساخت شرکت ایدم به‌صورت دوگانه‌سوز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. این موتور در حالت اصلاح‌شده مجهز به پرخوران است. مشخصات فنی موتور دیزل OM-355 در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور OM-355 [۱۰]

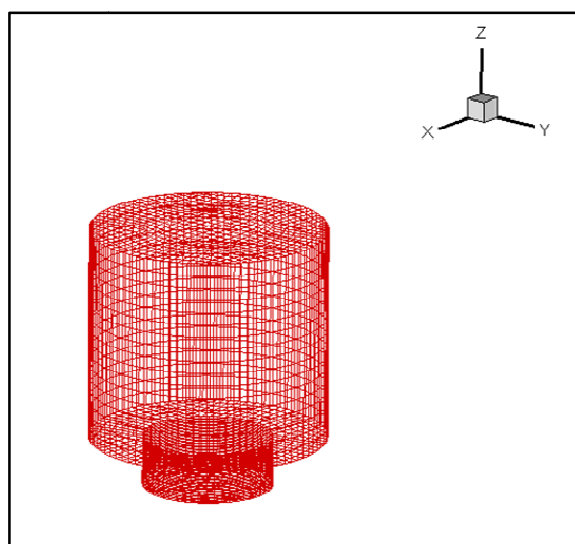
نوع موتور	اشتعال تراکمی - شش سیلندر
انژکتور	مرکزی چهارسوراخه
قطر پیستون × کورس پیستون	۱۵۰ × ۱۲۸ mm
حجم جابه‌جایی کل	۱۱/۵۸ lit
حداکثر توان خروجی	۲۴۰ hp
حداکثر گشتاور خروجی	۸۲۰ N.m
نسبت تراکم	۱۶/۱:۱

### تولید هندسه و شبکه محاسباتی

با توجه به قابلیت بالای نرم‌افزار ICEM-CFD در رسم هندسه و شبکه‌های محاسباتی مختلف، در این تحقیق نیز موتور مورد نظر توسط همین نرم‌افزار رسم و شبکه‌بندی شده است. شبکه‌بندی محفظه احتراق به‌صورت ۳۶۰ درجه‌ای و شش‌وجهی در نظر گرفته شده و تعداد سلول در جهت شعاعی ۱۱ و تعداد سلول در جهت Z محور ۳۰ سلول است. یکی از نکات کلیدی در مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی، استقلال نتایج از اندازه شبکه است. بدین منظور تعداد تقسیم‌بندی شبکه می‌بایستی طبق قاعده استقلال نتایج از شبکه و همچنین زمان کارکرد رایانه انجام گیرد. معیار استقلال نتایج از شبکه حداکثر فشار داخل سیلندر در نظر گرفته شده است. برای بررسی این امر به ترتیب تعداد ۱۵۱۵۶، ۱۹۶۷۹ و ۲۳۴۴۹ شبکه محاسباتی در نقطه مرگ پایین ایجاد شده است. مقدار تجربی حداکثر فشار داخل سیلندر در نصف بار کامل ۴۶ bar است. با توجه به جدول ۲، به‌علت نزدیکی مقدار حداکثر فشار داخل سیلندر با مقدار تجربی در نصف بار کامل و همچنین مدت زمان محاسبه کم، شبکه محاسباتی با تعداد ۱۹۶۷۹ به‌عنوان شبکه محاسباتی مناسب انتخاب شده است. شرایط مرزی سیلندر و سرسیلندر به‌صورت مرز جامد و شرایط مرزی کاسه پیستون و تاج پیستون به‌صورت مرز متحرک، که متناسب با سرعت میل‌لنگ به پایین و بالا حرکت می‌کند، تعریف می‌شود. دمای شرایط مرزی نیز به‌صورت تجربی و از شرایط کارکرد موتور به‌دست می‌آید. شبکه ایجاد شده برای موتور مورد نظر در شکل ۱ نشان داده شده است.

جدول ۲- استقلال نتایج از شبکه

تعداد شبکه محاسباتی در BDC	حداکثر فشار داخل سیلندر (bar)	زمان محاسبات (ساعت)
۲۳۴۴۹	۴۸/۹۲۶	۴
۱۹۶۷۹	۴۶/۰۰۵	۳/۱۵
۱۵۱۵۶	۴۳/۲۵۱	۲/۲۰



شکل ۱- شبکه تولیدشده موتور OM-355

## معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان سیال شامل معادله بقای جرم، بقای اندازه حرکت، بقای انرژی، بقای اجزای شیمیایی و معادله حالت‌اند. جریان‌های داخل محفظه احتراق یک موتور درونسوز ممکن است تماماً به‌صورت فاز گاز و یا به‌صورت دوفازی باشد. برای مثال، جریان داخل محفظه احتراق یک موتور دیزل پاشش مستقیم، با توجه به وجود افشانه سوخت مایع دیزل، به‌صورت دوفازی است. کد KIVA برای حل فاز گازی و یا به عبارت دیگر جریان‌های سه‌بعدی گذرا، آشفته، تراکم‌پذیر و واکنشی از روش اویلری استفاده می‌کند و فاز مایع به‌صورت مجموعه‌ای از قطرات در نظر گرفته می‌شود که توسط روش لاگرانژی میدان جریان آن حل می‌شود. مدل‌سازی به‌کار رفته برای فاز مایع در کد KIVA براساس مدل آماری قطرات جدا (DDM)<sup>۱</sup> است [۱۱]. در این کد، معادلات حاکم با روش حجم محدود تغییر یافته لاگرانژی-اویلری ALE<sup>۲</sup> حل می‌شوند. در روش ALE، هر گام زمانی به سه مرحله تقسیم می‌شود. در اولین مرحله اثر واکنش‌های شیمیایی لحاظ شده و پاشش، تبخیر و برخورد قطرات افشانه سوخت مایع محاسبه می‌شود. در مرحله دوم، محاسبات جریان اصلی یا همان فاز گازی آغاز شده و همچنین تاثیر افشانه به معادله تکانه اضافه و نفوذ سیال به‌طور ضمنی محاسبه می‌شود. در مرحله سوم نیز نفوذ سیال به‌طور صریح محاسبه شده و سرعت گره‌ها مشخص و حجم سلول اصلاح می‌شود [۱۲]. در مرحله دوم برای محاسبه فشار، دما و سرعت از الگوریتم سیمپل با اندکی تغییرات استفاده می‌شود. در این کد، مقادیر نمودارهای خروجی از قبیل دما، فشار، انرژی آزادسازی

1. Discrete Droplet Method  
2. Arbitrary Lagrangian Eulerian method

و آلاینده‌ها به صورت مقادیر متوسطی از کل محفظه احتراق و تمام سلول‌های محاسباتی بیان می‌شوند. برای مثال، برای تعیین تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر، دما در هر سلول و با توجه به حجم سلول محاسبه شده و سپس به صورت میانگینی از کل سلول‌های محفظه احتراق در هر لحظه بیان می‌شود. برای محاسبه نرخ آزادسازی گرما نیز از همین روش استفاده می‌شود. با توجه به اینکه بعضی از واکنش‌ها گرماگیر و بعضی دیگر گرمازا هستند، مقدار گرمای آزاد شده کل برای هر سلول، با توجه به حجم سلول، محاسبه شده و از این طریق نمودار گرمای آزاد شده کل<sup>۱</sup> محفظه احتراق به صورت متوسط در هر لحظه تعیین می‌شود. سپس با یکبار مشتق‌گیری از این نمودار نسبت به زاویه میل‌لنگ، نمودار نرخ گرمای آزاد شده<sup>۲</sup> نسبت به زاویه میل‌لنگ حاصل می‌شود.

## مدلسازی احتراق

فرایند احتراق در موتورهای دوگانه‌سوز شامل احتراق سوخت دیزل و احتراق گاز طبیعی است که شامل ۱۲ واکنش شیمیایی و ۱۳ گونه شیمیایی است. گونه‌های شیمیایی شامل  $\text{CH}_4$ ،  $\text{NO}$ ،  $\text{CO}$ ،  $\text{OH}$ ،  $\text{N}$ ،  $\text{O}$ ،  $\text{H}_2$ ،  $\text{H}$ ،  $\text{H}_2\text{O}$ ،  $\text{CO}_2$ ،  $\text{N}_2$ ،  $\text{O}_2$ ،  $\text{C}_{14}\text{H}_{30}$  هستند.

## احتراق سوخت دیزل

در این مدل سوخت  $\text{C}_{14}\text{H}_{30}$  به عنوان نماینده سوخت دیزل در نظر گرفته شده و احتراق آن به صورت واکنش عمومی تک‌مرحله‌ای زیر است.



## احتراق گاز طبیعی

از متان به عنوان نماینده سوخت گاز طبیعی در این مدلسازی استفاده می‌شود. از آنجایی که سینیتیک تک‌مرحله‌ای متان نمی‌تواند به خوبی آلاینده منوکسیدکربن CO را پیشگویی کند، در این تحقیق یک مکانیزم دو مرحله‌ای برای اکسیداسیون متان به ساختار کد اضافه شده است. اطلاعات مربوط به این مکانیزم دو مرحله‌ای نظیر فاکتور پیش‌نمایی، توان دمایی و انرژی فعال‌سازی از منبع [۱۳] استخراج شده است. این مکانیزم دو مرحله‌ای به صورت زیر است.



$$\frac{d}{dt}[\text{CH}_4] = -2.8 \times 10^9 [\text{CH}_4]^{-0.3} [\text{O}_2]^{1.3} \times \exp\left(-\frac{48.4}{RT}\right) \quad (۴)$$

$$\frac{d}{dt}[\text{CO}] = -3.98 \times 10^{14} [\text{CO}]^{0.1} [\text{H}_2\text{O}]^{0.5} \times \exp\left(-\frac{40.0}{RT}\right) + 5.0 \times 10^8 [\text{CO}_2]^{1.0} \times \exp\left(-\frac{40.0}{RT}\right) \quad (۵)$$

## واکنش‌های تعادلی

در عمل، فرض احتراق کامل نمی‌تواند یک فرض منطقی باشد. چون در دماهای بالا بعضی از واکنش‌ها در جهت معکوس نیز پیش می‌روند که به این پدیده، تجزیه گفته می‌شود. این واکنش‌های معکوس گرماگیرند و باعث می‌شوند تا دمای واقعی احتراق کمتر از دمای شعله بی‌دررو باشد [۱۴]. به این واکنش‌های دوطرفه واکنش‌های تعادلی گفته می‌شود. واکنش‌های تعادلی به کار رفته شامل ۶ واکنش زیر می‌شود.

1. Accumulative Heat Release  
2. Heat Release Rate



### مدل تشکیل NO

از آنجایی که سهم تولید و تشکیل اکسید نیتروژن NO نسبت به دی اکسید نیتروژن NO<sub>2</sub> در محفظه احتراق بیشتر است، لذا به طور عمده مکانیزم تشکیل اکسید نیتروژن مورد مطالعه قرار می‌گیرد [۱۵]. در این بررسی مکانیزم توسعه یافته زلدوویچ برای پیشگویی اکسید نیتروژن به کار می‌رود.



### مدل پاشش، شکست، تبخیر، برخورد قطرات و آشفستگی

در این مدل‌سازی مدل شکست افشانه ویو<sup>۱</sup> برای شکست قطرات سوخت دیزل به ساختار کد اضافه شده است. در این مدل سوخت پاشش شده به صورت بسته‌هایی از قطرات فرض شده که اندازه این بسته‌ها از طریق قطر خروجی نازل سوخت و تعداد آن‌ها از نرخ جریان سوخت محاسبه می‌شود. جدایش قطرات سوخت دیزل نیز به وسیله آنالیز پایداری حل می‌شود. از رابطه نیمه تجربی فراسلینگ<sup>۲</sup> برای محاسبه تبخیر قطرات سوخت دیزلی استفاده شده که این رابطه تأثیرات اختلاف دما، غلظت و سرعت را بر تبخیر قطرات در نظر می‌گیرد. مدل‌سازی برخورد قطرات در کد با مدل رورک<sup>۳</sup> انجام می‌گیرد که این مدل مسیر حرکت قطرات را برای تخمین تعداد برخورد به کمک تابع توزیع پواسون در نظر می‌گیرد. برای مدل‌سازی آشفستگی جریان از مدل RNG K-ε استفاده شده است. این مدل با استفاده از روش‌های آماری بسیار دقیق محاسبه می‌شود و مشابه مدل استاندارد K-ε بوده، با این تفاوت که اثر چرخش<sup>۴</sup> را نیز در داخل محفظه احتراق در نظر می‌گیرد. همچنین، برای مدل‌سازی دقیق‌تر احتراق سوخت دیزل، علاوه بر سینیتیک شیمیایی، احتراق تحت کنترل آشفستگی نیز بر اساس مدل اتلاف گردابه<sup>۵</sup> در نظر گرفته می‌شود تا بتوان احتراق سوخت دیزل را زمانی که تحت کنترل آشفستگی جریان می‌باشد به خوبی مدل‌سازی کرد.

### مدل‌سازی موتور در حالت بار کامل و نصف بار کامل

این مدل‌سازی، به صورت چرخه بسته، از زاویه بسته‌شدن سوپاپ ورودی (-120 CAD ATDC) تا زاویه باز شدن سوپاپ خروجی (116 CAD ATDC) انجام گرفته است. عوامل عملکردی موتور در دو حالت بار کامل و نصف بار کامل به صورت جدول ۳ آورده شده است.

---

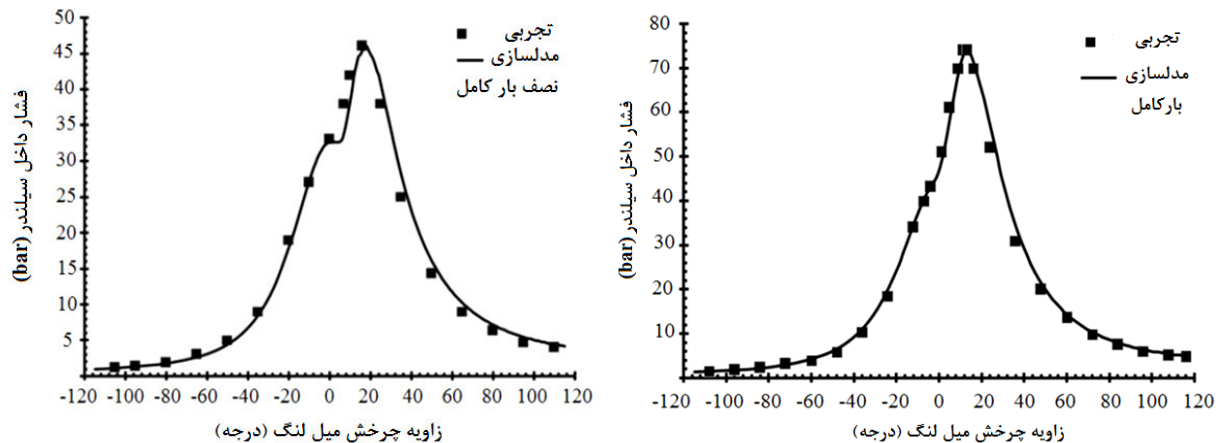
1. Wave  
2. Frossling  
3. Rourke  
4. Swirl  
5. Eddy Dissipation

جدول ۳- عوامل عملکردی موتور در بار کامل و نصف بار کامل

بار موتور	بار کامل	نصف بار کامل
سرعت موتور	۱۶۰۰ rpm	۱۶۰۰ rpm
زمان بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) <sup>۱</sup>	-۱۲۰ CAD ATDC	-۱۲۰ CAD ATDC
زمان باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) <sup>۲</sup>	۱۱۶ CAD ATDC	۱۱۶ CAD ATDC
دما و فشار در IVC	۱/۲۴ bar, ۳۳۹ K	۰/۹ bar, ۳۳۴ K
فشار پاشش	۲۰۰ bar	۲۰۰ bar
شروع پاشش	-۱۷ CAD ATDC	-۱۷ CAD ATDC
طول مدت پاشش	۱۸ درجه	۱۴ درجه
نسبت سوختها	۱۰٪ دیزل - ۹۰٪ گاز طبیعی	۱۲٪ دیزل - ۸۸٪ گاز طبیعی

## نتایج

در این قسمت به نتایج مهم‌ترین پارامترهای خروجی حل عددی نظیر فشار داخل سیلندر، نرخ گرمای آزاد شده، تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر و تغییرات غلظت گونه‌های شیمیایی مهم موجود پرداخته خواهد شد. در شکل ۲ نتایج تغییرات فشار داخل سیلندر از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی به همراه داده‌های تجربی متناظر در دو حالت بار کامل و نصف بار کامل آورده شده است. مشاهده می‌شود که نتایج حل عددی برای تغییرات فشار داخل سیلندر مطابقت خوبی با داده‌های آزمایشگاهی دارد. همچنین، در جدول‌های ۴ و ۵ مقادیر آلاینده‌های پیش‌بینی شده توسط مدل با مقادیر تجربی مقایسه شده است.



شکل ۲- مقایسه تغییرات فشار داخل سیلندر حاصل از حل عددی با نتایج تجربی در شرایط بار کامل و نصف بار کامل

جدول ۴- مقایسه مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل و اندازه گیری شده گونه‌های مهم خروجی از موتور دوگانه‌سوز در بار کامل

گونه	NO (g/kW-h)	CO (g/kW-h)	UHC (g/kW-h)
تجربی	۶/۴۵۸	۲/۵۶۳	۳/۹۸۹
مدلسازی	۵/۱۳۳	۱/۶۰۲	۳/۷۶۶
درصد اختلاف (%)	۲۰/۵	۳۸/۲	۵/۵

1. Intake Valve Close
2. Exhaust Valve Open

جدول ۵- مقایسه مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل و اندازه‌گیری شده گونه‌های مهم خروجی از موتور دوگانه‌سوز در نصف بار کامل

گونه	NO(g/kW-h)	CO(g/kW-h)	UHC(g/kW-h)
تجربی	۳/۶۲۶	۴/۹۶۶	۷/۵۳۰
مدلسازی	۴/۱۱۸	۴/۴۱۹	۶/۰۰۶
درصد اختلاف (%)	۱۳/۵	۱۱	۲۰/۲

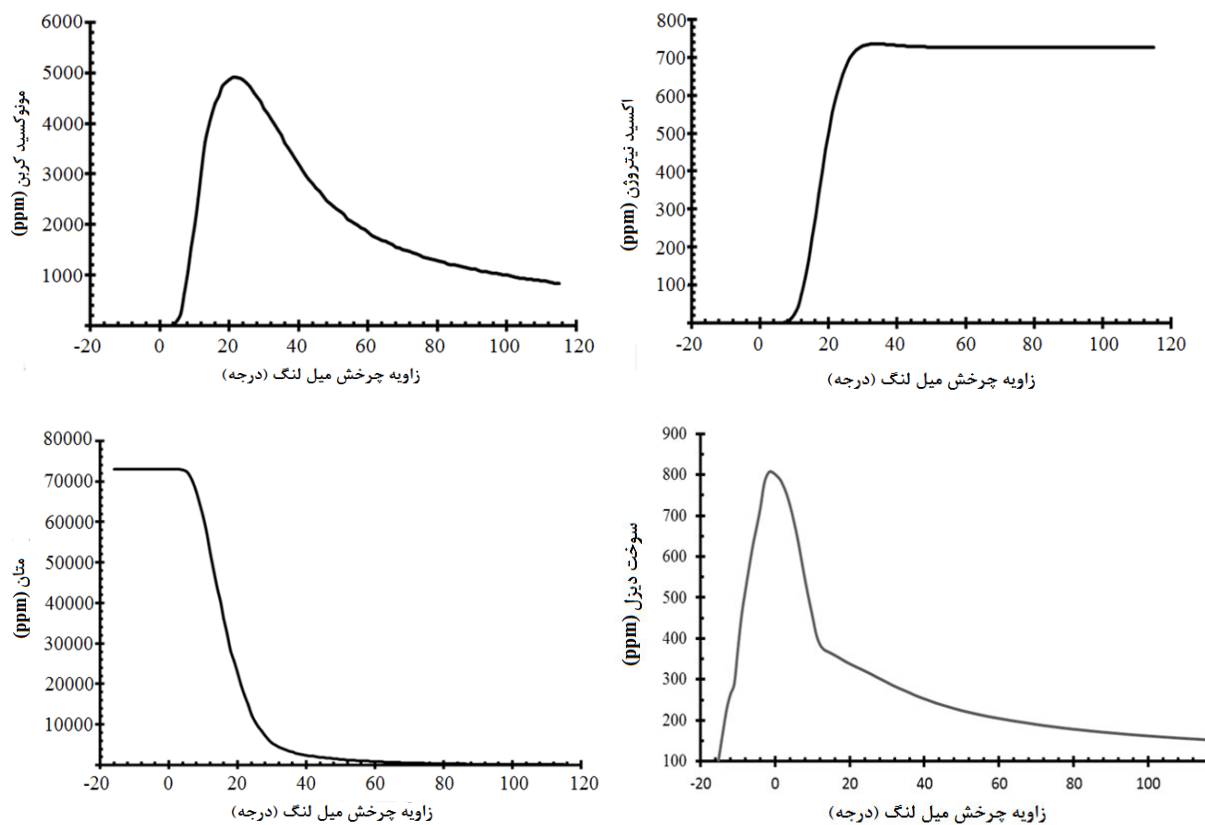
همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، پس از بسته‌شدن سوپاپ ورودی، مخلوط گاز طبیعی و هوا متراکم شده و فشار آن افزایش می‌یابد. در موقعیت زاویه میل‌لنگ ۱۷ ATDC- قبل از اینکه پیستون به نقطه مرگ بالا برسد، پاشش سوخت دیزل آغاز می‌شود. آزادسازی انرژی و آغاز فرآیند احتراق پس از مدت زمان تأخیر در اشتعال به‌وقوع می‌پیوندد. این مدت زمان همان زمان پودرشدن قطرات سوخت دیزل، تبخیر قطرات و اختلاط قطرات سوخت با هوا بوده که در حالت نصف بار کامل طولانی‌تر از حالت بار کامل است. با آغاز احتراق فشار داخل محفظه احتراق دوباره افزایش می‌یابد تا اینکه مقادیر فشار بعد از نقطه مرگ بالا به بیشینه مقدار خود می‌رسد. سرانجام در مرحله انبساط پارامتر ذکر شده کاهش می‌یابد. نتایج ارائه‌شده برای آلاینده‌ها نشان می‌دهد که میزان آلاینده‌های پیش‌بینی‌شده در هر دو حالت با مقادیر تجربی مطابقت داشته و مدلسازی انجام‌شده به‌خوبی توانسته تشکیل آلاینده‌ها را پیش‌بینی کند. همان‌طور که از شکل ۲ مشخص است، موتورهای دوگانه‌سوز تحت بار جزئی با مشکل کاهش توان و افزایش زمان تأخیر در اشتعال نسبت به بار کامل مواجه هستند و از جداول ۴ و ۵ نیز می‌توان به افزایش آلاینده‌گی CO و UHC این موتورها تحت بار جزئی نسبت به بار کامل پی برد. پیش‌بینی تغییرات غلظت گونه‌ها خصوصاً آلاینده‌ها یکی از مهم‌ترین نتایج مدلسازی موتورهاست. در شکل ۳ تغییرات غلظت مونوکسیدکربن (CO)، اکسیدهای نیتروژن (NO)، متان و سوخت دیزل ارائه شده است.

همان‌گونه که از نمودارهای شکل ۳ ملاحظه می‌شود، با پاشش سوخت دیزل و آغاز احتراق، آلاینده CO پس از نقطه مرگ بالا تشکیل شده و در مراحل اولیه به‌دلیل غنی‌بودن مخلوط سوخت و هوا تا زاویه ۲۲ CADATDC غلظتش افزایش یافته و به بیشینه مقدار خود می‌رسد. سپس غلظت آن با گسترش شعله و وجود اکسیژن کافی، کاهش یافته و در اواخر مرحله انبساط غلظتش تقریباً ثابت می‌ماند. آلاینده NO به‌دلیل افزایش دما اندکی پس از نقطه مرگ بالا شروع به تشکیل نموده و غلظت آن با شیب ثابتی تا ۲۵ CADATDC افزایش می‌یابد. از این زاویه به بعد، با کاهش دما، روند تشکیل NO متوقف می‌شود و غلظت آن ثابت می‌ماند. همچنین، متان موجود در محفظه احتراق اندکی پس از نقطه مرگ بالا شروع به سوختن کرده و تقریباً از ۶ CAD ATDC به بعد مصرف متان با سرعت بیشتری پیش می‌رود. نهایتاً از ۳۲ CAD ATDC به بعد، به‌دلیل کاهش دمای ناشی از مرحله انبساط، مصرف متان با سرعت کمتری ادامه می‌یابد و اکسیداسیون آن به‌کندی پیش می‌رود و مقداری سوخت به‌صورت نسوخته باقی می‌ماند. غلظت سوخت دیزل با پاشش آن در موقعیت زاویه میل‌لنگ ۱۷ATDC- تا نقطه مرگ بالا افزایش یافته و به بیشینه مقدار خود می‌رسد. سپس تقریباً از نقطه مرگ بالا تا ۱۲ CAD ATDC غلظتش، به‌دلیل احتراق پیش‌آمیخته، با شیب تندی کاهش می‌یابد، ولی پس از موقعیت ۱۲ CAD ATDC روند سوختن سوخت دیزل، به‌دلیل قرارگرفتن در مرحله احتراق نفوذی که نرخ سوختن آن به‌شدت آشفته‌گی میدان جریان سیال بستگی دارد، با شیب ملایم‌تری ادامه می‌یابد. در حالت کلی می‌توان نتیجه گرفت که در موتورهای دوگانه‌سوز تحت شرایط بارهای جزئی، فقیرشدن بیش از حد مخلوط گاز طبیعی و هوا موجب احتراق ناقص سوخت گاز طبیعی شده و مشکلاتی نظیر کاهش توان و افزایش آلاینده‌گی CO و UHC را ایجاد می‌کند. روش‌های مختلفی برای غلبه بر این مشکلات توسط محققان ارائه شده است که از جمله این روش‌ها می‌توان به بازخورانی گازهای خروجی (EGR)، پاشش چندمرحله‌ای سوخت دیزل، خفانش<sup>۱</sup> هوای ورودی و افزایش مقدار سوخت دیزل اشاره کرد. یکی از روش‌های کم‌هزینه و آسان افزایش مقدار سوخت دیزل

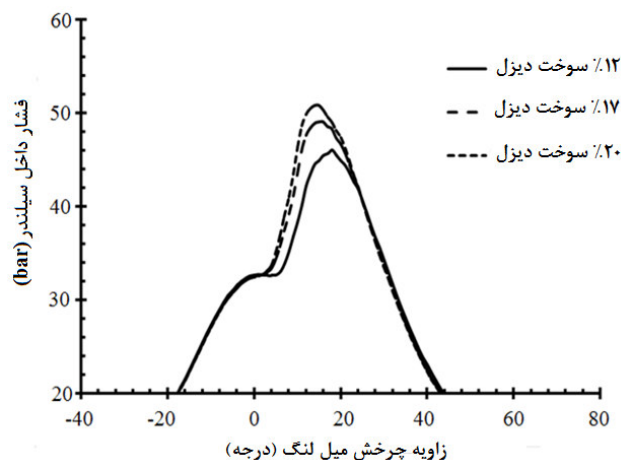
1. Intake Throttling



است. در این تحقیق نیز به بررسی تأثیر افزایش مقدار سوخت دیزل با ثابت نگه داشتن مقدار کل انرژی ورودی در هر چرخه و تحت بار جزئی پرداخته شده و جزئیات مربوط به فرایند احتراق و عملکرد و آلاینده‌گی ارائه شده است. در شکل ۴ نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای مقادیر مختلف سوخت دیزل و در نصف بار کامل نشان داده شده است.

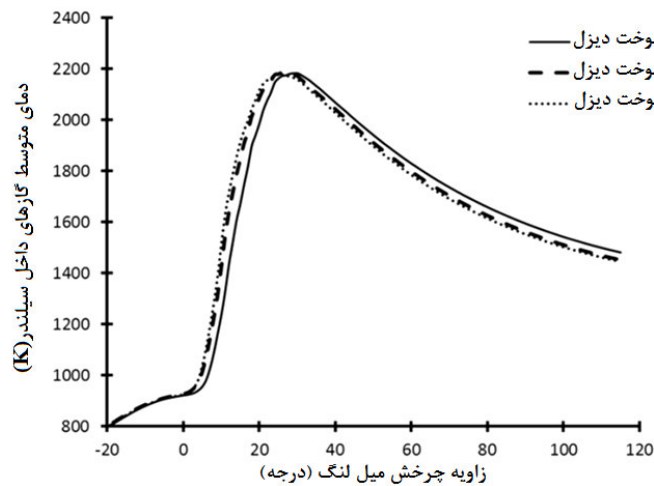


شکل ۳- نمودار تغییرات غلظت مونوکسید کربن (CO)، اکسیدهای نیتروژن (NO)، متان و سوخت دیزل در نصف بار بر حسب زاویه چرخش میل لنگ

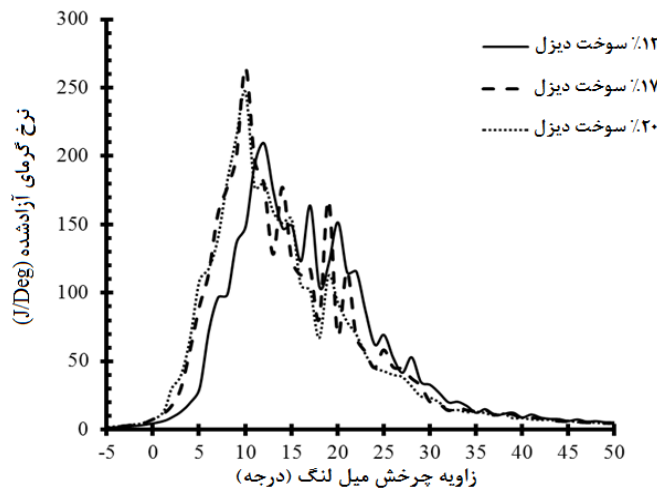


شکل ۴- تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای افزایش سوخت دیزل

در شکل ۴ مقدار انرژی تامین شده توسط سوخت دیزل در حالت پایه ۱۲ درصد انرژی سوخت ورودی بوده و در بقیه موارد این نسبت افزایش یافته است. نتایج نمودارهای تغییرات فشار داخل سیلندر نسبت به زاویه میل لنگ نشان می‌دهد که با افزایش میزان سوخت آتشزای دیزلی فشار بیشینه افزایش می‌یابد. به عبارت دقیق تر، با افزایش سهم سوخت دیزل از ۱۲ درصد به مقدار ۱۷ درصد و ۲۰ درصد از کل انرژی ورودی ثابت، بیشینه مقدار منحنی فشار نیز به ترتیب از ۴۶/۰۰۵ bar به ۴۹/۰۱۴ bar و ۵۰/۷۷۵ bar افزایش می‌یابد. از طرف دیگر، با افزایش میزان سوخت دیزل، فرایند اشتعال زودتر به وقوع می‌پیوندد. در شکل ۵ نمودار تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ و در شکل ۶ نمودار نرخ گرمای آزاد شده برحسب زاویه میل لنگ به ازای افزایش مقدار سوخت دیزل در نصف بار کامل ارائه شده است.



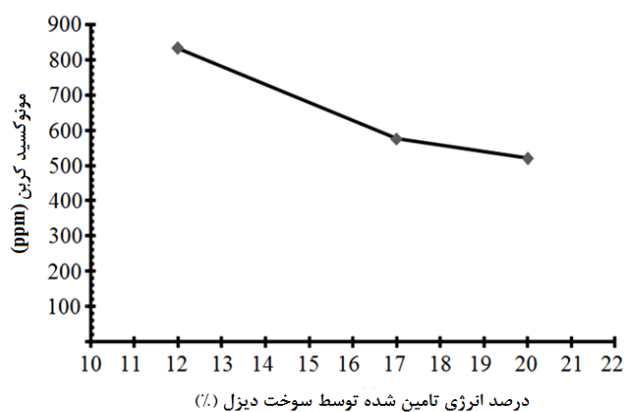
شکل ۵- تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای افزایش سوخت دیزل



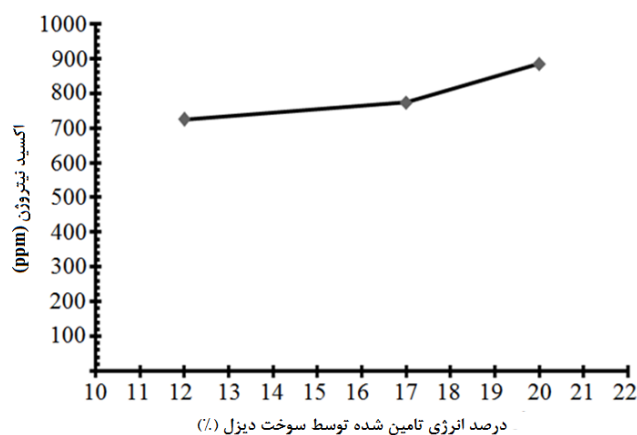
شکل ۶- نمودار نرخ گرمای آزاد شده در نصف بار کامل برحسب زاویه میل لنگ به ازای افزایش سوخت دیزل

با توجه به شکل‌های بالا، در طی مرحله تراکم و تا قبل از مرحله احتراق هر سه منحنی دما بر روی هم منطبق‌اند، اما پس از آن و در مرحله احتراق، با افزایش مقدار سوخت دیزل، منحنی دما سریع‌تر افزایش یافته و همچنین سریع‌تر به بیشینه مقدار خود می‌رسد. سپس دما سریع‌تر کاهش می‌یابد. همچنین، با افزایش سهم سوخت دیزل در بار جزئی، آزادسازی انرژی زودتر اتفاق می‌افتد و زمان تأخیر در اشتعال کاهش یافته و بیشینه مقدار نرخ گرمای آزاد شده بیشتر به سمت نقطه مرگ بالا

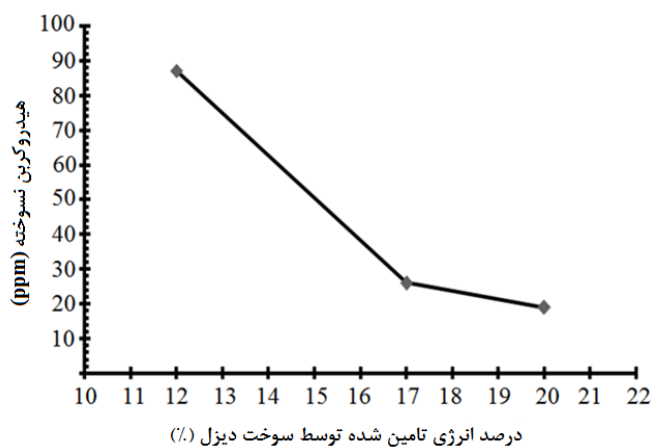
گرایش دارد. دلیل این امر، دمای خوداشتعالی پایین سوخت دیزل است که به راحتی مشتعل شده و می تواند احتراق دیر هنگام گاز طبیعی را در بارهای جزئی و هنگامی که مخلوط پیش آمیخته سوخت گازی و هوا فقیر است جبران کند و همچنین قادر است سرعت احتراق سوخت گازی را به دلیل تأمین سریع انرژی فعال سازی واکنش های احتراق متان افزایش دهد. در شکل های ۷ تا ۹ آلاینده های خروجی CO، NO و UHC برای حالت های مورد مطالعه مقایسه شده است.



شکل ۷- تغییرات میزان آلاینده CO خروجی به ازای افزایش مقدار سوخت دیزل



شکل ۸- تغییرات میزان آلاینده NO خروجی به ازای افزایش مقدار سوخت دیزل

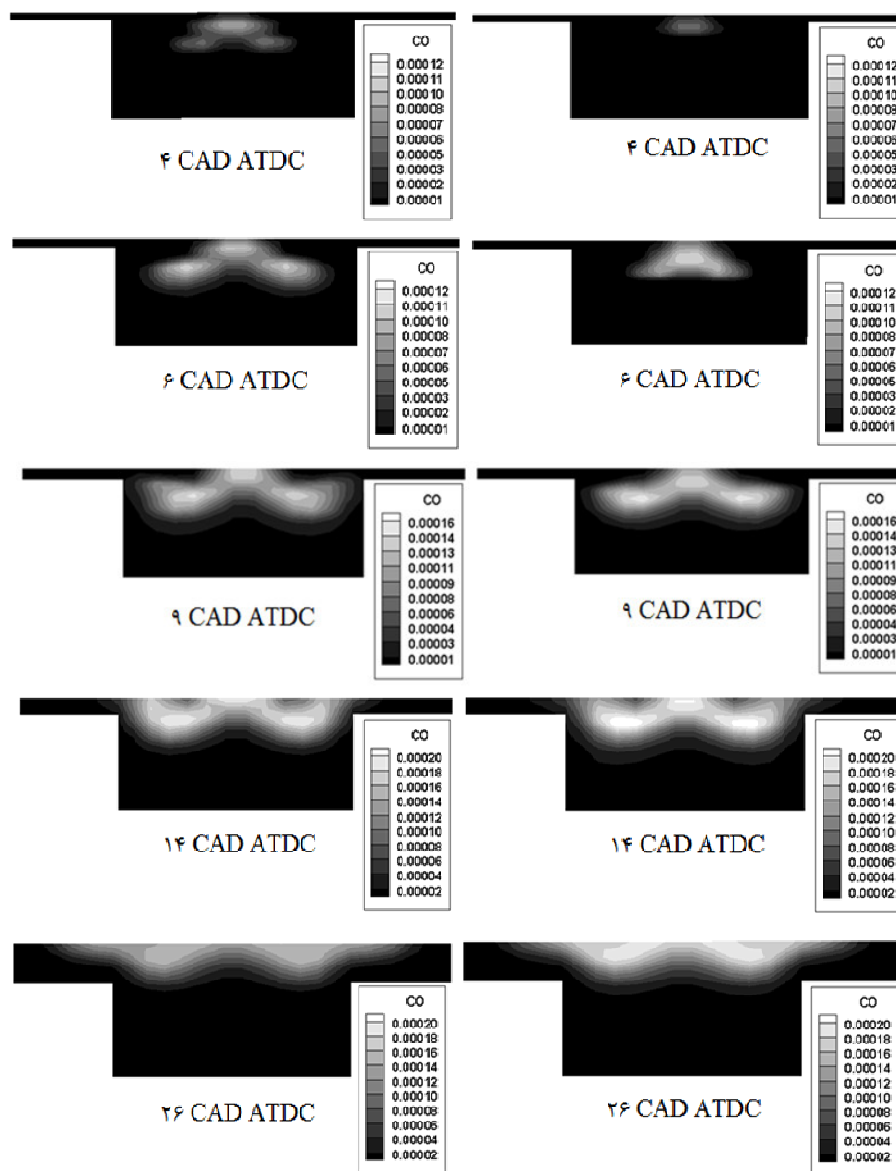


شکل ۹- تغییرات میزان آلاینده UHC خروجی به ازای افزایش مقدار سوخت دیزل

مقایسه آلاینده‌ها برای موارد مورد مطالعه در این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش سهم سوخت دیزل به مقدار ۱۷ درصد از کل انرژی ورودی ثابت، میزان UHC و CO به ترتیب ۷۰ درصد و ۳۰/۷ درصد کاهش یافته و مقدار NO ۶/۲ درصد نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش سهم سوخت دیزل به مقدار ۲۰ درصد از کل انرژی ورودی ثابت، میزان UHC و CO به ترتیب ۷۷/۶ درصد و ۳۷/۵ درصد کاهش یافته و مقدار NO ۱۸/۱ درصد نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد. با افزایش سهم سوخت دیزل، دمای گازهای داخل سیلندر سریع‌تر افزایش یافته و گسترش شعله نیز سریع‌تر روی می‌دهد. در نتیجه فرایند احتراق نیز به سمت نقطه مرگ بالا کشیده می‌شود و کمتر با مرحله انبساط هم‌پوشانی خواهد داشت. این راهکار باعث می‌شود که فرایند احتراق بهبود یافته و میزان تشکیل آلاینده‌های CO و UHC نیز کاهش یابد، ولی همین افزایش سریع دما منجر به تولید مقدار بیشتری آلاینده NO می‌شود. بنابراین، اگرچه افزایش مقدار سوخت دیزل و کاهش سهم گاز طبیعی در موتورهای دوگانه‌سوز تحت بارهای جزئی میزان NO را افزایش می‌دهد، اما این روش توانسته است میزان آلاینده‌های CO و UHC را کاهش دهد. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ کانتورهای غلظت متان و CO برحسب گرم برای مقادیر ۱۲ درصد و ۲۰ درصد سوخت دیزل در زوایای مختلف میل‌لنگ با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

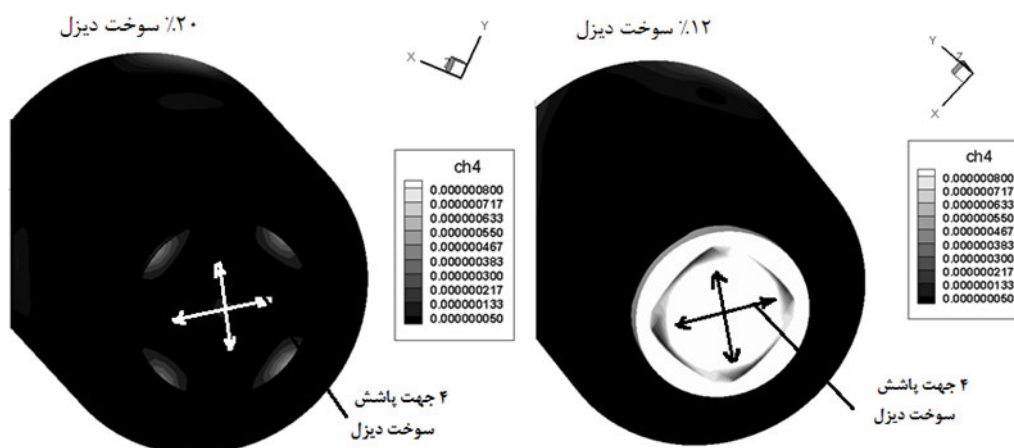


شکل ۱۰- مقایسه کانتورهای غلظت متان به‌ازای مقادیر ۱۲ درصد (سمت راست) و ۲۰ درصد سوخت دیزل (سمت چپ)

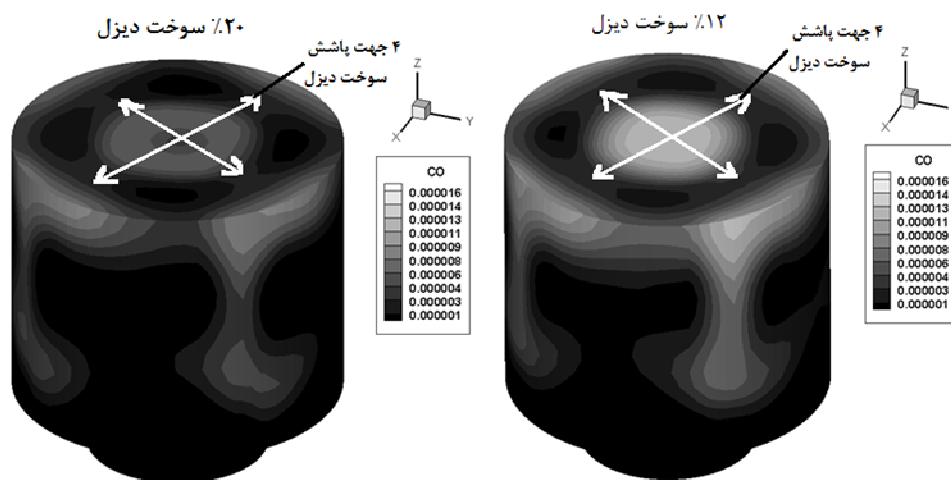


شکل ۱۱- مقایسه کانتورهای غلظت CO به ازای مقادیر ۱۲ درصد (سمت راست) و ۲۰ درصد سوخت دیزل (سمت چپ)

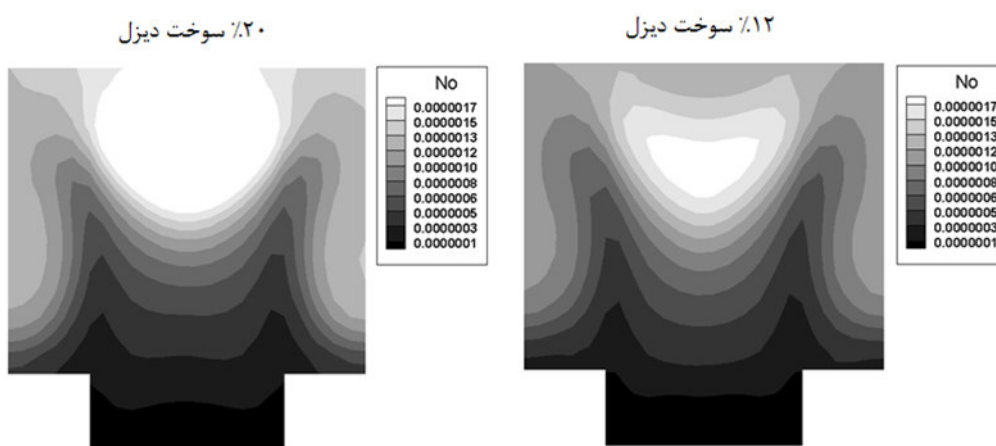
نکته قابل توجه در مورد کانتورهای فوق این است که با افزایش مقدار سوخت دیزل و کاهش مقدار سوخت گاز طبیعی، به دلیل تأخیر در اشتعال کمتر، احتراق سریع تر روی داده و دما نیز سریع افزایش می یابد. از این رو، در یک زمان مشخص، گسترش شعله نسبت به حالت پایه بیشتر شده و متان بیشتری مصرف می شود و باعث می شود احتراق متان در نواحی دورتر بهبود یابد. همچنین، با افزایش سوخت دیزل، غلظت CO در مراحل اولیه احتراق، به دلیل بیشتر شدن سوخت دیزل در نواحی فوقانی محفظه احتراق و ایجاد ناحیه غنی از سوخت افزایش یافته، اما در مراحل بعدی و از موقعیت CAD ۹ با افزایش نفوذ شعله به داخل محفظه احتراق و گسترش مناسب شعله، غلظت CO در نواحی فوقانی به کمتر از حالت پایه کاهش می یابد. در شکل های ۱۲، ۱۳ و ۱۴ غلظت متان، CO و NO در موقعیت CAD ۱۱۰ و در شکل ۱۵ غلظت اکسیژن در موقعیت CAD ۱۲۰- برحسب گرم برای مقادیر ۱۲ درصد و ۲۰ درصد سوخت دیزل با یکدیگر مقایسه شده اند.



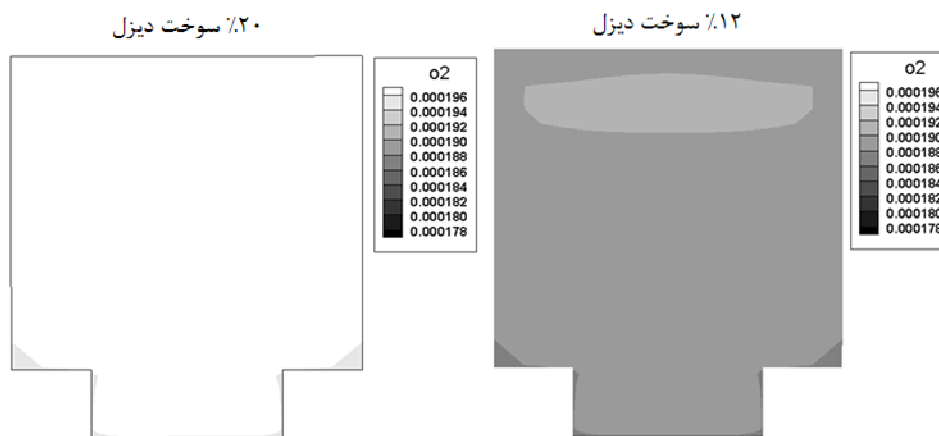
شکل ۱۲- غلظت متان به ازای مقادیر ۱۲ درصد و ۲۰ درصد سوخت دیزل در موقعیت CAD ATDC ۱۱۰



شکل ۱۳- غلظت CO به ازای مقادیر ۱۲ درصد و ۲۰ درصد سوخت دیزل در موقعیت CAD ATDC ۱۱۰



شکل ۱۴- غلظت NO به ازای مقادیر ۱۲ درصد و ۲۰ درصد سوخت دیزل در موقعیت CAD ATDC ۱۱۰



شکل ۱۵- غلظت اکسیژن به ازای مقادیر ۱۲٪ و ۲۰٪ سوخت دیزل در موقعیت CAD ATDC ۱۲۰-

با توجه به شکل‌های ۱۲ تا ۱۵، از آنجایی که در بارهای جزئی مخلوط گاز طبیعی و هوا فقیر است [۲،۵]، شعله پیش‌آمیخته گاز طبیعی نمی‌تواند به راحتی و با قدرت نفوذ بالا گسترش یابد. در نتیجه اغلب این مخلوط به کمک نفوذ شعله نفوذی سوخت دیزل می‌سوزد. مقدار متان نسوخته، در دورترین نواحی نسبت به موقعیت نازل انژکتورها نظیر کف کاسه پیستون و در چهار جهتی که سوخت دیزل پاشش نمی‌شود، غلظت بالایی دارد. با پاشش سوخت دیزل به داخل محفظه احتراق، یک ناحیه غنی از سوخت در نواحی فوقانی و در چهار جهت پاشش تشکیل می‌شود که در این ناحیه، به دلیل عدم وجود اکسیژن کافی برای احتراق کامل سوخت، قسمت عمده CO در این نواحی تشکیل می‌شود. همچنین، به دلیل نفوذ مناسب شعله نفوذی سوخت دیزل در بالای محفظه احتراق نسبت به نواحی تحتانی محفظه احتراق، احتراق عمدتاً در نواحی فوقانی محفظه روی می‌دهد و قسمت عمده NO نیز در این نواحی تشکیل می‌شود. با افزایش سهم سوخت دیزل، میزان نفوذ شعله نفوذی به نقاط دوردست محفظه احتراق بیشتر شده و همچنین درصد گاز طبیعی مخلوط شده با هوا در بار ورودی سیلندر کاهش یافته و به تبع آن اکسیژن بیشتری در مرحله مکش وارد محفظه احتراق می‌شود. این مقدار اکسیژن اضافی در مناطق غنی از سوخت باعث وقوع احتراق کامل سوخت شده و در نتیجه، در بالای محفظه احتراق، تشکیل آلاینده CO کاهش و آلاینده NO افزایش می‌یابد. در حالت ۲۰ درصد سوخت دیزل، سرعت و قدرت نفوذ شعله‌های نفوذی سوخت دیزل به مناطق دوردست محفظه احتراق افزایش یافته و این امر باعث بهبود احتراق مخلوط پیش‌آمیخته گازی در نواحی دورتر نسبت به حالت ۱۲ درصد سوخت دیزل نیز می‌شود. از این رو در موقعیت CAD ATDC ۱۱۰ و در نزدیکی سطح پیستون و کاسه پیستون مقدار متان نسوخته کمتری نسبت به حالت ۱۲ درصد سوخت دیزل باقی می‌ماند.

## نتیجه‌گیری

در کار حاضر، به صورت چندبعدی و با استفاده از کد محاسباتی KIVA-3V موتور دوگانه‌سوز OM-355 تحت نصف بار کامل شبیه‌سازی شده و سپس تأثیر مقدار سوخت دیزل در این شرایط به صورت پارامتری بررسی شده است. نتایج این بررسی را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- ۱- با افزایش سهم سوخت دیزل در موتورهای دوگانه‌سوز و در بار جزئی، تأخیر در افزایش فشار داخل محفظه احتراق ناشی از تأخیر در اشتعال طولانی کاهش می‌یابد.
- ۲- با افزایش مقدار سوخت دیزل در بار جزئی، آزادسازی انرژی در شروع احتراق و افزایش سرعت احتراق متان در نتیجه تأمین انرژی فعال‌سازی واکنش‌های احتراق متان زودتر آغاز شده و زمان تأخیر در اشتعال نیز کاهش می‌یابد.

- ۳- با افزایش سهم سوخت دیزل به مقدار ۱۷ درصد از کل انرژی ورودی ثابت، میزان UHC و CO به ترتیب ۷۰ درصد و ۳۰/۷ درصد کاهش یافته، و مقدار NO ۶/۲ درصد نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش سهم سوخت دیزل به مقدار ۲۰ درصد از کل انرژی ورودی ثابت، میزان UHC و CO به ترتیب ۷۷/۶ درصد و ۳۷/۵ درصد کاهش یافته، و مقدار NO ۱۸/۱ درصد نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد.
- ۴- با افزایش سهم سوخت دیزل در موتورهای دوگانه‌سوز و تحت بارهای جزئی، مشاهده می‌شود که به دلیل کاهش زمان تاخیر در اشتعال، گسترش شعله در داخل محفظه احتراق در یک زمان مشخص بهبود یافته و در نتیجه باعث افزایش توان تولیدی و کاهش آلاینده‌گی CO و UHC می‌شود.
- ۵- در بارهای جزئی، متان نسوخته در نواحی دوردست افشانه سوخت دیزل، نظیر نزدیکی سطح پیستون و کاسه پیستون و در جهاتی که سوخت دیزل پاشش نمی‌شود غلظت بالایی داشته و آلاینده CO در نواحی فوقانی محفظه احتراق و جهات پاشش سوخت دیزل تشکیل می‌شود. آلاینده NO نیز به طور عمده در نواحی فوقانی محفظه احتراق، که در آن قسمت اعظم سوخت در مراحل ابتدایی شروع احتراق می‌سوزد، تشکیل می‌شود.
- ۶- با افزایش سهم سوخت دیزل در بارهای جزئی، سهم گاز طبیعی مخلوط‌شده با هوا در بار ورودی سیلندر کاهش یافته و به تبع آن اکسیژن بیشتری وارد محفظه احتراق می‌شود. این اکسیژن اضافی در نواحی غنی از سوخت بالای محفظه احتراق، باعث وقوع احتراق کاملتری از سوخت شده و در نتیجه مقدار CO را کاهش و مقدار NO را در این نواحی افزایش می‌دهد.

## منابع

1. K. Wattanavichien, "Measurement of Alternative Fuel Combustion," 25<sup>th</sup> Indication Experts Symposium, Chulalongkorn University, 2006.
2. G. A. Karim, Z. Liu and W. Jones "Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load," SAE Paper No. 932822, 1993.
3. G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr and M. F. Abd Rabbo, "Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance of Dual Fuel Engine," PERGAMON Energy Conversion & Management, 41, 2000, pp. 559-572.
4. J. Kusaka, K. Tsuzuki, Y. Daisho and T. Saito, "A Numerical Study on Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Dual Fuel Natural Gas Engine using a Multi-Dimensional Model Combined with Detailed kinetics," SAE paper 2002-01-1750.
5. J. Kusaka, Sh. Ito, N. Mizushima, Y. Daisho and T. Saito "A Numerical Study on Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Dual Fuel Natural Gas Engine using a Multi-Dimensional Model Combined with Detailed kinetics," SAE paper 2003-01-1939. JSAE 20030135.
6. R. G. Papagiannakis and D. T. Hountalas, "Experimental Investigation Concerning the Effect of Natural Gas Percentage on Performance and Emissions of a DI Dual Fuel Diesel Engine," PERGAMON Applied Thermal Engineering, 23, pp. 353-365, 2003.
7. G. A. Karim, "Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engine of the Dual Fuel Type," ASME J. Eng. Gas Turbine Power, 125, 2003, pp. 827-836.
8. R. Khoshbakhti Saray "Enhancement of Combustion Process in Dual Fuel Engines at Part Loads by using Suitable Techniques," IJE Transactions B: Applications, 22, 2009, pp.77-90.
9. A. Hosseinzadeh and R. Khoshbakhti Saray, "An Availability Analysis of Dual-Fuel Engines at Part Loads: the Effects of Pilot Fuel Quantity on Availability Terms," Proc. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy, 223, No. 8, 2009, pp. 903-912.
۱۰. مشخصات فنی موتور OM355 شرکت ایدم تبریز، ۱۳۹۰، www.idem.ir (تاریخ رویت: ۹۲/۶/۱).
11. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke and T. D. Butler, "KIVA-2: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," Los Alamos National Laboratory Report LA-11560-MS (May 1989).
12. A. A. Amsden, "KIVA-3: A KIVA program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries," Los Alamos National Laboratory, 1997.
13. C. K. Westbrook and F. L. Dryer "Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion," Prog. Energy and Combust. Sci., 10, 1984, pp. 1-57.
14. H. K., Versteeg and W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Second Edition, Pearson Education Limited, England, 2007.
15. K. Poorghasemi, F. Ommi, H. Yaghmaei and A. Namaki "An Investigation on Effect of High Pressure Post Injection on Soot and NO Emission in a DI Diesel Engine," Journal of Mechanical Science and Technology, 26, No. 1, 2012, pp. 269-281.



## English Abstract

### Parametric Study on the Effect of Increasing the Amount of Diesel Fuel in Dual Fuel Engines at Part Load Conditions

Seyed Mohammad Mousavi<sup>1</sup>, Rahim Khoshbakhti Saray<sup>2</sup>, Kamran Poorghasemi<sup>3</sup> and Amin Maghbouli<sup>4</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, South Tehran Branch, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Shabestar Branch, Iran

4- Department of Energy, Politecnico di Milano, Italy

(Received: 2013.9.8, Received in revised form: 2014.1.6, Accepted: 2014.1.20)

One of the best strategies for using natural gas in diesel engines is dual fuel technology. In dual fuel engines, UHC and CO emissions increase and engine thermal efficiency decreases at part loads due to the lack of suitable flame propagation in the combustion chamber. In this paper, the effect of increasing the amount of diesel fuel on combustion, performance and emission characteristics of dual fuel engine was studied while keeping the total amount of energy input per cycle constant at part load condition. KIVA-3V code was used to simulate the in-cylinder event at closed part of engine cycle. Results show that the in-cylinder pressure histories and emissions values predicted by the models are in good agreement with the corresponding experimental data. Also it can be resulted that at part loads, the unburned methane is remained in the most remote areas from diesel fuel injectors such as the bottom of the piston bowl and in four directions where diesel fuel is not injected. By injection of diesel fuel into the combustion chamber, a fuel-rich zone is formed in the upper areas of combustion chamber and in four directions of injection in which the bulk of CO is formed in these regions due to the lack of oxygen for complete combustion. Hence by increasing the amount of diesel fuel at part loads, diffusion flame penetration of diesel fuel is increased into the combustion chamber and then natural gas combustion is improved. Also, the percentage of natural gas in the mixture that charged in intake stroke is reduced and consequently more oxygen enters combustion chamber. This excess oxygen in the fuel-rich regions leads to complete combustion. Hence, on the top of the combustion chamber, formation of CO decreases while formation of NO is slightly increased.

**Keywords:** Dual fuel engine, Effect of increasing the amount of diesel fuel, KIVA-3V code, Part loads