



## مطالعه عددی ویژگی‌های احتراق با استفاده از سوخت زیست‌دیزل ( $C_{11}H_{22}O_2$ ) / گاز طبیعی در موتوری اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی

رضا مدیحی طبری<sup>۱</sup>، محسن پورفلاح<sup>۲\*</sup>، مهبد آرمین<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران، [madihi.ustmb@yahoo.com](mailto:madihi.ustmb@yahoo.com)

<sup>۲</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران، [m.pourfallah@ustmb.ac.ir](mailto:m.pourfallah@ustmb.ac.ir)

<sup>۳</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران، [mahboud.armin@gmail.com](mailto:mahboud.armin@gmail.com)

\* نویسنده مسئول

### اطلاعات مقاله

### چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۴ آبان ۱۳۹۹

پذیرش: ۲۲ دی ۱۳۹۹

کلیدواژه‌ها:

احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر پایشی

زیست‌دیزل

گاز طبیعی

آلاینده

احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر پایشی (RCCI) راهکار احتراقی جدیدی است که در آن مخلوط سوخت داخل استوانه توسط پاشش سوختی با واکنش‌پذیری ضعیف در مسیر ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای سوختی با واکنش‌پذیری قوی در داخل استوانه فراهم می‌شود. در این پژوهش سعی شده است تا از مفهوم احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی در یک موتور دوگانه‌سوز زیست‌دیزل ( $C_{11}H_{22}O_2$ ) / گاز طبیعی استفاده گردد و با تغییر شاخص‌های ورودی، عملکرد و مقدار آلاینده‌های خروجی موتور بررسی و مقایسه شود. در ابتدا عملکرد موتور با سوخت زیست‌دیزل-گاز طبیعی و دیزل-گاز طبیعی با تولید انرژی یکسان مقایسه شده و در ادامه رفتار احتراقی موتور با تغییرات زمان‌بندی و نرخ پاشش سوخت ارزیابی گردید. در این تحقیق از هندسه موتور کاترپیلار ۳۴۰۱ برای شبیه‌سازی‌های عددی با استفاده از نرم‌افزار تجاری Converge و الگوی احتراقی SAGE استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که سوخت زیست‌دیزل به علت بیشتر بودن عدد ستان و اکسیژن موجود در ترکیب خود موجب احتراق زودتر نسبت به دیزل می‌شود. پیش افتادن زمان شروع پاشش، کاهش مدت زمان پاشش و بیشتر شدن نرخ پاشش در مرحله اول موجب افزایش فشار، دمای متوسط و نرخ گرمای آزاد شده می‌شوند و توان و بازده احتراق را افزایش می‌دهد. همچنین بدلیل احتراق کامل‌تر مقدار آلاینده‌های خروجی  $CO_2$ ، HC و دوده کاهش می‌یابند.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر با توجه به افزایش روزافزون قیمت حامل‌های انرژی و تمرکز بر کاهش آلاینده‌های گلخانه‌ای، نیاز به دستیابی به موتورهای احتراق داخلی با بازده بیشتر کاملاً احساس می‌شود. این نیاز به افزایش بازده منجر به توجه بیشتر به موتورهای اشتعال تراکمی بدلیل بازده بهتر در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه‌ای شده است. اگرچه به‌طور کلی بازده موتورهای اشتعال تراکمی بیشتر از موتورهای اشتعال جرقه‌ای است، ولی کاهش آلاینده‌های اکسیدهای ازت و دوده چالش بزرگی برای طراحان موتور است. در سال‌های اخیر تحقیقات بسیار فراوانی در این زمینه انجام شده است [۱].

در این تحقیقات، به سبب تلاش در جهت کاهش آلاینده‌های اکسیدهای ازت و ذرات معلق و همچنین افزایش بازده، شاخص‌های مختلفی را به دلیل تغییر در نرخ سوختن بررسی کرده‌اند. از جمله این متغیرها می‌توان به بررسی اثرات گازهای برگشتی، افزایش فشار پاشش سوخت، تغییر در مقدار فشار و دمای هوای ورودی، افزودن سایر سوخت‌ها به سوخت دیزل، تغییر هندسه تاج سنبه، تغییر نسبت تراکم، استفاده از زمان‌بندی متغیر دریچه‌ها، رقیق کردن مخلوط و پاشش دوگانه و سه‌گانه سوخت اشاره کرد [۲].

استفاده از سوخت‌های جایگزین و فناوری‌های نوین احتراق همچون احتراق دما پایین می‌تواند به عنوان راهکارهای قابل اطمینان برای غلبه بر مسایل مطرح شده در نظر گرفته شوند [۳].

دمای احتراق کم‌تر بدلیل انرژی فعال‌سازی بالای واکنش‌های تشکیل اکسیدهای ازت منجر به کاهش آلاینده اکسیدهای ازت می‌شود؛ تلفات گرمائی کاهش می‌یابد و نسبت بالاتر گرماهای ویژه منجر به دسترسی به کار مؤثر بیشتر می‌شود [۴]. علاوه بر این با استفاده از زمان‌های طولانی دیرکرد در اشتعال، زمان کافی برای اختلاط قبل از شروع احتراق به وجود می‌آید، پس نواحی غنی کاهش می‌یابند و از تشکیل آلاینده دوده جلوگیری می‌شود. سه راهبرد کلی دما ضعیف در ادبیات فن موجود است: احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI) [۵]، احتراق تراکمی سوخت پیش‌آمیخته (PCCI) [۶] و احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل شده (RCCI) [۷].

کوکجان و همکاران [۸] احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی را با هدف کنترل مرحله احتراق و جلوگیری از کوبش به وسیله شکل‌گیری احتراق لایه‌ای پیشنهاد داده‌اند. این راهبرد راه حل پایش زمان‌بندی احتراق در محدوده وسیعی از بارهای موتور را که یکی از مشکلات اساسی موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن بود، ارایه نمود. در احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی مخلوط سوخت داخل استوانه توسط پاشش سوختی با واکنش‌پذیری ضعیف (مانند بنزین) در راهگاه ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای بهینه سوختی با واکنش‌پذیری شدید (مانند دیزل) در داخل محفظه احتراق فراهم

می‌شود. از سال ۲۰۱۰ به بعد تحقیقات زیادی بر روی راهبرد RCCI انجام گرفته است. اکثر کارهای انجام یافته در دانشگاه ویسکانسین مدیسون آمریکا در گروه تحقیقاتی پروفیسور ریتز صورت گرفته است. احتراق RCCI در محدوده گسترده‌ای از توان خروجی موتور (فشار مؤثر متوسط ترمزی ۴٫۶ bar تا ۱۴٫۶ bar) عملکرد قابل قبولی دارد بطوریکه در این محدوده می‌توان مقدار NOx و دوده را نزدیک به صفر کاهش داد. همچنین بازده درست<sup>۱</sup> زیاد، نرخ فشار قابل قبول از مزیت‌های این نوع احتراق است که در این محدوده وسیع از توان موتور قابل حصول است [۹].

کوران و همکاران [۱۰] در یک کار تجربی، یک موتور سبک دیزل چهار استوانه را در دو حالت دیزل مرسوم و RCCI مورد آزمایش قرار دادند و نتایج دو حالت را با هم مقایسه کردند. در دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه بازده گرمائی ترمزی در حالت RCCI به ۳۹٪ رسید. در این حالت مقدار NOx کاهش ولی مقدار هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن افزایش یافته است. با توجه به کاهش اتلاف گرمائی به مقدار ۱۰٪ در حالت RCCI نسبت به دیزل مرسوم، بازده افزایش و مصرف سوخت کاهش یافته است. از تأثیر متغیرهای هندسی بر عملکرد موتور می‌توان به کار تحقیقاتی کاکایی [۱۱] و همکاران اشاره کرد.

از نتایج کار آنان مشخص شده است که هندسه کاسه سمبه بر احتراق موتور RCCI در دور کند تأثیر چندانی نمی‌گذارد، اما در دور موتور تندتر تأثیر بسزایی دارد. نتایج به دست آمده همچنین نشان می‌دهد که طراحی کاسه سمبه بیشترین تأثیر را بر عملکرد و مقدار انتشار آلاینده‌ها دارد.

علاوه بر این عمق کاسه سمبه می‌تواند بر مقدار انتشار آلاینده‌های خروجی موتور به خصوص UHC و CO تأثیر قابل توجه بگذارد. تأثیر راهبرد پاشش سوخت دیزل بر نتایج عملکردی موتور در یک موتور RCCI با سوخت دیزل/گاز طبیعی توسط پورقاسمی و همکاران [۱۲] به‌صورت تجربی بررسی شد. نتایج کار آنها نشان داد که مقدار سوخت دیزل پاشیده شده، فشار پاشش سوخت دیزل و همچنین زاویه پاشش از جمله شاخص‌های مهم و تأثیرگذار در فرآیند احتراق RCCI هستند. زولداک و همکاران [۱۳] به مطالعه احتراق، عملکرد و آلاینده‌های خروجی در یک موتور RCCI با استفاده از سوخت گاز طبیعی/دیزل پرداختند. آنها نشان دادند که استفاده از مفهوم احتراقی RCCI نسبت به احتراق دیزل مرسوم، سبب افزایش حداکثر فشار محفظه احتراق و نرخ افزایش فشار می‌شود. علاوه بر این، آنها با استفاده از شبیه‌سازی عددی اثر تزریق مستقیم گاز طبیعی بر عملکرد موتور و آلاینده‌های خروجی از موتور را در حالت RCCI بررسی کردند. آنها دریافتند که تزریق مستقیم گاز طبیعی به درون محفظه احتراق منجر به چینه‌بندی ترکیب و توزیع سوخت گاز طبیعی در محفظه احتراق می‌شود و از ایجاد یک مخلوط همگن داخل استوانه جلوگیری می‌کند که این امر نرخ

<sup>1</sup> Indicator

حل این مسأله از روش سیمپل استفاده می‌کند. به‌منظور شرح جدایش و گرد شدن قطرات، از الگوی ترکیبی کلون هلمهولتز-رایلی تیلور<sup>۱</sup> [۱۸] استفاده می‌شود. برای شبیه‌سازی انتقال گرما و تبخیر قطرات از الگوی داکوویچ<sup>۲</sup> [۱۹]، تابع دیواره برای فرایند انتقال گرما در دیواره‌ها از طرح هان-ریتز<sup>۳</sup> [۲۰] بهره می‌جوید. به جهت شبیه‌سازی احتراق RCCI از حلگر سیج<sup>۴</sup> استفاده شده است [۲۱] و همچنین یک الگوی چندمنطقه‌ای برای حل شیمی مفصل در مناطق مختلف (گروه) از سلول‌ها که وضعیت ترمودینامیکی مشابه دارند) بهره برده شده است. جزئیات محاسباتی شیمیایی براساس طرح احتراق روش شیمی<sup>۵</sup> به کار گرفته شده است. طرح استفاده شده برای بررسی آلاینده‌های NO<sub>x</sub> طرح زلدوویچ<sup>۶</sup> [۲۲] است.

در شروع فرآیند شبیه‌سازی گاز طبیعی به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری کم مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین سوخت با واکنش‌پذیری شدید مورد نظر، سوخت زیست‌دیزل است که توسط افشانه پرفشار با نرخ‌های متفاوت به درون محفظه احتراق پاشش می‌شود. از آنجائی که معادلات احتراق پیچیده است حل آنها زمان‌بر است، برای کاهش زمان شبیه‌سازی از multi-zone chemistry solving [۲۳] استفاده شده است.

این حلگر باعث می‌شود که حجم محاسبات احتراق به شکل قابل توجه کاهش یابد و سلول‌های محاسباتی با خواص شیمیایی مشابه در یک ناحیه قرار بگیرند. این موضوع علاوه بر کاهش زمان شبیه‌سازی پیش‌بینی دقیق‌تری از احتراق را ارائه می‌کند. به طور کلی سازوکار مورد استفاده برای شبیه‌سازی احتراق RCCI با استفاده از الگوی سیج در نرم‌افزار کانورج شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش است [۲۴].

همچنین با استفاده از این نرم‌افزار زمان مورد نیاز برای طراحی دانه توسط کاربر حذف می‌شود، نصب و اتصال قطعات در حال حرکت به صورت خودکار انجام می‌شود، جلوی تغییر شکل دانه‌های مرتبط با حرکت مرزی گرفته می‌شود و همچنین بهترین ساختار هندسی برای آن‌ها انتخاب می‌شود. این مزایا سبب شده که بعد از ترسیم و ترمیم هندسه بهترین نوع و تعداد دانه برای هندسه انتخاب شود. شکل ۱ نمایشی گرافیکی و شبکه سه بعدی ایجاد شده ۲ درجه قبل از نقطه مکث بالا را نشان می‌دهد. به منظور صحت‌گذاری از الگوی موتور دوگانه‌سوز کاتریپلار ۳۴۰۱ استفاده شده است [۲۵].

جدول ۱ شرایط مربوط به کار آزمایشگاه را نشان می‌دهد که بر این اساس صحت‌گذاری صورت گرفته است. صحت‌گذاری با استفاده از نمودار فشار و نرخ آزادسازی گرما بر حسب درجه لنگ در شکل ۲ نشان داده شده است. همان‌طور که شکل ۲ نشان می‌دهد، همخوانی مطلوبی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج تجربی وجود دارد.

افزایش فشار در محفظه احتراق را کاهش می‌دهد و مانع وقوع کوبش‌های شدید در موتور می‌شود. از جمله دیگر عوامل مؤثر بر احتراق و مقدار آلاینده‌های خروجی تغییر زمان‌بندی درپچه‌ها و تغییر در نسبت تراکم است [۱۴].

محمدیان و همکاران [۱۵] به تحقیق در مورد راهبرد پاشش در یک موتور RCCI تک سوخته ایزوبوتانول به همراه دی-ترت-بوتیل پراکسید (به عنوان افزایش دهنده عدد ستان) پرداختند. در این پژوهش متغیرهای ورودی موتور از قبیل زمان شروع پاشش، فشار پاشش و زاویه پاشش مورد بررسی قرار گرفت. آنها ثابت کردند که با تغییر این متغیرها می‌توانند عملکرد موتور را نسبت به حالت پایه بهبود بخشند. در این تحقیق از یک موتور دوگانه‌سوز با سوخت زیست‌دیزل (Methyl Decanoate - C<sub>11</sub>H<sub>22</sub>O<sub>2</sub>) به همراه مکانیزم احتراقی آن برای شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده است. سوخت زیست‌دیزل استفاده شده در این پژوهش سوختی جدید است که از جلبک حاصل می‌شود و برای اولین بار در شرایط احتراقی RCCI مورد بررسی و پژوهش قرار می‌گیرد.

مقایسه دو سوخت زیست‌دیزل و دیزل با در نظر گرفتن تولید انرژی یکسان و همچنین تأثیر مهم‌ترین عوامل بر احتراق موتور RCCI شامل زمان شروع پاشش تک مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری زیاد، مدت زمان پاشش، زمان‌بندی پاشش دو مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری شدید و نرخ پاشش سوخت با واکنش‌پذیری زیاد بررسی شده است. در این پژوهش سعی شده است تا از مفهوم احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی در یک موتور دوگانه‌سوز زیست‌دیزل (C<sub>11</sub>H<sub>22</sub>O<sub>2</sub>) / گاز طبیعی استفاده گردد و با تغییر شاخص‌های ورودی، عملکرد و مقدار آلاینده‌های خروجی موتور بررسی و مقایسه شود. در ابتدا عملکرد موتور با سوخت زیست‌دیزل-گاز طبیعی و دیزل-گاز طبیعی با تولید انرژی یکسان مقایسه شده و در ادامه رفتار احتراقی موتور با تغییرات زمان‌بندی و نرخ پاشش سوخت ارزیابی گردید.

## ۲- شبیه‌سازی عددی

در کار حاضر برای بررسی فرآیند احتراق و نحوه تشکیل آلاینده‌ها در موتور کاتریپلار ۳۴۰۱، از الگوها و معادلات ریاضی بکار گرفته شده در نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانورج (Converge) [۱۶] استفاده شده است. معادلات اندازه حرکت، پیوستگی و انرژی در کنار معادلات آشفستگی، در تمام فرآیندهای چرخه بسته در حالت تراکم‌پذیر و مغشوش حل می‌شوند. الگوی آشفستگی بکار گرفته شده در این شبیه‌سازی الگوی k-ε [۱۷] است. مسأله اساسی در حل معادلات اندازه حرکت برای جریان سیال، محاسبه میدان فشار است. این نرم‌افزار برای

<sup>۱</sup> Sage

<sup>۵</sup> Chemistry method

<sup>۶</sup> Zeldovich

<sup>۱</sup> Kelvin Helmholtz-Rayleigh Taylor

<sup>۲</sup> Dukowiz

<sup>۳</sup> Han and Reitz

### ۳- معرفی سوخت و سازوکار احتراقی زیست‌دیزل

سوخت زیست‌دیزل مورد استفاده در این پژوهش متیل دکانوییت<sup>۱</sup> با معادله شیمیایی  $C_{11}H_{22}O_2$  است. برخی از خواص این سوخت در جدول ۲ نشان داده شده است. از آنجائی که، سازوکار احتراقی هر سوخت می‌تواند متفاوت باشد، لذا هرگاه در شبیه‌سازی‌ها از سوخت زیست‌دیزل استفاده می‌شود باید از سازوکار احتراقی مربوط به آن استفاده کرد و این دو سازوکار با هم متفاوت است.

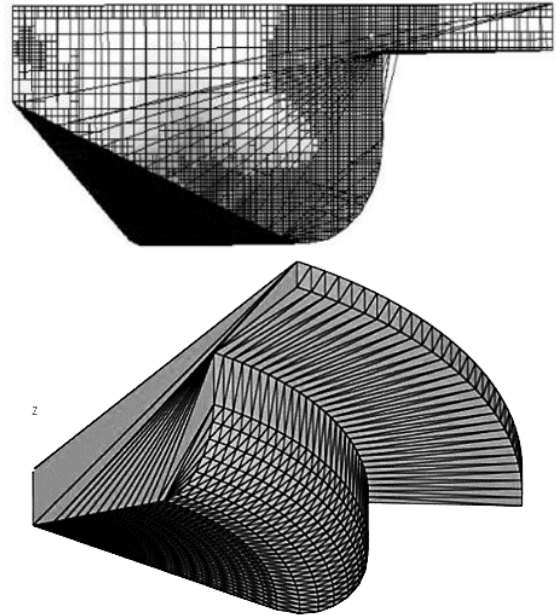
جدول ۲: ویژگی‌های و خواص سوخت زیست‌دیزل و دیزل [۲۶]

مشخصات	زیست‌دیزل	دیزل
ارزش گرمائی پایین (Mj/Kg)	۳۹	۴۵
گرمای ویژه ( $^{\circ}C$ ) (J/Kg.K)	۱۹۲۸	۲۱۹۰
چگالی ( $^{\circ}C$ ) ( $Kg/m^3$ )	۹۸۰	۸۴۸
لزجت ( $^{\circ}C$ ) ( $mm^2/s$ )	۰,۰۰۲۹	۰,۰۰۲۲
کشش سطحی ( $^{\circ}C$ ) (mN/m)	۰,۰۲۸۳	۰,۰۲۹۳
گرمای تبخیر	۳۵۰۶۰۰	۳۲۷۵۰۰
عدد ستان	۵۱	۴۶

سازوکار احتراقی سوخت زیست‌دیزل مورد نظر توسط ال براکورا و ریتز [۲۷] در دانشگاه ویسکانسین آمریکا بصورت یک سازوکار کاهش یافته سینتیک شیمیایی توسعه داده شده است که شامل ۶۹ گونه و ۱۹۲ واکنش است [۲۸].

جدول ۳: ویژگی‌های فنی موتور مورد شبیه‌سازی

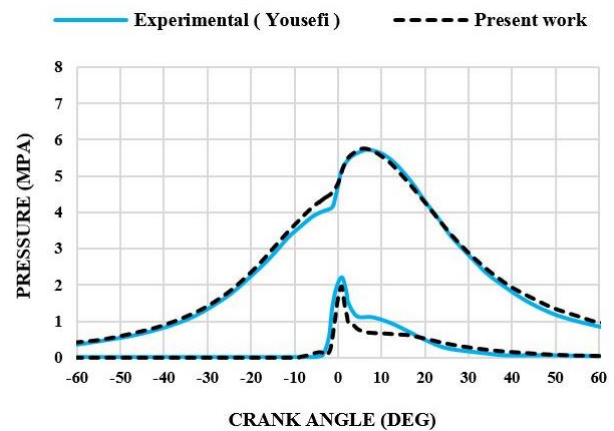
نام تجاری موتور	کاترپیلار ۳۴۰۱
قطر استوانه	۱۳۷,۲ (میلی‌متر)
طول مسیر جابجایی	۱۶۵,۱ (میلی‌متر)
طول دسته سنه	۲۶۱,۶ (میلی‌متر)
نسبت تراکم	۱۶:۱
حجم	۲,۴ (لیتر)
بیشینه دور	۱۶۰۰ (د.د.د.)
بسته شدن دریچه ورودی (بعد از نقطه مکث بالا)	۱۴۷ ( $^{\circ}CA$ )
بازشدن دریچه خروجی (بعد از نقطه مکث بالا)	۱۳۵ ( $^{\circ}CA$ )
فشار ورودی	۱۳۴۰۰۰ (پاسکال)
دمای ورودی	۸۲ ( $^{\circ}C$ )
نوع سامانه سوخت‌رسانی	Common rail
تعداد سوراخ	۶ عدد
قطر سوراخ	۲۳۰ میکرومتر
زاویه پاشش	۱۲۵ درجه



شکل ۱: شبکه ایجاد شده ۲ درجه قبل از نقطه مکث بالا

جدول ۱: شرایط و ویژگی‌های موتور آزمایشگاهی

بسته شدن دریچه ورودی (بعد از نقطه مکث بالا)	-۱۶۹,۷
بازشدن دریچه خروجی (بعد از نقطه مکث بالا)	۱۴۵,۳
دور موتور (دور در دقیقه)	۹۱۰
دمای ورودی (درجه سانتیگراد)	۴۰
فشار ورودی (بار)	۱,۰۵
زمان شروع پاشش (بعد از نقطه مکث بالا)	-۱۴
مدت زمان پاشش (درجه لنگ)	۸,۵
جرم کل دیزل (میلی گرم)	۲۵,۲
درصد گاز طبیعی (کسر انرژی)	۷۵
نسبت هم آرزوی سوخت متان	۰,۳۲
زمان شروع پاشش (بعد از نقطه مکث بالا)	-۱۴

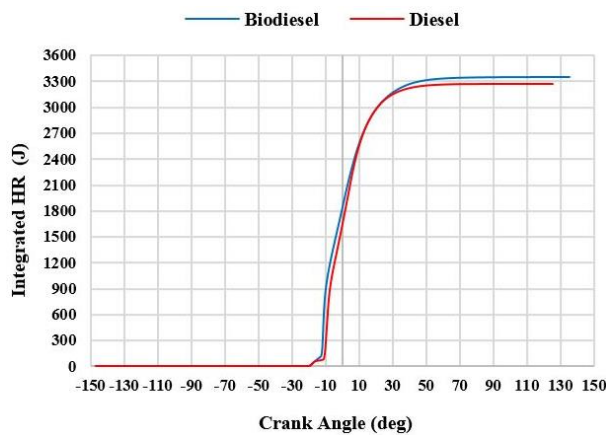


شکل ۲: صحنه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی موتور دوگانه‌سوز

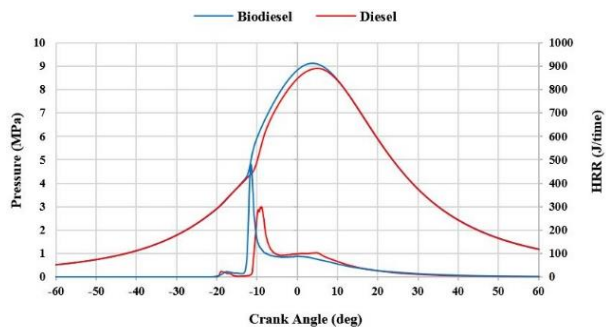
Caterpillar 3401

<sup>1</sup> Methyl Decanoate

دیزل برابر با ۸,۹ مگاپاسکال است. از آنجائی که شروع احتراق تأثیر زیادی در تغییر فشار و دمای داخل محفظه دارد، می‌توان به این نکته اشاره کرد که وجود اکسیژن موجود در ترکیب سوخت زیست‌دیزل و عدد ستان بیشتر سوخت زیست‌دیزل نسبت به دیزل منجر به احتراق زودتر زیست‌دیزل شده است که در نتیجه مقدار بیشتری از سوخت را محترق کرده است، لذا این موضوع باعث افزایش فشار داخل محفظه شده است.



شکل ۳: انرژی تولید شده توسط سوخت زیست‌دیزل و دیزل



شکل ۴: نرخ آزادسازی گرما و فشار متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای سوخت زیست‌دیزل و دیزل

شکل ۵ دمای متوسط محفظه احتراق را نشان می‌دهد. همانطور که بیان شد عدد ستان بیشتر و وجود اکسیژن سوخت زیست‌دیزل نسبت به دیزل منجر به پیش افتادن احتراق می‌شود. از سوی دیگر مقدار نفوذ سوخت و طول انتشار شعله برای سوخت زیست‌دیزل بیشتر است، لذا این موارد منجر به احتراق سوخت بیشتر و در نتیجه نرخ آزادسازی گرما بیشتر می‌شود که در پی آن دمای محفظه احتراق هم بیشتر می‌شود. نتایج استخراج شده از شاخص عملکردی موتور برای زیست‌دیزل و دیزل را می‌توان در جدول ۵ مشاهده کرد. طبق این جدول با اینکه زمان پاشش سوخت برای هر کدام از آن‌ها در ۴۰- درجه لنگ صورت گرفته است، به دلیل عدد ستان بیشتر زیست‌دیزل و وجود اکسیژن موجود در سوخت زیست‌دیزل شروع احتراق برای زیست‌دیزل زودتر از

#### ۴- بررسی نتایج عددی

برای بهره بردن از مزیت‌های احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پاشی، راهکارهای ممکن به منظور تغییر حالت احتراق در یک موتور تک استوانه بررسی و تحلیل شده‌اند. ویژگی‌های این موتور در جدول ۳ ارائه شده است.

عواملی که در این پژوهش بررسی شده‌اند عبارتند از:

۱- مقایسه سوخت زیست‌دیزل و دیزل (با تولید انرژی یکسان).

۲- تأثیر زمان شروع پاشش یک مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری شدید.

۳- تأثیر تغییر مدت زمان پاشش سوخت.

#### ۴-۱- مقایسه سوخت زیست‌دیزل و دیزل (با در نظر

##### گرفتن تولید انرژی یکسان)

انرژی تولید شده توسط هر یک از سوخت‌ها و درصد گاز برای هر دو اجرا یکسان در نظر گرفته شده است. در احتراق دوگانه سوز، پاشش سوخت در زوایای نزدیکتر به نقطه مکث بالا انجام می‌شود این درحالیست که در احتراق RCCI، زمان شروع پاشش سوخت زودتر صورت می‌پذیرد، برای این منظور شروع پاشش در ۴۰- درجه لنگ در نظر گرفته شده است.

جدول ۴: شرایط احتراق برای دو سوخت زیست‌دیزل و دیزل

ویژگی	زیست‌دیزل	دیزل
دور موتور (د.د.د.)	۱۶۰۰	۱۶۰۰
زمان شروع پاشش (درجه لنگ)	-۴۰	-۴۰
مدت زمان پاشش (درجه لنگ)	۱۲	۱۲
$\Phi$ نسبت هم ارزی سوخت	۰,۳۲	۰,۳۲
درصد گاز (انرژی کل)	۷۲	۷۲
درصد سوخت	۲۸	۲۸
انرژی (ژول) (I-HR)	۳۳۵۴	۳۳۵۴
جرم سوخت (میلی گرم)	۲۴	۲۱,۷۶

شکل ۳ مقدار انرژی تولید شده برای دو سوخت را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشخص است انرژی تولید شده حاصل از احتراق برای دو سوخت تقریباً یکسان است تا بتوان دیگر شاخص‌ها را بر این اساس مورد تحلیل و بررسی قرار داد.

شکل ۴ فشار داخل محفظه احتراق و نرخ آزادسازی گرما را بر حسب درجه لنگ برای دو سوخت زیست‌دیزل و دیزل نشان می‌دهد. برای حالتی که انرژی تولید شده توسط سوخت‌ها یکسان در نظر گرفته شده است، فشار داخل محفظه احتراق بخصوص از ۱۲- تا ۱۰+ درجه لنگ برای زیست‌دیزل بیشتر است که طبق نتایج بدست آمده بیشینه فشار برای سوخت زیست‌دیزل تقریباً برابر با ۹,۱۲ مگاپاسکال و برای سوخت

لذا محفظه احتراق بعد از نقطه مکث بالا در حالت انبساط قرار می‌گیرد و به تدریج دما و فشار کاهش پیدا می‌کند و احتراق کند می‌شود، تا احتراق رو به خاموشی برود. بنابراین چون زیست‌دیزل دیرتر احتراقش به پایان می‌رسد، ذرات سوخت به صورت نسوخته باقی می‌مانند و لذا مقدار آلاینده CO بیشتر خواهد شد.

جدول ۶: جرم آلاینده‌ها برای سوخت زیست‌دیزل و دیزل با تولید انرژی برابر

دیزل	زیست‌دیزل	جرم آلاینده کیلوگرم (۱۰ <sup>-۴</sup> )
۲,۲	۳,۱۲	CO
۱۱,۶۵	۱۱,۶۶	HC
۱,۸۳	۲,۳۲	NOx
۰,۰۰۱۲۸	۰,۰۰۶۷	دوده

مقدار جرم آلاینده NOx برای سوخت زیست‌دیزل در مقایسه با دیزل در شرایط تولید انرژی یکسان بیشتر است. به‌طور کلی تشکیل NOx به غلظت اکسیژن، دمای داخل محفظه و مدت زمان دسترس برای واکنش بستگی دارد. اکسیژن موجود در زیست‌دیزل و عدد ستان بیشتر آن، دو ویژگی اصلی تشکیل NOx اند که با بیشتر بودن این موارد، افزایش دما را در پی خواهد داشت که منجر به تولید بیشتر NOx می‌شود.

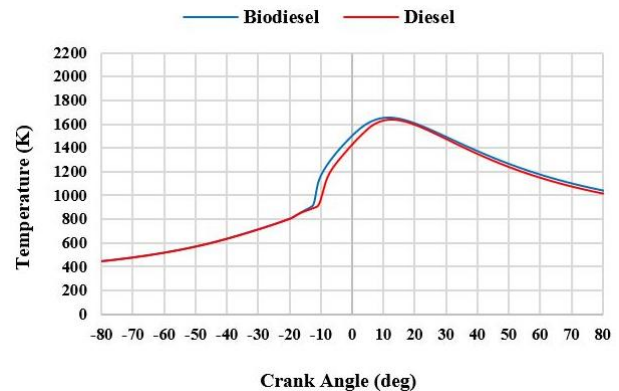
جرم دوده برای سوخت زیست‌دیزل بیشتر از دیزل است. از آنجائی که برای جبران انرژی زیست‌دیزل در مقابل دیزل به علت کمتر بودن ارزش گرمائی زیست‌دیزل، باید از جرم بیشتری برای زیست‌دیزل استفاده شود. لذا این مقدار جرم بیشتر موجب ایجاد ناحیه غنی‌تری از سوخت در محفظه احتراق شده و هوای مورد نیاز برای زیست‌دیزل در مقایسه با دیزل کمتر می‌شود، که این موضوع منجر به تشکیل دوده بیشتر و همچنین باقی ماندن آن در محفظه می‌شود.

## ۲-۴- تأثیر زمان شروع پاشش یک مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری شدید

در احتراق دوگانه سوز، پاشش سوخت در زوایای نزدیکتر به نقطه مکث بالا انجام می‌شود. این درحالیست که در احتراق RCCI، زمان شروع پاشش سوخت زودتر صورت می‌پذیرد، برای این منظور شروع پاشش در زمان‌های ۴۰-، ۵۰- و ۶۰- درجه لنگ بررسی شده است. برای این منظور شرایط اولیه و ویژگی‌های مربوط به این بخش از شبیه‌سازی در جدول ۷ ارائه گردیده است.

شکل ۶ تغییرات فشار داخل محفظه احتراق را بر حسب درجه لنگ در زمان‌بندی‌های مختلف شروع پاشش سوخت نشان می‌دهد. مطابق با این شکل، تفاوت اصلی فشار داخل استوانه برای زمان‌بندی‌های مختلف، بین رسیدن سنبه به نقطه مکث بالا تا زاویه ۱۰+ درجه لنگ است. هرچه زمان‌بندی پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید پیش

دیزل است. این موضوع می‌تواند روی بیشینه فشار و بیشینه نرخ گرمای آزاد شده هم تأثیرگذار باشد.



شکل ۵: دمای متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای سوخت زیست‌دیزل و دیزل

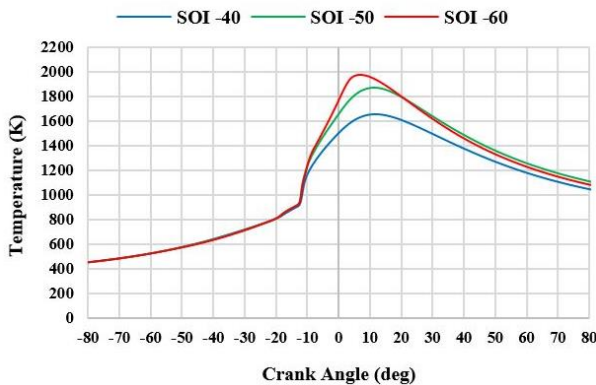
جدول ۵: نتایج عملکردی استخراج شده برای سوخت زیست‌دیزل و دیزل با تولید انرژی برابر

دیزل	زیست‌دیزل	ویژگی
-۹,۷۷	-۱۱,۷۸	CA10
۱۸,۷۲	۲۱,۵۱	CA90
۲۹۸,۹	۴۸۲,۴۵	بیشینه نرخ گرمای آزاد شده (J/deg)
۸,۸۹	۹,۱۲	بیشینه فشار (مگا پاسکال)
۰,۶۸	۰,۶۹	IMEP (مگا پاسکال)
۱۶۶۵,۷۴	۱۶۸۶,۳	کار (N.m)
۶,۵۶	۹,۲۴	کوبش (dP/dθ) (بار)

در این بررسی بیشینه نرخ گرمای آزاد شده و بیشینه فشار داخل محفظه احتراق برای زیست‌دیزل بیشتر است اما بازده متوسط درست برای هر دو سوخت بسیار به یکدیگر نزدیک است و به مقدار ناچیزی تفاوت دارند و مقدار کار تولیدی زیست‌دیزل اندکی بیشتر از دیزل است. تغییرات لحظه‌ای فشار به زمان یا همان شاخص کوبش برای زیست‌دیزل بیشتر از دیزل است، چرا که افزایش جرم سوخت، افزایش مقدار انرژی آزاد شده و نرخ افزایش فشار (فشار بیشینه به دلیل غنی شدن مخلوط سوخت و هوا به شکل محسوسی افزایش می‌یابد) را به دنبال دارد که به تبع آن مقدار کوبش نیز افزایش پیدا می‌کند.

جدول ۶ مقدار جرم آلاینده‌های خروجی از جمله CO، HC، NOx و دوده را برای دو سوخت زیست‌دیزل و دیزل نشان می‌دهد. طبق نتایج بدست آمده مقدار جرم آلاینده HC برای دو سوخت تقریباً باهم برابر هستند، از این حیث تفاوت چندانی ندارند اما جرم آلاینده CO برای زیست‌دیزل بیشتر است. با توجه به مقایسه CA10 و CA90 که در جدول ۶ نشان داده شده است، می‌توان دریافت که احتراق برای زیست‌دیزل زودتر شروع شده و دیرتر هم به پایان رسیده است.

براساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی، بیشترین مقدار فشار پاشش در لحظه ۶۰- درجه است و تقریباً در نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد. شکل ۷ دمای متوسط داخل محفظه احتراق را برای زمان‌بندی‌های مختلف تزریق سوخت با واکنش‌پذیری زیاد نشان می‌دهد. پیش انداختن زمان تزریق سوخت با واکنش‌پذیری شدید (از ۴۰- به ۶۰-) سبب می‌شود پاشش سوخت در دماهای خنک‌تری انجام شود. با پیش‌اندازی زمان‌بندی پاشش، دمای بیشینه استوانه افزایش می‌یابد و در نواحی نزدیک‌تر به نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد.



شکل ۷: دمای متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای زمان‌های مختلف شروع پاشش تک مرحله‌ای سوخت زیست‌دیزل

جدول ۸ شاخص‌های عملکردی موتور را برای زمان‌بندی‌های مختلف پاشش نشان می‌دهد.

جدول ۸: نتایج عملکردی استخراج شده برای زمان‌های مختلف شروع پاشش تک مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری شدید (زیست‌دیزل)

پاشش اول	۴۰-	۵۰-	۶۰-
پاشش دوم	-	-	-
CA10	۱۱,۷۸	۱۳,۰۹	۱۳,۵
CA90	۲۱,۵	۱۲,۵	۵,۰
بیشینه نرخ گرمای آزاد شده (J/deg)	۴۸۲	۶۸۱	۶۶۵
بیشینه فشار (MPa)	۹,۱۲	۱۰,۱۹	۱۱,۱۳
IMEP (MPa)	۰,۶۹	۰,۸۱	۰,۷۹
کار (N.m)	۱۶۸۶	۱۹۶۲	۱۹۴۱
کوبش (dP/dθ) (bar)	۹,۲۴	۱۱,۹۹	۱۱,۵

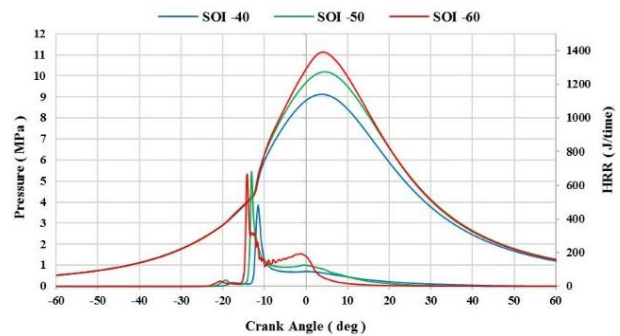
همانطور که مشاهده می‌شود، با پیش‌انداختن پاشش سوخت زیست‌دیزل، دیرکرد در اشتعال به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد، هر چه بازه زمانی دیرکرد در اشتعال بیشتر شود، مدت زمان

بیافتد، بخش اصلی سوخت (بیشینه انرژی گرمایی آزاد شده) در نزدیکی نقطه مکث بالا محترق می‌شود که این امر، موجب افزایش بیشتر فشار بیشینه نسبت به زمان‌بندی‌های دیرتر می‌شود و متناظر با آن سطح زیر منحنی فشار نیز افزایش می‌یابد. نرخ آزادسازی گرما در زمان‌بندی‌های مختلف پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید نیز در شکل ۶ نشان داده شده است.

هر چه زمان‌بندی پاشش به دیرکرد افتد (از ۶۰- به ۴۰-)، نرخ کاهش انرژی گرمایی آزاد شده کمتر می‌شود. چون در زمان‌بندی‌های دیرتر پاشش (۴۰-)، مقدار بیشینه انرژی آزاد شده گرمایی و بیشینه دما نسبت به زمان‌بندی‌های زودتر (۶۰-)، کمتر است و در نواحی دورتر از نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد.

جدول ۷: شرایط اولیه و ویژگی‌های شبیه‌سازی در پاشش سوخت یک مرحله‌ای

مرحله‌ای		
۲۴	جرم زیست‌دیزل (میلی گرم)	
۵۳,۷۵	جرم متان (میلی گرم)	
۰,۳۲	نسبت هم ارزی سوخت $\Phi$	
۷۲-۲۸	درصد (گاز-زیست‌دیزل)	
۱۶۰۰	دور موتور (rpm)	
-۶۰	-۵۰	-۴۰
-	پاشش اول	
-	پاشش دوم	
۱۲	مدت زمان پاشش (درجه لنگ)	



شکل ۶: انرژی تولید شده و فشار متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای زمان‌های مختلف شروع پاشش تک مرحله‌ای سوخت زیست‌دیزل

هرچه زمان‌بندی پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید به نقطه مکث بالا نزدیک گردد بخش اصلی احتراق در زوایای دورتری از نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد و به دلیل قرار گرفتن احتراق گاز در دمای کمتر، مهلت اشتعال سوخت گازی نیز بیشتر می‌شود.

همچنین این نتایج نشان می‌دهد که پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، منجر به افزایش فشار بیشینه و همین‌طور آهنگ افزایش آن می‌شود.

خاموش شدن شعله سبب می‌شود که برخی از ذرات سوخت بدون واکنش مانده و به صورت هیدروکربن‌های نسوخته از داخل محفظه خارج شوند. آلایندۀ CO بر اثر احتراق ناقص بوجود می‌آید و عموماً با غنی‌سازی ناحیه‌ای مقدار بیشتری خواهد داشت. در این بخش به علت نوع احتراق و گردش حجم هوای داخل محفظه، بیشینه مقدار آلایندۀ منوکسیدکربن مربوط به پاشش ۴۰- است، چرا که در این اجرا احتراق فرصت کمتری برای کامل شدن داشته است. با دیرکرد در شروع زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید، آلایندۀ NOx افزایش می‌یابد.

به طور کلی وقتی زمان پاشش به دیرکرد می‌افتد احتراق دیرتر آغاز شده و شعله در مرحله انبساط پیشروی می‌کند و سبب ایجاد کار مفید می‌شود. اگر چنانچه پاشش قبل از نقطه مکث بالا اتفاق افتد و احتراق نیز پیش از رسیدن سنبه به حداقل حجم خود آغاز شود، دما و فشار بیشینه افزایش زیادی خواهد داشت که سبب افزایش آلایندۀ NOx می‌شود. یکی از دلایل اصلی تشکیل آلایندۀ اکسید ازت، دمای زیاد است که عموماً در محدوده دمایی ۲۰۰۰ کلوین شکل می‌گیرند. از نمودار دما مشاهده شده است که دمای بیشینه با پاشش در ۶۰- درجه لنگ، به حدود ۱۹۷۰ کلوین و نیز با پاشش در ۴۰- درجه لنگ به حدود ۱۶۵۰ کلوین می‌رسد. لذا انتظار می‌رود که مقدار این آلایندۀ نیز طبق همین روال کاهش یابد. جرم دوده با پیش افتادن زمان پاشش کاهش پیدا می‌کند که این موضوع برای پاشش در ۵۰- و ۶۰- مشهود است چرا که با توجه به CA10 و CA90 می‌توان دریافت که بخش بیشتر احتراق قبل از نقطه مکث بالا اتفاق افتاده و قبل از زمان انبساط صورت گرفته است. که این موضوع باعث می‌شود که دوده هم کمتر تشکیل شده و هم کمتر باقی بماند. از طرفی با دیرکرد در اشتعال بازده احتراق و عملکرد ضعیف‌تر بوده که می‌توان از فشار مؤثر متوسط درست و کار تولید شده به این موضوع پی برد، لذا سوخت با پاشش در ۵۰- و ۶۰- درجه لنگ با دمای داغتری محترق می‌شود.

### ۳-۴- تأثیر مدت زمان پاشش سوخت

در این بخش تمامی شرایط احتراقی موتور یکسان در نظر گرفته شده است و پاشش سوخت در یک مرحله انجام می‌شود. تنها متغیری که تغییر می‌کند مدت زمان پاشش سوخت است. جدول ۱۰ شرایط و ویژگی‌های احتراق را نشان می‌دهد.

جدول ۱۰: شرایط شبیه‌سازی تأثیر مدت زمان پاشش سوخت

مدت زمان پاشش	شروع پاشش	جرم زیست‌دیزل (میلی گرم)
۱۶		
۱۴		
۱۲	-۴۰	۲۴
۱۰		
۸		

اختلاط ترکیب سوخت زیست‌دیزل- هوا افزایش می‌یابد، لذا این موضوع سبب افزایش بیشینه فشار درون استوانه می‌شود.

با توجه به نتایج، با پیش انداختن پاشش سوخت دیزل، از ۴۰- به ۶۰- درجه، کار و توان خروجی افزایش می‌یابد. هنگامی که لحظه پاشش سوخت پیش می‌افتد، در لحظه پاشش سوخت فشار هوای داخل استوانه کمتر است؛ لذا طول افشانه سوخت خروجی از افشانه افزایش می‌یابد. از طرفی افزایش پیش انداختن لحظه تزریق سوخت در داخل استوانه، بازه دیرکرد در اشتعال را افزایش می‌دهد. هر دو دلیل ذکر شده منجر به کاهش ناحیه غنی سوخت می‌شود که منجر به افزایش بازده گرمایی خواهد شد.

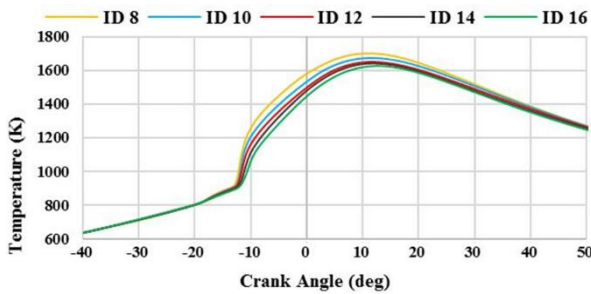
از طرف دیگر، هنگامی که پاشش بسیار زودتر از نقطه مرگ بالا روی دهد، امکان برخورد سوخت با دیواره استوانه یا ورود سوخت به ناحیه خنک اطراف استوانه افزایش می‌یابد که خود منجر به احتراق ناقص و کاهش بازده می‌شود. مشکل ذکر شده یکی از بزرگترین مشکلات موتورهای احتراق داخلی با پیش اختلاط جزئی است. همان طور که در جدول ۸ مشاهده می‌شود با دیرکرد در زمان‌بندی پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید، احتمال وقوع پدیده کوبش کمتر می‌شود؛ بطوری که برای پاشش در زاویه ۶۰- درجه، احتمال وقوع کوبش شدیدتری نسبت به پاشش در زاویه ۴۰- وجود دارد و موتور به مرحله لرزش شدید نزدیک می‌شود، لذا باید به سرعت از این وضعیت خارج شد تا از به وجود آمدن مشکلات و صدمات احتمالی برای موتور جلوگیری شود و برای پایش این موضوع از متغیرهای تأثیرگذار در کنترل احتراق بهره برد.

جدول ۹ مقدار جرم آلایندۀهای NOx، CO و HC برحسب تغییرات زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید را نشان می‌دهد. با به دیرکرد افتادن شروع پاشش، آلایندۀ HC به مقدار قابل توجه افزایش می‌یابد. با تغییر در زمان‌بندی پاشش، زمان پیشروی شعله تغییر می‌یابد بطوریکه شعله در زوایای نزدیک‌تر به نقطه مکث بالا و در زوایای آغازین مرحله انبساط، انتشار می‌یابد.

جدول ۹: جرم آلایندۀها برای زمان‌های مختلف شروع پاشش تک مرحله‌ای با سوخت زیست‌دیزل

زمان شروع پاشش	۴۰-	۵۰-	۶۰-
جرم CO کیلوگرم (۱۰-°)	۳,۱۲	۱,۲	۰,۰۹۹
جرم HC کیلوگرم (۱۰-°)	۱,۶۶	۱,۰۳	۰,۰۰۵۵
جرم NOx کیلوگرم (۱۰-°)	۲,۳۲	۳,۶۸	۲,۱۵
جرم دوده کیلوگرم (۱۰-°)	۰,۰۰۶۷	۰,۰۰۰۵۲	۰,۰۰۰۴۸

از آنجائی که با دور شدن سنبه از نقطه مکث بالا و به علت انبساط گازها، دما و فشار داخل محفظه کاهش می‌یابد، لذا این امر باعث کند شدن احتراق شده و در نهایت شعله را در انتهای مرحله انبساط خاموش می‌کند.



شکل ۹: دمای متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای تأثیر مدت زمان پاشش سوخت زیست‌دیزل

جدول ۱۱ شاخص‌های عملکردی موتور را برای مدت زمان‌های مختلف پاشش نشان می‌دهد. بر اساس داده‌های استخراج شده از اجراها، هرچه مدت زمان پاشش سوخت کمتر شود، احتراق زودتر اتفاق می‌افتد و بیشینه فشار نیز افزایش می‌یابد که در همین حال بیشینه نرخ گرمای آزاد شده هم افزایش خواهد یافت. همچنین مقدار کوبش در مدت زمان پاشش طولانی‌تر بیشتر می‌شود که آزادسازی گرما بصورت ناگهانی گویای همین مسئله است.

همانطور که در جدول ۱۱ نشان داده شده، فشار مؤثر متوسط درست (IMEP) و کار تولیدی تغییر چندانی نداشته و با کاهش مدت زمان پاشش به مقدار کمی افزایش پیدا کرده است.

جدول ۱۱: نتایج عملکردی استخراج شده برای تأثیر مدت زمان پاشش

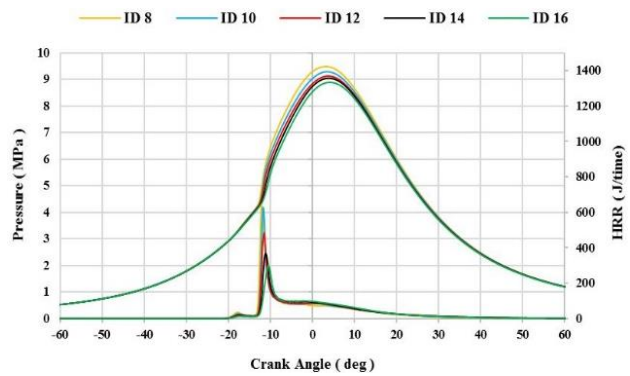
سوخت زیست‌دیزل

مدت زمان پاشش	۸	۱۰	۱۲	۱۴	۱۶
CA10	-۱۲,۳	-۱۱,۹	-۱۱,۷	-۱۱,۲	-۱۰,۷
CA90	۱۶,۴	۱۸,۶	۲۱,۵	۲۳,۱	۲۴,۱
بیشینه نرخ گرمای آزاد شده (J/deg)	۶۳۸	۶۲۷	۴۸۲	۳۶۸	۳۰۳
فشار بیشینه (MPa)	۹,۴	۹,۲	۹,۱	۹,۰	۸,۸
IMEP (MPa)	۰,۶۹۹	۰,۶۹۶	۰,۶۹۰	۰,۶۸۸	۰,۶۸۴
کار (N.m)	۱۷۰,۷	۱۶۹,۹	۱۶۸,۶	۱۶۸,۱	۱۶۷,۰
کوبش (dP/dθ) (bar)	۱۱,۴	۱۱,۳	۹,۲	۷,۵	۶,۵

جدول ۱۲ مقدار جرم آلاینده‌های CO، NOx، HC و دوده بر حسب مدت زمان مختلف پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود با کاهش طول مدت پاشش سوخت، مقدار آلاینده HC و CO کاهش می‌یابد. آلاینده HC و CO بر اثر احتراق ناقص بوجود می‌آیند.

با کاهش مدت پاشش، پاشش در فاصله دورتری از نقطه مکث بالا به اتمام می‌رسد و همچنین شروع احتراق زودتر خواهد بود، لذا فرصت تولید یا انباشتگی آلاینده HC و CO را کمتر خواهد کرد. این کاهش،

شکل ۸ تغییرات فشار داخل محفظه احتراق را بر حسب درجه لنگ با مدت زمان‌های پاشش سوخت مختلف و نرخ آزادسازی گرما در اثر زمان‌بندی پاشش دو مرحله‌ای سوخت با واکنش‌پذیری شدید را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش مدت زمان پاشش سوخت در یک شرایط یکسان موتوری، مقدار فشار داخل محفظه کاهش می‌یابد.



شکل ۸: انرژی تولید شده و فشار متوسط محفظه احتراق بر حسب درجه لنگ برای تأثیر مدت زمان پاشش سوخت زیست‌دیزل

طبق نتایج بدست آمده بیشترین و کمترین فشار داخل محفظه احتراق به ترتیب متعلق به مدت زمان پاشش ۸ و ۱۶ است. با کاهش دادن مدت زمان پاشش، افسانه باید در زمان کمتری یک مقدار مشخص سوخت را پاشش کند. لذا فشار پاشش بیشتر خواهد شد و منجر به افزایش فشار داخل محفظه احتراق می‌شود. همچنین از سوی دیگر با کاهش مدت زمان، پاشش سوخت زودتر و در نواحی دورتر از نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد که باعث افزایش فشار داخل استوانه خواهد شد.

هر چه مدت زمان پاشش سوخت کمتر شود، نرخ آزادسازی گرما افزایش می‌یابد که این اتفاق با توجه به افزایش فشار و دما دور از انتظار نیست. با کاهش مدت زمان پاشش، تزریق سوخت در مدت زمان کمتری انجام می‌شود که باعث افزایش فشار پاشش می‌شود و شروع احتراق با حجم (مقدار) بیشتر سوخت صورت می‌گیرد که منجر به افزایش نرخ آزادسازی گرما می‌شود.

شکل ۹ دمای متوسط داخل محفظه احتراق را برای مدت زمان‌های مختلف پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید نشان می‌دهد. با کاهش مدت زمان پاشش، بدلیل آنکه بیشینه فشار افزایش می‌یابد، بر اساس معادلات ترمودینامیکی، بیشینه دمای داخل محفظه نیز افزایش خواهد یافت. در ۵ مورد اجرا شده از ۱۶ تا ۸ درجه لنگ پاشش سوخت می‌توان دریافت به ترتیب و متناوباً فشار و دما افزایش یافته است.

دیگر مقدار نفوذ سوخت و طول انتشار شعله بیشتر برای سوخت زیست‌دیزل منجر به احتراق حجم بیشتری از محتوای داخل محفظه می‌شود. بازده متوسط درست تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند و توان و کار تولیدی توسط زیست‌دیزل اندکی بیشتر بوده و کوبش به علت نرخ آزادسازی گرمای بیشتر برای زیست‌دیزل به مقدار ۲,۶۸ بار بیشتر است. مقدار آلاینده‌های HC و دوده برای دو سوخت در چنین شرایطی تفاوت چندانی ندارد اما CO در زیست‌دیزل نسبت به دیزل به علت دیرتر به پایان رسیدن احتراق آن که بعد از نقطه مکث بالا ادامه دارد و شعله رو به خاموشی است، به مقدار (۱۰-۴)°، ۰,۹۲ بیشتر است. آلاینده NOx هم به علت دمای حاصل از احتراق بیشتر برای زیست‌دیزل که ارتباط مستقیمی با تشکیل NOx دارد، بیشتر است.

- تغییر در زمان‌بندی شروع پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید (زیست‌دیزل) نشان می‌دهد که هرچه زمان‌بندی پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید (زیست‌دیزل) پیش بی‌افتد (از ۴۰° به ۶۰°-)، بخش اصلی احتراق (بیشینه انرژی گرمائی آزاد شده) در نزدیکی نقطه مکث بالا انجام می‌شود که این، موجب افزایش بیشتر فشار بیشینه نسبت به زمان‌بندی‌های دیرتر می‌شود (بیشینه فشار در شروع پاشش ۶۰°- تقریباً برابر ۱۱ مگا پاسکال است) و متناظر با آن سطح زیر منحنی فشار نیز افزایش می‌یابد. پیش انداختن زمان تزریق سوخت با واکنش‌پذیری شدید سبب می‌شود دمای بیشینه داخل استوانه و نرخ انرژی گرمائی آزاد شده افزایش یابد به گونه ای که اختلاف دمای بیشینه بین پاشش ۴۰°- و ۶۰°- در حدود ۴۰۰ کلوین است. با توجه به نتایج، با پیش انداختن پاشش سوخت دیزل، از ۴۰- به ۶۰- درجه، کار و توان خروجی افزایش می‌یابد (کار خروجی به مقدار ۲۵۵ N.m و توان خروجی به مقدار ۰,۱ MPa). همچنین با به دیرکرد افتادن شروع پاشش، آلاینده‌های CO، HC و دوده بیشتر می‌شود.

- با تغییر مدت زمان پاشش سوخت، تغییراتی در نتایج و عملکرد موتور ایجاد می‌شود که حائز اهمیت است. با کاهش طول مدت پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید (زیست‌دیزل) فشار داخل محفظه به مقدار ۱ MPa، دمای داخل محفظه متوسط به مقدار K ۱۰۰ و نرخ آزادسازی گرما داخل محفظه به مقدار ۲۰۰ ژول بر دقیقه افزایش می‌یابد. با کاهش مدت زمان پاشش، سوخت باید در زمان کمتری پاشش شود، لذا فشار پاشش بیشتر شده و منجر به افزایش فشار، دمای متوسط و نرخ آزادسازی گرما داخل محفظه احتراق می‌شود. کار به مقدار ۳۷ N.m برای مدت زمان پاشش کوتاهتر بیشتر می‌شود. آلاینده‌های CO، HC و دوده با توجه به زودتر به پایان رسیدن احتراق آنها در اثر کوتاه‌تر شدن طول مدت پاشش، کاهش پیدا می‌کند و ذرات نسوخته کمتر شده و احتراق ناقص کاهش می‌یابد، اما آلاینده NOx با توجه به افزایش دمای محفظه به مقدار (۱۰-۴)°، ۱,۸۴ بیشتر می‌شود.

به عبارتی گویای این است که احتراق به سمت کامل‌تر شدن سوق پیدا می‌کند. با کم کردن مدت زمان پاشش سوخت، آلاینده NOx افزایش می‌یابد. یکی از دلایل اصلی تشکیل آلاینده اکسید ازت، دمای زیاد است که عموماً در محدوده دمایی ۲۰۰۰ کلوین شکل می‌گیرند. از آنجائی که با کم کردن طول مدت پاشش، فشار و دما افزایش می‌یابد، لذا با بیشتر شدن دما، تولید NOx بیشتر خواهد شد. بنابراین با کاهش طول مدت پاشش، NOx افزایش می‌یابد. با کاهش مدت زمان پاشش سوخت از ۱۶ به ۸ درجه لنگ، جرم دوده با یک روند کاهشی روبرو شده است و این مقدار از ۰,۰۶۵ به ۰,۰۰۸۶ میلی گرم کاهش پیدا کرده است.

همانگونه که پیش‌تر توضیح داده شد، کامل‌تر شدن احتراق و زودتر به پایان رسیدن آن سبب می‌شود تا در مرحله انبساط که منجر به کند شدن احتراق و خاموشی شعله می‌شود، ذرات نسوخته کاهش پیدا کند که این موضوع در تشکیل و از بین رفتن دوده مؤثر است و منجر به کاهش آن شده است.

جدول ۱۲: جرم آلاینده‌های CO، NOx، HC و دوده برای تأثیر مدت

جرم کیلوگرم (۱۰ <sup>-۶</sup> )	مدت پاشش				
	۸	۱۰	۱۲	۱۴	۱۶
CO	۳,۰۱	۳,۰۷	۳,۱۳	۳,۲۵	۴,۲۰
HC	۱۰,۹۲	۱۱,۴۰	۱۱,۶۶	۱۱,۷۴	۱۱,۸۵
NOx	۳,۹۰	۲,۸۲	۲,۳۲	۲,۱۳	۲,۰۶
دوده	۰,۰۰۰۸۶	۰,۰۰۰۸۴	۰,۰۰۶۷	۰,۰۲۲	۰,۰۶۵

#### ۵- جمع بندی و نتیجه گیری

در این پژوهش سعی شده است تا از مفهوم احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری پایشی در یک موتور دوگانه‌سوز زیست‌دیزل ( $C_{11}H_{22}O_2$ ) / گاز طبیعی استفاده گردد و با تغییر شاخص‌های ورودی، عملکرد و مقدار آلاینده‌های خروجی موتور بررسی و مقایسه شود. در ابتدا عملکرد موتور با سوخت زیست‌دیزل-گاز طبیعی و دیزل-گاز طبیعی با تولید انرژی یکسان مقایسه شده و در ادامه رفتار احتراقی موتور با تغییرات زمان‌بندی و نرخ پاشش سوخت ارزیابی گردید.

- با مقایسه احتراق سوخت زیست‌دیزل و دیزل با تولید انرژی یکسان حاصل از احتراق، می‌توان دریافت که به علت وجود اکسیژن موجود در زیست‌دیزل و عدد ستان بیشتر آن تأثیر زیادی در شروع احتراق دارد لذا احتراق زودتر اتفاق می‌افتد بطوریکه در حالت دیزل شروع احتراق در ۹,۷۷° قبل از مکث بالا رخ داد اما در حالت زیست‌دیزل ۱۱,۷۸° قبل از مکث بالا بود و باعث افزایش فشار بیشینه، دمای متوسط و نرخ آزادسازی گرما در محفظه احتراق می‌شود. از سوی

optical diagnostics and chemical kinetics modeling, *Combustion and Flame* Vol. 162, pp. 2729-2742, 2015

- [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*, Vol.14, No. 5, pp. 452-468, 2013
- [10] 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*, Vol. 13, No. 3, pp. 216-225, 2012
- [11] AH. Kakaee, A. NasiriToosi, B. Partovi, A. Paykani, Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine, *Applied Thermal Engineering*, Volume 102, 5 June 2016, Pages 1462-1472.
- [12] K. Poorghasemi, R.K. Saray, E. Ansari and et al, Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 430-446, 2017
- [13] P. Zoldak, A. Sobiesiak, M. Bergin and D. Wickman, Computational study of reactivity-controlled compression ignition (RCCI) combustion in a heavy-duty diesel engine using natural gas, *SAE technical paper 2014-01-1321*; 2014
- [14] G. Xu, M. Ja, Y. Li, and T. Wang, Potential of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion coupled with variable valve timing (VVT) strategy for meeting Euro 6 emission regulations and high fuel efficiency in a heavy-duty diesel engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 171, pp. 683-698, 2018
- [15] A. Mohammadian, H. Chehrmonavari, A.H. Kakaee, A. Paykani, Effect of injection strategies on a single-fuel RCCI combustion fueled with isobutanol/isobutanol + DTBP blends, *Fuel*, Volume 278, 15 October 2020, 118219.
- [16] K.J. Richards, P.K. Senecal and E. Pomraning, *CONVERGE (v2.2.0)*, Middleton, WI: Convergent Science, Inc.; 2014
- [17] Z. Han and R.D. Reitz, Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG k-ε models, *Combustion Science Technology*, Vol. 106, pp. 267-295, 1995
- [18] J.C. Beale and R.D.Reitz, Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model, *Atomization Sprays*, Vol. 9, pp. 623-650, 1999
- [19] J.K. Dukowicz, Quasi-steady droplet phase change in the presence of convection. LA7997-MS; 1979
- [20] Z. Han and R.D. Reitz, A temperature wall function formulation for variable density

## فهرست علائم

$CO$	کربن مونوکسید
$H_2$	هیدروژن
$HC$	هیدروکربن
$RCCI$	احتراق اشتعال تراکمی واکنش پذیر پایشی
$O_2$	اکسیژن
$m_{fuel}$	جرم سوخت
$NO_x$	اکسیدهای ازت
$CO$	کربن مونوکسید

## علائم یونانی

$\lambda$	نسبت هوای اضافه
-----------	-----------------

## مراجع

- [1] S. Ellappana and S. Rajendran, A comparative review of performance and emission characteristics of diesel engine using eucalyptus-biodiesel blend, *Fuel*, Vol. 284, pp. 118925, 2021
- [2] T. He, Z. Chen, L. Zhu and Q. Zhang, The influence of alcohol additives and EGR on the combustion and emission characteristics of diesel engine under high-load condition, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 140, pp. 363-372, 2018
- [3] A. Kumar Agarwal, A. P. Singh, R. K. Maurya, Evolution challenges and path forward for low temperature combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 61, pp. 1-56, 2017
- [4] M. Pourfallah and M. Armin, An experimental and numerical study of the effects of reformer gas ( $H_2$  and  $CO$ ) enrichment on the natural gas homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 1947-1957, 2018
- [5] M. Pourfallah, M. Armin and A.A Ranjbar, A numerical study on the effect of thermal and charge stratification on the HCCI natural gas engine, *International Journal of Ambient Energy*, 2019
- [6] H. K. Noh and S.Y. No, Effect of bioethanol on combustion and emissions in advanced CI engines: HCCI, PPC and GCI mode - A review, *Applied Energy*, Vol. 208, pp. 782-802, 2017
- [7] R. D. Reitz and G. Duraisamy, Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 46, pp. 12-71, 2015
- [8] S.L. Kokjohn, M.P.B. Musculus and R.D. Reitz, Evaluating temperature and fuel stratification for heat-release rate control in a reactivity-controlled compression-ignition engine using

- of n-heptane and natural gas using a genetic algorithm,
- [25] Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 224, No. 9, pp. 1141-1159, 2010
- [26] A. Yousefi, H. Guo and M. Birouk, Effect of diesel injection timing on the combustion of natural gas/diesel dual-fuel engine at low-high load and low-high speed conditions, Fuel, Vol. 235, pp. 838-846, 2018
- [27] A. S. Cheng, C.E. Dumitrescu, C.J. Mueller, Investigation of Methyl Decanoate Combustion in an Optical Direct-Injection Diesel Engine, Energy Fuels 2014, 28, 12, 7689-7700.
- [28] J. Brakora and R. Reitz, A comprehensive combustion model for biodiesel-fueled engine simulations, SAE Technical Paper, 2013-01-1099, 2013
- [29] <https://erc.wisc.edu/>
- turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, pp. 613-625, 1997
- [21] A. Paykani, A.H. Kakaee, P. Rahnema and R.D. Reitz, Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity-controlled compression ignition combustion, Energy, Vol. 90, pp. 814-826, 2015
- [22] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Inc.; 1998
- [23] M. Raju, M. Wang, M. Dai, W. Piggott and D. Flowers, Acceleration of detailed chemical kinetics using multi zone modeling for CFD in internal combustion engine simulations, SAE Technical Paper 2012-01-0135, 2012
- [24] A. Rahimi, E. Fatehifar and R.K. Saray, Development of an optimized chemical kinetic mechanism for homogeneous charge compression ignition combustion of a fuel blend



## Numerical Investigation on the Combustion Characteristics of Methyl Decanoate /Natural Gas in an RCCI Engine

R. Madihi<sup>1</sup>, M. Pourfallah<sup>2\*</sup>, M. Armin<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Master of Science, Mechanical Engineering Department, Mazandaran University of Science and Technology, Babol, Iran, [madihi.ustmb@yahoo.com](mailto:madihi.ustmb@yahoo.com)

<sup>2</sup> Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Mazandaran University of Science and Technology, Babol, Iran, [m.pourfallah@ustmb.ac.ir](mailto:m.pourfallah@ustmb.ac.ir)

<sup>3</sup> Master of Science, Mechanical Engineering Department, Mazandaran University of Science and Technology, Babol, Iran, [mahboud.armin@gmail.com](mailto:mahboud.armin@gmail.com)

\*Corresponding Author

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 14 November 2020

Accepted: 11 January 2021

#### Keywords:

RCCI

Bio Diesel

Natural Gas

Emission

### ABSTRACT

Reactivity controlled compression ignition (RCCI) is a new combustion model in which a mixture of fuel inside the cylinder is provided by injection of low reactivity fuel in the fuel inlet manifold and multi-stage injection of high reactivity fuel inside the cylinder. By changing the engine input parameters and determining the conditions, this study attempted to approximate a biodiesel dual-fuel ( $C_{11}H_{22}O_2$ ) / natural gas engine to the combustion phase of reactivity controlled compression ignition (RCCI) to examine and compare the efficiency and output emissions. The understudy influencing factors included the comparison between the biodiesel-natural gas and diesel-natural gas fuels with similar energy generation, relevant strategies, and fuel emission rate. In this research, the 3401E Caterpillar engine geometry was employed for the numerical simulation by the commercial Converge Software and SAGE combustion model. The results showed that, due to the high Cetane number and high oxygen present in its composition, the biodiesel fuel gave rise to earlier combustion as compared with diesel. The injection time precession, shortened injection time, and increased injection rate in the first phase increased pressure, average temperature, and the heat release rate, and the power and yield of combustion enhanced. Likewise, due to complete combustion, the rates of output emissions, including  $CO_2$ , HC, and soot, decreased.

