



## مطالعه تأثیر استفاده از زیست‌گاز اصلاح شده به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف در موتوری دوگانه سوز دیزل

رضا محمودی<sup>۱\*</sup>، مرتضی یاری<sup>۲</sup>، جعفر غفوری<sup>۳</sup>، کامران پورقاسمی<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup> دانشکده مهندسی مکانیک، واحد تبریز، دانشگاه آزاد اسلامی، تبریز، ایران، [stu.r.mahmoodi@iaut.ac.ir](mailto:stu.r.mahmoodi@iaut.ac.ir)

<sup>۲</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، [myari@tabrizu.ac.ir](mailto:myari@tabrizu.ac.ir)

<sup>۳</sup> دانشکده مهندسی مکانیک، واحد تبریز، دانشگاه آزاد اسلامی، تبریز، ایران، [jafarghafouri@iaut.ac.ir](mailto:jafarghafouri@iaut.ac.ir)

<sup>۴</sup> دانشکده مهندسی مکانیک، واحد شبستر، دانشگاه آزاد اسلامی، شبستر، ایران، [Kamran.poorghasemi@gmail.com](mailto:Kamran.poorghasemi@gmail.com)

\* نویسنده مسئول

### اطلاعات مقاله

### چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۹ فروردین ۱۳۹۹

پذیرش: ۲۳ شهریور ۱۳۹۹

کلیدواژه‌ها:

موتور RCCI

احتراق

زیست‌گاز

آلاینده

اصلاح شده

کمبود انرژی‌های تجدیدناپذیر، افزایش قیمت آنها، محدودیت و مخاطرات زیست محیطی باعث شده است بسیاری از محققان توجه خود را به انرژی‌های تجدیدپذیر سازگار با محیط زیست مثل زیست‌گاز معطوف کنند. اختلاف در مواد اولیه و فرایند تولید، باعث تولید زیست‌گاز با اجزای متفاوت و درصد مختلفی از اجزاء از جمله متان می‌شود. این اختلاف، مهار مؤثر احتراق را دشوار می‌کند. در مقاله حاضر، با بکارگیری الگوی سه‌بعدی سیالاتی-احتراقی به روش CFD، تأثیر زیست‌گاز اصلاح شده روی مشخصه‌های احتراقی، آلاینده‌ها و عملکردی یک موتور RCCI بررسی شد. اعتبارسنجی روی یک موتور تک‌استوانه اشتعال تراکمی در حالت‌های دیزل معمول و دوگانه انجام شد. شبیه‌سازی احتراق موتور RCCI به ازای نسبت‌های ۲۰٪، ۴۰٪، ۶۰٪ از زیست‌گاز اصلاح شده به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف صورت گرفت. نتایج نشان داد با افزایش نسبت جرمی زیست‌گاز اصلاح‌شده در یک نسبت هم‌ارزی ثابت ۰٫۴۳، دمای متوسط احتراق بترتیب به ۱۳۵۴، ۱۳۱۲، ۱۲۹۲ کلوین کاهش می‌یابد که این هم ۳٫۵٪، ۶٫۶٪، ۷٫۹۵٪، کمتر از دیزل معمول بود. فشار بیشینه درون استوانه تا ۲۲٫۶۳٪ افزایش یافت. در عوض توان خروجی موتور بترتیب به اندازه ۲٫۳٪، ۷٫۹٪ و ۱۴٫۵٪ افت می‌کند. در این حالت انتشار آلاینده‌های نیتروژن ( $\text{NO}_x$ ) برخلاف مونوکسیدکربن (CO) به مقدار ۵۰٪ کاهش داشت. آلاینده‌های دوده و هیدروکربن‌های نسوخته نیز از ۴۰٪ R.BG> (زیست‌گاز اصلاح‌شده) روند کاهشی داشتند.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

## ۱- مقدمه

امروزه تعداد زیادی موتورهای احتراق داخلی در سطح جهان وجود دارند که به عنوان نیروی محرکه انواع خودروها و دیگر صنایع بکار گرفته می‌شوند. موتورهای احتراق داخلی یکی از مهمترین مصرف‌کنندگان سوخت و از عوامل ایجادکننده آلودگی هستند. اثرات مضر گازهای خروجی موتورهای احتراق داخلی بر محیط زیست و سلامت انسان، باعث شده است قوانین سختگیرانه‌ای برای شرکت‌های تولیدکننده موتورهای احتراق داخلی برای استفاده از منابع سوختی ارزان و کاهش آلاینده‌های موتورها اتخاذ گردد. شرکت‌های تولید کننده، به منظور رعایت حدود استانداردها و کاهش آلاینده‌های موتورها [۱] به فکر الحاق سامانه‌های پالایش دهنده<sup>۱</sup> محصولات احتراق به موتورهای تولیدی شدند. از جمله این سامانه‌ها می‌توان به صافی ذرات دیزل<sup>۲</sup> (DPF)، تله اکسیدهای ازت رقیق<sup>۳</sup> (LNT) و واکنش‌دهنده کاهنده انتخابی<sup>۴</sup> (SCR) اشاره کرد [۲].

فناوری‌های پس‌پالایش علاوه بر هزینه‌های گران و نیاز به تعویض آنها در بازه‌های معین، در مسیر خروجی گازها فشار پس‌زنی<sup>۵</sup> ایجاد نموده و با گذشت زمان، باعث افزایش مصرف سوخت می‌شوند. در نتیجه قوانین سخت‌گیرانه، محققان را بر آن داشت تا به توسعه الگوهای پیشرفته احتراقی<sup>۶</sup> HCCI<sup>۳</sup>،<sup>۴</sup> PCCI<sup>۷</sup>،<sup>۴</sup> RCCI<sup>۸</sup> [۵] بر پایه احتراق دما خنک بدون نیاز به فناوری پس‌پالایش یا تسریع‌کننده واکنشی بپردازند. این الگوها بیشتر بر روی بهبود اشتعال و افزایش کیفیت مخلوط هوا-سوخت به منظور افزایش بازده احتراق دما خنک و کاهش آلاینده‌ها متمرکز شده است. الگوی احتراقی RCCI نسبت به سایر الگوها قابلیت بیشتری در زمینه کاربرد سوخت‌های مختلف دارد [۶].

در این الگو، یک سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف (مانند اتانول، بنزین، گاز طبیعی) همراه هوای ورودی وارد محفظه احتراق می‌شود سپس سوخت با واکنش‌پذیری شدید (مانند دیزل، زیست‌دیزل) در انتهای مرحله تراکم با فشار قوی به صورت مستقیم به داخل استوانه پاشیده می‌شود و یک سوخت رقیق با واکنش‌پذیری ضعیف مثل بنزین را مشتعل می‌کند. در این لحظه پاشش سوخت با واکنش‌پذیری شدید همانند نقش شمع در موتورهای اشتعال جرقه‌ای است [۷].

زیست‌گاز از تخمیر بی‌هوازی منابع آلی (زباله‌های آلی، لجن، ضایعات محصولات کشاورزی و ضایعات محصولات حیوانی) بدست می‌آید و

یک سوخت زیستی پاک و تجدیدپذیر همواره در دسترس در هر مکانی برای موتورهای احتراق داخلی است. بنابراین می‌تواند یکی از سوخت‌های جایگزین در موتورهای دیزلی باشد [۸].

پراجاپاتی و همکاران [۹] در یک کار تجربی از زیست‌گاز با درصدهای حجمی O<sub>2</sub> ۱.۵٪، N<sub>2</sub> ۶.۵٪، CO<sub>2</sub> ۱۹٪، CH<sub>4</sub> ۷۳٪ به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف در یک موتور دوگانه سوز تک استوانه چهار زمانه استفاده کردند. نتایج نشان داد مقدار آلاینده‌های NO<sub>x</sub> و CO<sub>2</sub> در حالت دوگانه سوز نسبت به حالت دیزل معمولی<sup>۹</sup> بسیار کم است. در عوض آلاینده HC در بارگذاری کم ۲۰۰ ppm و در بارگذاری قوی ۶۳ ppm بیشتر شد، آلاینده CO در بارگذاری کم ۱۷٪ و در بارگذاری قوی تقریباً برابر با حالت دیزل معمولی بود. آلاینده O<sub>2</sub> نیز از ۰.۱۹٪ در بارگذاری ضعیف تا ۱.۰۸٪ در بارگذاری قوی روند افزایشی داشت.

باشکور و همکاران [۱۰] مطالعه آزمایشگاهی در مورد تأثیر نسبت تراکم روی مشخصه‌های احتراقی، آلاینده‌ها و عملکرد موتور دیزل در حالت دوگانه سوز با سوخت زیست‌گاز- زیست‌دیزل انجام دادند. موتور به ازای نسبت‌های تراکم ۱۸، ۱۷.۵، ۱۷ و لحظه شروع پاشش ثابت BTDC<sup>۱۰</sup> ۲۳ تحت بارگذاری‌های مختلف قرار گرفت. آنها دریافتند نسبت تراکم قوی در حالت دوگانه، منجر به بهبود عملکرد موتور و کاهش آلاینده‌های CO و HC به مقدار ۱۷.۶۷٪ و ۱۷.۱۸٪ می‌شود. در حالی که آلاینده‌های NO<sub>x</sub> و CO<sub>2</sub> به مقدار ۴۲.۸۵٪ و ۱۴.۱۳٪ افزایش داشتند.

ساکتورما و همکاران [۱۱، ۱۲] به منظور انجام تحقیقات گسترده، یک موتور دیزل معمولی را به حالت دوگانه سوز تبدیل کردند سپس در آن از سوخت‌های زیست‌گاز، گاز طبیعی فشرده<sup>۱۰</sup> و هیدروژن به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف استفاده کردند آنها حتی در تحقیقی سوخت دیزل را با سوخت زیست‌دیزل در حالت دوگانه سوز جایگزین کردند و به این نتیجه رسیدند که: تبدیل یک موتور دیزل معمولی به دیزل دوگانه چندان پیچیده و هزینه بر نیست. هر چه زمان پاشش سوخت دیزل زودتر اتفاق بیافتد مقدار تلفات انرژی کاهش خواهد یافت. بازده انرژی در حالت دیزل- هیدروژن نسبت به سایر حالتها ۲٪ بیشتر است. جایگزینی دیزل با زیست‌دیزل، بازده حرارتی موتور را به مقدار ۰.۱٪ الی ۱.۱٪ در محدوده ۱.۱۶bar تا ۵.۳۲bar فشار مؤثر متوسط ترمزی، کاهش می‌دهد [۱۳].

او همچنین با تغییر درصد متان (CH<sub>4</sub>) و CO<sub>2</sub> نتیجه گرفت که هر چه غلظت متان یا دی‌اکسیدکربن در زیست‌گاز بیشتر باشد برگشت ناپذیری بیشتر یا کمتر می‌شود [۱۴].

<sup>1</sup> After treatment system.

<sup>2</sup> Diesel Particulate Filter

<sup>3</sup> Lean NOx Trap

<sup>4</sup> Selective Catalytic Reduction

<sup>5</sup> Back pressure.

<sup>6</sup> Homogenous Charge Compression Ignition

<sup>7</sup> Premixed Charge Compression Ignition

<sup>8</sup> Reactivity Controlled Compression Ignition

<sup>9</sup> Conventional diesel

<sup>10</sup> Compressed natural gas (CNG)

بیشتر تحقیقات انجام گرفته بر روی الگوی احتراقی RCCI با سوخت زیست‌گاز- دیزل، بصورت تجربی و آزمایشگاهی بر روی موتورهای دیزل کشاورزی بوده است. نتایج حاصل از این تحقیقات نشان می‌دهند اصلی‌ترین چالش در کاربرد گسترده زیست‌گاز، یکسان نبودن اجزای آن و بی‌ثبات بودن درصد ترکیبات آنها است که دلیل آن اختلاف در روند تولید و گونه‌های مواد اولیه است. بنابراین نیاز به بررسی بیشتر فرایند احتراق زیست‌گاز یا پیدا کردن راهکاری مناسب از جمله اصلاح زیست‌گاز برای استفاده زیست‌گاز در موتور RCCI است.

## ۲- مواد و روش‌ها

انجام تحقیقات آزمایشگاهی برای زیست‌گاز با ترکیبات مختلف، مستلزم صرف هزینه و زمان بیشتری است. در این راستا بکارگیری شبیه‌سازی CFD به همراه سازوکار سینتیک شیمیایی دقیق و جامع و معتبر برای درک بهتر مشخصه‌های الگوی احتراقی RCCI با سوخت زیست‌گاز-دیزل و تأثیر متغیرهای مختلف در مهار واکنش‌پذیری مخلوط داخل استوانه بسیار مفید است.

در تحقیق حاضر به دلیل نبود سینتیک شیمیایی جامع، اجزای اصلی موجود در زیست‌گاز (بویژه متان) اصلاح‌شده و به گاز هیدروژن و مونوکسیدکربن تبدیل نموده و سپس زیست‌گاز اصلاح شده (R.BG) را به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف همراه هوا در مرحله مکش استفاده شده است.

کار فعلی با استفاده از اصلاح زیست‌گاز، بررسی مشخصه‌های احتراقی، آلایندگی و عملکردی موتور به روش CFD، کاربرد گسترده انواع زیست‌گاز در موتورهای احتراق داخلی با کاربری سبک و سنگین (حمل و نقلی، ایستگاهی) را در آینده امیدوار کننده می‌کند و در نتیجه کاربرد تازه‌ای از سوخت زیست محیطی و ارزان قیمت به‌طور گسترده در موتورهای احتراق داخلی را معرفی می‌کند.

## ۳- شبیه‌سازی و اعتبار سنجی

موتور شبیه‌سازی شده، یک موتور تک استوانه دیزلی با کاربری سنگین (heavy-duty) است. این موتور که برای عملکرد در حالت RCCI تبدیل شده است، بصورت آزمایشگاهی توسط Chuahy و سایر محققان [۷] در مرکز مطالعات موتور دانشگاه ویسکانسین - مدیسون (University of Wisconsin-Madison, Engine Research Center) استفاده می‌شود.

مشخصات موتور مورد نظر در جدول ۱ نشان داده شده است. در شبیه‌سازی‌های عددی مطابق با شرایط آزمایشگاه، دور موتور ۱۳۰۰ rpm و کل انرژی سوخت ورودی به آن ۵۱۰۰ g/cycle، انتخاب شد. سهم انرژی R.BG وارد شده<sup>۴</sup> به موتور در یک چرخه،

جان لی و همکاران ویژگی‌های احتراق و گرمای آزاد شده از احتراق غیر پیش آمیخته زیست‌گاز<sup>۱</sup> را تحت شرایط مختلف غنی‌شده با اکسیژن و هیدروژن بررسی عددی کردند. در این تحقیق درصد هیدروژن را از ۱۰٪ تا ۵۰٪ و درصد اکسیژن را از ۲۱٪ تا ۲۵٪ تغییر دادند. سازوکار شیمیایی GRI3.0 بهینه سازی شده و برای شبیه‌سازی واکنشهای احتراق استفاده شد. نتایج نشان داد سرعت واکنش زیست‌گاز خالص با افزایش درصد هیدروژن و اکسیژن افزایش می‌یابد و منجر به افزایش مقدار انتشار گرمای شعله زیست‌گاز می‌شود. در ضمن طول شعله با افزایش کسر هیدروژن و اکسیژن کاهش می‌یابد. همچنین آن‌ها نشان دادند که شکل‌گیری رادیکال‌های آزاد مانند H،

O و OH با افزایش کسر هیدروژن و اکسیژن افزایش می‌یابد [۱۵].

آرومال و همکاران [۱۶] با استفاده از الگوی احتراق تک بعدی به بررسی تأخیر احتراق زیست‌گاز در مخلوط‌های غنی و فقیر پرداختند. در این مطالعه زیست‌گاز را مخلوطی از متان و درصد‌های مختلفی از CO<sub>2</sub> فرض کرده‌اند. آنها اثر خواص واکنش‌پذیری-حرارتی دی-اکسیدکربن را روی احتراق ارزیابی کردند و مشاهده کردند که بر خلاف الگوی احتراقی HCCI، مقدار مونوکسیدکربن تأثیر کمی روی تأخیر احتراق زیست‌گاز در الگوی احتراقی RCCI ندارد.

در سالهای اخیر محققان به اصلاح‌شده کردن زیست‌گاز روی آوردند. آنها برای دستیابی به محصول مورد نظر در خروجی اصلاح‌شده، مجبور به غنی سازی زیست‌گاز با اکسیژن شدند [۱۷] و برای بهبود آلاینده‌های حاصل از احتراق زیست‌گاز، آن را با سینگاز (H<sub>2</sub>/CO) یا H<sub>2</sub> مخلوط نمودند [۱۸]. در کاربردهای موتور، H<sub>2</sub> اضافه شده به زیست‌گاز می‌تواند خواص احتراق را بهبود داده و باعث افزایش فشار درون استوانه و نرخ گرمای آزاد شده و کاهش تأخیر اشتعال گردد.

ابراهیمی و همکاران [۱۹] با مطالعه اثر هیدروژن اضافه شده بر احتراق لندفیل<sup>۲</sup> در یک موتور RCCI نشان دادند که دی اکسید کربن موجود در لندفیل و نیز گازهای برگشتی EGR<sup>۳</sup> باعث کاهش NO<sub>x</sub> می‌شود. همچنین هیدروژن باعث تجزیه سریع متان و کاهش مدت زمان احتراق می‌شود. ایشان در تحقیق دیگری با معبودی [۲۰]، نشان داد هیدروژن اضافی در گاز طبیعی منجر به افزایش تلفات حرارتی به مقدار ۱۴٫۳٪ می‌شود. مونوکسید کربن و NO<sub>x</sub> تا حد استاندارد یورو ۵ کاهش می‌یابند.

خاطری [۲۱]، به تازگی مطالعه‌ای را روی موتور ایستگاهی دوگانه سوز با سوخت دیزل، دیزل-زیست‌گاز و دیزل - زیست‌گاز - هیدروژن انجام داده است در این مطالعه نتیجه گرفت هیدروژن کیفیت احتراق زیست‌گاز را افزایش داده و بازده حرارتی موتور را ۳٫۰۹٪ و مصرف ویژه سوخت را ۷۱٫۰۵٪ بهبود می‌دهد.

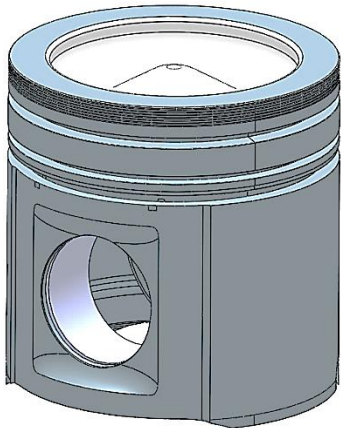
<sup>1</sup> Biogas Non-Premixed Flame.

<sup>2</sup> Landfill

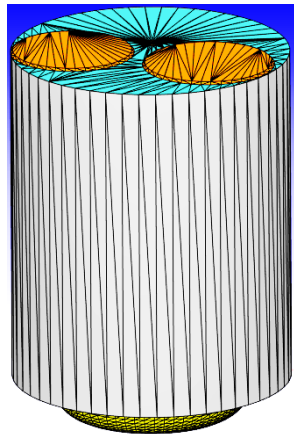
<sup>3</sup> Exhaust gas recirculation

<sup>4</sup> Reformed Biogas energy share (R.BGES)

شبیه‌سازی‌ها به نرم افزار CONVERG Studio V2.4 وارد<sup>۵</sup> شد. همچنین به منظور شبیه‌سازی اصلاح زیست‌گاز خام و تبدیل آن به R.BG و نیز شبیه‌سازی سینتیک شیمیایی در فرایند احتراق سوخت در درون محفظه احتراق موتور RCCI، از نرم‌افزار Chemkin بهره برده شد. برای سادگی، فرورفتگی‌های محل نشیمن دریچه‌ها و افشانه افزایش با توجه به نسبت تراکم ۱۶٫۱ در حجم مرده<sup>۶</sup> لحاظ شد. بخاطر متقارن بودن محفظه احتراق و قرارگرفتن افشانه در مرکز آن، کل محفظه احتراق به ۷ قسمت مساوی تقسیم گردید تا زمان شبیه‌سازی به‌طور معنی‌دار کاهش یابد. شکل‌های زیر فرایند تبدیل الگوی کامل سه بعدی محفظه احتراق موتور را به الگوی برش خورده محفظه احتراق نشان می‌دهد.



شکل ۱: سمبه شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار solidworks



شکل ۲: محفظه احتراق موتور همراه با محل نشیمن دریچه‌ها و افشانه در موقعیت TDC

شکل ۳ نشان دهنده یک قطاع سه بعدی از محفظه احتراق با زاویه مرکزی ۵۱٫۴۲ درجه بعنوان یک هفتم از محفظه احتراق موتور است. بدین ترتیب هر قطاع شامل یکی از سوراخ‌های افشانه بوده و در هر چرخه یک هفتم از جرم سوخت دیزل به داخل قطاع دارای مخلوط

برابر است با نسبت انرژی R.BG به کل انرژی ورودی به موتور در یک چرخه. که این هم از معادله (۱) بدست می‌آید [۲۲].

$$R.BGES = \frac{\dot{m}_{R.BG} LHV_{R.BG}}{\dot{m}_{R.BG} LHV_{R.BG} + \dot{m}_d LHV_d} \times 100 \quad (1)$$

در آنجا  $\dot{m}_{R.BG}$  و  $\dot{m}_d$  بترتیب نرخ و دیزل ورودی به موتور در یک چرخه و  $LHV_{R.BG}$  و  $LHV_d$  بترتیب ارزش حرارتی ضعیف R.BG و دیزل بر حسب [MJ/kg] است. نسبت هم ارزی کلی موتور<sup>۱</sup> نیز می‌تواند به صورت معادله (۲) بیان گردد [۲۲]:

$$\phi_{global} = \frac{\dot{m}_d AFR_{s,d} + \dot{m}_{R.BG} AFR_{s,R.BG}}{\dot{m}_a} \quad (2)$$

در معادله فوق،  $\dot{m}$  و  $AFR_s$  بیانگر نرخ جریان سوخت بر حسب (g/cycle) و نسبت هوا به سوخت درست<sup>۲</sup> است.

جدول ۱: مشخصات موتور [۷]

Caterpillar 3401	نوع موتور
۱	تعداد استوانه
۱۳۷٫۲	قطر استوانه [mm]
۱۶۵٫۱	طول جابه‌جایی [mm]
۲۶۱٫۶	طول دسته سمبه [mm]
۱۶٫۱	نسبت تراکم
۲٫۴۴	حجم جابه‌جایی
۴	تعداد دریچه‌ها در سر استوانه
۳۳۵ (CAD aTDC)	زمان باز شدن دریچه ورودی
-۱۴۳ (CAD aTDC)	زمان بسته شدن دریچه ورودی
۱۳۰ (CAD aTDC)	زمان باز شدن دریچه خروجی
-۳۵۵ (CAD aTDC)	زمان بسته شدن دریچه خروجی
Stock	شکل کاسه سمبه <sup>۳</sup>
۰٫۷	نسبت گردابه
تغذیه ریلی <sup>۴</sup>	سامانه سوخت‌رسانی
پرخوران	سامانه هوارسانی

### ۳-۱- شبیه‌سازی موتور

ابتدا الگوی سه بعدی محفظه احتراق موتور بر اساس کار کوجون [۲۳] و مشخصات ارائه شده در جدول ۱ در نرم‌افزار Solidworks ایجاد شد. سپس الگوی ایجاد شده با فرمت STL برای ادامه

<sup>1</sup> Engine global equivalence ratio ( $\phi$ )

<sup>2</sup> Stoichiometric air-fuel ratio (AFRs)

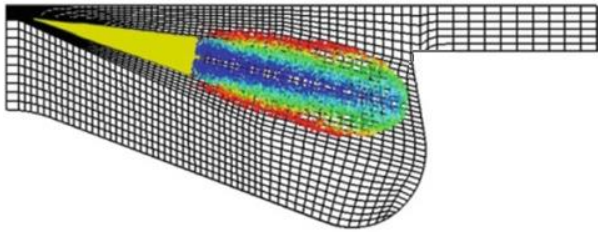
<sup>3</sup> Piston Bowl

<sup>4</sup> Common rail

<sup>5</sup> import

<sup>6</sup> Clearance volume

سراستوانه و کاسه سمبه بترتیب مش ۰,۳۱ میلیمتر و ۰,۵ میلیمتر استفاده شد. شکل ۴ مش دو بعدی اطراف افشانه را در لحظه پاشش سوخت دیزل نشان می‌دهد.



شکل ۴: شبیه‌سازی پاشش با پاشش مستقیم سوخت در حالت مش تطبیقی و Fixed embedding

مشخصات افشانه بکار رفته برای پاشش مستقیم سوخت دیزل به درون محفظه احتراق مطابق جدول ۳ است.

جدول ۳: مشخصات افشانه سوخت دیزل [۷]

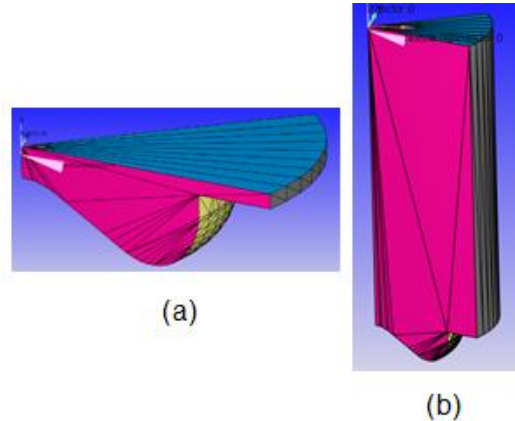
DLLA148P1347	شبیه‌سازی افشانه
۷	تعداد سوراخ
۰,۱۴۱	قطر سوراخ [mm]
۱۴۸	زاویه پاشش سوخت [°]
۰,۱۰۹۳	سطح هندسی (Geometric area)
۴۴۰	شار حجمی پاشش [cm <sup>3</sup> per 30s]
۱۰	زمان شروع پاشش <sup>۵</sup> (°bTDC)

### ۳-۳- اصلاح زیست‌گاز

چنانچه ذکر شد اجزای زیست‌گاز بسته به نوع مواد اولیه و فرایند تولید آن متفاوت بوده و می‌تواند شامل گونه‌های CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub> و H<sub>2</sub>S باشد. در بین آنها CH<sub>4</sub> و CO<sub>2</sub> اصلی‌ترین مؤلفه‌ها در هر نوع زیست‌گاز [۱۷, ۲۴] و H<sub>2</sub>S ناچیزترین است. سایر مؤلفه‌ها به مقدار کم هستند اما به هر حال تأثیر خود را در فرایند احتراق زیست‌گاز می‌گذارند. به همین دلیل پیش‌بینی دقیق رفتار احتراقی زیست‌گاز در یک موتور احتراق داخلی غیرممکن است.

در این تحقیق ابتدا گونه H<sub>2</sub>S از زیست‌گاز جدا می‌شود [۲۵]. سپس CO<sub>2</sub> توسط یک غشای PSA جدا می‌شود. قبل از اصلاح‌شده‌کردن زیست‌گاز، نسبت اجزاء H<sub>2</sub> و CO به‌وسیله واکنشگر WGS و غشای PSA تنظیم می‌شود تا باعث کاهش بازده واکنشگر در مراحل بعدی نشوند [۱۷].

R.BG و هوا تزریق می‌شود. برای شبیه‌سازی، قطاع محفظه احتراق حاوی مخلوط همگن سوخت R.BG و هوا در زمان بسته شدن دریچه ورودی بصورت چرخه بسته در نظر گرفته شده است.



شکل ۳: قطاع محفظه احتراق موتور (a) در موقعیت نقطه مکث بالا، (b) در موقعیت نقطه مکث پائین

شرایط کاربری موتور برای شبیه‌سازی در جدول ۲ لیست شده است. در این کاربری، EGR وجود نداشت و فشار مؤثر متوسط ۹ bar بود.

جدول ۲: شرایط کاربری موتور برای شبیه‌سازی

۹	فشار مؤثر متوسط [bar]
۳۵۰	دمای ورودی هوا [K]
متغیر	فشار هوای ورودی [bar]
۰,۴۳	نسبت هم‌ارزی کلی (Ø)
۱۳۰۰	دور موتور [RPM]

### ۳-۲- افشانه پاشش مستقیم

ابتدا حل استقلال از شبکه برای مقایسه فشار درون استوانه دیزل معمول<sup>۲</sup> که در آن اندازه شبکه پایه<sup>۳</sup> از ۳ الی ۰,۱۵ میلیمتر در راستای محورهای X, Y, Z کاش می‌یافت، انجام شد. مشاهده شد فشار درون استوانه محاسبه شده ناشی از اندازه شبکه ۰,۳۱ میلیمتر، تطابق خوبی با فشار درون استوانه تجربی دارد.

در ادامه با ملاحظه دقت و زمان برای شبیه‌سازی، اندازه شبکه پایه در راستای محورهای X, Y, Z ۵ میلیمتر انتخاب شد و با مش تطبیقی<sup>۴</sup> این مقدار مینی بر گرادبانهای دما و سرعت به ۰,۳۱ میلیمتر تصحیح گردید. تعداد شبکه در این حالت به ۱۲۴۵۱۰۰ واحد رسید. همچنین با استفاده از Fixed embedding برای فضای اطراف افشانه،

<sup>1</sup> Mean effective pressure (MEP)

<sup>2</sup> Conventional diesel combustion (CDC)

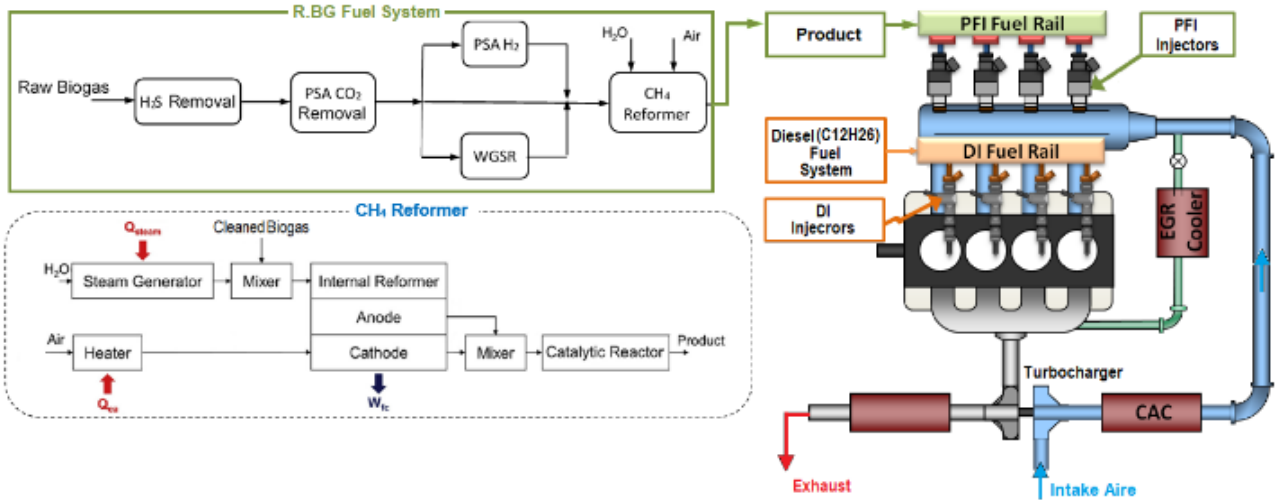
<sup>3</sup> Base cell size

<sup>4</sup> Adaptive mesh refinement (AMR)

<sup>5</sup> Start of injection (SOI)

را زیست‌گاز اصلاح شده می‌نامیم. شکل ۵ طرح معمول از اصلاح زیست‌گاز و محصولات تولیدی را نشان می‌دهد.

در پایان، متان موجود در زیست‌گاز نیز در یک اصلاحگر با هوا و آب واکنش می‌دهد و گونه‌های  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$  به عنوان محصولات نهایی تولید می‌شوند [۲۶]. مجموعه‌ای از این محصولات



شکل ۵: طرح اصلاح زیست‌گاز و استفاده زیست‌گاز اصلاح‌شده (R,BG) در موتور (RCCI)

در آنجا، ساختار شیمیایی  $C_{12}H_{26}$  [۲۷] برای محاسبه ارزش حرارتی ضعیف سوخت دیزل استفاده شده است.

$$Y_{H_2}H_2 + Y_{CO}CO + Y_{CO_2}CO_2 + E[O_2 + 3.76N_2] = 0.5CO_2 + 0.5H_2O + 0.75 \times 3.76N_2 \quad (5)$$

$$Y_{CH_4}CH_4 + Y_{H_2}H_2 + Y_{CO}CO + Y_{CO_2}CO_2 + m_{N_2}N_2 + Y_{O_2}O_2 + E[O_2 + 3.76N_2] = 0.1563CO_2 + 0.3124H_2O + (Y_{N_2} + 0.1718 \times 3.76)N_2 \quad (6)$$

که  $Y_i$  کسر مولی اجزای سوخت Syngas و R,BG بر طبق جدول ۴ هستند.

جدول ۴: خواص سوخت‌های استفاده شده [۲۸, ۲۶, ۲۲, ۲۱].

R,BG	Syngas	دیزل	خواص
Mole fraction:			
۰,۰ -CH <sub>4</sub>			
۰,۰ -O <sub>2</sub>			
۰,۲۰۶۰ -H <sub>2</sub>	Mole fraction:		
۰,۱۳۷۶ -CO	۰,۵ -H <sub>2</sub>		ساختار شیمیایی
۰,۱۰۶۴ -H <sub>2</sub> O	۰,۵ -CO		
۰,۰۱۸۷ -CO <sub>2</sub>			
۰,۵۳۱۲ -N <sub>2</sub>			
0.1037 <sup>a</sup>	0.024	743.72 <sup>a</sup>	چگالی [kg/m <sup>3</sup> ]
@350K	@350K	@300K	
<sup>a</sup> ۴,۰۶۰	<sup>a</sup> ۱۷,۴۸۵	<sup>a</sup> ۴۲,۵	ارزش حرارتی ضعیف

### ۳-۴- سوخت‌ها

در این تحقیق سهم انرژی زیست‌گاز اصلاح‌شده ۲۰٪، ۴۰٪ و ۶۰٪ تعیین شد و مقادیر جرمی R,BG و دیزل نیز بر طبق سهم انرژی R,BG تغییر می‌یافت. در طول شبیه‌سازی‌ها، کل انرژی ورودی به موتور ثابت و برابر ۵۱۰۰ J/cycle ماند. جدول ۴ خواص شیمیایی - فیزیکی سوخت‌های بکار رفته در مطالعه حاضر را نشان می‌دهد. معادلات درست (۴ الی ۶) برای محاسبه ارزش حرارتی ضعیف سوخت‌های دیزل، Syngas و R,BG استفاده شده است. این کمیت با فرض اینکه هم واکنش‌دهنده‌ها هم محصولات احتراق در دمای ۲۵ °C هستند، محاسبه شدند. ارزش حرارتی قوی سوخت<sup>۲</sup> زمانی استفاده می‌شود که آب موجود در محصولات احتراق، در حالت مایع باشد. اختلاف این دو گرمای تبخیر آب است.

$$LHV = HHV - \left( \frac{m_{H_2O}}{m_f} \right) \Delta h_{vap} \quad (3)$$

که  $\Delta h_{vap}$  گرمای تبخیر آب و  $\frac{m_{H_2O}}{m_f}$  نسبت جرمی آب تولیدی به سوخت سوخته شده است.

$$C_{12}H_{26} + \left( 12 + \frac{26}{4} \right) [O_2 + 3.76N_2] = 12CO_2 + \frac{26}{2}H_2O + \left( 12 + \frac{26}{4} \right) 3.76N_2 \quad (4)$$

<sup>1</sup> Lower heating value (LHV)

<sup>2</sup> Higher heating value (HHV)

این سازوکار ترکیبی از سازوکارهای n-heptane, GRI3.0, multichem و C<sub>12</sub>H<sub>26</sub> است و تا حد ممکن اغلب واکنشهای لازم برای احتراق سوخت‌های گازی و پیش‌بینی آلاینده‌های UHC، CO، Soot، NOx را دارد [۳۳]. از طرفی عملکرد سازوکار Ren در مقایسه با نتایج تجربی از نظر AHRR<sup>۱</sup>، فشار بیشینه درون استوانه<sup>۲</sup> و تاخیر در اشتعال<sup>۳</sup> صحه‌گذاری شده است.

### ۳-۶- معادلات حاکم

برنامه دینامیک سیالات محاسباتی کانورج، برای حل معادلات بقای جرم، گشتاور و انرژی به عنوان معادلات حاکم برای توصیف جریان درون استوانه موتور استفاده شود [۳۴].

معادله پیوستگی<sup>۴</sup> [۳۴]:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right)) + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^c \quad (7)$$

معادله اندازه حرکت [۳۴]:

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\frac{1}{a^2} \nabla p - \nabla \cdot \left( \frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F}^s + \rho \mathbf{g} \quad (8)$$

معادله انرژی [۳۴]:

$$\frac{\partial (\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -P \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (9)$$

برای حل گذرا از روش PISO<sup>۵</sup> بهره برده شده است. روش PISO یک تکنیک پیش‌بینی گر-اصلاح گر است که ابتدا میدان جریان را به طور ضمنی حل کرده و سپس با استفاده از حل ضمنی فشار، به طور مکرر آن را بروز می‌کند [۳۵]. برای افزایش دقت محاسبات در نزدیکی دیواره‌های استوانه، جریان آشفته توسط الگوی  $k-\varepsilon$  RNG شبیه‌سازی شد [۳۶]. وقتی سوخت دیزل در وضعیت TDC به درون استوانه پاشیده می‌شود بلافاصله بعد از خروج از افشانه افشانه شکل مخروطی به خود می‌گیرد و نهایتاً پس از طی چندین فرایند (اتمیزه کردن، شکست ذرات، تصادم و توزیع آشفته) تبخیر می‌شود. به منظور شبیه‌سازی شکست ذرات سوخت از الگوی KH-RT استفاده شد [۳۷].

در برنامه کانورج، از حلگر SAGE برای شبیه‌سازی واکنش‌های شیمیایی پدیده احتراق استفاده شد [۳۸]. همچنین برای تسریع حل سینتیک شیمیایی، الگوی احتراق چند منطبقه‌ای<sup>۶</sup> اعمال شد

			[MJ/kg]
-	۵۰	-	عدد ستان
a <sub>۴۳,۴</sub>	a <sub>۱۲۳</sub>	-	عدد اکتان
a <sub>۱,۰۸۱</sub>	a <sub>۶,۸۸</sub>	a <sub>۱۴,۹۷</sub>	نسبت هوا به سوخت درست (AFRs)
-	۱,۸	۰,۸۶	سرعت شعله (m/s)
-	-	۵۵۳	دمای اشتعال (K)

<sup>a</sup> محاسبه شده

جدول ۵ مقادیر سهم انرژی و نرخ جریان سوخت‌های R.BG و دیزل را نشان می‌دهد.

جدول ۵: سهم انرژی و نرخ جریان دیزل، Syngas، R.BG

R.BG		Syngas		Diesel		ES (%)
Energy (J/cycle)	Mass (g/cycle)	Energy (J/cycle)	Mass (g/cycle)	Energy (kJ/cycle)	Mass (g/cycle)	
۰	۰	۰	۰	۵۱۰۰	۰,۱۲	۰
۱۰۲۰	۰,۲۵۱۳	۱۰۲۰	۰,۰۵۸۳	۴۰۸۰	۰,۰۹۶	۲۰
۲۰۴۰	۰,۵۰۲۴	۲۰۴۰	۰,۱۱۶۶	۳۰۶۰	۰,۰۷۲	۴۰
۳۰۶۰	۰,۷۵۳۵	۳۰۶۰	۰,۱۷۵۰	۲۰۴۰	۰,۰۴۸	۶۰

### ۳-۵- سازوکار شیمیایی

تاکنون سازوکار شیمیایی کاملی برای شبیه‌سازی احتراق زیست‌گاز در حضور سوخت هیدروکربن ارائه نشده است. Magnus [۲۹] کارایی تعدادی از سازوکارها را برای شبیه‌سازی احتراق زیست‌گاز بررسی کرد. نتایج حاصله نشان داد هیچکدام از آنها منطبق بر نتایج تجربی نیستند و تنها سازوکار POLIMI توانست تا حدودی نتایج تجربی را ردیابی می‌کند. برخی محققان نیز سازوکار GRI3.0 [۳۱, ۳۰, ۱۵] را برای ارزیابی احتراق زیست‌گاز استفاده کردند. این سازوکار برای زیست‌گاز با ترکیبات CH<sub>4</sub>، CO<sub>2</sub> و همچنین گاز طبیعی بهتر است.

همانطور که قبلاً گفته شد بسته به نوع مواد اولیه و فرایند تولید زیست‌گاز، اجزاء زیست‌گاز و درصد ترکیبات آنها متفاوت است و این اختلاف، پیش‌بینی دقیق احتراق زیست‌گاز را با مشکل روبرو کرده است. در کار فعلی، برای حل این مشکل زیست‌گاز اصلاح شده می‌شود و اجزاء ثابتی از H<sub>2</sub>، CO، CO<sub>2</sub>، N<sub>2</sub> و H<sub>2</sub>O پیدا می‌کند. برای پیش‌بینی احتراق این اجزاء در حضور سوخت C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>، از یک سازوکار توسعه‌یافته چند سوخته با ۱۷۹ گونه و ۷۵۸ واکنش که توسط Ren و همکاران [۳۲] ایجاد شده است، استفاده می‌شود.

1 Apparent heat release rate

2 Maximum in-cylinder pressure

3 Ignition delay

4 Continuity equation

5 Pressure implicit with splitting of operator

6 Multizone combustion

از آن به نتایج تجربی تقسیم شده و ضریب مقیاس برای  $A_f$  در هر نقطه حاصل می‌شود. با ضرب ضریب مقیاس در  $A_f$  در هر نقطه،  $A_f$  واقعی بدست می‌آید. اگر مقادیر جدید  $A_f$  را بر حسب نسبت هم‌ارزی رسم کنیم می‌توان چند جمله‌ای مرتبه دوم مربوط به منحنی را تعیین کرد. این امر برای واقعی و نزدیک شدن نتایج شبیه‌سازی به نتایج تجربی صورت گرفته است [۷].

سازوکار مرسوم برای شکل‌گیری آلاینده NOx، سازوکار حرارتی زلدوویچ<sup>۴</sup> [۴۱] است. در تحقیق حاضر سازوکار GRI NO ۱۲ واکنش [۴۲] در سازوکار Ren استفاده شده است. این سازوکار در واقع توسعه یافته سازوکار حرارتی زلدوویچ است.

### ۳-۸- اعتبارسنجی الگو

در این تحقیق، برای اطمینان از صحت الگوی شبیه‌سازی شده، باید الگوهای ایجاد شده در موتور در برابر نتایج حاصل از کار Chuahy و همکاران [۷] در دانشگاه ویسکانسین - مدیسون معتبر باشد. ابتدا موتور در شرایط احتراق دیزل معمول<sup>۵</sup> با نسبت-های هم‌ارزی ۰,۳۶ الی ۰,۵۸، صحنه‌گذاری شد. سپس نسبت هم-ارزی ۰,۴۳ در شرایط احتراق RCCI با سوخت دیزل-سینگاز انتخاب و ثابت نگه داشته شد.

برای ارزیابی عملکرد سازوکار توسعه‌یافته چندسوخته، سهم انرژی سینگاز برابر ۲۰٪، ۴۰٪ و ۶۰٪ از کل انرژی ورودی جایگزین شد. نتایج با دقت خوبی نتایج تجربی را ردیابی کرد. ترکیب سینگاز در تمامی حالات بصورت ۵۰:۵۰ حجمی از هیدروژن و مونوکسیدکربن بود و کل انرژی ورودی به موتور نیز در طول اعتبارسنجی و شبیه‌سازی‌های بعدی ثابت و برابر ۵۱۰۰ j/cycle در نظر گرفته شد. جدول ۶ خلاصه‌ای از شرایط کاری برای اعتبارسنجی را نشان می‌دهد.

جدول ۶: شرایط کاری موتور برای اعتبارسنجی

RCCI (diesel/syngas)	دیزل	متغیر
۱۳۰۰	۱۳۰۰	دور موتور [RPM]
۱۰	۱۰	زمان شروع پاشش [°bTDC]
۰,۴۳	-۰,۴۳-۰,۳۶	نسبت هم‌ارزی کلی [Ø]
	۰,۵۸-۰,۵	
۶۰-۴۰-۲۰	.	سهم انرژی گاز [%Energy share]
۵۱۰۰	۵۱۰۰	کل انرژی ورودی [j/cycle]

<sup>۴</sup> Zeldovich

<sup>۵</sup> Conventional diesel combustion (CDC)

این الگوی سینتیک شیمیایی مفصل<sup>۱</sup> را در مناطقی از سلولها که شرایط ترمودینامیکی یکسانی دارند، حل می‌کند. دسته‌بندی مناطق بر اساس دو متغیر دما و نسبت هم‌ارزی انجام می‌گیرد.

### ۳-۷- تشکیل Soot و NOx

نرخ تشکیل دوده<sup>۲</sup> به دما، فشار و نسبت هم‌ارزی بستگی دارد. با این حال جزئیات سازوکاری که باعث تشکیل دوده می‌شود معلوم نیست. نرخ دوده منتشر شده در محصولات احتراق برابر است با نرخ تشکیل دوده منهای نرخ دوده اکسید شده. در کار حاضر برای شبیه‌سازی تشکیل و اکسایش دوده از روش نیمه تجربی هیرویاسو<sup>۳</sup> [۳۹] استفاده شده است. الگوی استفاده شده از هیدروکربن اشباع نشده C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> به عنوان گونه آغازگر استفاده می‌کند.

نرخ دوده منتشر شده [۴۰]:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \quad (10)$$

در رابطه فوق،  $m$  بیانگر جرم و اندیس‌های  $s$ ،  $sf$  و  $so$  بترتیب بیانگر دوده منتشر شده، دوده تشکیل یافته و دوده اکسید شده است.

نرخ دوده تشکیل یافته [۴۰]:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fv} p^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad (11)$$

نرخ دوده اکسید شده [۴۰]:

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s X_{O_2} p^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \quad (12)$$

که  $m_{so}$  و  $m_{sf}$ ،  $m_s$  بیانگر جرم دوده منتشر شده، تشکیل یافته و اکسید شده است.  $m_{fv}$  جرم سوخت بخار شده،  $p$  فشار درون استوانه بر حسب bar،  $T$  دمای درون استوانه بر حسب K،  $X_{O_2}$  کسر جرمی اکسیژن و  $R$  ثابت عمومی گاز است.

از طرفی ضرایب آرنیوس عبارتند از [۷، ۴۰]:

$$A_f = 1130\phi^2 - 680.8\phi + 153.5 \quad (13)$$

$$A_o = 3500$$

$$E_{sf} = 12500 \text{ (cal/mole)} \quad (14)$$

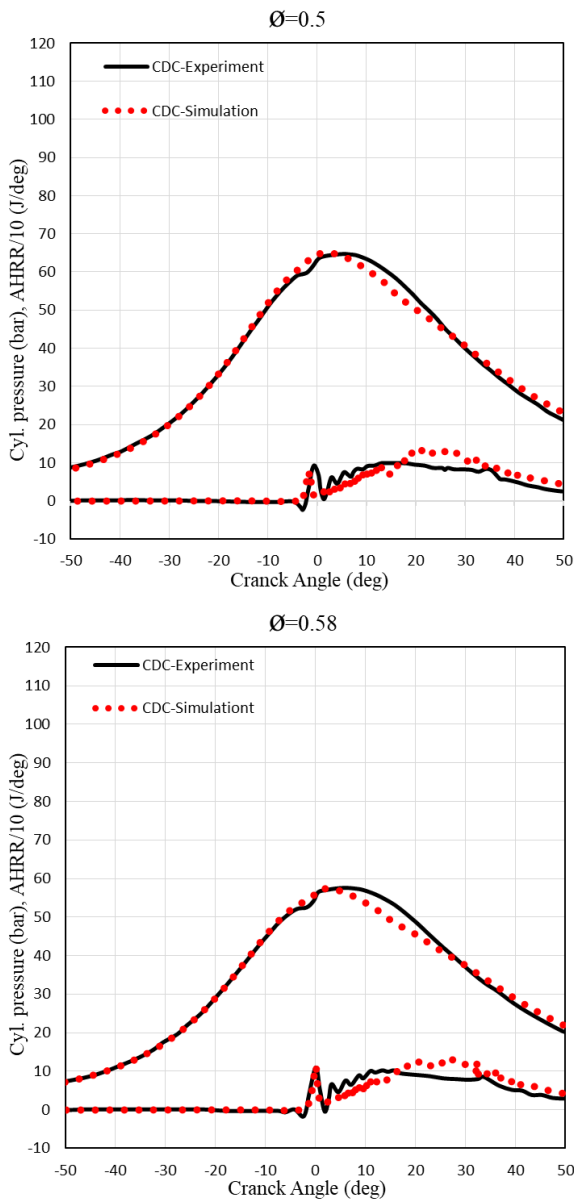
$$E_{so} = 14000 \text{ (cal/mole)}$$

در معادله (۱۳)،  $\phi$  نسبت هم‌ارزی کلی موتور است. برای بدست آوردن معادله (۱۳) ابتدا یک مقدار اولیه برای  $A_f$  فرض می‌شود سپس الگوی ایجاد شده در کانورج اجرا می‌شود. نتایج بدست آمده

<sup>۱</sup> Detailed chemical kinetics

<sup>۲</sup> Soot

<sup>۳</sup> Hiroyasou

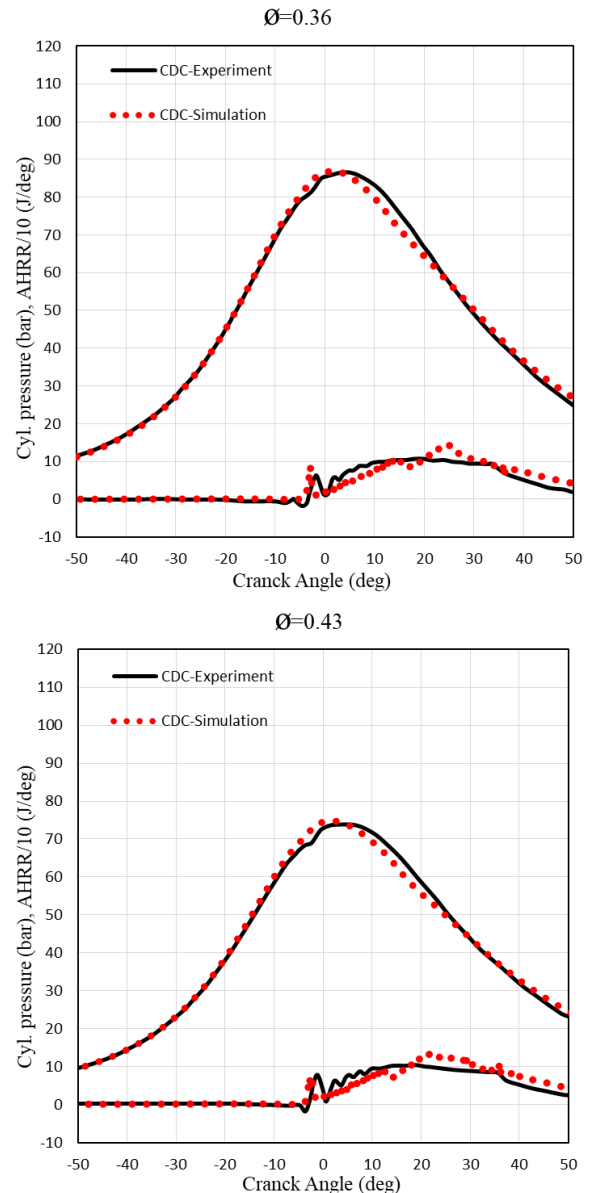


شکل ۶: مقایسه تجربی و عددی فشار درون استوانه و AHRR در موتور CDC به ازای نسبت‌های هم ارزی مختلف در دور ۱۳۰۰ rpm تحت بار میانی

در اینجا نیز الگو قادر است همانند حالت CDC مشخصه‌های احتراقی را با دقت خوبی دنبال کند. شکل ۸ نیز مقایسه تجربی و عددی آلاینده soot را برای هر دو حالت CDC و RCCI و آلاینده NOx را تنها برای حالت RCCI نشان می‌دهد.

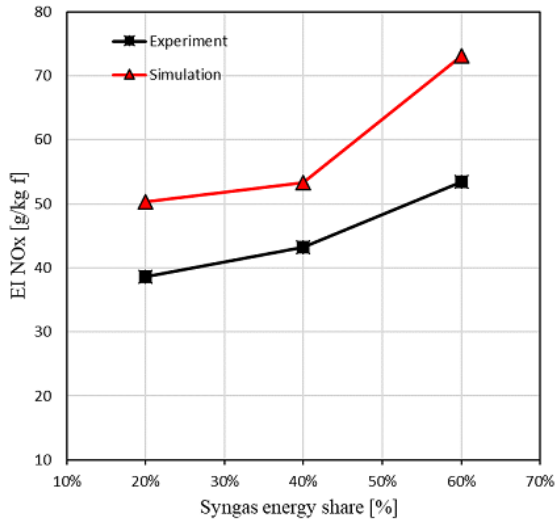
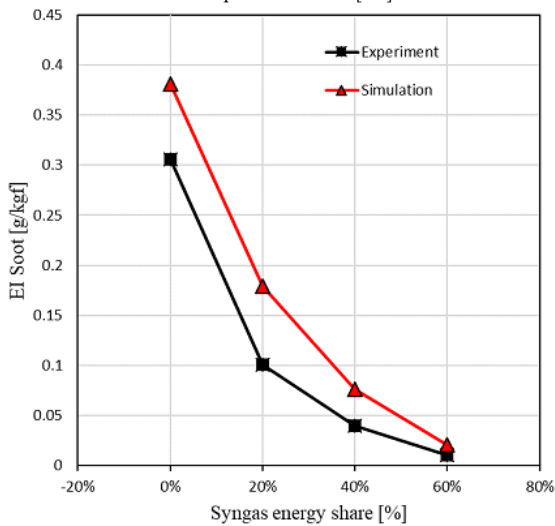
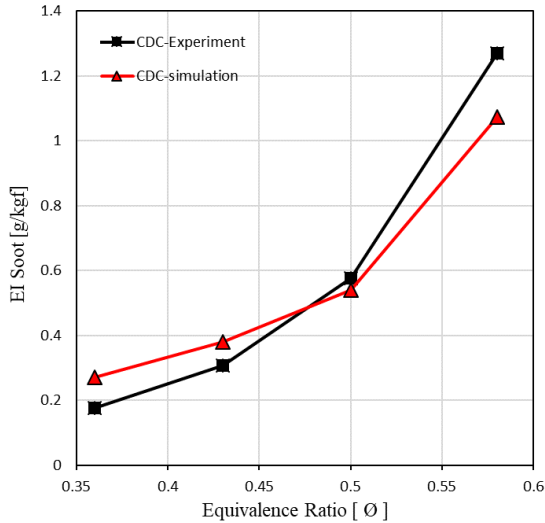
شکل ۶ نشان می‌دهد خطای فشار بیشینه درون استوانه عددی از تجربی متناظر با نسبت هم‌ارزی ۰,۳۶ الی ۰,۵۸ بترتیب ۰,۵۷٪، ۱,۳٪، ۰,۴۱٪ و ۰,۳۷٪ است. همین خطا در شکل ۷ متناظر با سینگاز ۲۰٪، ۴۰٪، ۶۰٪ بترتیب ۱,۲٪، ۲,۰۴٪ و ۴,۸٪ است. همواره در طول آزمون موتور و در شرایط آزمایشگاه نامعینی‌هایی وجود دارند که

شکل ۶ مقایسه تجربی و عددی فشار درون استوانه<sup>۱</sup> و نرخ آزادسازی گرما<sup>۲</sup> را به ازای نسبت‌های هم ارزی ۰,۳۶ الی ۰,۵۸ در حالت CDC توصیف می‌کند. الگوی شبیه‌سازی شده قادر است در محدوده گسترده‌ای از نسبت‌هم ارزی، فشار درون استوانه و نرخ آزادسازی گرما را بسیار خوب پیش‌بینی کند. شکل ۷ نیز فشار درون استوانه و نرخ آزادسازی گرما را در برابر نتایج تجربی به ازای درصد‌های مختلفی از سینگاز ورودی به موتور RCCI مقایسه می‌کند.



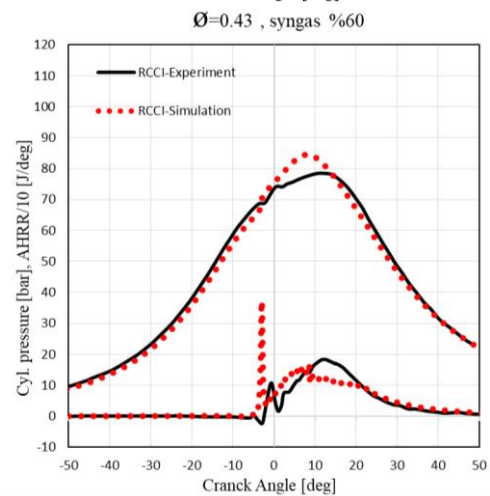
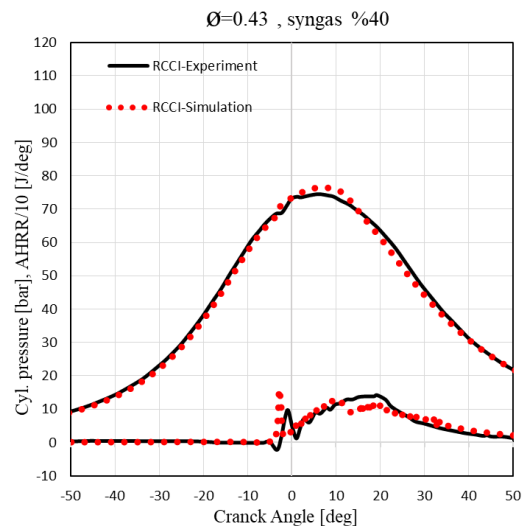
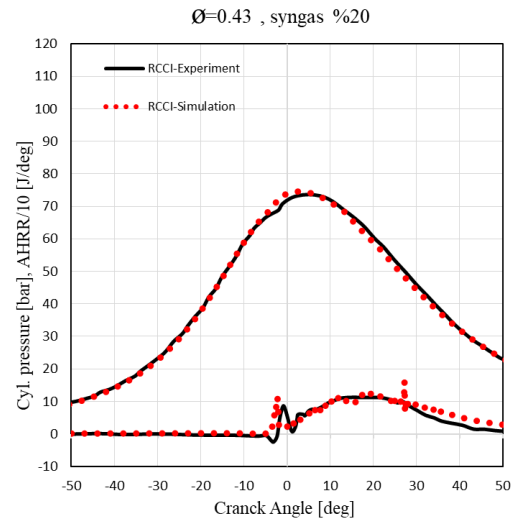
<sup>1</sup> In-cylinder pressure  
<sup>2</sup> Heat release rate (HRR)

منحنی‌های عددی آلاینده‌ها در شکل ۸ نشان می‌دهند الگوی شبیه‌سازی شده به‌طور صحیح ایجاد شده است که رفتاری مشابه با رفتار موتور تجربی دارد. در این شکل، بجز برای  $NO_x$ ، حداکثر خطا در حدود ۴,۱٪ است.



شکل ۸: مقایسه تجربی و عددی آلاینده‌ها در موتور RCCI و CDC در دور ۱۳۰۰ rpm تحت بار میانی

باعث می‌شوند نتایج حاصله از مقدار واقعی و مطلوب تا ۵٪ خطا داشته باشند [۴۳]. به همین دلیل در این کار نتایج عددی حاصل از شبیه‌سازی در مقایسه با نتایج تجربی از توافق خوبی برخوردار است.



شکل ۷: مقایسه تجربی و عددی فشار درون استوانه و AHRR در موتور RCCI به ازای درصدهای مختلف سینگاز با نسبت هم ارزی کلی ثابت ۰,۴۳ در دور ۱۳۰۰ rpm تحت بار میانی

## ۴- نتایج و بحث

### ۴-۱- اثر نسبت سوخت R.BG روی فشار و AHRR

به منظور شبیه‌سازی احتراق سوخت R.BG، همان شرایط اعتبارسنجی در این مرحله اعمال شد و جایگزینی سوخت دیزل با R.BG مطابق جدول ۵ و ستون سوم جدول ۶ صورت گرفت. تنها با افزایش مقدار جایگزینی، متغیرهایی از قبیل مقدار سوخت دیزل پاشیده شده، مدت زمان پاشش، فشار هوای ورودی، کسر جرمی اجزای تشکیل دهنده R.BG و هوا در مرحله ورود به درون استوانه در نرم‌افزار تغییر می‌یافت. از طرفی دمای دیواره استوانه، سر استوانه و بخش فوقانی سمبه از [۴۴] در نظر گرفته شد. در شکل ۹ فشار بیشینه درون استوانه در حالت CDC برابر ۷۴,۷۵۵ bar است. این مقدار با جایگزینی سوخت دیزل با ۲۰٪، ۴۰٪ و ۶۰٪ از syngas به ترتیب به مقدار ۰,۰۳۷٪، کاهش و ۲,۳۱٪، ۱۳,۱۶٪ افزایش دارد. همین مقادیر با جایگزینی سوخت دیزل با R.BG به ترتیب به مقدار ۵,۴۳٪، ۱۱,۶۵٪ و ۲۲,۶۳٪ افزایش دارد.

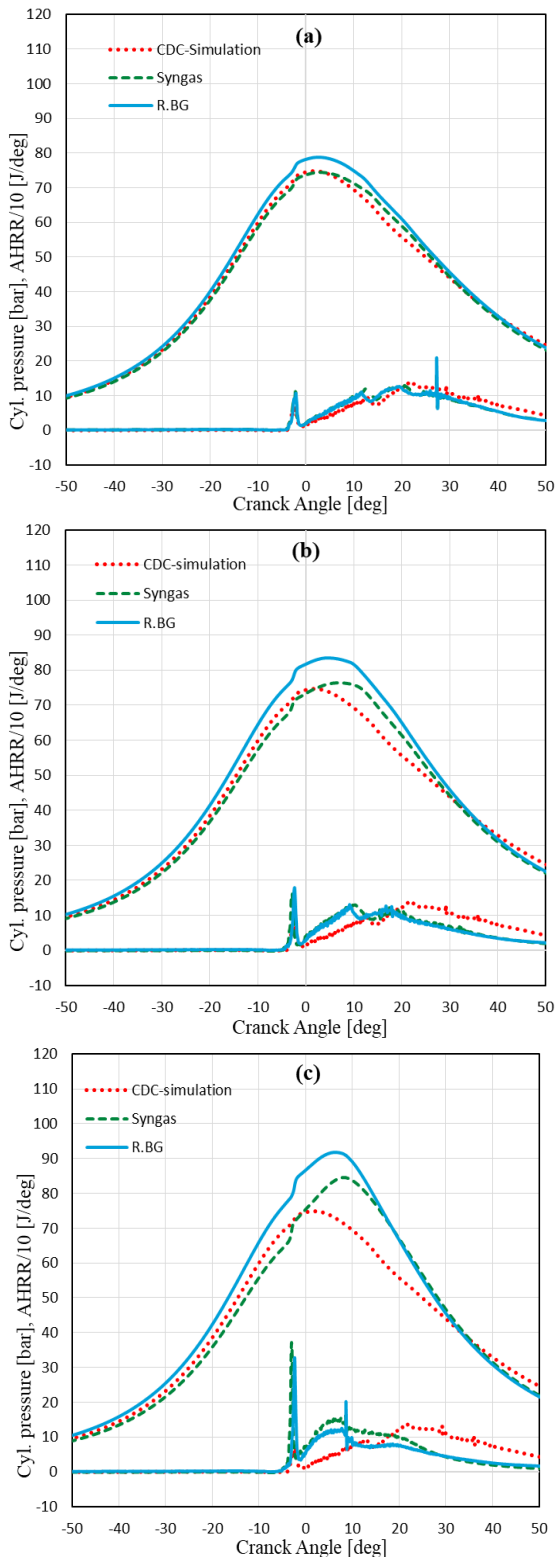
یکی از دلایل اصلی افزایش فشار بیشینه درون استوانه بلافاصله بعد از شروع احتراق در موتور RCCI نسبت به موتور CDC، وجود هیدروژن در سوخت‌های گازی است. مقدار هیدروژن در سوخت R.BG بیشتر از سوخت syngas و مقدار مونوکسیدکربن در R.BG کمتر از سوخت syngas است. در نتیجه بخشی از اکسیژن موجود در احتراق syngas صرف تشکیل گاز دی‌اکسیدکربن شده و مقدار افزایش فشار ناشی از احتراق syngas نسبت به احتراق R.BG در تمام جایگزینی‌ها کمتر می‌شود. دلیل دوم سریع بودن احتراق سوخت‌های گازی نسبت به سوخت‌های دیزل است.

تأخیر در اشتعال موتور CDC نسبتاً بیشتر از موتور RCCI است. چون سوخت‌های گازی عدد اکتان بزرگی دارند و احتمال وقوع خود اشتعالی در آنها بسیار کم است بنابراین شروع احتراق آنها با پاشش مستقیم سوخت دیزل  $C_{12}H_{26}$  به درون استوانه مهار می‌شود. از آنجائیکه دمای هوای ورودی و سوخت گازی تغییر نکرده است لذا احتراق در موقعیت یکسانی از نقطه مکث بالا در موتورهای CDC و RCCI شروع می‌شود. لیکن سریع بودن احتراق در سوخت‌های گازی منجر به کوتاه‌تر شدن طول دوره احتراق می‌شود.

به دلیل سرعت کند احتراق در موتور CDC، گرمای حاصل از احتراق نیز با سرعت کمتری آزاد می‌شود برای همین مقدار AHRR از لحظه شروع احتراق تا بعد از CA60 اتفاق می‌افتد در حالی که سرعت تند احتراق سوخت‌های گازی موجب آزادسازی سریع گرما و بروز جهش ناگهانی AHRR در لحظه شروع احتراق می‌شود.

از طرفی شکل C-۹ نشان می‌دهد سرعت تند احتراق سوخت زیست‌گاز می‌تواند موجب بروز پدیده کوبش در شرایط جایگزینی بزرگ‌تر از ۶۰٪ گردد. گرچه چگالی سوخت R.BG نسبت به چگالی syngas در حدود ۴,۴ برابر بیشتر است اما کمتر بودن ارزش حرارتی ضعیف R.BG (۴,۰۶ MJ/kg) نسبت به ارزش حرارتی ضعیف syngas (۴,۰۶ MJ/kg)

۱۷,۴۸۵) باعث شده است مقدار AHRR ناشی از احتراق R.BG کمتر از مقدار AHRR ناشی از احتراق syngas قرار بگیرد.



شکل ۹: فشار درون استوانه و AHRR در موتور RCCI به ازای سهم‌های مختلف R.BG و syngas با نسبت هم ارزی کلی ثابت 0.43

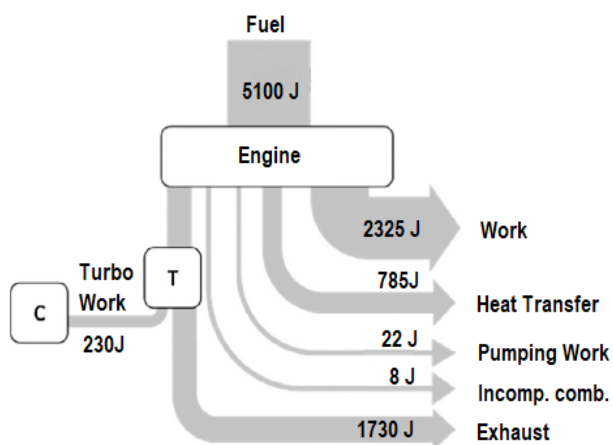
در دور ۱۳۰۰ rpm تحت بار میانی:

(a) ۲۰٪، (b) ۴۰٪، (c) ۶۰٪

بازده حجمی یکی از مهم‌ترین روشهایی است که کارایی یک موتور را

مشخص می‌کند. شکل ۱۲ حاکی از این است که در صورت جایگزینی دیزل با سوخت‌های گازی از قبیل R.BG و syngas و مخلوط کردن آنها با هوا در مرحله ورود به درون استوانه مقدار هوای ورودی و در نتیجه رانمان حجمی موتور کاهش می‌یابد. با کاهش رانمان حجمی، بازده حرارتی ترمزی<sup>۴</sup> و توان ناخالص<sup>۵</sup> موتور RCCI نسبت به موتور CDC افت خواهد داشت.

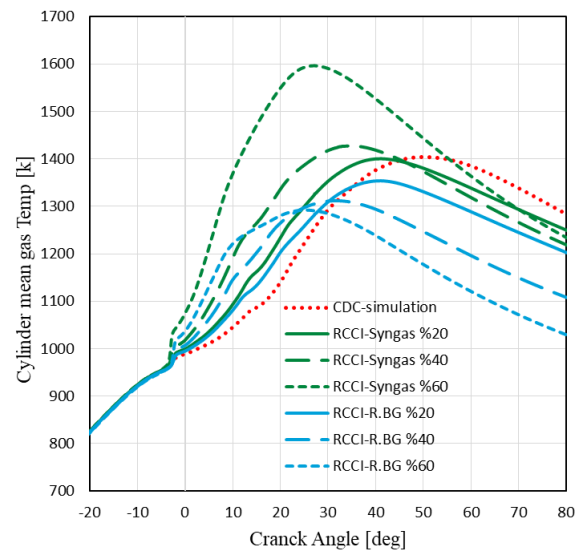
توان خروجی موتور RCCI با جایگزینی سوخت دیزل با ۲۰٪، ۴۰٪ و ۶۰٪ از R.BG بترتیب به اندازه ۲،۳٪، ۷،۹٪ و ۱۴،۵٪ افت پیدا می‌کند. از روی نمودار جریان انرژی در موتور تک استوانه caterpillar 3401 (شکل ۱۱) می‌توان بازده حرارتی ترمزی موتور را مطابق شکل a-۱۲ رسم کرد.



شکل ۱۱: نمودار جریان انرژی موتور

علت افزایش جزئی بازده حرارتی (۳،۳٪) در حالت ۶۰٪ syngas نسبت به حالت CDC این است که به راحتی با هوا تشکیل مخلوط همگن داده و از این رو شروع احتراق تقریباً در سراسر محفظه بصورت همزمان رخ می‌دهد و پاشش دیزل به مقدار جزئی به عنوان سوخت آتشنا تاثیر چندانی در کیفیت احتراق ندارد. در عوض در حالت ۶۰٪ R.BG، وجود مقادیر زیاد بخار آب و نیتروژن در مخلوط پیش‌آمیخته باعث سرد شدن دمای متوسط داخل استوانه و کاهش بازده حرارتی به مقدار ۳۰٪ می‌شود. در حالت دیزل خالص تیخیر سوخت به سختی صورت می‌گیرد اما ارزش حرارتی قوی آن باعث شده است بازده حرارتی تولیدی در حالت دیزل نسبت به سایر حالات بزرگ باشد.

شکل ۱۰ دمای متوسط گاز داخل استوانه<sup>۱</sup> (CMGT) را نشان می‌دهد. CMGT پیشینه برای هر دو احتراق Syngas/Diesel و R.BG/diesel بترتیب برابر ۱۴۰۷ K، ۱۴۲۷ K، ۱۵۹۶ K و ۱۳۵۴ K، ۱۳۱۲ K، ۱۲۹۲ K می‌شود که این هم بترتیب ۰،۲۶٪، ۱،۷٪، ۱۳،۷٪ بزرگتر و ۳،۵٪، ۶،۶٪ و ۷،۹٪ کمتر از دیزل معمول است. گرچه مقادیر هیدروژن در سوخت R.BG نسبت به سوخت Syngas بزرگ است اما کمتر بودن ارزش حرارتی کوچک زیست‌گاز و نیز وجود بخار آب، نیتروژن و دی‌اکسیدکربن اضافی در مخلوط آن با هوا دلیل اصلی کاهش دمای متوسط گاز داخل استوانه شده است. به طوری که در ۶۰٪ R.BG دمای متوسط به کمتر از ۱۳۰۰ کلوین رسیده است. با این حال ممکن است دمای موضعی در داخل محفظه احتراق برای سوخت‌های گازی گرمتر باشد و منجر به تولید آلاینده‌های NOx گردد.



شکل ۱۰: دمای متوسط گاز داخل استوانه در موتور RCCI به ازای سهم‌های مختلف R.BG و syngas با نسبت هم ارزی کلی ثابت ۰،۴۳ در دور ۱۳۰۰ rpm تحت بار میانی.

#### ۴-۲- اثر نسبت سوخت R.BG روی GP و BTE

همانطور که گفته شد کل انرژی ورودی به موتور در یک چرخه ۵۱۰۰ J/cycle و نسبت هم‌ارزی کلی ۰،۴۳ ثابت در نظر گرفته شده است. با جایگزین کردن سوخت‌های گازی به جای دیزل به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف در مرحله مکش<sup>۲</sup> مقدار هوای ورودی به موتور کاهش می‌یابد و بازده حجمی<sup>۳</sup> موتور را دستخوش تغییر می‌کند.

<sup>۴</sup> Brake thermal efficiency (BTE)  
<sup>۵</sup> Gross power

<sup>۱</sup> Cylinder mean gas temperature  
<sup>۲</sup> Intake stroke  
<sup>۳</sup> Volumetric efficiency

منتشر شده از گازهای خروجی هستند که در تعیین مشخصات عملکردی موتور اهمیت دارند. در این کار برای اندازه‌گیری مقادیر آلاینده‌ها از روش آلاینده‌های ویژه<sup>۲</sup> (SE) که معمولاً دارای واحد g/kw.hr هستند، استفاده شده است.

مقدار نیتروژن موجود در مخلوط پیش‌آمیخته syngas کمتر از مقدار نیتروژن موجود در مخلوط پیش‌آمیخته R.BG است و سطح آلاینده NOx عمدتاً از نیتروژن موجود در مخلوط پیش‌آمیخته (هوا و سوخت گازی) ایجاد می‌شود. نیتروژن در دماهای کم بصورت مولکول دو اتمی پایدار وجود دارد ولی در دماهای گرمتر از ۱۸۰۰ کلوین به نیتروژن تک اتمی که قابلیت واکنش دارد تجزیه می‌شود [۴۵].

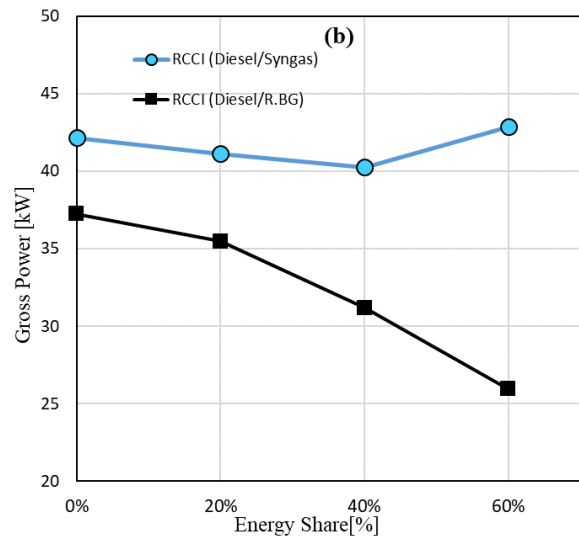
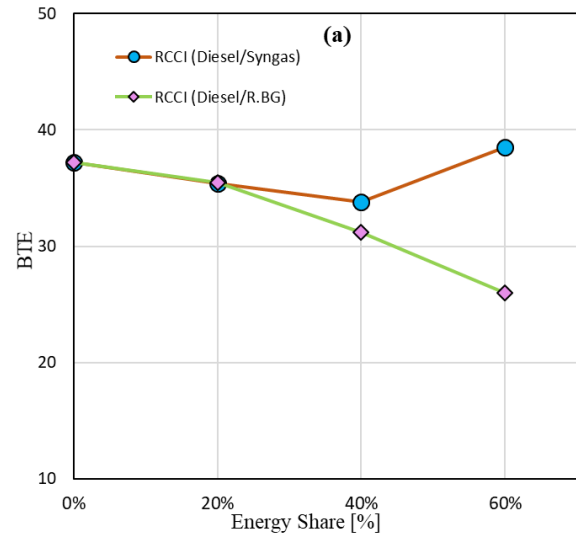
شکل a-۱۳ نشان می‌دهد سطح آلاینده NOx در احتراق Diesel/Syngas کمتر است. همچنین دمای بیشینه محلی در احتراق Diesel/R.BG با افزایش سهم R.BG در مخلوط پیش‌آمیخته بترتیب برابر با ۲۶۷۰، ۲۶۴۰ و ۲۶۰۰ کلوین شده است. در حالی که همین دماها با افزایش سهم syngas بترتیب برابر ۲۷۴۵، ۲۷۸۳ و ۲۸۰۰ کلوین شده است.

مقدار بسیار بیشتری از نیتروژن تک اتمی و آماده واکنش با اکسیژن در این دماهای محلی اتفاق می‌افتد. استفاده از سوخت R.BG ۶۰٪ باعث کاهش آلاینده NOx تا ۵۰٪ نسبت به استفاده از سوخت دیزل دودکان (C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>) می‌شود. یکی از دلایل اصلی سرد بودن دمای احتراق سوخت R.BG رقیق بودن آن با CO<sub>2</sub> و بخار آب است.

در شرایط مخلوط فقیر هر چقدر مقدار جایگزینی سوخت دیزل با R.BG بیشتر شود سطح آلاینده NOx به صفر میل می‌کند. این با نتایج کار Porpatham و همکاران [۴۶] و نیز Mokrane [۴۷] مطابقت دارد. حدود استانداردهای یورو ۵ (Max. 2.0 g/kW.hr) و یورو ۶ (Max 0.4 g/kW.hr) نشان می‌دهد مقدار آلاینده NOx سطح استاندارد یورو ۵ را ارضاء کرده و به سطح استاندارد یورو ۶ خیلی نزدیک است.

شکل b-۱۳ مقدار soot تشکیل یافته در محفظه احتراق را برای حالت‌های جایگزینی دیزل با هر دو سوخت گازی R.BG و syngas نشان می‌دهد. همچنانکه وجود CO<sub>2</sub> و بخار آب در مخلوط پیش‌آمیخته R.BG باعث کاهش آلاینده NOx شده است در اینجا چندان بر روی تشکیل Soot تأثیر نداشته است. علت افزایش جزئی Soot (0.003g/kw/hr) در حالت ۴۰٪ R.BG می‌تواند نسبت نامناسب جایگزینی سوخت دیزل با سوخت R.BG باشد.

در حالت جایگزینی سوخت دیزل با سوخت syngas به دلیل گرم بودن دمای احتراق، کمتر کربنی در حالت بی‌واکنش مانده است و در واقع با افزایش نسبت جایگزینی مقدار Soot در احتراق Syngas/Diesel به صفر میل می‌کند. نکته جالب توجه این است



شکل ۱۳: (a) بازده حرارتی ترمزی (b) توان ناخالص موتور

همین الگو در مورد توان ناخالص تولیدی موتور در شکل b-۱۳ مشاهده می‌شود. تغییر مقدار جایگزینی دیزل با سوخت‌های R.BG و syngas روی کار تولیدی اثر گذاشته و باعث کاهش آن بجز در حالت ۶۰٪ syngas شده است. برای جبران کاهش توان می‌توان نسبت هم ارزی کلی را به نسبتی که سهم انرژی سوخت گازی زیاد می‌شود، کوچکتر در نظر گرفت. در این صورت افزون بر حفظ توان خروجی در بارهای میانی و حتی بزرگتر با مصرف سوخت R.BG به آلاینده کمتر نیز می‌توان دست یافت.

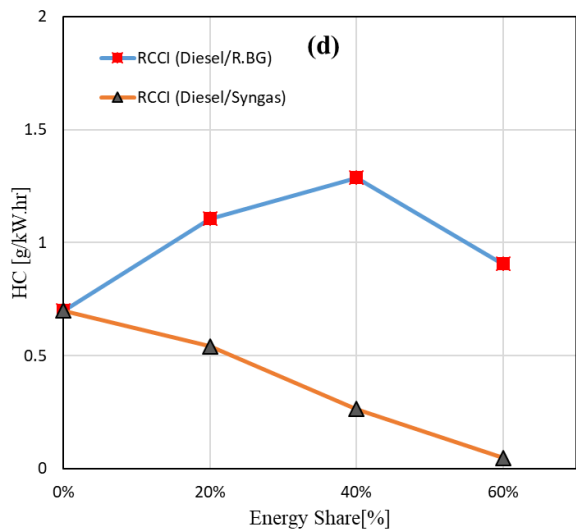
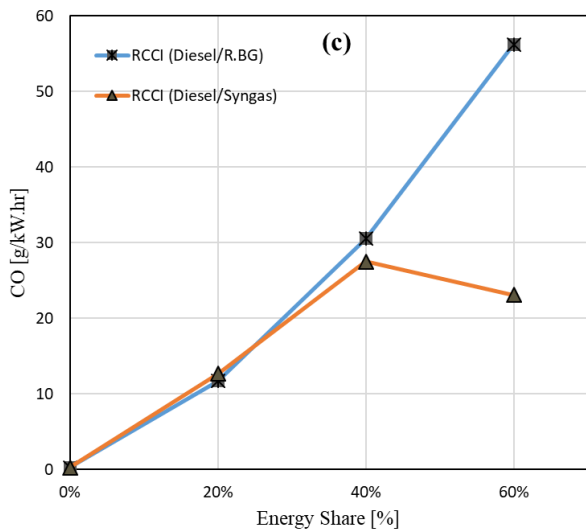
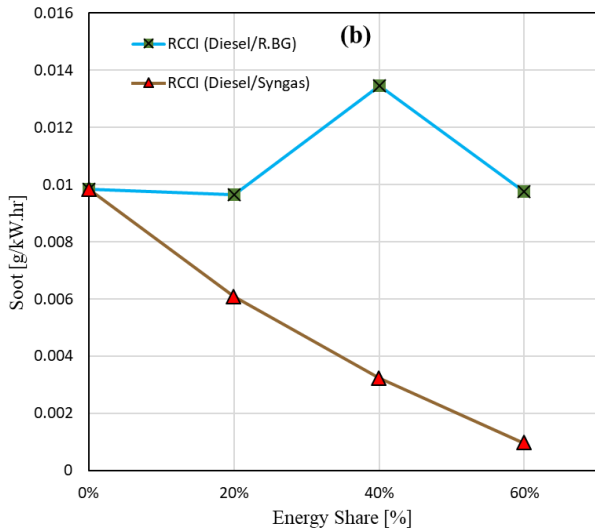
روش دیگر برای جلوگیری از افت توان، پیش‌گرم کردن مخلوط پیش‌آمیخته سوخت R.BG توسط گازهای خروجی است.

#### ۳-۴- اثر نسبت سوخت R.BG روی آلاینده‌ها

سطح آلاینده‌های اکسیدهای ازت (NOx)، مونوکسید کربن (CO)، هیدروکربن‌های نسوخته<sup>۱</sup> (UHC) و ذرات معلق چهار آلودگی اصلی

<sup>2</sup> Specific emissions

<sup>1</sup> Unburned hydrocarbons



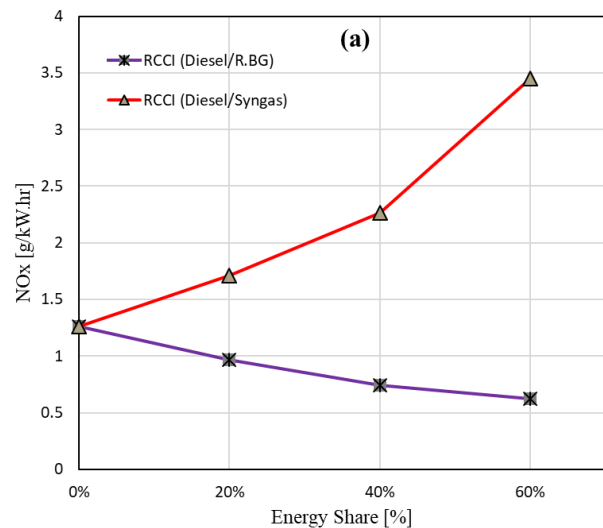
شکل ۱۳: انتشار آلاینده‌ها در موتور RCCI به ازای سهم‌های مختلف از R.BG و Syngas (a) NO<sub>x</sub>; (b) Soot; (c) CO; (d) HC;

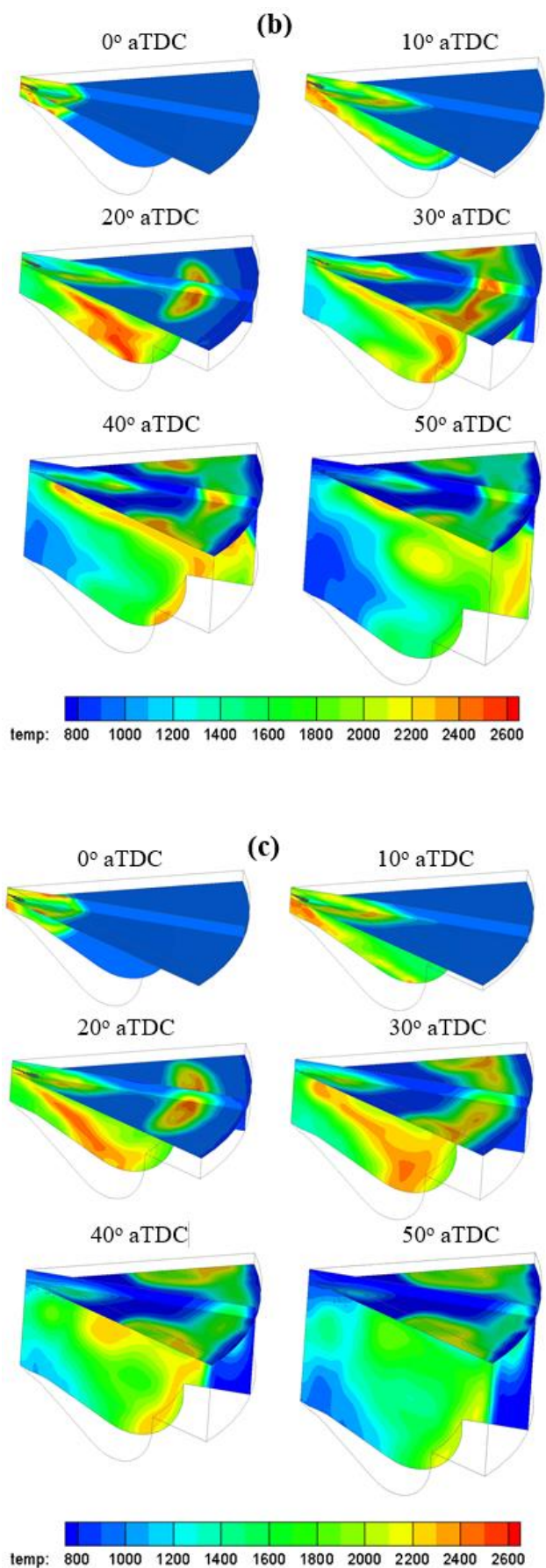
که در حالت موتور دیزل دوگانه سوز با استفاده از سوخت‌های R.BG و C<sub>12</sub>H<sub>26</sub> ضمن داشتن حداکثر فشار درون استوانه، دمای متوسط سرد، مقدار کم آلاینده NO<sub>x</sub>، مقدار آلاینده Soot تقریباً بدون تغییر بدست می‌آید. این پدیده می‌تواند رهیافت جدید از کاربرد موتورهای RCCI در کاهش آلاینده‌ها مطابق استاندارد EPA 2010 باشد [۱].

شکل c-۱۳ چگونگی تغییر آلاینده CO را بر حسب افزایش سهم انرژی نشان می‌دهد. در مخلوط غنی، آلاینده CO بعلت کمبود اکسیژن کافی در اثر اکسیداسیون ناقص اتمهای کربن تشکیل می‌شود. در مخلوط فقیر ( $\phi < 1$ )، آلاینده CO به دلیل کاهش دمای احتراق به ۱۴۵۰ کلون [۴۸] که آن هم به خاطر وجود بخار آب است، تشکیل می‌شود. لذا با افزایش سهم R.BG مقدار CO به‌طور قابل توجه زیاد خواهد شد. در عوض آلاینده NO<sub>x</sub> نسبت به حالت دیزل کاهش می‌یابد [۴۹، ۵۰]. این امر ناشی از کمبود اکسیژن و افزایش نسبت هیدروژن به کربن در درون استوانه است. در حقیقت آلاینده CO برعکس تغییرات BTE در شکل a-۱۲ تغییر خواهد کرد. کوتاه بودن دوره احتراق با افزایش ES فرصت تبدیل شدن CO به CO<sub>2</sub> را می‌گیرد.

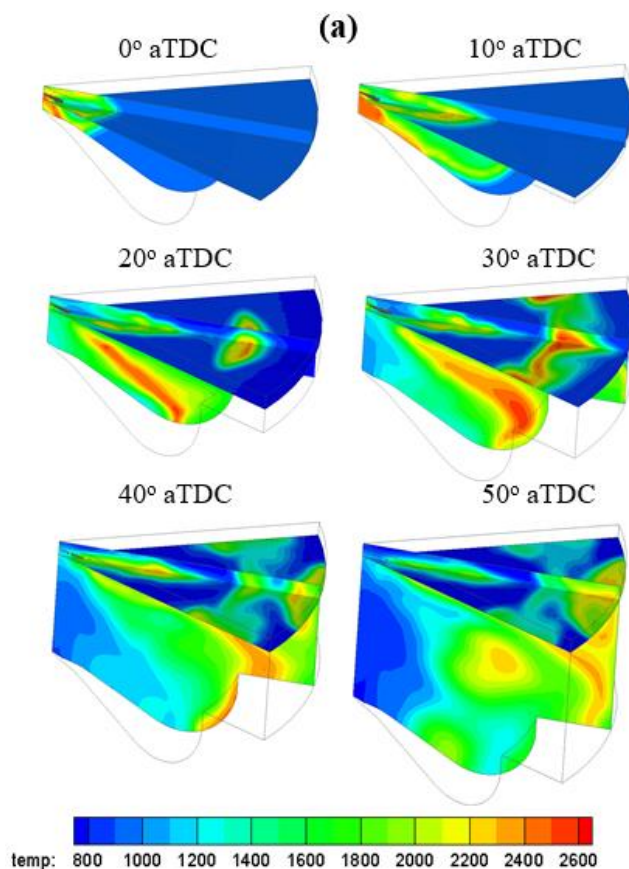
شکل d-۱۳ نشان می‌دهد که انتشار هیدروکربن نسوخته در احتراق Diesel/syngas می‌تواند با افزایش سهم سینگاز به‌طور چشم‌گیر کاهش یابد. دلیل آن افزایش دمای متوسط گاز درون استوانه به ویژه دمای محلی محفظه احتراق است که موجب می‌شود واکنش پذیری در این محلها افزایش یافته و شعله تا رسیدن به دیواره‌های استوانه دیرتر خاموش شود. ولی در مورد احتراق دوگانه سوز Diesel/R.BG به دلیل وجود CO<sub>2</sub> و H<sub>2</sub>O ناحیه‌های دما خنک بیشتر شده شعله زودتر خاموش می‌شود. در این حالت مقداری از ذرات سوخت با برخورد به دیواره استوانه به درزهای بین سمبه و استوانه نفوذ پیدا می‌کند و پس از خنک شدن بصورت نسوخته باقی می‌ماند.

البته این پدیده وقتی  $R.BG > 40\%$  می‌شود رو به کاهش می‌رود چون مقدار دیزل کم می‌شود و طول نفوذ پاشش کوتاه می‌شود در نتیجه قبل از برخورد به دیواره‌های استوانه هیدروکربن سوخته و تمام می‌شود.





شکل ۱۴ توزیع دمای محلی و پاشش سوخت درون استوانه را برای موتور CDC و موتور RCCI با سوخت Diesel/R.BG به ازای سهم‌های مختلف انرژی در زوایای CA0 الی CA50 نشان می‌دهد. مطابق این شکل‌ها، با افزایش مقدار R.BG و کاهش مقدار سوخت دیزل، دمای داخل استوانه کاهش می‌یابد. چون با کاهش مقدار دیزل، مدت زمان پاشش سوخت دیزل کاهش می‌یابد بنابراین با پیشروی زاویه لنگ از نقطه مکث بالا (TDC) به نقطه مکث پایین (BDC) تعداد قطرات سوخت دیزل کم می‌شود. تا اینکه در CA50 و ۶۰٪ R.BG تقریباً هیچ قطره‌ای از سوخت وجود ندارد. در حالت ۶۰٪ R.BG بخاطر سرعت تند احتراق ناشی از وجود هیدروژن در مخلوط پیش آمیخته و تمام شدن سریع آن و نیز بخاطر وجود بخار آب و CO<sub>2</sub> دمای احتراق نسبت به سایر حالتها کاملاً مشهود است. همچنین از روی توزیع دماهای محلی می‌توان تشخیص داد که مخلوط پیش آمیخته با افزایش سهم R.BG یکنواخت بوده است. همچنان که قبلاً گفته شد متناسب با کاهش دما آلاینده NOx نیز کمتر تولید می‌شود.



(۳) کمتر بودن ارزش حرارتی ضعیف R.BG و نیز وجود بخار آب، نیتروژن و دی‌اکسیدکربن اضافی در مخلوط آن با هوا دلیل اصلی کاهش CMGT است. در احتراق دما خنک، نیتروژن‌های تک اتمی پایدار انرژی لازم برای تجزیه شدن را ندارند و آلاینده NOx با افزایش سهم R.BG در موتور دوگانه سوز RCCI کم می‌شود. همچنین در شرایط مخلوط فقیر  $\phi=0.43$  و سهم زیاد R.BG آلاینده soot از شرایط استاندارد EPA 2010 تجاوز نمی‌کند.

(۴) در احتراق دوگانه سوز Diesel/R.BG به دلیل وجود  $H_2O$  و  $CO_2$  ناحیه‌های دما خنک بیشتر شده شعله زودتر خاموش می‌شود. در این حالت مقداری از ذرات سوخت با برخورد به دیواره استوانه به درزهای بین سمبه و استوانه نفوذ پیدا می‌کند و پس از خنک شدن بصورت نسوخته باقی می‌مانند. این پدیده منجر به افزایش آلاینده HC می‌شود. البته این پدیده وقتی  $R.BG > 40\%$  می‌شود رو به کاهش می‌رود چون مقدار دیزل کم می‌شود و طول نفوذ پاشش کوتاه می‌شود در نتیجه قبل از برخورد به دیواره‌های استوانه هیدروکربن سوخته و تمام می‌شود.

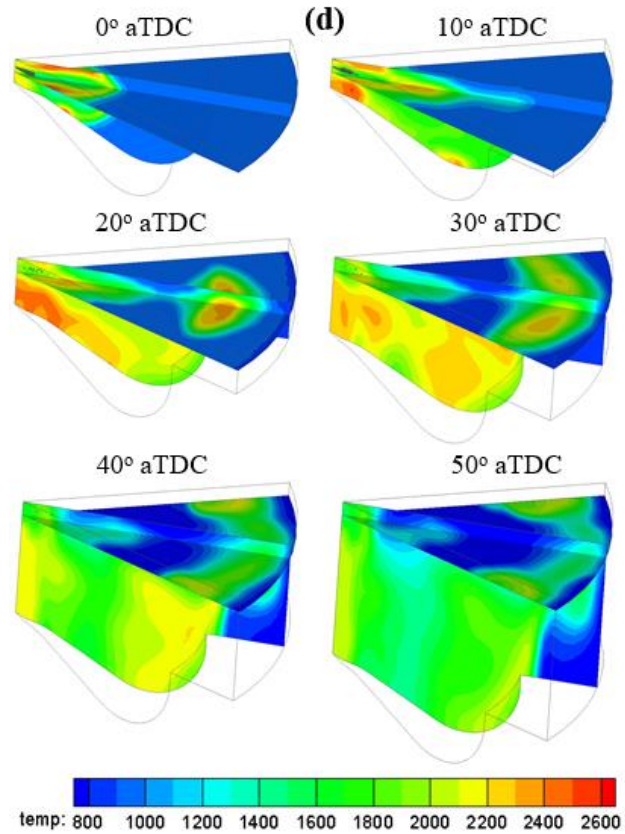
(۵) بخشی از اکسیژن موجود در احتراق مخلوط پیش‌آمیخته صرف تشکیل گاز CO به  $CO_2$  و رقیق کردن احتراق می‌شود. به همین دلیل هر چه مقدار CO در مخلوط پیش‌آمیخته زیاد باشد، باعث کاهش فشار بیشینه درون استوانه خواهد شد. از طرفی در احتراق Diesel/R.BG به دلیل دمای احتراق خنکتر و بزرگ بودن نسبت C/H، آلاینده CO بیشتر تولید می‌شود. بیشتر بودن آلاینده CO (همچنین تا حدی HC) انرژی بیشتری را به گازهای خروجی انتقال داده و توان خروجی موتور را کاهش می‌دهند. چنانکه جایگزین کردن سوخت دیزل با ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصد از R.BG منجر به کاهش توان بترتیب به اندازه ۲،۳٪، ۷،۹٪ و ۱۴،۵٪ شد.

(۶) بر اساس دلایل گفته شده، به نظر می‌رسد کاربری موتور RCCI با ۶۰٪ R.BG بهترین حالت از کاربرد R.BG باشد اما برای جبران کاهش توان خروجی در این حالت می‌توان نسبت هم ارزی کلی را به نسبتی که سهم انرژی سوخت گازی زیاد می‌شود، کوچکتر در نظر گرفت. در این صورت افزون بر افزایش بازده حجمی و حفظ توان خروجی در بارهای میانی و بار کامل، آلاینده‌های HC، CO، NOx، Soot کمتری نیز بدست می‌آیند.

روش دیگر برای جلوگیری از افت توان، پیش‌گرم کردن مخلوط پیش‌آمیخته سوخت R.BG توسط گازهای خروجی است.

### فهرست علائم

DPF	صافی ذرات دیزل
LNT	تله اکسیدهای ازت
SCR	واکنشگر کاهنده انتخابی
HCCI	اشتعال تراکم مخلوط همگن
PCCI	اشتعال تراکم مخلوط پیش‌آمیخته
RCCI	اشتعال تراکم با واکنش‌پذیری مهار شونده
LRF	سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف
HRF	سوخت با واکنش‌پذیری قوی



شکل ۱۴: توزیع دما و پاشش سوخت دیزل در داخل استوانه به ازای سهم‌های مختلفی از R.BG. (a) ۰٪، (b) ۲۰٪ R.BG، (c) ۴۰٪، (d) ۶۰٪ R.BG

### ۵- نتیجه‌گیری

این مطالعه با جداسازی مواد زائد از زیست‌گاز و اصلاح‌شده کردن متان موجود در آن سعی کرده است اثر مقدار سوخت حاصله (R.BG) را در احتراق یک موتور RCCI بررسی نماید. در تمام شبیه‌سازی‌ها دمای مخلوط پیش‌آمیخته، انرژی ورودی در هر چرخه و دور موتور ثابت نگه داشته شده است. استنتاج‌های کلیدی حاصل از شبیه‌سازی‌ها بصورت زیر خلاصه شده‌اند:

(۱) یکی از فواید واقعی حذف مواد زائد و  $CO_2$  از زیست‌گاز خام و اصلاح‌شده کردن متان موجود در آن افزایش غلظت هیدروژن در سوخت R.BG است. افزایش غلظت هیدروژن منجر به افزایش فشار بیشینه درون استوانه، احتراق سریع و AHRR به ویژه در ۶۰٪ R.BG می‌شود.

(۲)  $CO_2$  حاصل از اصلاح‌شده کردن متان موجود در زیست‌گاز خام از انتشار آلاینده NOx و بوجود آمدن پدیده کوبش در موتور جلوگیری می‌کند در مقابل بخش معینی از  $H_2$  حاصل شده از اصلاح‌شده کردن متان موجود در زیست‌گاز می‌تواند خواص احتراق را بهبود بخشد. بهینه‌سازی نسبت  $H_2$ ،  $CO_2$  برای تحقق احتراق بی‌کوبش مورد نیاز است.

$m_{fv}$	جرم سوخت بخار شده	CDC	دیزل معمول
$m_f$	جرم سوخت	R.BG	زیست‌گاز اصلاح شده
$\dot{m}_d$	نرخ دیزل پاشیده شده	ES	سهم انرژی
$\dot{m}_{R.BG}$	نرخ زیست‌گاز پیش آمیخته	R.BGES	سهم انرژی زیست‌گاز اصلاح‌شده
$AFR_{s,i}$	نسبت هوا به سوخت درست سوخت $i$	EGR	بازخورانی گازهای خروجی
$R$	ثابت عمومی گاز	AMR	مش دینامیکی تطبیقی
$CO$	مونوکسید کربن	HRR	نرخ آزادسازی گرما
$CO_2$	دی اکسید کربن	AHRR	نرخ آزادسازی گرمای خالص
$HC$	هیدروکربن	GP	توان ناخالص
$Soot$	دوده	BTE	بازده حرارتی ترمزی
$NO_x$	اکسیدهای ازت	CMGT	دمای متوسط گاز درون استوانه
$N_2$	نیتروژن	UHC	هیدروکربن نسوخته
$CH_4$	متان	RPM	دور موتور
$C_{12}H_{26}$	دودکان	IVO	زمان باز شدن دریچه ورودی
$H_2S$	هیدروژن سولفید	IVC	زمان بسته شدن دریچه ورودی
$H_2$	هیدروژن	EVO	زمان باز شدن دریچه خروجی
		EVC	زمان باز شدن دریچه خروجی

#### مراجع و منابع

- [1] M. L. Wissink, "Direct injection for dual fuel stratification (DDFS): Improving the control of heat release in advanced IC engine combustion strategies," The University of Wisconsin-Madison, 2015.
- [2] V. Vrabie, D. Scarpete, and O. Zbarcea, "THE NEW EXHAUST AFTERTREATMENT SYSTEM FOR REDUCING NOX EMISSIONS OF DIESEL ENGINES: LEAN NOX TRAP (LNT). A STUDY," Trans Motauto World, vol. 1, no. 4, pp. 35-38, 2016.
- [3] H. Bendu and S. Murugan, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 38, pp. 732-746, 2014.
- [4] M. Jia, Y. Li, M. Xie, and T. Wang, "Numerical evaluation of the potential of late intake valve closing strategy for diesel PCCI (premixed charge compression ignition) engine in a wide speed and load range," Energy, vol. 51, pp. 203-215, 2013.
- [5] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. Splitter, and R. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," International Journal of Engine Research, vol. 12, no. 3, pp. 209-226, 2011.
- [6] B. Yang, M. Yao, W. Cheng, Y. Li, Z. Zheng, and S. Li, "Experimental and numerical study on different dual-fuel combustion modes fuelled with gasoline and diesel," Applied Energy, vol.

TDC	نقطه مکث بالا
BDC	نقطه مکث پایین
aTDC	پس از نقطه مکث بالا
bTDC	قبل از نقطه مکث بالا
CAD	زاویه میل لنگ
$m$	جرم
$T$	دما
$\phi$	نسبت هم‌ارزی کلی
$\rho$	چگالی
$P$	فشار
$u$	برداری سرعت سیال
$D$	نقوذ جرمی در قانون Fick
$g$	شتاب نیروی حجمی
$Q$	عبارتی برای چشمه انرژی
$t$	زمان
$k$	هدایت گرمایی
$\sigma$	تانسور تنش
$F$	نیروی حجمی مؤثر بر حجم مهار
$J$	شار حرارتی
$I$	انرژی جنبشی ویژه
$\varepsilon$	نرخ اتلاف آشفستگی
$Y_i$	کسر مولی
$X_i$	کسر جرمی
$m_s$	جرم دوده منتشر شده
$m_{so}$	جرم دوده اکسید شده
$m_{sf}$	جرم دوده تشکیل یافته

- fuel engine fuelled with hydrogen enriched biogas mixtures," *IET Renewable Power Generation*, vol. 12, no. 10, pp. 1111-1118, 2018.
- [19] M. Ebrahimi and S. A. Jazayeri, "Effect of hydrogen addition on RCCI combustion of a heavy duty diesel engine fueled with landfill gas and diesel oil," *international journal of hydrogen energy*, vol. 44, no. 14, pp. 7607-7615, 2019.
- [20] H. M. Rahimi, S. A. Jazayeri, and M. Ebrahimi, "Hydrogen energy share enhancement in a heavy duty diesel engine under RCCI combustion fueled with natural gas and diesel oil," *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020.
- [21] N. Khatri and K. K. Khatri, "Hydrogen enrichment on diesel engine with biogas in dual fuel mode," *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020.
- [22] A. Sarkar and U. K. Saha, "Role of global fuel-air equivalence ratio and preheating on the behaviour of a biogas driven dual fuel diesel engine," *Fuel*, vol. 232, pp. 743-754, 2018.
- [23] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, and R. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines," *SAE International Journal of Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 360-374, 2011.
- [24] Y. Qian, S. Sun, D. Ju, X. Shan, and X. Lu, "Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 69, pp. 50-58, 2017.
- [25] E. Ryckebosch, M. Drouillon, and H. Vervaeren, "Techniques for transformation of biogas to biomethane," *Biomass and bioenergy*, vol. 35, no. 5, pp. 1633-1645, 2011.
- [26] S. Oh and H. H. Song, "Exergy analysis on non-catalyzed partial oxidation reforming using homogeneous charge compression ignition engine in a solid oxide fuel cell system," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 5, pp. 2943-2960, 2018.
- [27] B. Sahoo, U. Saha, and N. Sahoo, "Effect of load level on the performance of a dual fuel compression ignition engine operating on syngas fuels with varying h<sub>2</sub>/co content," *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 133, no. 12, 2011.
- [28] B. B. Sahoo, N. Sahoo, and U. K. Saha, "Effect of H<sub>2</sub>: CO ratio in syngas on the performance of a dual fuel diesel engine operation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 49, pp. 139-146, 2012.
- [29] M. Fürst, P. Sabia, and M. L. Lavadera, "Optimization of chemical kinetics for Biogas 113, pp. 722-733, 01/31 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.07.034.
- [7] F. D. Chuahy and S. L. Kokjohn, "High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming," *Applied energy*, vol. 195, pp. 503-522, 2017.
- [8] C. Rahmouni, M. Tazerout, and O. Le Corre, "A Method to Determine Biogas Composition for Combustion Control," *SAE Transactions*, vol. 111, pp. 700-709, 2002. [Online]. Available: [www.jstor.org/stable/44734557](http://www.jstor.org/stable/44734557).
- [9] H. N. Prajapati, T. M. Patel, and G. P. Rathod, "Emission analysis of biogas premixed charge diesel dual fuelled engine," *IOSR Journal of Engineering*, vol. 4, no. 5, pp. 54-60, 2014.
- [10] B. J. Bora and U. K. Saha, "Experimental evaluation of a rice bran biodiesel-biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios," *Renewable energy*, vol. 87, pp. 782-790, 2016.
- [11] S. Verma, L. Das, S. Kaushik, and S. Tyagi, "An experimental investigation of exergetic performance and emission characteristics of hydrogen supplemented biogas-diesel dual fuel engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 4, pp. 2452-2468, 2018.
- [12] S. Verma, L. Das, S. Bhatti, and S. Kaushik, "A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels," *Energy Conversion and Management*, vol. 151, pp. 764-777, 2017.
- [13] S. Verma, S. Kaushik, and L. Das, "Development and Characterisation of Biodiesel-Biogas Dual Fuel Engine," *Development*, 2017.
- [14] S. Verma, L. Das, and S. Kaushik, "Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis," *Energy conversion and management*, vol. 138, pp. 346-359, 2017.
- [15] J. Li, H. Huang, Y. Osaka, Y. Bai, N. Kobayashi, and Y. Chen, "Combustion and heat release characteristics of biogas under hydrogen-and oxygen-enriched condition," *Energies*, vol. 10, no. 8, p. 1200, 2017.
- [16] A. Vasavan, P. de Goey, and J. van Oijen, "Numerical study on the autoignition of biogas in moderate or intense low oxygen dilution nonpremixed combustion systems," *Energy & Fuels*, vol. 32, no. 8, pp. 8768-8780, 2018.
- [17] B. Hernandez and M. Martin, "Optimization for biogas to chemicals via tri-reforming. Analysis of Fischer-Tropsch fuels from biogas," *Energy conversion and management*, vol. 174, pp. 998-1013, 2018.
- [18] B. Van Ga, T. Van Nam, B. T. M. Tu, and N. Q. Trung, "Numerical simulation studies on performance, soot and NO<sub>x</sub> emissions of dual-

- [42] Y. Sun, Diesel combustion optimization and emissions reduction using adaptive injection strategies (AIS) with improved numerical models. ProQuest, 2007.
- [43] Y. Xu, H. Kang, J. Gong, S. Zhang, and X. Li, "A study on the combustion strategy of gasoline/diesel dual-fuel engine," *Fuel*, vol. 225, pp. 426-435, 2018.
- [44] M. A. Patterson and R. D. Reitz, "Modeling the effects of fuel spray characteristics on diesel engine combustion and emission," *SAE transactions*, pp. 27-43, 1998.
- [45] R. Papagiannakis and D. Hountalas, "Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas," *Energy conversion and management*, vol. 45, no. 18-19, pp. 2971-2987, 2004.
- [46] E. Porpatham, A. Ramesh, and B. Nagalingam, "Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine," *fuel*, vol. 87, no. 8-9, pp. 1651-1659, 2008.
- [47] C. Mokrane, B. Adouane, and A. Benzaoui, "Composition and stoichiometry effects of biogas as fuel in spark ignition engine," *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 15, pp. 5036-5052, 2018.
- [48] B. J. Bora and U. K. Saha, "Estimating the theoretical performance limits of a biogas powered dual fuel diesel engine using emulsified rice bran biodiesel as pilot fuel," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 138, no. 2, 2016.
- [49] M. Feroskhan and S. Ismail, "A review on the purification and use of biogas in compression ignition engines," *International Journal of Automotive & Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 3, 2017.
- [50] S. H. Yoon and C. S. Lee, "Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas-biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine," *Fuel processing technology*, vol. 92, no. 5, pp. 992-1000, 2011.
- combustion in MILD conditions," *Energy & Fuels*, 2017.
- [30] M. Kuźnia, W. Jerzak, P. Łyko, and J. Sikora, "Analysis of the combustion products of biogas produced from organic municipal waste," *Journal of Power Technologies*, vol. 95, no. 2, pp. 158-165, 2015.
- [31] G. P. Smith et al., "GRI-Mech 3.0, 1999," URL [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech), 2011.
- [32] S. Ren, S. L. Kokjohn, Z. Wang, H. Liu, B. Wang, and J. Wang, "A multi-component wide distillation fuel (covering gasoline, jet fuel and diesel fuel) mechanism for combustion and PAH prediction," *Fuel*, vol. 208, pp. 447-468, 2017.
- [33] A. Kéromnès et al., "An experimental and detailed chemical kinetic modeling study of hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressures," *Combustion and Flame*, vol. 160, no. 6, pp. 995-1011, 2013.
- [34] L. JING, "COMBUSTION AND EMISSIONS FORMATION CONTROL IN REACTIVITY CONTROLLED COMPRESSION IGNITION (RCCI) ENGINES WITH VARIOUS FUELS," 2016.
- [35] K. J. Richards, Senecal, P. K., and Pomraning, E., "CONVERGE 2.4 Manual, Convergent Science," Tuesday, August 14 2018. Madison.
- [36] Z. Han and R. D. Reitz, "Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  models," *Combustion science and technology*, vol. 106, no. 4-6, pp. 267-295, 1995.
- [37] J. C. Beale and R. D. Reitz, "Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model," *Atomization and sprays*, vol. 9, no. 6, 1999.
- [38] A. Babajimopoulos, D. Assanis, D. Flowers, S. Aceves, and R. Hessel, "A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines," *International journal of engine research*, vol. 6, no. 5, pp. 497-512, 2005.
- [39] H. Hiroyasu and T. Kadota, "Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines," *SAE transactions*, pp. 513-526, 1976.
- [40] M. Patterson, S.-C. Kong, G. Hampson, and R. D. Reitz, "Modeling the effects of fuel injection characteristics on diesel engine soot and NOx emissions," *SAE transactions*, pp. 836-852, 1994.
- [41] Y. Zeldovich, D. Frank-Kamenetskii, and P. Sadovnikov, *Oxidation of nitrogen in combustion*. Publishing House of the Acad of Sciences of USSR, 1947.



## Study on the effect of using reformed biogas as a low reactivity fuel in a dual-fuel engine (RCCI)

R. Mahmoodi<sup>1\*</sup>, M. Yari<sup>2</sup>, J. Ghafouri<sup>3</sup>, K. Poorghasemi<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Faculty of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tabriz Branch, Tabriz, Iran, [stu.r.mahmoodi@iaut.ac.ir](mailto:stu.r.mahmoodi@iaut.ac.ir)

<sup>2</sup> Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran, [myari@tabrizu.ac.ir](mailto:myari@tabrizu.ac.ir)

<sup>3</sup> Faculty of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tabriz Branch, Tabriz, Iran, [jafarghafouri@iaut.ac.ir](mailto:jafarghafouri@iaut.ac.ir)

<sup>4</sup> Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, shabestar Branch, Shabestar, Iran, [Kamran.poorghasemi@gmail.com](mailto:Kamran.poorghasemi@gmail.com)

\*Corresponding Author

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 07 April 2020

Accepted: 13 September 2020

#### Keywords:

RCCI engine

Combustion

Biogas

Emissions

Reformed biogas

### ABSTRACT

The scarceness of non-renewable energies, rising fossil fuels prices, as well as strict environmental regulations have forced many researchers to focus on utilizing environmentally friendly renewable energies such as biogas in internal combustion engines. Variety in raw materials and process of biogas production results in different components and percentages of various elements, including methane. These differences make it hard to control the combustion, effectively, in internal combustion engines. In this research, by means of 3D-CFD model, the effect of reformed biogas (R.BG) was investigated on the combustion characteristics, emissions and performance of a RCCI engine. Validation of the model was done on a single-cylinder compression ignition engine in conventional diesel and dual-fuel operations. The combustion model of the RCCI engine was simulated by replacing diesel with 20%, 40% and 60% of R.BG as low reactivity fuel. The results showed that by increasing the R.BG energy share with a constant equivalence ratio of 0.43, the average combustion temperature decreases to 1300 K and the maximum in-cylinder pressure increases up to 22.63%. Instead, it results in 2.3%, 7.9%, and 14.5% engine output losses, respectively. Also, the emission of NO<sub>x</sub>, against CO, is reduced by 50%. Soot and UHC emissions were found to be slightly decreased while using R.BG more than 40%.

