

تأثیر ترکیب گاز سنتزی تولیدشده به روش گازسازی زیست توده بر عملکرد و آلاینده‌های یک موتور RCCI دیزل-گاز سنتزی

مرتضی یاری دریامان^{۱*}، نوید کوششی^۲ و علی صابری مهر^۳

۱- استادیار، مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، تبریز، MYari@Tabrizu.ac.ir

۲- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، تبریز، Navid.Kousheshi@Tabrizu.ac.ir

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، A.S.Mehr@bonabu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۸/۲/۲۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۸/۴/۲۰، پذیرش: ۹۸/۴/۲۸)

چکیده: گاز سنتزی می‌تواند گزینه مناسبی در موتورهای احتراق تراکمی کنترل واکنشی باشد. هدف پژوهش حاضر بررسی عددی تأثیر گازهای سنتزی با ترکیبات متفاوت بر عملکرد موتور و آلاینده‌های آن در یک انرژی ورودی ثابت است. بر همین اساس، سه گونه متفاوت از گازهای سنتزی تولیدشده توسط روش‌های گازسازی، برای مقایسه با گاز سنتزی شبیه‌سازی شده مرکب از هیدروژن و مونوکسیدکربن خالص، انتخاب شده‌اند. با توجه به نتایج به دست آمده، استفاده از گاز سنتز خروجی از گازسازها در موتورهای یادشده منجر به کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن درازای افزایش تولید دوده، مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته و کاهش بازده ناخالص اندیکاتور نسبت به گاز سنتزی شبیه‌سازی شده می‌شود. نسبت جرم هیدروژن به جرم سایر گونه‌های قابل احتراق در سوخت سنتزی با فشار و دمای بیشینه، بازده ناخالص اندیکاتور و اکسیدهای نیتروژن نسبت مستقیم و با سایر آلاینده‌ها نسبت عکس دارد. گاز سنتزی نوع اول در حالت ۶۰ درصد جایگزینی با دیزل، با کاهش ۷۸ درصدی اکسیدهای نیتروژن و ۱۱/۷ درصدی بازده ناخالص اندیکاتور نسبت به دیزل خالص و افزایش ۳/۶ درصدی تخریب انرژی نسبت به گاز سنتزی شبیه‌سازی شده، بهترین گزینه برای استفاده در موتور در تمامی حالات جایگزینی است.

کلیدواژگان: موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی، احتراق دمایی، آلاینده‌گی، گاز سنتزی

مقدمه

در جهان امروز، استفاده از موتورهای احتراق داخلی در بسیاری از امور، مانند حمل‌ونقل و غیره، امری اجتناب‌ناپذیر است. در این میان موتورهای احتراق تراکمی پاشش مستقیم^۱، به دلیل دارا بودن توان خروجی بالا، مصرف سوخت پایین و بازده مناسب نسبت به سایر دستگاه‌های تولید توان، به صورت گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند. اما، این موتورها، به دلیل انتشار آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده، با چالش‌هایی جدی مواجه‌اند تا جایی که استانداردهای سختگیرانه آلاینده‌گی خودرو، در سال‌های اخیر، شرکت‌های سازنده این موتورها، به خصوص شرکت‌های خودروسازی را، ملزم به رعایت این استانداردها کرده‌اند [۲، ۱]. اگرچه شکل‌گیری این آلاینده‌ها طبیعت و ذات احتراق دیزل است، اما تلاش‌های متعددی برای یافتن راهکارهایی برای کاهش آن‌ها صورت پذیرفته است. برای مثال، فرایندهای پیچیده‌ای، مانند فیلتر ذرات معلق^۲، مبدل‌های

1. Direct injection compression ignition
2. Particulate traps

کاتالیزوری^۱ و حرارتی^۲ و غیره تحت عنوان سیستم‌های پس‌پالایش^۳ توسط دانشمندان این حوزه معرفی شده‌اند که علی‌رغم کارایی قابل قبول، به دلیل هزینه اولیه بسیار بالا و افزایش مصرف سوخت، به‌ندرت مورد استفاده قرار می‌گیرند [۳]. با توجه به این موضوع، توجه اکثر محققان به تکنیک‌های احتراق داخل محفظه احتراق و اصلاح این الگوها معطوف شده است که از جمله آن‌ها می‌توان به راهبردهای اشتعال تراکمی با درصدهای پیش‌آمیختگی بالا اشاره کرد [۴-۷]. استفاده از زمان‌بندی پاشش سوخت برای افزایش زمان برای اختلاط و همچنین استفاده از فشارهای پاشش بسیار بالا برای بهبود اختلاط از جمله مواردی است که درصد پیش‌آمیختگی سوخت و هوا قبل از شروع احتراق را بالا برده تا احتراق ناهمگون سوخت را به حداقل برساند. اکثر روش‌های جدید احتراقی معرفی شده توسط محققان بیشینه دمایی پایین‌تری نسبت به حالت احتراق دیزل معمولی دارند و در دسته احتراق دمایی پایین طبقه‌بندی می‌شوند. موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط (سوخت) همگن^۴، اشتعال تراکمی سوخت پیش‌آمیخته^۵ و اشتعال تراکمی کنترل واکنشی^۶ مهم‌ترین موتورهای ساخته‌شده با روش‌های احتراقی دمایی پایین‌اند.

همان‌گونه که می‌دانیم، محدوده‌های دمایی و نسبت هم‌ارزی نسبتاً پایین در تولید اکسیدهای نیتروژن و نسبت‌های هم‌ارزی بالا و مناطق دمایی متوسط در تولید دوده موثرترین پارامترهایند. لذا، روش‌های دمایی از یک طرف کاهش میزان تولید اکسیدهای نیتروژن را نتیجه می‌دهند و از طرف دیگر، با بهره‌گیری از زمان بیشتر برای اختلاط واکنش‌دهنده‌ها و کاهش حجم مناطق غنی محلی، مانع از تشکیل آلاینده دوده می‌شوند. بدین ترتیب، این روش‌ها باعث کاهش یک آلاینده در عین ثابت‌نگه داشتن آلاینده دیگر و حتی، در بعضی شرایط، کاهش هم‌زمان هر دو آلاینده می‌شوند [۲]. به‌عنوان مثال، کیم و همکارانش، با مقایسه عملکرد موتورهای دیزل معمولی و موتورهای با مکانیزم احتراق دمایی، براساس دو پارامتر نسبت هم‌ارزی و دمای محلی، نشان دادند موتورهای قدیمی دیزل، در محدوده‌های دمایی بالا، مستعد تولید اکسیدهای نیتروژن و در محدوده نسبت‌های هم‌ارزی بالا، مستعد تولید دوده‌اند. همچنین، آن‌ها نشان دادند، برای حصول اطمینان از یک احتراق مناسب با تولید آلاینده‌های کمتر، بیشینه نسبت هم‌ارزی نباید از مقدار استوکیومتریک مخلوط تجاوز کند و همچنین محدوده دما باید بین ۱۴۰۰ تا ۲۰۰۰ کلوین باشد [۸].

در کنار همه این مزایا، روش‌های احتراقی دمایی، با کاهش مدت زمان احتراق و تلفات انتقال حرارت، افزایش بازده کلی را نتیجه می‌دهند [۹].

در موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، سوخت قبل از وارد شدن به محفظه احتراق با هوا ترکیب شده و مخلوطی همگن تشکیل می‌دهد و سپس بر اثر تراکم مشتعل می‌شود. استفاده از سوخت‌های متنوع در این نوع موتورها متداول است. به‌طور مثال، بحری و همکاران [۱۰]، با تبدیل یک موتور دیزل تک‌سیلندر به یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، از سوخت اتانول برای آن استفاده کردند. زمان‌بندی پاشش سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی و زمان‌بندی جرقه شمع در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پارامترهایی مهم در کنترل زمان احتراق و نرخ آزادسازی انرژی‌اند. از همین رو، علی‌رغم مزایای گفته‌شده برای موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن، کنترل دقیق زمان احتراق، با توجه به شرایط مختلف کارکرد، از مشکلات عمده این موتورهاست. همچنین، در بارهای بالا، نرخ شدید آزادسازی حرارت، که توسط سینتیک شیمیایی سوخت کنترل می‌شود، باعث رشد بیش از حد نرخ افزایش فشار داخل محفظه، لرزش و سروصدای مکانیکی غیرقابل قبولی می‌شود [۱۱]. استفاده از روش‌هایی مانند تغییر فشار و دمای هوای ورودی و میزان بازخورانی گازهای خروجی، اگرچه از لحاظ تئوری در کنترل احتراق موثراند، اما همچنان کنترل سیکل به‌سیکل احتراق توسط این روش‌ها مشکل به‌نظر می‌رسد [۱۲].

1. Catalytic converters
2. Thermal converters
3. After treatment
4. HCCI
5. PCCI
6. RCCI

در موتورهای احتراق تراکمی پیش‌آمیخته نیز قسمتی از سوخت در مراحل اول سیکل تراکم به صورت مستقیم به داخل محفظه پاشیده می‌شود که این امر موجب بهبود فرایند اختلاط سوخت و هوا قبل از احتراق می‌شود. اما، باید یادآور شد که درجه همگن بودن مخلوط حاصل کمتر از موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن است. مشکل عمده این موتورها در انتخاب نوع سوخت است که محققان را با چالشی جدی مواجه کرده است. به عنوان مثال، نمی‌توان با اتکا به سوخت‌های با اکتان بالا به احتراق پایدار دست یافت و بازده احتراق در بارهای پایین، در اثر کاهش نرخ خوداشتعالی سوخت، به شدت کاهش می‌یابد. لذا، این نوع موتور پتانسیل کنترل احتراق و گسترش محدوده عملکردی احتراق موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن را دارد، ولی کافی نیست.

کاکایی و همکاران [۱۳]، با بررسی موتورهای با احتراق دماپایین، به این نتیجه رسیدند که احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، با حل مشکلات مربوط به راهبردهای اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته (کنترل فاز احتراق و نرخ حداکثر افزایش فشار)، مزیت بیشتری با توجه به انعطاف‌پذیری سوخت دارد. آن‌ها، همچنین، عنوان کردند که موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی قادر به کار با محدوده وسیعی از سوخت‌ها شامل بنزین، گاز طبیعی و دیزل است. همچنین، صلاحی [۱۴]، در پایان‌نامه خود، سه راهکار جدید برای گسترش محدوده عملکردی موتورهای اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته، به خصوص در هنگام استفاده از سوخت‌هایی با واکنش‌پذیری پایین مانند گاز طبیعی، پیشنهاد کرده است که مهم‌ترین راهکار استفاده از احتراق، با واکنش‌پذیری کنترل‌شده، با روش تزریق سوخت با واکنش‌پذیری بالاست.

ککجان و همکاران [۱۵،۶] کنترل‌پذیری موفقیت‌آمیز احتراق موتور با دو سوخت با واکنش‌پذیری متفاوت و اختلاط آن‌ها در محفظه احتراق را گزارش دادند. در موتور تحقیقاتی آن‌ها، که از نوع موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی است، یک سوخت با واکنش‌پذیری پایین، مانند بنزین، در چندراهه^۱ ورودی با هوا ترکیب شده و به صورت پیش‌آمیخته وارد سیلندر می‌شود. سوخت دوم مانند دیزل، که واکنش‌پذیری بالایی هم دارد، به صورت مستقیم، در مراحل پایانی تراکم، توسط انژکتورها به داخل سیلندر تزریق می‌شود و فازبندی احتراق، توسط نسبت بین دو سوخت، قابل کنترل است. بدین ترتیب راهبرد کنترل واکنشی محدوده عملکردی بار موتور را فراتر از راهبردهای اشتعال تراکمی سوخت همگن و اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته بسط می‌دهد. تغییر دما و فشار هوای ورودی بر عملکرد و آلایندگی موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی نیز توسط جزایری و همکاران [۱۶] بررسی شده است. طبق گزارش آن‌ها، افزایش دما و فشار هوای ورودی می‌تواند احتراق مناسبی را چه از لحاظ دورشدن از احتراق ناقص و چه از لحاظ تولید پایین آلاینده اکسیدهای نیتروژن و کاهش شدت کوبش در سرعت‌های مختلف ایجاد کند. تحقیقات گسترده‌ای توسط دانشمندان برای بررسی تاثیر ترکیب‌های متفاوت سوخت‌های مختلف بر روی عملکرد و آلاینده‌ها صورت پذیرفته است. ککجان [۱۷] و همکاران، با بررسی تجربی ترکیب بنزین و دیزل در موتورهای کنترل واکنشی، افزایش بازده و کاهش آلاینده‌ها را گزارش دادند. والکر و همکاران [۱۸]، با بررسی متان به عنوان جز اصلی گاز طبیعی در یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، به این نتیجه رسیدند که متان جایگزین مناسبی برای بنزین بوده و ترکیب متان و دیزل می‌تواند، در مقایسه با ترکیب بنزین و دیزل، محدوده عملکرد موتور را افزایش دهد. با وجود این، دمای شعله آدیاباتیک بالاتر متان نسبت به بنزین باعث افزایش انتقال حرارت اتلافی شده و کاهش نسبی بازده کلی را در پی خواهد داشت [۱۹]. خوشبختی و همکاران [۲۰] نیز، با تحقیق بر روی ترکیب گاز طبیعی-دیزل در موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، تاثیر تغییر نرخ پیش‌آمیختگی گاز طبیعی و همچنین استراتژی پاشش دیزل را مورد بررسی قرار دادند. از نتایج آن‌ها می‌توان به کاهش اکسیدهای نیتروژن درازای افزایش سهم گاز طبیعی اشاره کرد. سوخت‌های پایه الکل، مانند متانول و اتانول نیز، به عنوان سوخت‌های با واکنش‌پذیری پایین، مورد بررسی محققان قرار گرفته‌اند. دمپسی و همکاران [۲۱]، با بررسی موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با سوخت‌های اتانول هیدراته و دیزل، به این نتیجه رسیدند که با استفاده از این روش، می‌توان واکنش‌پذیری

محلی سوخت داخل محفظه را کنترل کرده و زمان و مدت احتراق را تعیین کرد. بناجس و همکاران [۲۲] از ترکیب‌های مختلف بنزین و اتانول به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در یک موتور تک‌سیلندر اشتعال تراکمی کنترل واکنشی استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که برای رسیدن به یک احتراق پایدار ترکیبی با ۸۵ درصد حجمی اتانول مورد نیاز خواهد بود. مطالعه در این حوزه نشان می‌دهد، در سال‌های اخیر، قسمت عمده‌ای از تحقیقات موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بر روی استفاده از گاز سنتزی به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین معطوف شده است که به‌واسطه روش‌ها و تکنیک‌های متنوع گازسازی، ترکیب‌های مختلفی از این نوع سوخت در دسترس است. گاز سنتزی شامل هیدروژن، کربن مونوکسید، مقداری متان، کربن‌دی‌اکسید و در بعضی از حالات مقدار فراوانی نیتروژن یا بخار آب است. ساهو [۲۳] و بیکا [۲۴] و همکارانشان، در یک موتور کنترل واکنشی گاز سنتزی-دیزل، تاثیر نسبت هیدروژن به مونوکسیدکربن در گاز سنتزی را بر روی آلاینده‌های خروجی بررسی کرده و نشان دادند که هرچه میزان هیدروژن موجود در گاز سنتزی بیشتر باشد، اکسیدهای نیتروژن و بازه حرارتی بالاتری را شاهد خواهیم بود. همچنین، میزان مونوکسیدکربن خروجی از موتور نسبت مستقیمی با میزان آن در گاز سنتز ورودی خواهد داشت. پیکانی و همکاران [۲۵] تاثیر افزودن مقدار کمی از گاز سنتزی تولیدشده توسط ریفورمر به گاز طبیعی مورد استفاده در یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی گاز طبیعی-دیزل را مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از بهبود فرایند احتراق در بارهای کم، به‌دلیل جبران واکنش‌پذیری بسیار پایین گاز طبیعی توسط گاز سنتزی، بود. چواهی و همکاران [۲۶]، با بررسی سوختی مرکب از هیدروژن و کربن‌مونوکسید، به‌عنوان سوخت دوم، (سوخت با واکنش‌پذیری پایین) بیان داشتند که دستیابی به احتراق پایدار در بازه وسیعی از نسبت هیدروژن به مونوکسید کربن امکان‌پذیر بوده و افزایش هیدروژن موجود در سوخت دوم موجب افزایش واکنش‌پذیری سوخت، کاهش دوره احتراق و افزایش نرخ آزادسازی حرارت می‌شود [۲۷]. بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی مانند ترکیب گاز سنتزی و شرایط ورودی در گستره وسیعی از بار موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی گاز سنتزی-دیزل توسط جیا و همکاران [۲۸] انجام گرفت. نتایج نشان‌دهنده میزان پایین اکسیدهای نیتروژن و احتراق موثر و کارآمد در نواحی با درصد پیش‌آمیختگی بالا و پاشش زود هنگام سوخت دیزل است. میزان بهینه هیدروژن بین ۶۰ تا ۸۰ درصد گزارش شد و نیز نشان داده شده است که با هیدروژن ۷۵ درصد می‌توان به بالاترین بازده در بار کامل موتور رسید. چواهی و همکاران، در تحقیقی دیگر [۲۹] روی یک موتور SCOTE^۱، ترکیبی از هیدروژن و مونوکسیدکربن با درصد اختلاط ۵۰ درصد حجمی را به‌صورت تجربی و عددی در شرایط مختلف بررسی کردند. نتایج حاکی از کاهش همزمان اکسیدهای نیتروژن و دوده و افزایش کربن‌مونوکسید خروجی با بالا رفتن نسبت جایگزینی دیزل با سوخت گاز سنتزی بود.

با بررسی ادبیات اهل فن در این حوزه، مشاهده می‌شود که تقریباً اکثریت تحقیقات صورت‌گرفته بر روی موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی گاز سنتزی-دیزل، با استفاده از ترکیب هیدروژن و مونوکسیدکربن خالص به‌عنوان گاز سنتزی شبیه‌سازی شده بوده و از اجزای دیگر این گاز در حالت واقعی صرف‌نظر شده است، حال آنکه وجود گونه‌های دیگر مانند نیتروژن، بخار آب، متان، اتن و ... در گازهای سنتزی واقعی تاثیر بسزایی در شرایط واکنش‌های احتراقی، پارامترهای عملکردی مانند فشار و دما و نیز گازهای احتراقی خروجی خواهند داشت. به‌عنوان مثال، در گازسازی در حضور بخار آب، خود بخار آب جز گونه‌های گاز سنتزی خواهد بود و یا در گازسازی با پایه هوا، غالب حجم گاز سنتزی تولیدشده نیتروژن است که وجود آن‌ها تاثیراتی متفاوت با ترکیب خالص هیدروژن و مونوکسیدکربن بر روی آلاینده‌های خروجی و حتی عملکرد موتور خواهند داشت. شاید بتوان با روش‌های معمول بخار آب را از گاز سنتزی جدا کرد، اما جداسازی سایر اجزا مانند هیدروژن و همچنین متان و اتن به‌هیچ وجه ساده و مقرون‌به‌صرفه نخواهد بود. لذا، به‌کارگیری ترکیب هیدروژن و مونوکسیدکربن، به‌عنوان گاز سنتزی، دقت بالایی نداشته و موتور یادشده را عملاً از حالت دوسوخته به سه‌سوخته تبدیل می‌کند که یکی از معایب

1. Single cylinder oil test engine

موتورهای کنترل واکنشی به حساب می‌آید. بر همین اساس، خلا یک بررسی جامع در رابطه با استفاده از گاز سنتزی واقعی تولیدشده توسط روش‌های مرسوم گازسازی و ریفورمینگ احساس می‌شود. در همین راستا، در مقاله پیش‌رو، سعی بر این بوده تا پس از صحت‌گذاری نتایج، موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی به همراه سوخت دیزل و گاز سنتزی تولیدشده توسط روش‌های تجربی گازسازی زیست‌توده مورد تحقیق قرار گیرد و تاثیرات آن بر روی عملکرد و آلاینده‌ها به صورت عددی، با استفاده از مدل دینامیک سیالات محاسباتی، بررسی شود. در این راستا، سه نوع گاز سنتزی تولیدشده توسط روش‌های گوناگون گازسازی، به همراه گاز سنتزی شبیه‌سازی شده (شامل هیدروژن و مونوکسیدکربن خالص)، انتخاب شده‌اند تا با ثابت نگه داشتن انرژی ورودی (انرژی شیمیایی سوخت) به موتور، علاوه بر تاثیر افزایش نسبت گاز سنتزی به دیزل برای هر یک از گازها، تفاوت آن‌ها با یکدیگر نیز بررسی شود.

مواد و روش‌ها

موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی انتخابی و همچنین مدل‌ها و زیرمدل‌های مورد استفاده در این پژوهش در ادامه معرفی خواهند شد.

مشخصات موتور

موتور مورد بحث برای تمام الگوسازی‌ها و شبیه‌سازی‌ها در این مقاله موتور دیزل تک‌سیلندر ۳۴۰۱ کاتریپلار (SCOTE) واقع در مرکز تحقیقات موتور شهر مدیسون ایالات متحده است. قطر داخل سیلندر این موتور ۱۳۷/۲ میلی‌متر و حجم جابه‌جایی آن ۲/۴۴ لیتر است که در کلاس موتورهای سنگین طبقه‌بندی می‌شود. سایر مشخصات این موتور در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل تک‌سیلندر ۳۴۰۱ کاتریپلار [۲۹]

Displacement [Lit]	2.44
Bore [mm]	137.2
Stroke [mm]	165.1
Con. Rod Length [mm]	261.6
Compression Ratio	16.1:1
IVO [°ATDC]	335
IVC [°ATDC]	-143
EVO [°ATDC]	130
EVC [°ATDC]	-355
Swirl Ratio	0.7

دو سیستم سوخت‌رسانی مستقل از یکدیگر برای این موتور تعبیه شده است. سیستم پاشش سوخت دریچه‌ای^۱، که وظیفه پاشش سوخت با واکنش‌پذیری پایین در چندراهه ورودی و تهیه مخلوط پیش‌آمیخته را دارد و انژکتورهای موجود در سرسیلندر، که سوخت با واکنش‌پذیری بالا را با فشار بالا مستقیماً به داخل محفظه احتراق تزریق می‌کنند. مشخصات سیستم انژکتور پاشش مستقیم در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲- مشخصات سیستم انژکتور پاشش مستقیم [۲۹]

Number of holes	7
included Angle [°]	148
Hole Diameter [mm]	0.141
Injection pressure [bar]	500-600

مدل‌های شبیه‌سازی

مدل محاسباتی احتراق مورد استفاده در این پژوهش توسط نرم‌افزار سالی‌دورکس^۱ تهیه و در نرم‌افزار کانورج^۲ [۳۰] اجرا شده است. لیست تمامی زیرمدل‌ها که در این نرم‌افزار مورد استفاده قرار گرفته‌اند در جدول ۳ به تفصیل آورده شده‌اند.

جدول ۳- زیرمدل‌های استفاده‌شده در نرم‌افزار کانورج

Table 3- CONVERGE sub-models used in CFD simulations

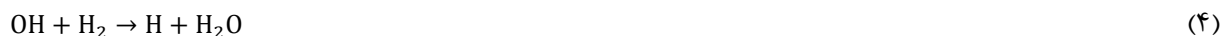
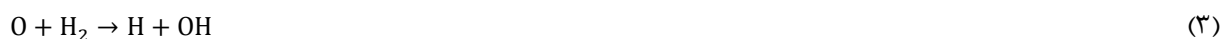
Spray Atomization	KH-RT	Reitz [31]
Vaporization	Frossling Correlation	Amsden et al. [32]
Turbulence	RNG k - ε	Han and Reitz [33]
Droplet Collision	No time counter (NTC)	Schmidt and Rutland [34]
Combustion	SAGE	Senecal et al. [35]
Wall film formation	O'Rourke	O'Rourke and Amsden [36]
Combustion mechanism	REN	[37]
NOx mechanism	Extended Zeldovich	[38]
Soot mechanism	NSC-Hiroyasu	[39]

گاز سنتزی به صورت مخلوط همگن با هوا در زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی (شروع شبیه‌سازی) در نظر گرفته شده است. شکست قطرات سوخت در دو مرحله با الگوی KH-RT^۳ [۳۱] و برخورد قطرات توسط الگوی NTC^۴ شبیه‌سازی شده‌اند. جریان آشفته نیز توسط الگوی همراه با توابع دیواره به منظور در نظر گرفتن انتقال حرارت آن‌ها (RNG k - ε) مدل‌سازی شده است [۳۳]. همچنین، شکل‌گیری فیلم دیواره‌ها از الگوی معرفی‌شده توسط O'Rourke^{۳۶} [۳۶] تبعیت می‌کند. اکسیدهای نیتروژن توسط مکانیزم گسترش‌یافته زلدویچ [۳۸] و دوده توسط روش هیرویا‌سو [۳۹] شبیه‌سازی شده‌اند.

خواص تترادکان (C14H30) و نورمال هپتان (n-heptane) به ترتیب به عنوان خواص فیزیکی و شیمیایی سوخت دیزل، انتخاب شده‌اند. برای حل معادلات احتراق از مکانیزم احتراق پیشنهادی رن [۳۷] با ۱۷۸ گونه و ۷۵۸ واکنش استفاده شده است که پیشتر توانایی آن در پیش‌بینی شکل احتراق دیزل-گاز سنتزی با دقت قابل قبول توسط کرومنس و همکاران [۴۰] صحت‌گذاری شده است. با شکسته‌شدن سوخت دیزل در وهله اول و تشکیل رادیکال‌های آزاد هیدروژن و نیز هیدروکسیل به همراه هیدروکربن‌های سبک‌تر احتراق آغاز می‌شود. این رادیکال‌های آزاد و همچنین هیدروکسیل تولیدشده، در مراحل بعدی، باعث شکسته‌شدن تعداد بیشتر مولکول‌های سوخت و در نتیجه ادامه واکنش‌ها می‌شوند. شروع اکسیداسیون هیدروژن موجود در گاز سنتزی نیز با دو واکنش اولیه تجزیه هیدروژن و واکنش H₂ - O₂ است که احتمال وقوع واکنش دوم، به علت انرژی فعال‌سازی کمتر، بیشتر است.



با تولید بیشتر رادیکال‌های هیدروژن واکنش‌های بعدی به صورت زنجیره‌ای اتفاق افتاده تا در نهایت منجر به تولید بخار آب می‌شود.



ذکر این نکته لازم است که با افزایش یا کاهش فشار و دما، احتمال پاره‌ای تغییرات در واکنش‌های صورت‌گرفته بالا خواهد بود. به عنوان مثال، با افزایش فشار، تولید گونه HO₂ با سرعت بیشتری ادامه یافته و با افزایش دما تولید رادیکال‌های آزاد بیشتر شده و واکنش‌های ذیل را شاهد خواهیم بود:



1. Solidworks
2. Converge CFD version 2.3.5
3. Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor
4. No Time Counter



شروع اکسیداسیون مونوکسیدکربن، حتی در دماهای بالا، نیازمند رادیکال‌های هیدروکسیلی است که از واکنش‌های پیشین تولید شده است، چراکه اکسیداسیون مستقیم مونوکسیدکربن انرژی فعال‌سازی بالایی را می‌طلبد.



همچنین، در فشارهای بالا و مناطقی که غلظت بخار آب بالاست، واکنش ذیل نیز محتمل است.



در حالت کلی، می‌توان گفت شرایط احتراق، مانند دما، فشار و وجود گونه‌های دیگر، بر روی نحوه احتراق و محصولات آن تاثیر مستقیم خواهد داشت. زیرمدل‌های مورد استفاده در این شبیه‌سازی، به‌طور خلاصه، در جدول ۴ آورده شده‌اند. برای الگوسازی احتراق، از روش شیمی مفصل، توسط حلگر SAGE [۳۵]، استفاده شده است. همچنین، به‌منظور کاهش زمان شبیه‌سازی، یک الگوی چندمنطقه‌ای برای حل شیمی مفصل در مناطق مختلف (گروهی از سلول‌ها که وضعیت ترمودینامیکی مشابهی دارند) بهره برده شده است [۴۱].

تحلیل انرژی موتور

شبیه‌سازی موتور در این پژوهش در یک چرخه بسته انجام گرفته است. این چرخه با بسته‌شدن سوپاپ ورودی، آغاز و با بازشدن سوپاپ خروجی به‌اتمام می‌رسد. لذا، برای این حجم کنترل، موازنه انرژی ذیل خواهد بود:

$$Ex_{in} - Ex_{out} - Ex_{des} = \Delta Ex_{system} \quad (۱۰)$$

$Ex_{in} - Ex_{out}$ نشان‌دهنده انرژی انتقالی خالص به داخل سیستم یا خروجی از آن است. ΔEx_{system} تغییر انرژی سیستم از حالت اولیه به حالت نهایی و Ex_{des} تخریب انرژی را نشان می‌دهد. انرژی هر یک از اجزای سیستم متشکل از دو بخش ترمومکانیکی و شیمیایی است که به‌صورت ذیل محاسبه می‌شوند:

$$Ex_{th} = \sum_{j=1}^k H_j(T) - H_j(T_0) - T_0[S_j(T) - S_j(T_0)] - RT \quad (۱۱)$$

$$Ex_{ch} = RT_0 \sum_{j=1}^k \ln \frac{x_j}{x_j^0} \quad (۱۲)$$

H و S به ترتیب نشانگر آنتالپی و آنتروپی گونه‌ها هستند. T نیز نشان‌دهنده دماست. R ثابت جهانی گازها و K تعداد گونه‌های موجود در مخلوط را مشخص می‌سازد. x_j کسر مولی گونه j ام است. در تمامی حالات، پایین‌نویس ۰ حالت مرده را نشان می‌دهد.

انرژی سوخت از طریق آنتالپی و آنتروپی‌های مواد اولیه و محصولات محاسبه می‌شود [۴۲-۴۴]. برای تسریع در محاسبه، مواد اولیه شامل سوخت و اکسیژن و محصولات شامل آب و دی‌اکسیدکربن خواهند بود.

$$Ex_{fuel} = \sum_{reactants} H_i - \sum_{products} H_i - T_0 \left(\sum_{reactants} S_i - \sum_{products} S_i \right) \quad (۱۳)$$

انرژی هیدروکربن‌های نسوخته ($Ex_{incomplete}$) حاصل از احتراق ناقص نیز مشابه دستورالعمل بالا محاسبه می‌شود. انرژی حرارت اتلافی، که نسبت مستقیم با گرادین دمای دیواره‌های سیلندر دارد و نیز انرژی کار موتور به‌صورت ذیل محاسبه می‌شوند.

$$Ex_{Q_{loss}} = \int_{IVC}^{EVO} \int \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) dQ \quad (۱۴)$$

$$Ex_{Work} = \int_{IVC}^{EVO} (P - P_0) dV/d\phi \quad (15)$$

به ترتیب نشان دهنده حرارت دفع شده از سیلندر، دمای گاز مجاور دیواره‌ها، فشار داخل سیلندر و نسبت حجم محفظه احتراق به درجه لنگ‌اند.

براساس موازنه انرژی و با توجه به معادله (۱)، تخریب انرژی موتور در این چرخه بسته را می‌توان به شرح ذیل محاسبه کرد:

$$Ex_d = Ex_{fuel} - Ex_{Work} - Ex_{Q_{loss}} - Ex_{exhaust} + Ex_{intake} - Ex_{incomplete} \quad (16)$$

ذکر این نکته لازم است که انتقال حرارت واقعی در یک موتور فرایندی بسیار پیچیده است، چراکه از طریق مرزهای مختلف محفظه احتراق صورت می‌پذیرد. در این پژوهش، آن قسمت از انتقال حرارت محاسبه شده است که بین بسته شدن سوپاپ ورودی و باز شدن سوپاپ خروجی اتفاق افتاده است.

اعتبارسنجی

همان‌گونه که پیشتر اشاره شد، شبیه‌سازی موتور در این پژوهش به صورت چرخه بسته بر روی شبکه قطعی با استفاده از مرزهای تناوبی انجام شده است تا علاوه بر بهبود بازده محاسبات، مدت زمان آن را نیز کاهش دهد. شبکه محاسباتی، یک شبکه قطعی ۵۱/۴۲ درجه معادل یک سوراخ از ۷ سوراخ نازل مورد استفاده در موتور است. به منظور بررسی استقلال از شبکه، چندین تست به صورت ذیل انجام گرفت. در تست اول، ابعاد ۵ میلی‌متر برای هر سلول شبکه در نظر گرفته شد. سپس، در تست‌های بعدی، رفته‌رفته این اندازه کوچک‌تر شد تا به ۱/۴ میلی‌متر رسید. با بررسی زمان و دقت نتایج، مشخص شد که از یک اندازه به بعد، نتایج از اندازه شبکه تقریباً مستقل بوده و با کاهش اندازه شبکه تغییرات چندانی در نتایج مشاهده نمی‌شود. به همین دلیل، شبکه‌ای با تعداد ۴۹۰۰۰ سلول و ابعاد ۲ میلی‌متر برای هر سلول، در ابتدای شبیه‌سازی، بهینه‌ترین اندازه انتخاب شد. شبکه محاسباتی در نزدیکی‌های نقطه مرگ بالا در شکل ۱ نشان داده شده است.

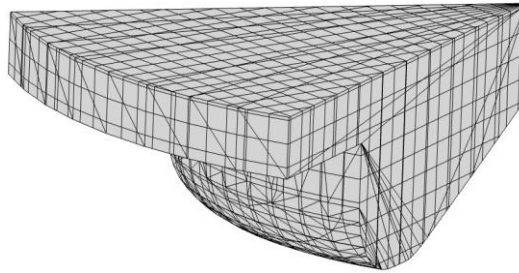


Figure 1. Geometry and grid of the combustion chamber's sector
شکل ۱- شبکه محاسباتی محفظه احتراق موتور شبیه‌سازی شده

برای صحت‌گذاری نتایج به دست آمده در این مقاله، این نتایج با نتایج تجربی چواهی و همکاران [۲۹] اعتبارسنجی شده‌اند. چواهی و همکاران، در بخش اول تحقیق خود، عملکرد موتور ذکر شده را با سوخت دیزل خالص (بدون گاز سنتزی پیش‌آمیخته) در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۳۶، ۰/۴۲، ۰/۵۰ و ۰/۵۸ بررسی کردند. میزان دیزل پاشش شده به داخل محفظه احتراق در هر سیکل، در تمامی چهار نسبت هم‌ارزی گفته شده، ثابت بوده که با توجه به ارزش حرارتی دیزل، انرژی ۵۱۰۰ ژول در هر سیکل را فراهم می‌کند. در نتیجه، تفاوت نسبت‌های هم‌ارزی به علت تفاوت در میزان هوای ورودی به سیلندر است. آن‌ها، در بخش دوم، با انتخاب نسبت هم‌ارزی ۰/۴۲ به عنوان مبنای کار و جایگزین کردن قسمتی از دیزل با گاز سنتز شبیه‌سازی شده (به صورت پیش‌آمیخته با هوا) با توجه به ثابت بودن انرژی ورودی (۵۱۰۰ ژول بر سیکل)، موتور را مورد بررسی قرار دادند. این بخش، در سه حالت ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصد جایگزینی، مورد بررسی قرار گرفت. در واقع، به عنوان مثال، در حالت

۲۰ درصد، ۸۰ درصد انرژی (۴۰۸۰ ژول) توسط دیزل و مابقی توسط گاز سنتزی تامین شده است. چنانچه پیشتر نیز بیان شد، گاز سنتزی شبیه‌سازی شده مورد استفاده در آزمایش‌های آنان شامل هیدروژن و مونوکسیدکربن خالص با نسبت ۵۰ درصد حجمی برای هر یک از گازها بود. سایر شرایط کارکرد موتور در هر دو بخش تحقیق در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴- شرایط کارکرد موتور

Table 4- Engine specifications

	Diesel	Syngas
Engine Speed [rev/min]	1300	1300
SOI [°ATDC]	-10	-10
Equivalence Ratio	0.36, 0.43, 0.50, 0.58	0.43
Substitution Ratio [% Energy]	0	20-40-60
Fuel Energy [J]	5100	5100

شکل‌های ۲ و ۳ نمودارهای فشار داخل محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارت برحسب درجه لنگ را نشان می‌دهند. صحت‌گذاری نتایج در تعیین میزان آلاینده دوده نیز در جدول ۵ نمایش داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، نتایج به‌دست‌آمده در این مقاله، که با نتایج تجربی چواهی و همکاران [۲۹] صحت‌گذاری شده است، نشان‌دهنده دقت بالای نتایج حاصل توسط نرم‌افزار کانورج است.

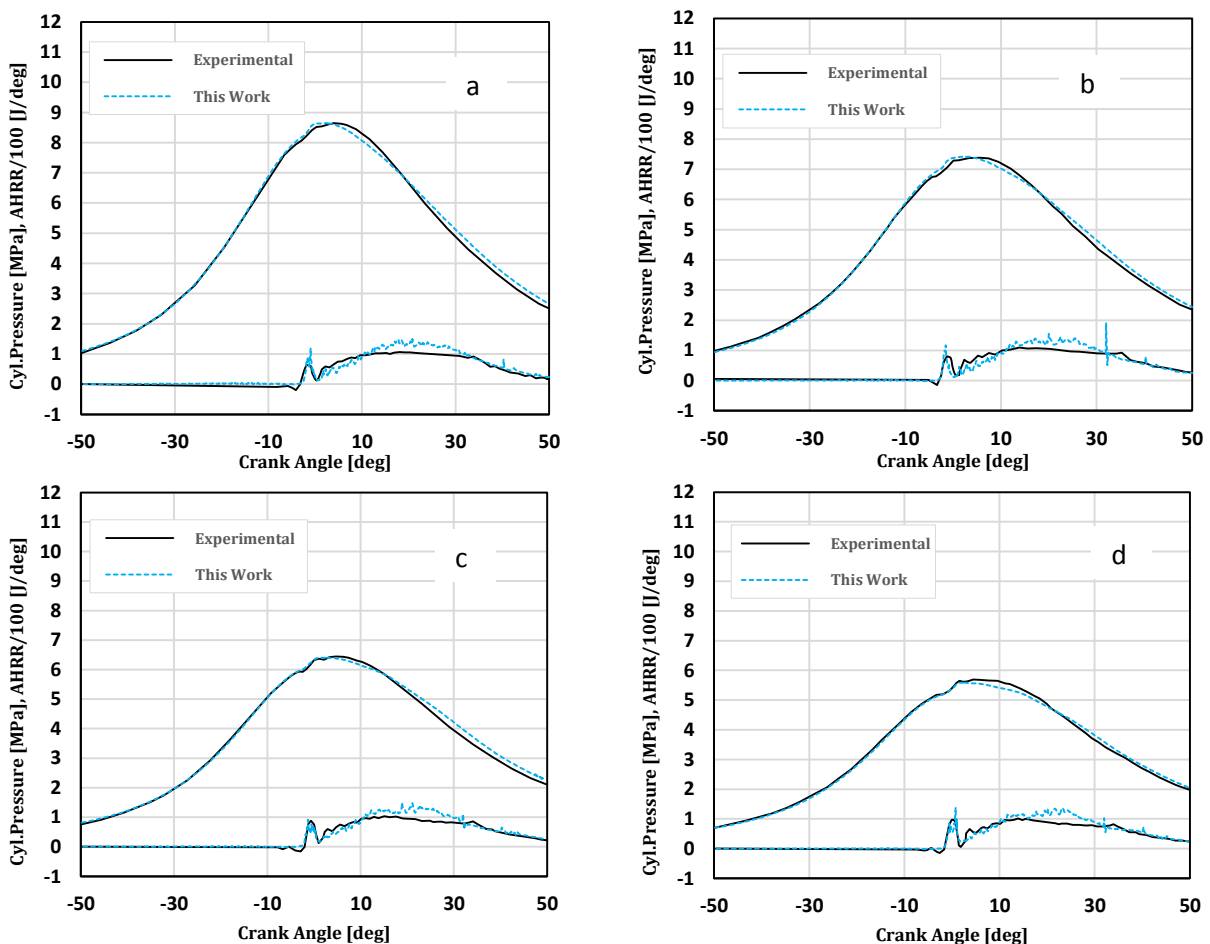


Figure 2- Validation for Cylinder pressure and HRR for CDC, (a) $\Phi=0.36$, (b) $\Phi=0.43$, (c) $\Phi=0.50$, (d) $\Phi=0.58$

شکل ۲- اعتبارسنجی نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت برحسب درجه لنگ در حالت دیزل خالص: (a) $\Phi=0.36$,

(b) $\Phi=0.43$ و (c) $\Phi=0.50$ و (d) $\Phi=0.58$

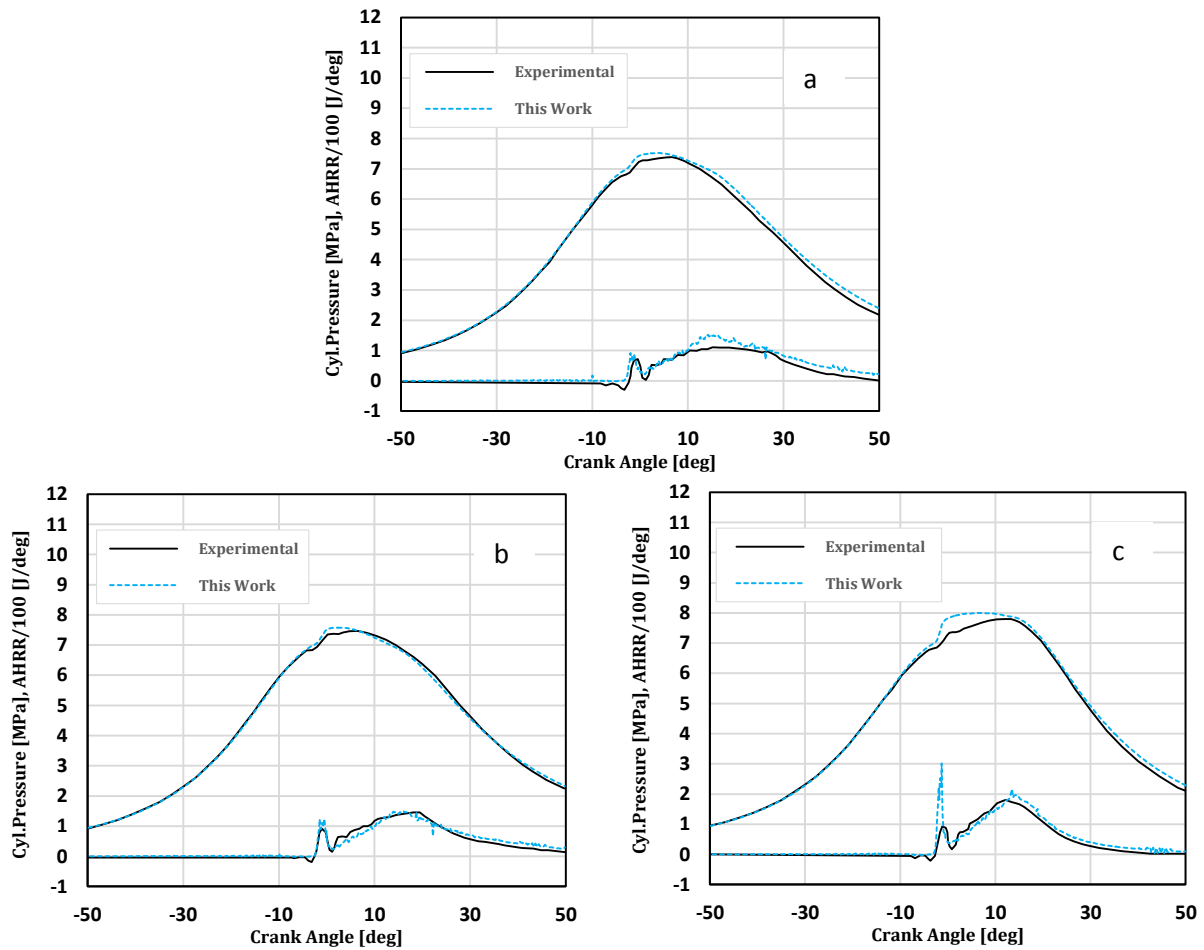


Figure 3- Validation for Cylinder pressure and HRR (a) syngas 20%, (b) syngas 40%, (c) syngas 60%

شکل ۳- اعتبارسنجی نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت برحسب درجه لنگ: (a) گاز سنتزی ۲۰٪، (b) گاز سنتزی ۴۰٪ و (c) گاز سنتزی ۶۰٪ [۲۹]

جدول ۵- اعتبارسنجی آلاینده دوده [۲۹]

Table 5- Validation for soot emissions

Compression Ratio	experimental (gr/kgf)	This work (gr/kgf)	Substitution Ratio [% Energy]	experimental (gr/kgf)	This work (gr/kgf)
0.36	0.19	0.2207	0	0.30	0.3085
0.43	0.30	0.3085	20	0.10	0.0967
0.50	0.57	0.5834	40	0.04	0.0372
0.58	1.26	1.1663	60	0.01	0.0143

نتایج

با بررسی کلی در حوزه موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی می‌توان به این نتیجه رسید که راهبرد یادشده توانایی کنترل مطلوب احتراق را داراست. عملکرد موتورهای کنترل واکنشی، که با ترکیب دو سوخت با واکنش‌پذیری متفاوت، در داخل محفظه، گرادیان واکنشی ایجاد می‌کنند، بسیار قابل قبول است [۴۶،۴۵]. گازهای سنتزی واقعی دقیقا همانند ترکیب هیدروژن و مونوکسیدکربن (گاز سنتز شبیه‌سازی‌شده) می‌توانند گزینه مناسبی به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در این موتورها باشند. لذا، در این پژوهش، تست‌هایی دقیقا مشابه با آنچه در قسمت اعتبارسنجی انجام شده بود، با سه نوع از گازهای سنتزی تولیدشده توسط فرایندهای مختلف گازسازی، توسط نرم‌افزار شبیه‌سازی، انجام شده است [۴۸،۴۷]. شرایط کارکرد موتور مشابه قبل (جدول ۴، ستون دیزل همراه با گاز سنتزی) است. ترکیبات این سه گاز، که برای مقایسه با گاز سنتز شبیه‌سازی‌شده انتخاب شده است، در جدول ۶ آورده شده است.

جدول ۶- اجزای گازهای سنتزی [۴۸،۴۷]

Table 6- Syngas components (all units are in vol. %)

	Simulated Syngas	Fuel I [48]	Fuel II [47]	Fuel III [47]
H ₂	50	13.40	5.10	38.10
CO	50	14.10	13.40	28.10
CH ₄	-	1.20	1.80	8.60
CO ₂	-	9.50	22.00	22.20
N ₂	-	61.70	57.70	-
C ₂ H ₄	-	-	-	3.00
C ₂ H ₆	-	0.10	-	-

شکل ۴ فشار داخل محفظه احتراق و همچنین نرخ آزادسازی حرارت را برحسب درجه لنگ، برای جایگزینی ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصدی انرژی ورودی توسط دیزل با گازهای سنتزی، نشان می‌دهد. نسبت جرم هیدروژن به جرم بقیه اجزای قابل احتراق موجود (m_H/m_{OCF}) در گازهای سنتزی شبیه‌سازی شده، نوع اول، دوم و سوم به ترتیب برابر است با ۰/۰۷۸، ۰/۰۶۵ و ۰/۰۷۵. با توجه به شکل ۴، مشاهده می‌شود، با افزایش این نسبت، فشار بیشینه محفظه نیز افزایش می‌یابد. بنابراین، پیش‌افتادن CA50 (درجه‌ای از میل لنگ که در آن ۵۰ درصد احتراق تکمیل شده باشد) را می‌توان در اثر افزایش واکنش‌پذیری کل سوخت داخل محفظه دانست، چراکه واکنش‌پذیری سوخت هیدروژن و نیز سرعت شعله آن نسبت به بقیه اجزا بیشتر بوده و با افزایش آن در یک سوخت سنتزی (نسبت جرم هیدروژن به جرم بقیه اجزا) احتراق پیش افتاده و سریع‌تر انجام می‌شود. از سویی دیگر، تاثیر وجود نیتروژن به مقدار فراوان در سوخت‌های نوع اول و دوم در کاهش بیشینه فشار محفظه را نمی‌توان نادیده گرفت. لذا، سوخت نوع دوم، با کمترین میزان این نسبت جرم و دارابودن نیتروژن در ترکیبات خود، کمترین افزایش فشار را در همه حالات به خود اختصاص داده است. در حقیقت، می‌توان گفت که در احتراق این سوخت، زمان بیشتری نیاز خواهد بود تا گاز سنتزی محترق شود. بر همین اساس، همان‌گونه که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، این سوخت کمترین میزان دمای بیشینه محلی و میانگین را نیز دارا خواهد بود، چراکه زمان کافی برای انتقال حرارت نسبت به بقیه حالات را داراست. همچنین، با بررسی شکل ۵، می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش میزان جایگزینی دیزل با گاز سنتزی نوع اول و دوم دمای بیشینه به ترتیب به اندازه ۱/۸ و ۶/۱٪ از ۲۰ به ۴۰ درصد جایگزینی و ۱/۹ و ۵/۷٪ از ۴۰ به ۶۰ درصد جایگزینی کاهش می‌یابد که این برخلاف سوخت‌های نوع سوم و شبیه‌سازی شده است. در دو سوخت اخیر، تا ۴ درصد افزایش دمای بیشینه به‌زای افزایش جایگزینی گاز سنتزی با دیزل مشاهده می‌شود. دلیل این پدیده را نیز، مانند قبل، می‌توان به وجود نیتروژن در سوخت‌های نوع اول و دوم و همچنین میزان کمتر هیدروژن موجود در ترکیبات نسبت داد. در هر صورت، با افزایش درصد جایگزینی دیزل، افزایش هر دو عنصر نیتروژن و هیدروژن را شاهدیم. لیکن، به‌علت نافذبودن تاثیر نیتروژن، در سوخت‌های دارای نیتروژن، عملاً کاهش دما را شاهد خواهیم بود.

در اینکه در دماها و فشارهای پایین احتمال نرسیدن دمای مخلوط به دمای خوداشتعالی وجود دارد تردیدی نیست. بنابراین، ذکر این نکته نیز لازم به‌نظر می‌رسد که کارکرد موتور با این دو نوع سوخت، در بارهای کم، احتمال یک احتراق ناپایدار را بالا خواهد برد. لذا، فشار و دماهای پایین، علی‌رغم کمک به کاهش اکسیدهای نیتروژن، همیشه مفید نخواهند بود.

جدول ۷ میزان چهار آلاینده مونوکسیدکربن، اکسیدهای نیتروژن، دوده و هیدروکربن‌های نسوخته را نشان می‌دهد. در سوخت نوع اول و دوم کاهش ۷۸ و ۹۷ درصدی اکسیدهای نیتروژن (در حالت ۶۰ درصد جایگزینی نسبت به حالت دیزل خالص) را داریم. اما، در سوخت‌های نوع سوم و شبیه‌سازی شده این آلاینده افزایش ۲۱ و ۸۵ درصدی دارد. نتایج فوق موید این مطلب است که اکسیدهای نیتروژن، برخلاف سایر آلاینده‌ها، در سوخت نوع دوم دارای کمترین مقدار است که با نتایج حاصل از شکل‌های ۴ و ۵ مطابقت دارد، چراکه کمترین میزان نسبت جرمی هیدروژن به سایر گونه‌ها را داراست. لیکن این میزان هیدروژن در سوخت، علی‌رغم کاهش اکسیدهای نیتروژن، افزایش سایر آلاینده‌ها را در پی خواهد داشت. در حقیقت، کارکرد موتور با سوخت نوع دوم باعث می‌شود اکسیدهای نیتروژن، با افزایش میزان جایگزینی سوخت دیزل با گاز سنتزی، با شیب بیشتری کاهش یابد که آن هم به‌دلیل کاهش نسبت‌های هم‌ارزی محلی، کاهش دمای شعله و متعاقباً به‌تاخیرانداختن احتراق است.

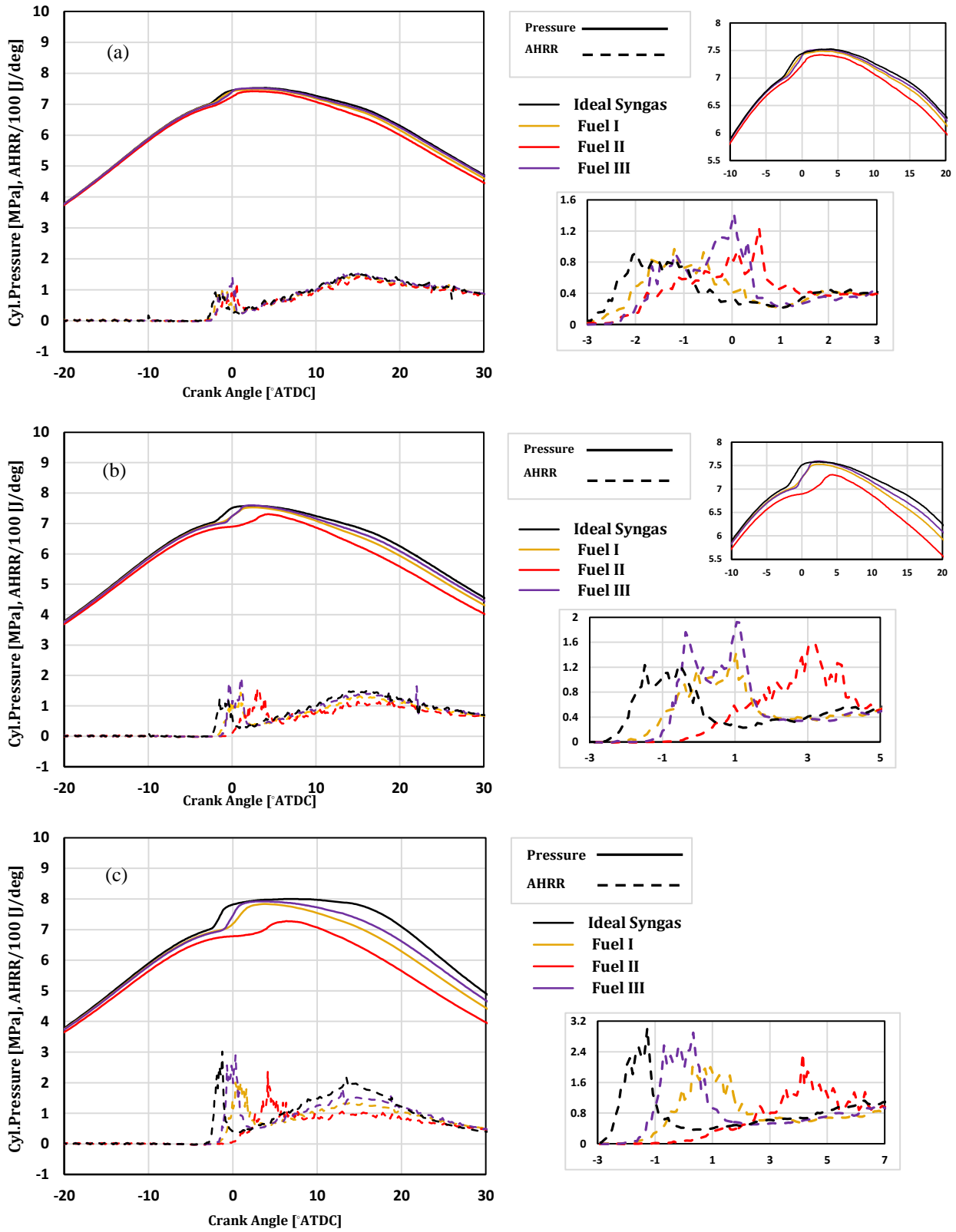


Figure 4. Cylinder pressure and heat release rate, (a) syngas = 20%, (b) syngas = 40%, and (c) syngas = 60%
 شکل ۴- فشار داخل محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارت برحسب درجه لنگ: الف) ۲۰٪، ب) ۴۰٪، ج) ۶۰٪

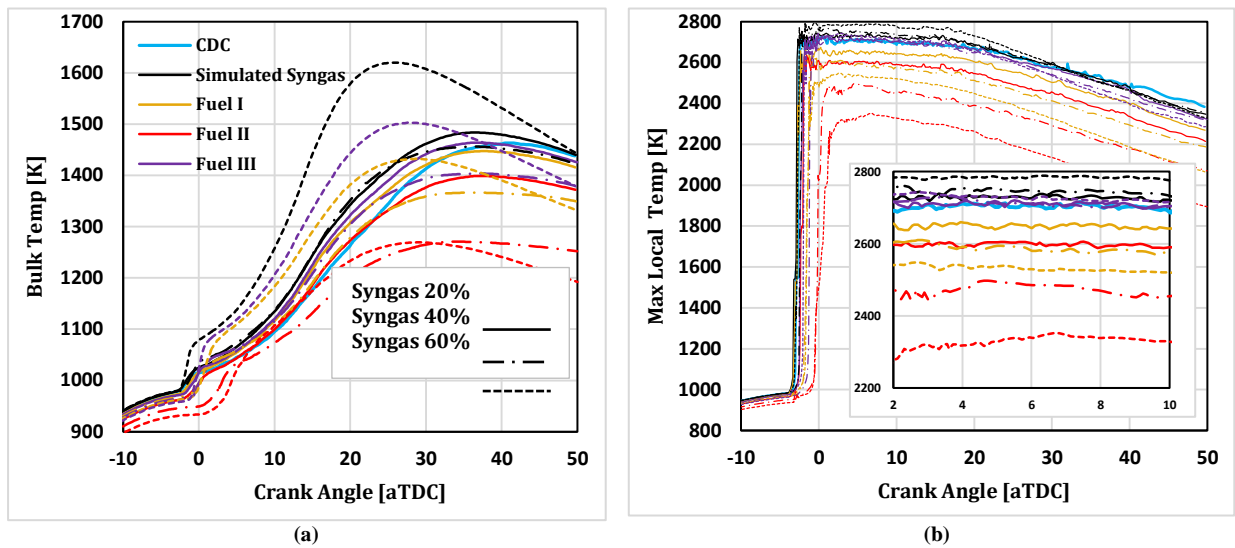


Figure 5- a) Cylinder Bulk Temperature, b) Maximum Local Temperature
 شکل ۵- الف) دمای میانگین و ب) بیشینه دمای محلی برحسب درجه لنگ

جدول ۷- میزان آلاینده‌ها (کیلووات ساعت/گرم) برحسب درصد جایگزینی دیزل با گاز سنتزی

Table 7-Trend of emissions (gr/Kwh)

Soot	Simulated Syngas	Fuel I	Fuel II	Fuel III
CDC*	0.058	0.058	0.058	0.058
20% syngas	0.023	0.063	0.106	0.054
40% syngas	0.011	0.078	0.163	0.84
60% syngas	0.005	0.126	0.305	0.98
NOx	Simulated Syngas	Fuel I	Fuel II	Fuel III
CDC	2.8	2.8	2.8	2.8
20% syngas	3.7	1.7	1.0	3.1
40% syngas	3.8	0.8	0.2	2.7
60% syngas	5.2	0.6	0.06	3.4
CO	Simulated Syngas	Fuel I	Fuel II	Fuel III
CDC	3.3	3.3	3.3	3.3
20% syngas	14.2	18.0	28.3	11.6
40% syngas	28.7	40.6	82.0	27.2
60% syngas	41.2	74.0	188.1	40.49
UHC	Simulated Syngas	Fuel I	Fuel II	Fuel III
CDC	1.5	1.5	1.5	1.5
20% syngas	0.7	2.6	5.1	2.5
40% syngas	0.5	5.0	12.5	4.9
60% syngas	0.1	5.7	18.4	7.2

* Conventional Diesel Combustion

نکته قابل توجه در این قسمت افزایش دوده در تمامی حالات در مقایسه با گاز سنتزی شبیه‌سازی شده است (که کاهش داشته است)، که متاثر از کاهش بازده حجمی در اثر وجود سایر گونه‌ها مانند دی‌اکسیدکربن و نیتروژن و غیره است. لذا، اگرچه تاثیر وجود سایر گونه‌ها مانند متان، اتان و اتن در تشکیل دوده پایین است، لیکن نباید نادیده گرفته شود. در رابطه با مونوکسیدکربن نیز باید متذکر شد که با بالارفتن میزان جایگزینی دیزل با گاز سنتزی، میزان این آلاینده در هر چهار نوع گاز سنتزی افزایش خواهد داشت. دلیل آن را نیز می‌توان ورود مونوکسیدکربن همراه با هوا به صورت پیش‌آمیخته و قرارگرفتن در فاصله بین رینگ‌های پیستون و سیلندر و مکان‌های دیگر دانست که شعله به آن‌ها نمی‌رسد. میزان این افزایش برای گازهای

سنتزی شبیه‌سازی‌شده، نوع اول، دوم و سوم به ترتیب برابر با ۱۱/۴، ۲۱/۴، ۵۶ و ۱۱/۲٪ (جایگزینی ۶۰ درصد نسبت به حالت دیزل خالص) است.

شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب نشان‌دهنده بازده ناخالص اندیکاتوری و بازده احتراق‌اند که به صورت ذیل قابل محاسبه‌اند:

$$GIE = W_{ind}/Q_{in} \quad (17)$$

$$\eta_{comb} = \frac{E_{fuel} - E_{comb.loss}}{E_{fuel}} = \frac{\sum_{i=1}^n m_{fi} LHV_i - m_{UHC}^{EVO} LHV_{UHC} - m_{CO}^{EVO} LHV_{CO} - m_{H_2}^{EVO} LHV_{H_2}}{\sum_{i=1}^n m_{fi} LHV_i} \quad (18)$$

بازده ناخالص اندیکاتوری سوخت نوع دوم با ۲۷/۱٪ بیشترین و سوخت سنتزی شبیه‌سازی‌شده با ۰/۰۶٪ کمترین اختلاف را با حالت دیزل معمولی دارند. میزان انتقال حرارت و بازده احتراق سوخت دو عامل عمده‌ای‌اند که در بازده ناخالص اندیکاتوری تاثیر بسزایی دارند. در حقیقت، هرچه بازده احتراق سوخت بالاتر باشد، میزان حرارت تولیدشده در داخل محفظه بیشتر شده و افزایش دما و فشار باعث تولید نیروی بیشتر در پایین‌راندن پیستون می‌شوند. قسمتی از این حرارت از طریق دیواره‌ها به خارج از محفظه احتراق انتقال پیدا می‌کند که باعث کاهش قدرت تولیدی می‌شود. انتقال حرارت به خارج از سیلندر در حالت کارکرد موتور با گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده، به دلایل ذکرشده، به واسطه ویژگی دمایی بالاتر، بیشتر از بقیه حالات است. علی‌رغم این واقعیت، کمبود اکسیژن و کاهش بازده حجمی در گازهای سنتزی واقعی را می‌توان از دلایل کار و بازده ناخالص اندیکاتوری و درنهایت بازده احتراق کمتر برشمرد. در حقیقت، کاهش تلفات حرارتی در گازهای سنتزی واقعی نمی‌تواند کاهش تولید کار را جبران کند. نکته قابل توجه دیگر این است که هرچه میزان هیدروژن موجود در سوخت بیشتر باشد، بازده احتراق بیشتر است. دلیل این امر را می‌توان به سرعت شعله بسیار بالای هیدروژن نسبت داد که قبل از شروع روند کاهش دما در کورس انبساط، می‌تواند به نقاط غیرقابل دسترسی شعله سوخت‌های دیگر مانند نواحی مربوط به درز و شکاف، نفوذ کرده و هیدروکربن‌های نسوخته در آن قسمت‌ها را محترق کند. وجود همین نواحی اصلی‌ترین دلیل کاهش بازده احتراق در درصد‌های بالاتر جایگزینی دیزل با سوخت سنتزی است.

شکل ۸ کانتورهای دمایی محفظه احتراق را در CA50 برای هر سه حالت ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصد نشان می‌دهد. همان‌طور که پیشتر ذکر شد، به دلیل خاصیت احتراق هیدروژن که باعث افزایش سرعت و بازده احتراق کل می‌شود، بالاترین دما مربوط به گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده و پس از آن به ترتیب مربوط به سوخت‌های نوع سوم، اول و دوم است. همچنین، در تمامی حالات، می‌توان احتراق همگن‌تری را نسبت به حالت دیزل معمولی مشاهده کرد.

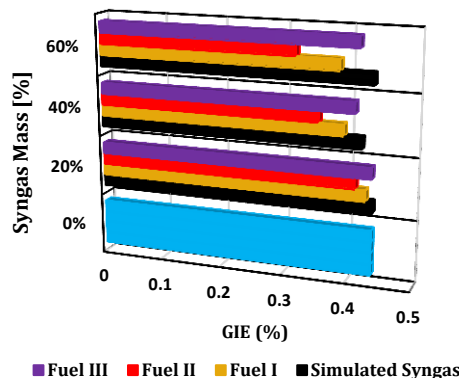


Figure 6- Thermal efficiency (0%=CDC)
شکل ۶- بازده ناخالص اندیکاتوری (۰٪=دیزل خالص)

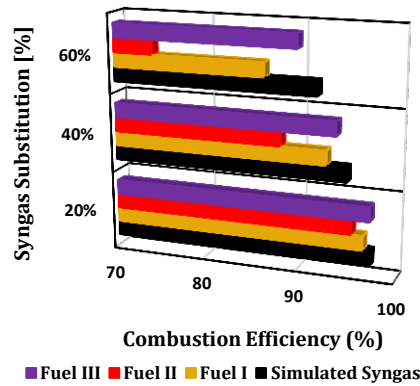


Figure 7- Combustion efficiency
شکل ۷- بازده احتراق

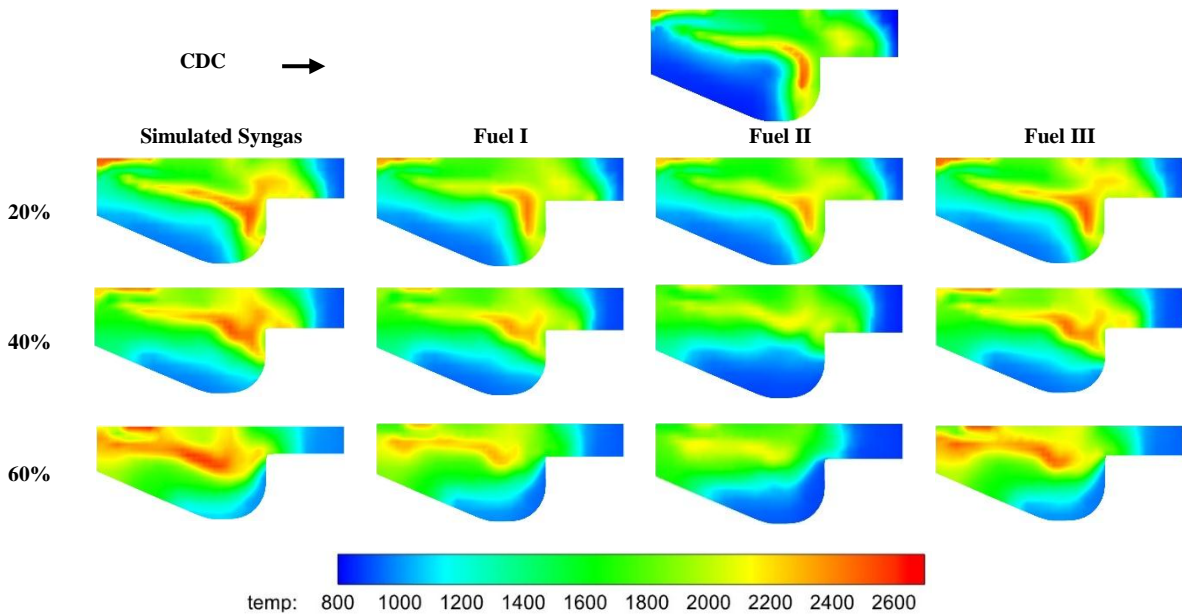


Figure 8- Cylinder temperature cut planes at CA50
شکل ۸- کانتورهای دمای محفظه احتراق در CA50

در پایان، برای رسیدن به یک نتیجه جامع، برای تمامی حالات بررسی شده، تحلیل‌های انرژی و انرژی برگرفته از قانون‌های اول و دوم انجام گرفته است. بر همین اساس، تخریب انرژی، به‌عنوان فاکتوری بسیار مهم در محدودسازی کار خروجی، محاسبه شده است. توزیع انرژی و انرژی برای هر چهار سوخت سنتزی در حالات مختلف جایگزینی در شکل ۹ نشان داده شده است. انرژی کل متشکل از چهار بخش کلی است: توان خروجی یا کار، حرارت انتقال یافته به خارج از سیلندر، انرژی‌های اتلافی (حرارتی) و نیز انرژی سوخت‌های هیدروکربنی و احیانا هیدروژنی نسوخته که از طریق گازهای خروجی به خارج از سیلندر هدایت می‌شوند. براساس تقسیم‌بندی بالا، انرژی کل نیز به پنج بخش کلی تقسیم می‌شود: انرژی مفید یا کار، تخریب انرژی، انرژی حرارتی اتلافی به خارج از سیلندر توسط دیواره‌ها، انرژی حرارتی اتلافی به خارج از سیلندر توسط گازهای خروجی و انرژی سوخت‌های هیدروکربنی و احیانا هیدروژنی نسوخته که همراه با گازهای خروجی محفظه احتراق را ترک می‌کنند. سه قسمت آخر می‌توانند تحت عنوان انرژی انتقالی طبقه‌بندی شوند.

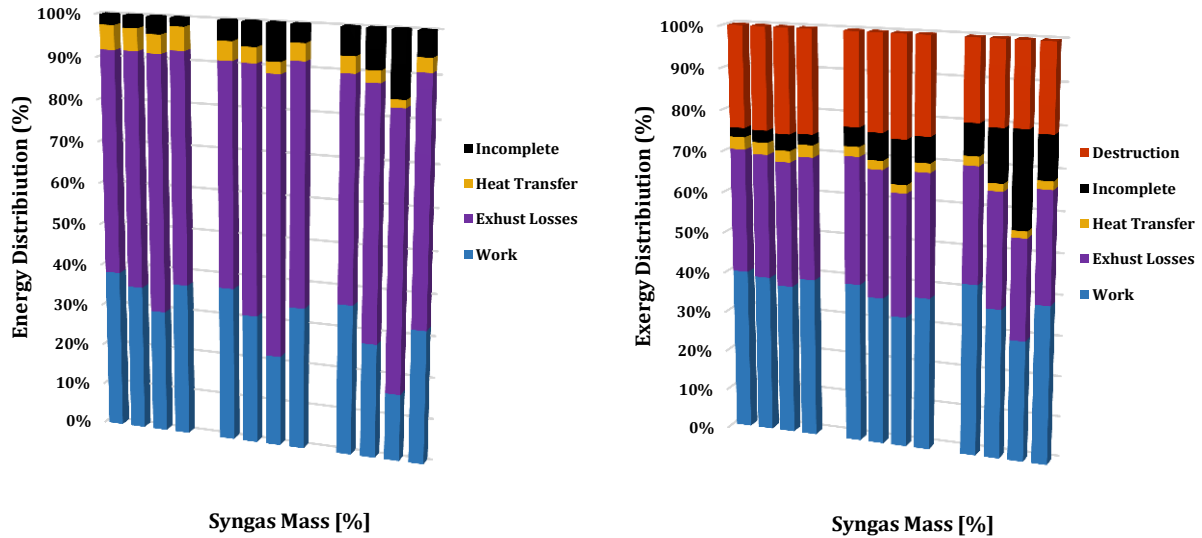


Figure 9- Energy and exergy distributions

شکل ۹- توزیع انرژی و اگزرژی

همان‌گونه که مشاهده می‌شود، سوخت نوع دوم بیشترین اتلاف اگزرژی مربوط به هیدروکربن‌های نسوخته (بیش از ۲ برابر گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده در حالت جایگزینی ۶۰ درصدی) را به خود اختصاص داده است. دلیل آن را می‌توان به پایین بودن دمای میانگین نسبت به بقیه حالات نسبت داد که مانع از احتراق بخشی از سوخت می‌شود. به همین دلیل است که در تمامی حالات سوخت نوع دوم دارای کمترین میزان اگزرژی اتلافی در اثر انتقال حرارت به خارج از سیلندر توسط مرزهاست. ذکر این نکته در این قسمت ضروری به نظر می‌رسد که میزان پایین حرارت انتقالی و میزان بالای انرژی اتلافی گازهای خروجی در اثر فرض بسته بودن سیستم است. همان‌گونه که از شکل ۹ پیداست، گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده کمترین میزان انرژی و اگزرژی اتلافی به خارج از سیلندر توسط گازهای خروجی را داراست که نشان‌دهنده پتانسیل بالاتر ترکیب خالص هیدروژن و مونوکسیدکربن در تبدیل انرژی ورودی به کار مفید نسبت به گازهای سنتزی واقعی است که میزان کار تولیدی اندیکاتوری مشخص شده در نمودارها نیز موید آن است. از این دیدگاه، گاز سنتزی نوع سوم نزدیک‌ترین رفتار و سوخت سنتزی نوع دوم دورترین رفتار را به گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده (از نظر توانایی تولید کار) دارند.

با بررسی نمودار توزیع اگزرژی، به این نتیجه می‌رسیم که میزان تخریب اگزرژی در گاز سنتزی شبیه‌سازی‌شده، سوخت نوع اول و نوع سوم نسبت به نوع دوم کمتر است. لذا، می‌توان اینچنین نتیجه گرفت که در سه سوخت ذکر شده می‌توان انرژی بیشتری را برای تولید کار مفید تولید کرد. در حقیقت، نباید این واقعیت را نادیده گرفت که قسمت بزرگی از اگزرژی در مرحله احتراق تخریب می‌شود که می‌توان با افزایش دمای احتراق این تخریب را کاهش داد [۵۰، ۴۹]. همچنین، می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش میزان گاز سنتزی در یک انرژی ثابت ورودی، نه تنها میزان تخریب اگزرژی کاهش می‌یابد، بلکه تفاوت تخریب اگزرژی گازهای سنتزی مختلف نیز به پایین‌ترین سطح خود می‌رسد.

نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، تأثیر سه نوع متفاوت گاز سنتزی تولیدشده با روش‌های گازسازی، به‌عنوان سوخت پیش‌آمیخته، بر روی میزان آلاینده‌ها و عملکرد موتور، در یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بررسی و نتایج حاصل با نتایج گاز سنتزی

شبیه‌سازی شده (شامل هیدروژن و مونوکسیدکربن) مقایسه شده است. همچنین، به‌منظور تحلیل بهینه، آنالیز انرژی و انرژی نیز صورت گرفته است. نتایج عمده این پژوهش به شرح زیر است:

- (۱) با افزایش نسبت جرم هیدروژن به جرم سایر گونه‌های قابل احتراق در سوخت سنتزی، فشار بیشینه، نرخ افزایش فشار، دمای متوسط و بیشینه دمای محلی افزایش می‌یابند. تاخیر در اشتعال سوخت کمتر، نرخ آزادسازی حرارت با شیب تندتر و افزایش اکسیدهای نیتروژن در عین کاهش دوده، مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته را نیز می‌توان به این دلیل دانست.
- (۲) وجود نیتروژن در ترکیب گاز سنتزی در همه حالات باعث کاهش دمای بیشینه می‌شود. بنابراین، استفاده از این سوخت‌های نوع اول و دوم، به ترتیب، کاهش ۷۸ و ۹۷ درصدی اکسیدهای نیتروژن را در بیشترین حالت جایگزینی، در پی خواهد داشت. علی‌رغم این مزیت، افزایش بیش از ۴ برابری دوده در سوخت نوع دوم را شاهد خواهیم بود.
- (۳) از دیدگاه انرژی، سوخت‌های نوع اول و دوم شباهت بیشتری به گاز سنتزی شبیه‌سازی شده دارند. لذا، گزینه‌های مناسبی برای جایگزینی این سوخت‌اند.
- (۴) بررسی نتایج نشان‌دهنده کاهش اکسیدهای نیتروژن، در عین افزایش جزئی میزان دوده و هیدروکربن‌های نسوخته، نسبت به سوخت‌های دیگر، با افزایش میزان گاز سنتزی ورودی نوع اول به موتور است. لذا، استفاده از این نوع سوخت، به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین، برای استفاده در موتورهای کنترل واکنشی بسیار مناسب است. نزدیک‌بودن میزان انرژی اتلافی به خارج از سیلندر توسط گازهای خروجی به حالت گاز سنتزی شبیه‌سازی شده نیز موید این مطلب است.

منابع

1. V. Chintala, K. A. Subramanian, "A comprehensive review on utilization of hydrogen in a compression ignition engine under dual fuel mode," *Renew Sustain Energy Rev.*, 70, 2017, pp. 472–91.
2. V. Chintala, K. A., "Subramanian CFD analysis on effect of localized in-cylinder temperature on nitric oxide (NO) emission in a compression ignition engine under hydrogen-diesel dual-fuel mode," *Energy*, 116, 2016, pp. 470–88.
3. S. L. Kokjohn, R. D. Reitz, "An investigation of charge preparation strategies for controlled PPCI combustion using a variable pressure injection system," *Int J Eng Res*, 11, 2010, pp. 257–82.
4. N. R. Walker, F. D. F. Chuahy, R. D. Reitz, "Comparison of diesel pilot ignition (DPI) and reactivity controlled compression ignition (RCCI) in a heavy-duty engine," *ASME 2015 Intern. Combust. Engine Div. Fall Tech*, San Diego, CA. Conf., American Society of Mechanical Engineers; 2015.
5. M. Wissink, R. D. Reitz, "Direct dual fuel stratification, a path to combine the benefits of RCCI and PPC," *SAE Int J Engines*, 8, 2015, pp. 878–89.
6. S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, R. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light- and heavy-duty engines," *SAE Int J Engines*, 4, 2011, pp. 360–74.
7. C. Noehre, M. Andersson, B. Johansson, A. Hultqvist, "Characterization of partially premixed combustion," *SAE Technical Paper*, doi:https://doi.org/10.4271/2006-01-3412, 2006.
8. D. Kim, I. Ekoto, W. F. Colban, P. C. Miles, "In-cylinder CO and UHC imaging in a light-duty diesel engine during PPCI low-temperature combustion," *SAE Int J Fuels Lubr*, 1, 2009, pp. 933–56.
9. S. L. Kokjohn, R. D. Reitz, "Investigation of the roles of flame propagation, turbulent mixing, and volumetric heat release in conventional and low temperature diesel combustion," *J Eng Gas Turb Power*, 133, 2011, pp. 102805–102110.
10. M. Teimouri, B. Bahri, F. Jahandideh, "Investigating combustion and emissions parameters in an ethanol fuelled low temperature combustion engine," *Fuel Combust Sci Res J*, 3, 2018, pp. 65–77. (in Persian)
11. X. Lu, D. Han, Z. Huang, "Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes," *Prog Energy Combust Sci*, 37, 2011, pp. 741–83.
12. H. Zhao, *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, Woodhead Publishing, Cambridge, England, 2007.
13. A. Kakaei, A. Paykani, "Advanced engines with low temperature combustion, view to the future," *Mech Eng J*, 92, 2013, pp. 71–81. (in Persian)
14. M. M. Salahi, *3D simulation of reactivity controlled compression ignition engines*, PhD Thesis, Dep Mech Eng, Tehran Univ Tehran, 2016. (in Persian)
15. R. D. Reitz, R. M. Hanson, D. A. Splitter, S. L. Kokjohn, *Engine combustion control via fuel reactivity stratification*, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 1259647, 2016.
16. H. Fajri, S. Shamekhi, S. A. Jazayeri, "Investigating the Effects of Varying the Intake Air Temperature and Pressure on

- the Performance and Emissions of RCCI Engines," *Fuel Combust Sci Res J*, 1, 2016, pp. 23–38. (in Persian)
17. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, R. D. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): A pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *Int J Engine Res*, 12, 2011, pp. 209–26.
 18. N. R. Walker, M. L. Wissink, D. A. DelVescovo, R. D. Reitz, "Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines," *J Energy Resour Technol*, 137, 2015, pp. 1–7.
 19. D. E. Nieman, A. B. Dempsey, R. D. Reitz, "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel," *SAE Int J Engines*, 5, 2012, pp. 270–85.
 20. K. Poorghasemi, R. K. Saray, E. Ansari, B. K. Irdmousa, M. Shahbakhti, J. D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," *Appl Energy*, 199, 2017, pp. 430–46.
 21. A. B. Dempsey, B. D. Adhikary, S. Viswanathan, R. D. Reitz, "Reactivity controlled compression ignition using premixed hydrated ethanol and direct injection diesel," *J Eng Gas Turbines Power*, 134, 82806, 2012, pp. 1-11.
 22. J. Benajes, S. Molina, A. García, J. Monsalve-Serrano, "Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels," *Energy Convers Manag*, 99, 2015, pp. 193–209.
 23. B. B. Sahoo, N. Sahoo, U. K. Saha, "Effect of H₂: CO ratio in syngas on the performance of a dual fuel diesel engine operation," *Appl Therm Eng*, 49, 2012, pp. 139–46.
 24. A. S. Bika, L. Franklin, D. Kittelson, "Cycle efficiency and gaseous emissions from a diesel engine assisted with varying proportions of hydrogen and carbon monoxide (synthesis gas)," *SAE Technical Paper*, doi:<https://doi.org/10.4271/2011-01-1194>, 2011.
 25. P. Rahnama, A. Paykani, V. Bordbar, R. D. Reitz, "A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas," *Fuel*, 209, 2017, pp. 742–53.
 26. F. D. F. Chuahy, S. Kokjohn, "System and Second Law Analysis of the Effects of Reformed Fuel Composition in "Single" Fuel RCCI Combustion," *SAE Int J Engines*, 11, 2018, pp. 861–78.
 27. F. D. F. Chuahy, S. L. Kokjohn, "Effects of reformed fuel composition in "single" fuel reactivity controlled compression ignition combustion," *Appl Energy*, 208, 2017, pp. 1–11.
 28. Z. Xu, M. Jia, Y. Li, Y. Chang, G. Xu, L. Xu, et al., "Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine," *Fuel*, 234, 2018, pp. 120–34.
 29. F. D. F. Chuahy, S. L. Kokjohn, "High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming," *Appl Energy*, 195, 2017, pp. 503–22.
 30. K. J. Richards, P. K. Senecal, E. Pomraning, CONVERGE (v 2.3. 5). Converge Sci 2015.
 31. R. Reitz, "Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays," *At Spray Technol*, 3, 1987, pp. 309–37.
 32. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, T. D. Butler, *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Report no. LA-11560, Los Alamos Natl Lab, 1989.
 33. Z. Han, R. D. Reitz, "Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models," *Combust Sci Technol*, 106, 1995, pp. 267–95.
 34. D. P. Schmidt, C. J. Rutland, "A new droplet collision algorithm," *J Comput Phys*, 164, 2000, pp. 62–80.
 35. P. K. Senecal, E. Pomraning, K. J. Richards, T. E. Briggs, C. Y. Choi, R. M. McDavid, et al., "Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry," *SAE Trans*, 112, 2003, pp. 1331–51.
 36. P. J. O'Rourke, A. A. Amsden, "A spray/wall interaction submodel for the KIVA-3 wall film model," *SAE Trans*, 109, 2000, pp. 281–98.
 37. S. Ren, S. L. Kokjohn, Z. Wang, H. Liu, B. Wang, J. Wang, "A multi-component wide distillation fuel (covering gasoline, jet fuel and diesel fuel) mechanism for combustion and PAH prediction," *Fuel*, 208, 2017, pp. 447–68.
 38. J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, New York City, United States, 2018.
 39. H. Hiroyasu, T. Kadota, "Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines," *SAE Trans*, 85, 1976, pp. 513–26.
 40. A. Kéromnès, W. K. Metcalfe, K. A. Heufer, N. Donohoe, A. K. Das, C. J. Sung, et al., "An experimental and detailed chemical kinetic modeling study of hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressures," *Combust Flame*, 160, 2013, pp. 995–1011.
 41. M. Raju, M. Wang, M. Dai, W. Piggott, D. Flowers, "Acceleration of detailed chemical kinetics using multi-zone modeling for CFD in internal combustion engine simulations," *SAE Technical Paper*, doi:<https://doi.org/10.4271/2012-01-0135>, 2012.
 42. Y. A. Cengel, M. A. Boles, *Thermodynamics, An engineering approach*, McGraw-Hill, New York City, United States, 2002.
 43. C. R. Ferguson, *Internal Combustion Engines; Applied Thermosciences*, USA, Willy publication, 1986.
 44. A. Javaheri, V. Esfahanian, A. Salavati-Zadeh, M. Darzi, "Energetic and exergetic analyses of a variable compression ratio spark ignition gas engine," *Energy Convers Manag*, 88, 2014, pp. 739–48.
 45. Y. Wang, M. Yao, T. Li, W. Zhang, Z. Zheng, "A parametric study for enabling reactivity controlled compression ignition (RCCI) operation in diesel engines at various engine loads," *Appl Energy*, 175, 2016, pp. 389–402.
 46. R. D. Reitz, "Directions in internal combustion engine research," *Combust Flame*, 1, 2013, pp. 1–8.
 47. J. Zhang, E. E. S. Lora, L. R. de Mello e Pinto, P. S. P. Corrêa, "Andrade RV, Ratner A. Experimental study on applying biomass-derived syngas in a microturbine," *Appl Therm Eng*, 146, 2018, pp. 328–37.

48. M. Costa, N. Massarotti, L. Vanoli, D. Cirillo, M. La Villetta, "Performance analysis of a biomass powered micro-cogeneration system based on gasification and syngas conversion in a reciprocating engine," *Energy Convers Manag*, 175, 2018, pp. 33–48.
49. C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation," *Prog Energy Combust Sci*, 32, 2006, pp. 2–47.
50. J. A. Caton, "Combustion phasing for maximum efficiency for conventional and high efficiency engines," *Energy Convers Manag*, 77, 2014, pp. 564–76.

English Abstract

Effect of the composition of syngas derived from biomass gasification on performance and emission characteristics of a diesel-syngas RCCI engine

Mortaza Yari Daryaman^{1*}, Navid Kousheshi² and Ali Saberi Mehr³

1- Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, MYari@Tabrizu.ac.ir

2- Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Navid.Kousheshi@Tabrizu.ac.ir

3- Faculty of Mechanical Engineering, University of Bonab, A.S.Mehr@bonabu.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2019.5.11, Received in revised form 2019.07.11., Accepted: 2019.07.19)

Syngas, mainly composed of hydrogen and carbon monoxide, is a suitable candidate for RCCI engines. In the present effort, the impact of syngas with different compositions, on the performance and emissions of a RCCI engine, at constant input energy, has been numerically investigated. For this purpose, three different types of syngas are selected to compare with the simulated one which contains solely H₂ and CO. Using these kinds of syngas compared with simulated one, results in less NO_x in expense of more other emissions and less GIE. The ratio of hydrogen mass to the mass of other combustible species has a direct relation with maximum pressure and temperature, gross indicated efficiency (GIE) and NO_x and a reverse relation with other pollutants. Syngas type I with a 78% reduction in NO_x and a 11.7% reduction in GIE compared to conventional diesel and a 3.6% increase in exergy destruction compared to simulated syngas is the best alternative syngas in all cases.

Keywords: RCCI Engine, Low Temperature Combustion, Pollution, Syngas