نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۹، شماره ۱، بهار ۱۴۰۱، ص: ۳۵-۵۳

J. Energy Conversion
Volume: 9, Issue: 1, 2022: 35-53

DOR: xx.xxxx.x.xxxxxxxx.xxxx.x.x.x.x

مطالعه‌ی عددی احتراق و شاخص‌های آلایندگی در موتور RCCI با سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل و متان/دیزل

اسماعیل ارجمند [۱]، رضا محمودی [۲]، محسن فلاح [۳و*]

۱- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، esmail.arjmand@modares.ac.ir
۲- دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد تبریز، دانشگاه آزاد اسلامی، تبریز، ایران، stu.r.mahmoodi@iaut.ac.ir
*۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، fallah@azaruniv.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۰/۱۱/۰۸ بازنگری: ۱۴۰۱/۰۲/۰۱ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۱۴

چکیده

احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر پایشی (RCCI) راهکار احتراقی جدید، برای کاهش آلاینده‌ها و همچنین میزان مصرف سوخت در موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. در مطالعه‌ی حاضر، بررسی عددی احتراق و شاخص‌های آلایندگی در موتور RCCI با سوخت دوگانه گازطبیعی/ دیزل و متان/دیزل مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی عددی، از نرم‌افزار Converge استفاده شده است. گاز طبیعی ترکیبی از متان، اتان، پروپان، کربن دی اکسید، نیتروژن و اکسیژن در نظر گرفته شد. در ادامه نتایج به دست آمده از جمله فشار، گرمای آزاد شده درون سیلندر، دمای متوسط احتراق، آلاینده‌ها و توان ناخالص موتور با سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل و متان/دیزل با هم مقایسه شد. نتایج نشان داد که ماکزیمم فشار، دمای متوسط احتراق و گرمای آزاد شده درون سیلندر با سوخت متان/دیزل نسبت به گاز طبیعی/دیزل به ترتیب ۵٪، ۳٪ و ۲٪ بیشتر است. آلاینده NOx و دوده با سوخت دوگانه گازطبیعی/دیزل نسبت به سوخت دوگانه متان/دیزل به ترتیب ۱۲/۵ ٪ و ۱۲٪ کاهش و سایرآلاینده‌ها از جمله UCH و CO نسبتاً افزایش یافتند. همچنین توان ناخالص موتور به ازای سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل به اندازه ۴٪ بیشتر شد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** fallah@azaruniv.ac.ir

کلمات کلیدی: موتور RCCI، آلاینده‌ها ، گرمای آزاد شده، گاز طبیعی، توان ناخالص

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر به منظور برآورده کردن الزامات آلایندگی، راهکارهای پیشرفته احتراقی متعددی پیشنهاد شده است، که بسیاری از این راهکارها در دسته‌ی احتراق پیش‌آمیخته دماخنک قرار می‌گیرند. دماهای احتراقی خنک‌تر مزایایی دارند که عبارت‌اند از: انرژی فعال‌سازی بزرگ واکنش‌های تشکیل نیتروژن، منجر به کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن می‌شود. همچنین اتلافات انتقال حرارت کاهش و نسبت بزرگ‌تر گرماهای ویژه منجر به دسترسی به کار مؤثر بیشتر می‌شود. با استفاده از زمان‌های طولانی تأخیر در اشتعال، زمان کافی برای اختلاط قبل از شروع احتراق به وجود می‌آید، پس نواحی غنی کاهش می‌یابند و از تشکیل آلاینده‌ی دوده جلوگیری می‌شود. راهکارهای کلی دماخنک عبارت‌اند از[۱]:

نحوه استناد به این مقاله: اسماعیل ارجمند، رضا محمودی و محسن فلاح. مطالعه عددی احتراق و شاخص‌های آلایندگی در موتور **RCCI** با سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل و متان/دیزل. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۱; ۹ (۱) : ۵۳-۳۵

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

۱) اشتعال تراکمی مخلوط همگن

در موتور HCCI در مرحله مکش مخلوط سوخت و هوا وارد سیلندر می‌شود این مخلوط در مرحله تراکم در سیلندر فشرده می‌شود و در اثر گرمای ناشی از فشرده‌سازی در مرحله تراکم، احتراق بدون نیاز به جرقه‌ی شمع صورت می‌گیرد.

۲) اشتعال تراکمی مخلوط پیش آمیخته

عبارت است از احتراق در موتور اشتعال تراکمی با مقدار پیش‌آمیختگی هوا و سوخت به‌نحوی که مهار احتراق با تنظیم زمانبندی پاشش سوخت انجام می‌شود.

۳) اشتعال تراکمی واکنش پذیر پایشی

موتور RCCI راهکار احتراقی جدیدی است که در آن یک سوخت با واکنش‌پذیری پایین از جمله بنزین یا گاز طبیعی همراه هوای ورودی وارد محفظه احتراق می‌شود سپس سوخت با واکنش‌پذیری بالا مانند دیزل و بیودیزل در انتهای مرحله‌ی تراکم با فشار بالا به صورت مستقیم به داخل سیلندر پاشیده می‌شود و یک سوخت رقیق با واکنش‌پذیری پایین مثل گاز طبیعی را مشتعل می‌کند. در ادامه بیشتر در مورد این موتورها توضیح داده می‌شود.

در موتور RCCI در طی مرحله‌ی تراکم، انژکتور به طور مستقیم سوخت با واکنش‌پذیری بالا را به درون محفظه‌ی احتراق می‌پاشد که حاوی مخلوطی از سوخت با واکنش‌پذیری پایین و هوا است تا ترکیبی از سوخت با واکنش‌پذیری بالا و با واکنش‌پذیری پایین و هوا ایجاد شود. هنگامی که پیستون از نقطه‌ی مرگ پایین حرکت کرده و به نقطه‌ی مرگ بالا نزدیک می‌شود، سوخت با واکنش پذیری بالای بیشتری به مخلوط در حال تراکم اضافه خواهد شد تا باعث افزایش احتراق شود. این شعله، شعله‌ی سرد نامیده می‌شود، زیرا دمای آن نسبت به برخی مدل‌ها خیلی گرم نیست. اشتعال مخلوط با واکنش‌پذیری بالا و با واکنش‌پذیری پایین در داخل سیلندر ادامه می‌یابد و سوخت با واکنش‌پذیری پایین همراه با هوا به خوبی محترق می‌شود. نتیجه‌ی این فرآیند، احتراق بهتر مخلوط سوخت و هوا است که باعث کاهش آلودگی نیز خواهد شد. در حال حاضر موتور RCCI در مقیاس آزمایشگاهی و مرحله مفهومی قرار دارد؛ اما کارشناسان با توجه به مزایای آن برای کاهش آلودگی و افزایش بازده حرارتی، امیدوارند که در آینده نزدیک به مرحله عملیاتی نیز برسد. بسونت و همکاران[۲] نشان دادند که سوخت بهینه برای برای موتورهای HCCI با سرعت و بار موتور تغییر می‌کند و به این نتیجه رسیدند که بهترین سوخت برای عملکرد موتور HCCI ممکن است کیفیت‌های خود اشتعالی بین سوخت دیزل و بنزین داشته باشد. ککجان و همکاران[۴،۳] نشان دادند که سوخت‌ها تا قبل از شروع احتراق به صورت فضایی در نواحی با واکنش‌پذیری بالا به نواحی با واکنش‌پذیری پایین در یک احتراق یک مرحله‌ای پیشروی می‌کنند که مدت زمان احتراق را افزایش می‌دهد. نسبت دو سوخت و در نتیجه گستره‌ی ناهمگنی واکنش‌پذیری در یک بار مشخص قابل بهینه‌سازی بوده و منجر به دستیابی به بازده قوی و آلاینده‌های NOx و دوده کم می‌شود. چون که در این راهکار، ناهمگنی واکنش‌پذیری داخل استوانه نقش اساسی فراتر از تنظیم خواص کلی سوخت ایفا می‌کند، این راهکار تحت عنوان مدل احتراقی RCCI نامیده شد. در این روش مخلوط سوخت داخل استوانه توسط پاشش سوختی با واکنش‌پذیری پایین در مسیر ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای بهینه سوختی با واکنش‌پذیری بالا در داخل استوانه فراهم می‌شود.

آرومال و همکارانش[۵] با استفاده از مدل احتراق تک‌بعدی به بررسی تأخیر احتراق بیوگاز در مخلوط‌های غنی و فقیر پرداختند. در این مطالعه بیوگاز را مخلوطی از متان و درصدهای مختلفی از CO_2 فرض کرده‌اند. آنها اثر خواص واکنش‌پذیری،

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

حرارتی دی اکسیدکربن را روی احتراق ارزیابی کردند و مشاهده کردند که برخلاف مدل‌های احتراقی، HCCI مقدار CO تأثیر کمی روی تأخیر احتراق بیوگاز در مدل احتراقی RCCI ندارد.

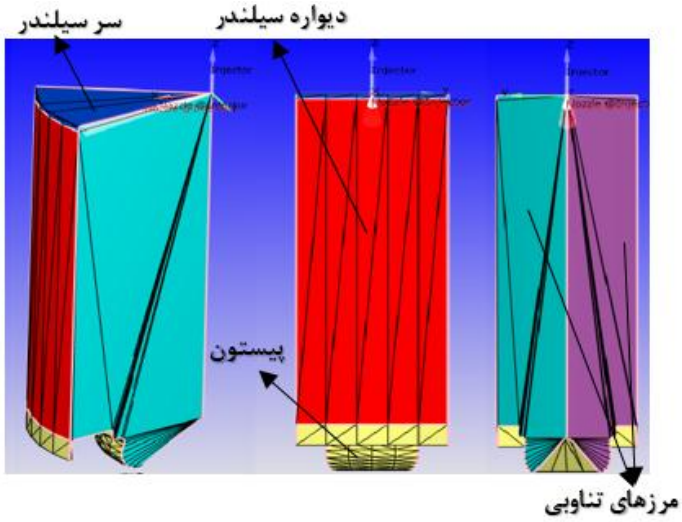
پیکانی و همکاران[۶] تأثیر ترکیبات سوخت را بر احتراق و شاخص‌های آلایندگی در موتور RCCI با سوخت دوگانه گاز طبیعی/ دیزل مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که ترکیبات گاز طبیعی روی آلاینده‌های موتور RCCI خیلی تأثیرگذار است به طوری که ترکیب گاز طبیعی وقتی متان خالص باشد نسبت به حالتی که ترکیب گاز طبیعی متان، اتان، پروپان، نیتروژن و کربن دی اکسید باشد آلاینده NOx افزایش و UHC و CO کاهش یافته‌اند. سینگ و همکاران[۷] به مقایسه آلاینده‌ها و سایر شاخص‌های احتراقی بین مدل‌های احتراقی RCCI، PCCI و CI پرداختند و ملاحظه کردند که آلاینده NOx برای مدل احتراقی RCCI نسبت به مدل‌های احتراقی PCCI و CI کمتر و آلاینده‌های UHC و CO بیشتر است. همچنین با افزایش بارگذاری یا فشار میانگین ترمزی همه آلاینده‌ها کاهش پیدا کردند ولی آلاینده NOx، برای مدل احتراقی RCCI ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. در تحقیقی دیگر محمودی و همکاران[۸] به تأثیر استفاده از بیوگاز ریفورم شده به عنوان سوخت با واکنش پذیری پایین در موتور RCCI پرداختند. شبیه‌سازی احتراق موتور RCCI را به ازای نسبت-های ٪۶۰، ٪۴۰، ٪۲۰ از بیوگاز ریفورم شده به عنوان سوخت با واکنش پذیری پایین انجام دادند. در نهایت به این نتیجه رسیدند که با افزایش نسبت جرمی بیوگاز ریفورم شده در یک نسبت هم ارزی ثابت ۰/۴۳دمای متوسط احتراق به K1300 کاهش یافته و ماکزیم فشار درون سیلندر افزایش می‌یابد. در عوض منجر به افت توان خروجی موتور به ترتیب به اندازه ۹/۷ ٪، ۳/۲٪ و ٪ ۵/۱۴ می‌شود. در این حالت انتشار آلاینده NOx برخلافCO به میزان ٪۵۰ کاهش می‌یابد. آلاینده‌های دوده و UHC از R.BG>%40 روند کاهشی داشتند. با توجه به مطالب ذکر شده می‌توان به این نتیجه رسید که تحقیقات فراوانی در زمینه ترکیبات سوخت در موتورهای RCCI صورت گرفته است ولی در هیچ کدام از این تحقیقات به تأثیر ترکیب گاز طبیعی با ترکیبات کامل بر عملکرد موتور اشاره نشده است. همچنین موتور انتخاب شده مربوط به کار تجربی لن [۹] است که تا الان شبیه‌سازی عددی این موتور انجام نشده است.

۲-هندسه موتور و شبکه‌بندی

در کار حاضر ابتدا مدل سه بعدی محفظه احتراق موتور براساس کار لن [۹] و مشخصات ارائه شده در جدول ۱ و ۲، در نرم افزار سالیدورک ایجاد و سپس مدل ایجاد شده جهت شبیه‌سازی به نرم افزار کانورج انتقال داده شد. به خاطر متقارن بودن محفظه‌ی احتراق و قرار گرفتن نازل در مرکز آن، کل محفظه‌ی احتراق به ۸ قسمت مساوی تقسیم شد. تا زمان شبیه‌سازی به طور چشمگیر کاهش یابد. شبکه محاسباتی یک شبکه‌ی قطاعی ۴۵ درجه (یک سوراخ از ۸ سوراخ نازل انژکتور) است. در حقیقت شبیه‌سازی چرخه بسته بر روی شبکه قطاعی با استفاده از مرزهای تناوبی انجام شد تا بازده محاسبات را بهبود دهد. بدین‌ترتیب هر قطاع شامل یکی از سوراخ‌های نازل انژکتور بوده و در هر سیکل یک‌هشتم از جرم سوخت دیزل به داخل قطاع حاوی مخلوط هوا و سوخت ثانویه تزریق می‌شود. جهت شبیه‌سازی، قطاع محفظه‌ی احتراق حاوی مخلوط همگن سوخت ثانویه و هوا در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی به صورت سیکل بسته در نظر گرفته شده است. در شکل۱، قطاعی از هندسه موتور شبیه‌سازی شده در موقعیت BDC توسط نرم افزار کانورج نشان داده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]



شکل۱- قطاعی از هندسه‌ی موتور شبیه سازی شده در موقعیت BDC توسط نرم افزار کانورج

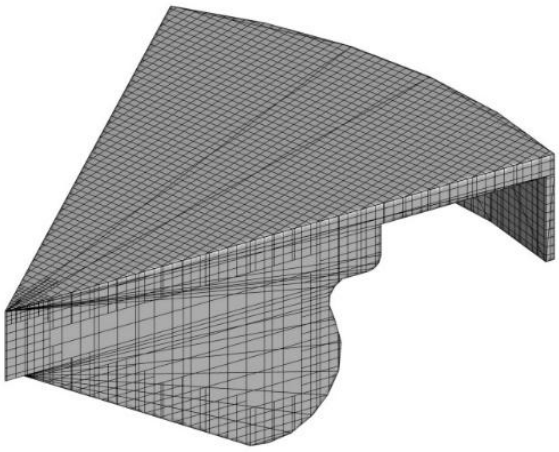
جدول۱- مشخصات موتور[۹]

پارامتر	مقدار
قطر سیلندر[mm]	۱۲۹
کورس[mm]	۱۵۰
طول شاتون[mm]	۲۵۶
نسبت تراکم هندسی	۱۶/۸:۱
نسبت چرخش	۰/۸
حجم جابجایی[L]	۲/۰۲۶
تعداد سوپاپ‌های سرسیلندر	۴
بسته شدن دریچه ورودی[°ATDC]	-۱۴۰
باز شدن دریچه خروجی[°ATDC]	۱۲۰
شکل کاسه پیستون	Omega Type

در نرم‌افزار Converge از شبکه مستطیلی با سازمان با اندازه پایه mm ۲ استفاده شده است. و با استفاده از AMR این مقدار با توجه به گرادیان‌های دما و سرعت تصحیح گردید. همچنین از مش mm ۰/۲۵ در نرم افزار Converge برای فضای اطراف نازل، سرسیلندر و کاسه پیستون با استفاده از Fixed embedding استفاده شد. در شکل ۲، شبکه بندی قطاع مورد مطالعه وقتی پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد، نشان داده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]



شکل۲- شبکه بندی قطاع مورد مطالعه در موقعیت TDC

۳-شرایط حاکم برمسئله

شرایط کارکردی موتور برای برای صحت‌سنجی در حالت دوگانه معمولی و اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر به همراه میزان گازهای بازخوران شده (EGR) در جدول ۳، نشان داده شده است.

جدول۳- شرایط کارکردی موتور [۹].

پارامتر	RCCI	Conventional Dual-Fuel
فشار موثر متوسط [bar]	۶	۶
دمای ورودی [°C]	۳۲	۳۲
فشار ورودی[bar]	۱	۱
نسبت هم ارزی کلی	۰/۶۹۴	۰/۷۰۹
دور موتور[rpm]	۱۲۰۰	۱۲۰۰
EGR درصد	۲۱/۲	۲۱/۲
زمان پاشش مرحله اول دیزل [°BTDC]	-۲۵/۸	-۸/۷
زمان پاشش مرحله دوم دیزل[°BTDC]	-۸/۶	-
مقدار کل سوخت دیزل[mm^3/cyc]	۱۷	۱۳
چگالی دیزل[kg/m^3]	۸۳۰	۸۳۰
مقدار سوخت دیزل در مرحله اول[mm^3/cyc]	۹	۱۳
درصد گاز طبیعی	۸۰	۸۰

در جدول۳، منظور از سوخت دیزل، دیزل۲ است و همچنین گاز طبیعی برای صحت سنجی ترکیبی از ۹۵ درصد جرمی متان(CH_4) و ۵ درصد جرمی اتان(C_2H_6) در نظر گرفته شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

۴-معادلات

به طور کلی برای جریان سیال نیوتنی همگن مدل‌سازی عددی بر پایه‌ی دستگاه معادلات بقایی کوپل شده‌ی جرم، مومنتم، انرژی و بقای گونه‌ها می‌باشد. با به کارگیری مدل‌های RANS (با توجه به کم اهمیت بودن پدیده‌های با مقیاس زمانی و مکانی کوچک و همچنین هزینه محاسباتی بالا از مدل RANS استفاده شده است) از این معادلات نسبت به زمان متوسط‌گیری می‌شود[۱۰]:

• معادله بقای جرم

بنابر معادله بقای جرم یا اصل پیوستگی، جرم نه تولید شده و نه از بین می‌رود. رابطه (۱)، این معادله را نشان می‌دهد[۱۰].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_j}{\partial x_i}=s \qquad (۱)$$

در معادله‌ی (۱)، u سرعت سیال و چگالی مخلوط و S عبارت چشمه است.

• معادله بقای مومنتم

معادله‌ی بقای مومنتم بیان می‌دارد که برآیند نیروهایی که بر یک جسم اثر می‌کند، با تغییرات خالص مومنتم آن برابر است. رابطه‌ی (۲)، این معادله را نشان می‌دهد[۱۰].

$$\frac{\partial \rho u_j}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i}=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i}+S_i \qquad (۲)$$

$$\sigma_{ij}=\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)+\left(-\frac{2}{3}\right)\mu_t\left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right) \qquad (۳)$$

در معادلات(۲) و (۳)، p فشار، σ_{ij} تانسور نیروهای لزج و μ_t گرانروی آشفتگی است که توسط رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$\mu_t=\mu+C_\mu\rho\frac{\kappa^2}{\varepsilon} \qquad (۴)$$

در رابطه‌ی (۴)، μ گرانروی، C_μ ثابت مدل آشفتگی که برای هر جریان خاص قابل تنظیم است، ε اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی و κ انرژی جنبشی آشفتگی است.

• معادله انرژی

معادله‌ی بقای انرژی در حالت کلی به صورت معادله (۵)، است[۱۰].

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t}+\frac{\partial \rho I u_j}{\partial x_j}=-P\frac{\partial u_j}{\partial x_j}+\sigma_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}(Kt\frac{\partial T}{\partial x_j}) +\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho D\sum_m h_m\frac{\partial Y_m}{\partial x_j})+S \quad (۵)$$

در رابطه‌ی (۵)، I انرژی داخلی مخصوص، T دمای سیال، h_m آنتالپی مخصوص گونه m، Y_m کسر جرمی گونه m، D ضریب نفوذ جرم و Kt ضریب هدایت حرارت آشفتگی است و توسط رابطه‌ی (۶) بیان می‌شود.

$$Kt=(\frac{1}{\Pr t})\mu_t C_p \quad (۶)$$

در رابطه (۶)، $\Pr t$ عدد پرانتل آشفتگی، μ_t گرانروی آشفتگی و C_p گرمای ویژه در فشار ثابت است.

• معادلات حالت

$$I(T)=\sum_m(\frac{\rho_m}{\rho})I_m(T) \quad (۷)$$

$$C_p(T)=\sum_m(\frac{\rho_m}{\rho})C_{pm}(T) \quad (۸)$$

$$h_m(T)=I_m(T)+\frac{R_0T}{W_m} \quad (۹)$$

$$p=R_0T\sum_m(\frac{\rho_m}{\rho}) \quad (۱۰)$$

در رابطه (۷) الی (۱۰)، I انرژی داخلی مخصوص، c_p گرمای ویژه در فشار ثابت، R_0 ثابت جهانی گازها و W_m وزن مولکولی گونه m و ρ_m چگالی گونه شیمیایی m است.

سازگاری جرم

$$\sum_{m=1}^{N}\frac{\rho_m}{\rho}=1 \quad (۱۱)$$

• معادله‌ی بقای گونه

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t}+\frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho D\frac{\partial Y_m}{\partial x_j})+S_m \quad (۱۲)$$

• مدل‌سازی احتراق

در تحقیق حاضر از مدل احتراقی SAGE استفاده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

این حلگر امکان مدل‌سازی هر تعداد گونه و واکنش شیمیایی را داراست. با توجه به اینکه حل کامل تمامی واکنش‌های سینتیکی با امکانات معمولی بسیار دشوار و زمان‌بر است، نرم‌افزار Converge به تعدادی الگوریتم برای افزایش سرعت حل معادلات و واکنش‌ها مجهز است. مدل احتراق چند منطقه‌ای[1] نمونه‌ای از این الگوریتم است که در تحقیق حاضر استفاده شده است. این مدل سینتیک شیمیایی مفصل را در مناطقی از سلول‌ها که شرایط ترمودینامیکی یکسانی دارند، حل می‌کند. دسته بندی مناطق براساس دو متغیر دما و نسبت هم‌ارزی انجام می‌گیرد در مدل احتراقیSAGE، برای حل سینتیک شیمیایی دقیق، از فایل‌های ورودی با فرمت CHEMKIN استفاده می‌شود، که در آن همه عناصر و گونه‌های موجود در شبیه‌سازی و اطلاعات واکنش‌ها ذکر شده است. در این مدل، نرخ واکنش برای هر واکنش اولیه‌ی موجود در مکانیزم شیمیایی محاسبه می‌شود [۱۰].

• مدل‌سازی اغتشاش

مدل‌های مختلفی برای شبیه‌سازی عددی جریان اغتشاشی به کار گرفته می‌شود. مهمترین این روش‌ها عبارت‌اند از[۱۱]:

- شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS)[2]
- معادلات متوسط‌گیری شده مکانی با استفاده از شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES)[3]
- معادلات متوسط‌گیری شده زمانی ناویر-استوکس (RANS)[4]

در تحقیق حاضر از مدل RANS برای مدل‌سازی اغتشاش استفاده می‌شود [۱۱].

مدل‌های لزجت اغتشاشی به سه دسته کلی روش‌های صفر معادله‌ای، یک معادله‌ای و دو معادله‌ای تقسیم می‌شوند. به دلیل دقت پایین روش‌های صفر معادله‌ای و یک معادله‌ای معمولا از روش‌های دو معادله‌ای استفاده می‌شود. نرم افزار Converge مدل‌های دو معادله‌ای $\kappa-\varepsilon$، $RNG\kappa-\varepsilon$، $\mathrm{Re}\,alizable\kappa-\varepsilon$ ، $\kappa-\omega$ و $SST\kappa-\omega$ را ارائه می‌دهد. مدل $\kappa-\varepsilon$ برای جریان‌های چرخشی و همچنین جریان با عدد رینولدز پایین و مقاطع غیر دایروی مناسب نیست. برای رفع مشکل مدل $\kappa-\varepsilon$ در جریان‌های چرخشی، مدل $RNG\kappa-\varepsilon$ ارائه گشته است[۱۲]. مدل $RNG\kappa-\varepsilon$ نسبت به مدل $\kappa-\varepsilon$ دارای یک ترم اضافه در معادله انتقال ε است. در تحقیق حاضر به دلیل وجود ناحیه بازچرخش داخلی از مدل استفاده شده است. رابطه (۱۳) تنش رینولدز برای مدل را نشان می‌دهد[۱۱].

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij}(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i}) \qquad (۱۳)$$

[1]- Multizone Combustion
[2] - Direct Numerical Simulation (DNS)
[3] - Large Eddy Simulation (LES)
[4] - Reynolds averaged Navier Stokes (RANS)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

در رابطه (۱۸)، k انرژی جنبشی آشفتگی و μ_t لزجت آشفتگی، به ترتیب توسط رابطه های (۱۴) و (۱۵) بیان می‌شوند.

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_j'} \tag{۱۴}$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \tag{۱۵}$$

در رابطه (۱۵)، C_μ ثابت مدل آشفتگی که برای هر جریان خاص قابل تنظیم است، ε اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی و κانرژی جنبشی آشفتگی است. در رابطه (۱۶)، تانسور S_{ij} به صورت زیر بیان می‌شود.

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{۱۶}$$

مدل $RNG\kappa-\varepsilon$ از عبارت‌های نفوذ و انتشار آشفتگی برای لحاظ کردن آشفتگی در انتقال جرم و انتقال انرژی استفاده می‌کند. عبارت‌های نفوذ و انتشار آشفتگی به صورت زیر بیان می‌شوند.

$$D_t = \left(\frac{1}{Sc_t}\right)\mu_t \tag{۱۷}$$

$$K_t = \left(\frac{1}{\mathrm{Pr}_t}\right)\mu_t c_p \tag{۱۸}$$

در رابطه (۱۷) و (۱۸)، Sc_t عدد اشمیت آشفتگی، Pr_t عدد پرانتل آشفتگی، D_t نفوذ آشفتگی و K_t انتشار آشفتگی است. برای استخراج لزجت آشفتگی ارائه شده توسط رابطه (۱۳)، دو معادله انتقال انرژی جنبشی آشفتگی و اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی به ترتیب توسط روابط (۱۹) و (۲۰) تعریف می‌شوند.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\frac{\mu}{\mathrm{Pr}_k}\frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho\varepsilon + \frac{c_s}{1.5}S_s \tag{۱۹}$$

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu}{\mathrm{Pr}_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + c_{\varepsilon 3}\rho\varepsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ &+\left(c_{\varepsilon 1}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\tau_{ij} - c_{\varepsilon i}\rho\varepsilon + c_s S_s\right)\frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R\end{aligned} \tag{۲۰}$$

در رابطه (۱۹) و (۲۰)، S عبارت چشمه و S_s عبارت چشمه مربوط به تزریق است. $c_{\varepsilon i}$ ثابت های مدل هستند که برای تراکم و انبساط در نظر گرفته می‌شوند و توسط رابطه (۲۱) بیان می‌شود.

$$R = \frac{c_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{\left(1 + \beta\eta^3\right)}\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{۲۱}$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

عبارت η در رابطه (۲۲) به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon}\left|S_{ij}\right| = \frac{k}{\varepsilon}\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (۲۲)$$

• محاسبه‌ی کار و توان ناخالص

زمانی‌که شبیه‌سازی به صورت سیکل بسته انجام شود، تنها می‌توان با محاسبه سطح زیر نمودارP-V کار ناخالص یا اندیکاتوری را محاسبه کرد. کار و توان ناخالص یا اندیکاتوری از روابط زیر محاسبه می‌شود. عبارت Open-valve مربوط به کار در زمان BDC تا IVC و EVC تا BDC است [۱۳].

$$\mathrm{Work}_{\mathrm{Gross}}[\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{cycle}}] = \int_{-140}^{120} \mathrm{PdV} + \mathrm{Work}_{\mathrm{Open\text{-}valve}} \quad (۲۳)$$

$$\mathrm{Power}_{\mathrm{Gross}}[\mathrm{kw}] = \mathrm{Work} \times {\mathrm{Speed}[\mathrm{RPM}]}\Big/{120} \quad (۲۴)$$

۵-شرایط حل عددی

در پژوهش حاضر شبیه سازی عددی موتور RCCI به صورت سه‌بعدی و با استفاده از نرم افزار Converge انجام شده است. نرم‌افزار Converge یکی از نرم‌افزارهای تخصصی در زمینه شبیه‌سازی احتراق است که توسط توسط فارغ التحصیلان دانشگاه ویسکانزین توسعه داده شده است و تصحیح فشار با استفاده از الگوریتم Piso صورت می‌پذیرد. فرآیند پاشش سوخت دیزل توسط الگوی استاندارد گسسته قطره شبیه‌سازی می‌شود. گرد شدن و تجزیه‌ی فوارهٔ سوخت توسط الگوی ترکیبی KH-RT الگوسازی شده است. جریان آشفته توسط الگوی $RNG\kappa-\varepsilon$ همراه با توابع دیواره به منظور در نظر گرفتن انتقال حرارت دیواره شبیه‌سازی شده است. برای الگوی احتراق، از روش شیمی مفصل، توسط حلگر SAGE استفاده شده است. آلاینده‌ی دوده بر اساس روش نیمه‌تجربی هیروپاسو پیش‌بینی شده است و برای پیش‌بینی آلاینده NOx از مکانیزم زلدوویچ استفاده شده است[۱۰]. در این تحقیق از مکانیزم شیمیایی که شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش است استفاده شده است. این مکانیزم اصلاح-یافته مکانیزم GR3 است. به دلیل دقت پیش‌بینی آلاینده‌ها و سایر پارامترها و همچنین گونه‌های مد نظر در ترکیب گاز طبیعی که در مکانیزم GR3 وجود نداشت این مکانیزم ترجیح داده شد.

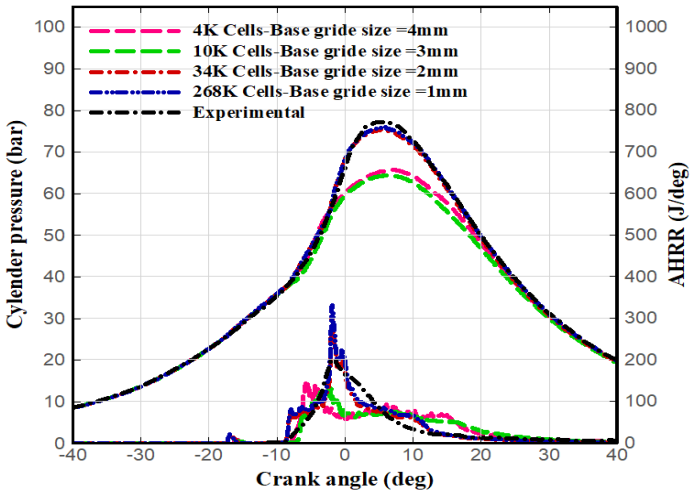
۶-نتایج

۶-۱-استقلال از شبکه

برای صحت‌سنجی ابتدا با استفاده از مدل‌های ذکر شده ابتدا استقلال از شبکه بررسی شد. با توجه به شکل۳ مشاهده می‌شود نتایج حل برای دو شبکه مستطیلی با سازمان با اندازه پایه ۲m و ۱mm تفاوت چندانی با هم ندارند. بنابراین با در نظر گرفتن هزینه‌ی محاسباتی، شبکه مستطیلی با سازمان با اندازه پایه ۲ mm به عنوان شبکه مستقل در نظر گرفته شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]



شکل۳- عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی با مقایسه فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر

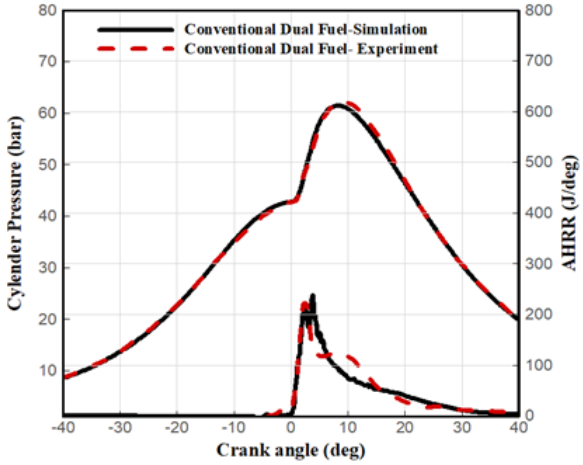
۶-۲-اعتبارسنجی

با در نظر گرفتن شبکه مستطیلی با سازمان با اندازه پایه ۲mm به عنوان شبکه مستقل، صحت‌سنجی انجام شده است. سوخت موردنظر برای صحت‌سنجی گازطبیعی /دیزل است که گاز طبیعی ترکیبی از ۹۵ درصد جرمی متان و ۵ درصد جرمی اتان است و همچنین برای سوخت دیزل از دیزل۲ استفاده شده و مقدار EGR، ۲۱ ٪ است. با توجه به شکل ۴ و ۵، ملاحظه می-شود نتایج حاصل از شبیه‌سازی فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر برای هر دو حالت RCCI و Conventional Dual fuel بر نتایج تجربی منطبق شده است. به‌طوری که برای حالت RCCI میانگین خطای نسبی به ترتیب برای فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر ۰/۳و ۰/۸درصد است، و برای حالت Conventional Dual fuel میانگین خطای نسبی به ترتیب برای فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر ۰/۲ و ۰/۶۵درصد است، که در مجموع قابل قبول است.

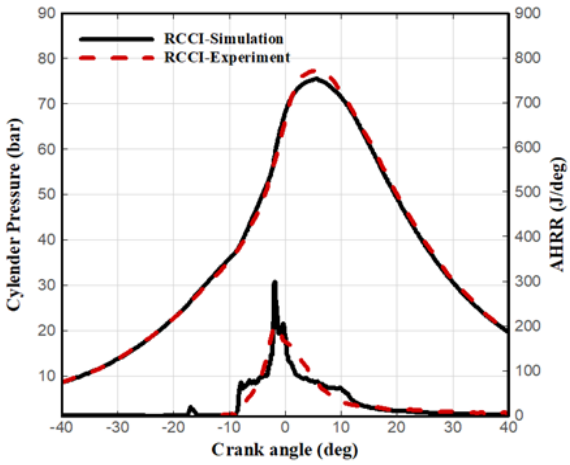
در ادامه برای تکمیل صحت‌سنجی، آلاینده‌های حاصل از نتایج شبیه‌سازی درون سیلندر با نتایج تجربی مقایسه شده است. با توجه به شکل۶، ملاحظه می‌شود که نتایج شبیه‌سازی و تجربی برای آلاینده‌های NOx، دوده وCO در حالت Conventional Dual از دقت نسبتاً خوبی برخوردار است ولی برای آلاینده UHC نتایج تجربی و شبیه‌سازی نسبتاً با هم اختلاف دارند ولی در مجموع و با توجه به اینکه در اکثر کارهای تحقیقاتی انجام شده مربوطه نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده مربوط به آلاینده‌ها منطبق نیستند، قابل قبول است.

با توجه به شکل۷، ملاحظه می‌شود که نتایج شبیه‌سازی و تجربی برای آلاینده‌های NOx، Soot وCo در حالت RCCI از دقت نسبتاً خوبی برخوردار است ولی برای آلاینده‌ی UHC نتایج تجربی و شبیه‌سازی نسبتاً با هم اختلاف دارند ولی در مجموع و با توجه به اینکه در اکثر کارهای تحقیقاتی انجام شده مربوطه، نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده مربوط به آلاینده‌ها منطبق نیستند، قابل قبول است.

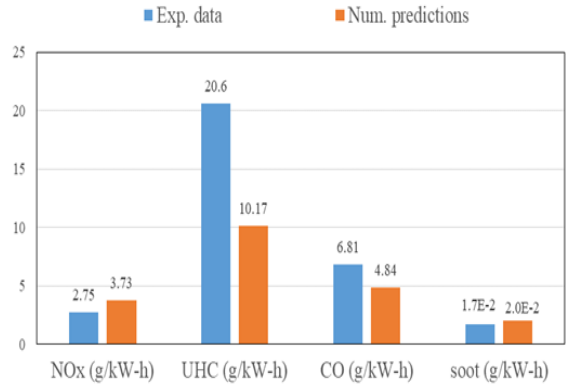
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]



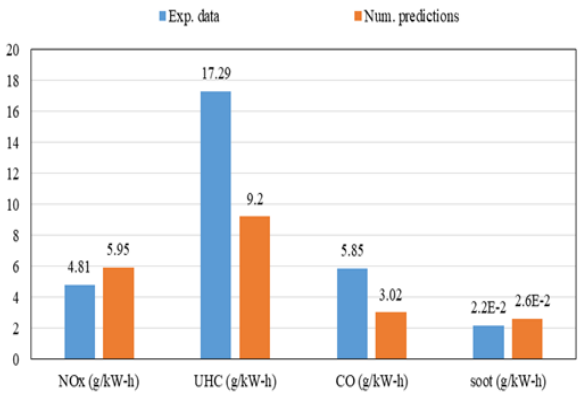
شکل۴- تغییرات فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر بر حسب زاویه‌ی لنگ و مقایسه با نتایج تجربی در احتراق **Conventional Dual fuel** با سوخت دو گانه‌ی گازطبیعی/دیزل [۹].



شکل۵- تغییرات فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر بر حسب زاویه‌ی لنگ و مقایسه با نتایج تجربی در احتراق **RCCI** با سوخت دو گانه‌ی گاز طبیعی/دیزل [۹].



شکل۶-مقایسه‌ی نتایج آلایندگی شبیه‌سازی شده با نتایج تجربی در احتراق **Conventional Dual** با سوخت دو گانه گازطبیعی/دیزل[۹]



شکل۷-مقایسه¬ی نتایج آلایندگی شبیه‌سازی شده با نتایج تجربی دراحتراق **RCCI** با سوخت دو گانه گازطبیعی/دیزل[۹].

جدول۴، درصد کسر جرمی را برای ترکیب گاز طبیعی و متان نشان می‌دهد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

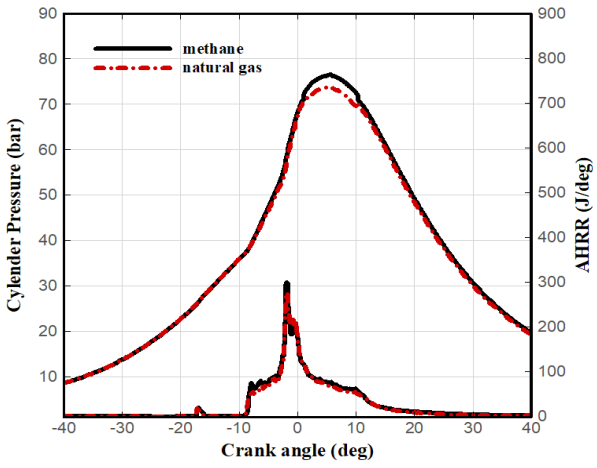
جدول۴- ترکیب گاز طبیعی، متان و دیزل [۹].

-	متان	گازطبیعی	دیزل
CH4	۱۰۰	۹۰	صفر
C2H6	صفر	۴/۴۵	صفر
C3H8	صفر	۰/۵۲۲۷	صفر
CO2	صفر	۱/۸۲۹۵	صفر
N2	صفر	۲/۶۶۱	صفر
O2	صفر	۰/۰۳۸	صفر
Diesel2	صفر	صفر	۱۰۰
Fuel energy (J/cyc)	۲۴۲۱/۲۷۶	۲۴۲۱/۲۷۶	۶۰۵/۳۱۹

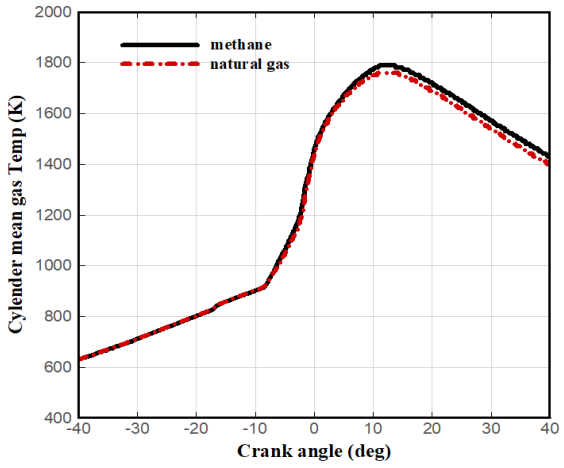
EGR برای برای گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل، ۲۱/۲٪ در نظر گرفته شده است. ۸۰٪ سهم انرژی برای متان و گاز طبیعی و ۲۰٪ برای دیزل در نظر گرفته شده است. سایر شرایط کارکردی موتور مطابق جدول۳ است.

نتایج حل عددی

در ادامه‌ی نتایج به دست آمده از جمله فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر، آلاینده‌ها و توان ناخالص موتور RCCI به ازای سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل و سوخت دوگانه‌ی متان/دیزل با هم مقایسه شده است. با توجه به شکل ۸، ملاحظه می‌شود که ماکزیمم فشار داخل سیلندر با سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به گاز طبیعی/دیزل بیشتر است. علت این اختلاف فشار، به ارزش حرارتی سوخت برمی‌گردد. گاز متان، نسبت به گاز طبیعی با ترکیبی از متان، اتان، پروپان، کربن دی اکسید، نیتروژن و اکسیژن دارای ارزش حرارتی بیشتری است. همچنین علت پیک فشار بعد از TDC، به‌خاطر احتراق کنترل نشده است که حرکت پیستون در خلاف جهت کار تولیدی است و از پیشروی شعله تا چند درجه بعد از TDC جلوگیری می‌کند.



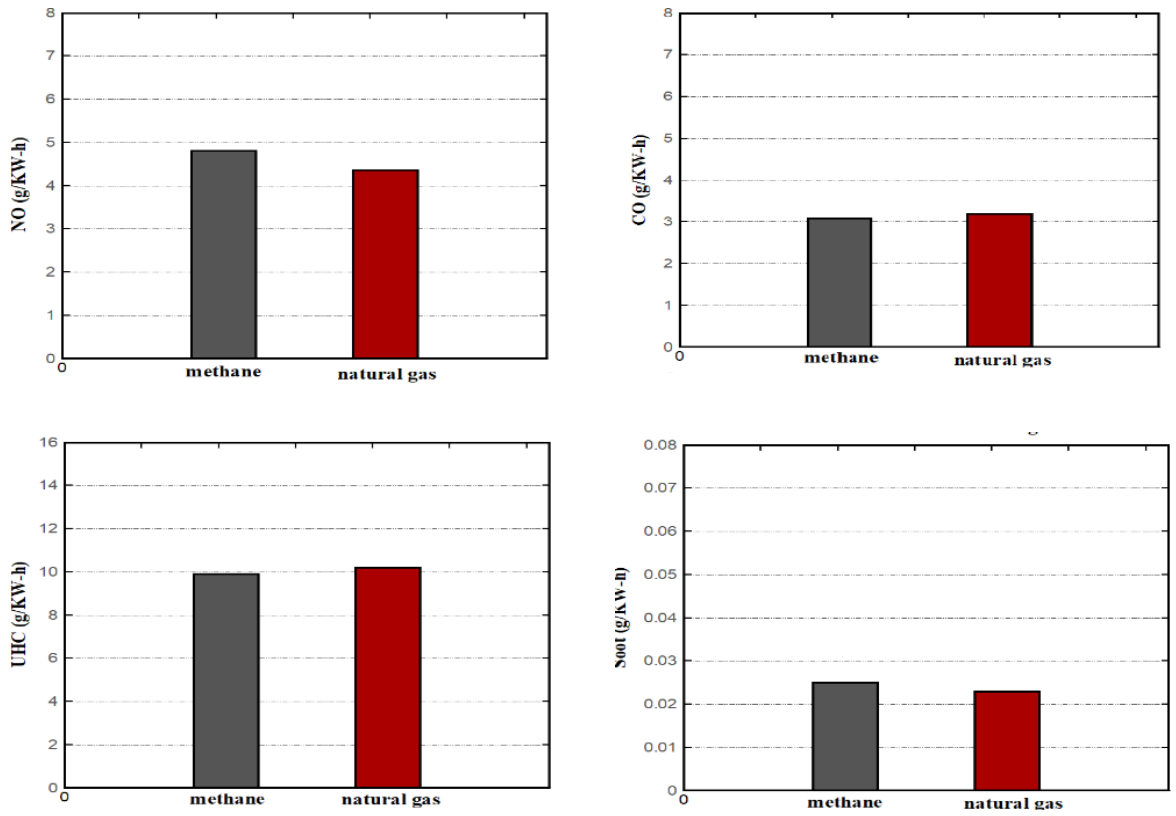
شکل ۸- تغییرات فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل



شکل ۹- دمای متوسط گازهای احتراق درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

در شکل ۹، دمای متوسط گازهای احتراق برای سوخت گاز طبیعی/دیزل و متان/دیزل نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که تا زاویه لنگ ۱۰ درجه، دمای متوسط احتراق برای گاز طبیعی/دیزل و متان/دیزل تقریبا باهم برابر است. از زاویه لنگ ۱۰ درجه به بعد دمای متوسط گازهای احتراق متان/دزل نسبت به گازطبیعی/دیزل بیشتر شده است.



شکل ۱۰- مقایسه‌ی آلاینده‌های UHC، CO ، دوده و NOx در احتراق RCCI با گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل

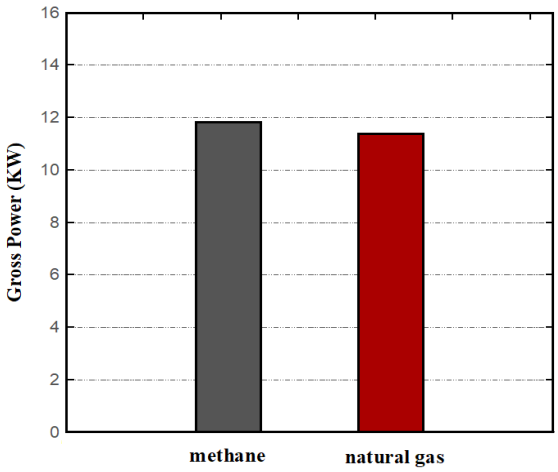
با توجه به شکل ۱۰، می‌توان به این نتیجه رسید که آلاینده NOx و دوده با سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل نسبت به سوخت دوگانه متان/دیزل کمتر است چون در ترکیب گاز طبیعی، CO_2 وجود دارد که ظرفیت گرمایی ویژه CO_2 نسبتاً بالایی دارد و باعث کاهش دمای میانگین گازهای داخل سیلندر شده است. از طرفی آلاینده‌ی NOx معمولا در دماهای بالا تولید می‌شود که به آن NOx حرارتی می‌گویند. بدین‌صورت که برای رژیم‌های احتراقی دماپایین مولکول‌های N_2 تجزیه نشده و اکسیدهای نیتروژن یا NOx نیز تولید نمی‌شوند در مقابل برای رژیم‌های احتراق با دمای بیشینه‌ی بالاتر از ۱۸۰۰ کلوین تجزیه نیتروژن اتفاق افتاده و واکنش اتم‌های نیتروژن با اتم اکسیژن، مولکول اکسیژن و رادیکال هیدروکسید موجب تولید NOx می‌شود. سایر آلاینده‌ها از جمله UCH و CO با سوخت دوگانه گاز طبیعی/دیزل نسبت به سوخت دوگانه گاز متان/دیزل نسبتاً بیشتر است. آلاینده‌ی UCH معمولاً در اثر محبوس‌شدن سوخت در شیارهای موجود در پیستون و دیواره-های داخل سیلندر، خاموشی جبهه‌ی شعله در اثر برهم کنش با دیواره‌ها، احتراق غنی‌سوز از لحاظ سوخت، نشتی سوخت از سوپاپ‌ها و رینگ‌های پیستون و احتراق ناقص تولید می‌شود. آلاینده‌ی CO، شاخص احتراق ناقص است. در احتراق ناقص یا غیرکامل به جای تشکیل گونه CO_2، مولکول‌های سوخت در نبود اکسیژن کافی، گونه CO را تولید می‌کنند از طرف دیگر

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

احتراق غنی‌سوز از لحاظ سوخت، موجب افزایش غلظت آلاینده‌ی CO می‌شود. همچنین عواملی مانند خاموشی شعله و احتراق ناقص در اثر برخورد جبهه شعله با دیوارهای محفظه احتراق افزایش غلظت CO را سبب می‌شود.

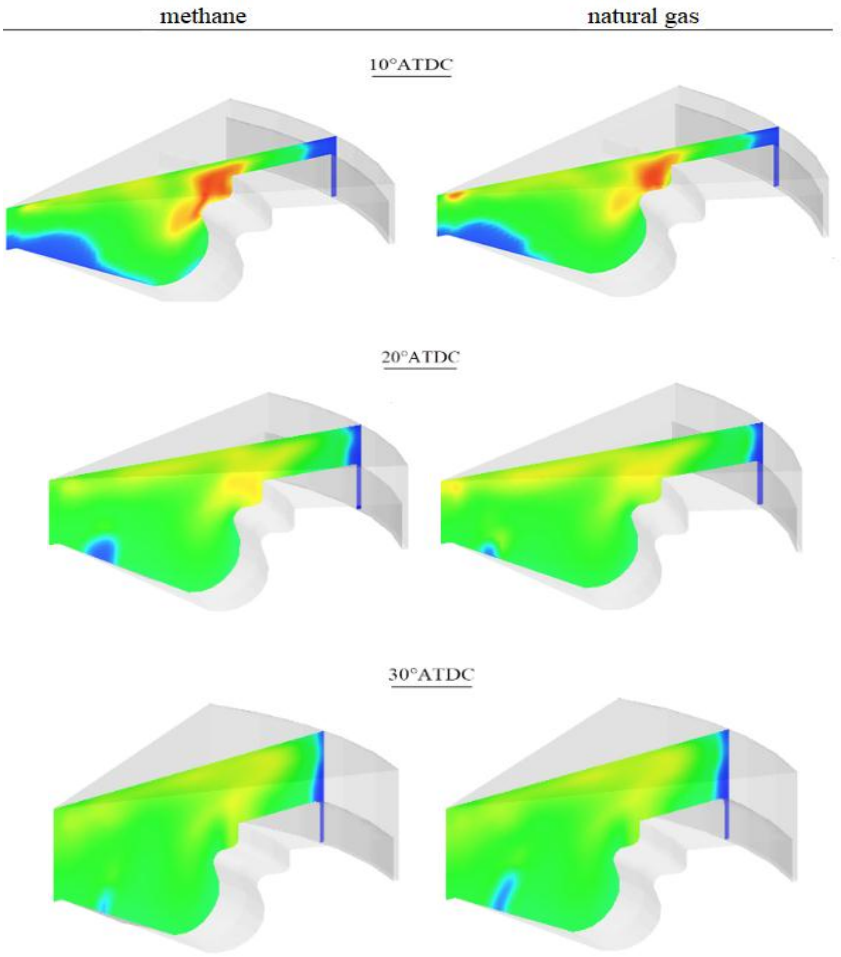
با توجه به شکل۱۱، ملاحظه می‌شود که توان ناخالص موتور به ازای سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به سوخت دوگانه گازطبیعی/دیزل بیشتر است. علت اختلاف توان ناخالص، به دما و در نتیجه فشار گاز داخل سیلندر ناشی از احتراق که با توان ناخالص موتور رابطه‌ی مستقیم دارند، برمی‌گردد. با افزایش فشار گاز داخل سیلندر، کار ناخالص موتور افزایش و در نتیجه توان ناخالص موتور افزایش می‌یابد. توان ناخالص یا اندیکاتوری یکی از پارامترهای عملکردی مهم است که پس از کسر اتلافات مکانیکی از آن، توان خالص یا ترمزی به دست می‌آید. در حقیقت توان ناخالص برابر مجموع توان ترمزی و توان اصطکاکی است.



شکل ۱۱- مقایسه‌ی توان ناخالص در احتراق RCCI با گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل

در شکل ۱۲، توزیع دما در صفحه‌ای منطبق بر جهت فواره در احتراق RCCI با سوخت دوگانه متان/دیزل و گازطبیعی/دیزل نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش درجه‌ی لنگ نسبت به TDC، توزیع دما گسترش پیدا کرده است. در ۱۰ درجه لنگ نسبت به TDC، زمان کمتری از شروع احتراق گذشته است. به همین خاطر تمرکز دمایی نسبتا بالاست و این تمرکز دمایی با سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به گازطبیعی/دیزل بیشتر است. ولی با گذشت زمان و پیشروی شعله، تمرکز دمایی از بین رفته و توزیع دما یکنواخت شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]



شکل ۱۲- توزیع دما در صفحه‌ای منطبق با جهت فواره با گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل

۷-نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر شبیه‌سازی عددی موتور RCCI، به منظور بررسی تأثیر ترکیب گاز طبیعی بر آلاینده‌ها و توان ناخالص موتور انجام شد. برای شبیه‌سازی عددی، از نرم‌افزار Converge استفاده شد. ابتدا صحت‌سنجی انجام و سپس با استفاده از مدل-هایی که فیزیک مسئله را به خوبی پیش‌بینی کردند، شبیه‌سازی انجام شد. در ادامه نتایج به دست آمده از جمله فشار، دمای متوسط احتراق، گرمای آزاد شده درون سیلندر، آلاینده‌ها و توان ناخالص موتور با سوخت دوگانه گازطبیعی/دیزل و متان/دیزل با هم مقایسه شد. گاز طبیعی ترکیبی از متان، اتان، پروپان، کربن دی اکسید، نیتروژن و اکسیژن درنظر گرفته شد که می‌توان به نتایج زیر اشاره کرد:

۱) ماکزیمم فشار و گرمای آزاد شده درون سیلندر با سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به گاز طبیعی/دیزل به طور متوسط و به ترتیب ٪۵ و ٪۲ بیشتر شد.

۲) دمای متوسط گازهای حاصل از احتراق در درون سیلندر با سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به گاز طبیعی/دیزل به‌طور متوسط و به اندازه ٪۳ افزایش یافت.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

۳) آلاینده‌های NOx و دوده با سوخت دوگانه گازطبیعی/دیزل نسبت به متان/دیزل به‌ترتیب به اندازه‌ی ٪۱۲,۵ و ۱۲٪ کمتر شدند.

۴) سایرآلاینده‌ها از جمله UCH و CO با سوخت دوگانه‌ی گازطبیعی/دیزل نسبت به سوخت متان/دیزل نسبتاً بیشتر شد.

۵) همچنین توان ناخالص موتور به ازای سوخت دوگانه متان/دیزل نسبت به گاز طبیعی/دیزل به اندازه ۴٪ افزایش یافت.

فهرست علائم :

cp	گرمای ویژه ($m^2s^{-2}K^{-1}$)	Ru	ثابت جهانی گازها ($Jmol^{-1}K^{-1}$)
D	ضریب نفوذ مولکولی گونه‌ها (m^2s^{-1})	Sc	عدد اشمیت
Re	عدد رینولدز	u	مؤلفه سرعت (ms^{-1})
T	دما(K)	ρ	چگالی (kgm^{-3})
h	آنتالپی (m^2s^{-2})	τ_{ij}	تانسور تنش ($kgm^{-1}s^{-2}$)
k	انرژی جنبشی اغتشاشی (m^2s^{-2})	ε	نرخ اتلاف انرژی اغتشاشی (m^2s^{-3})
K	ضریب هدایت حرارتی ($Js^{-1}m^{-1}K^{-1}$)	τ	مقیاس زمانی (s^{-1})
$kb1$-$kb3$	ثوابت واکنش برگشت ($molm^{-3}s^{-1}$)	σ	ثابت مدل اغتشاشی
$kf1$-$kf3$	ثوابت واکنش رفت ($molm^{-3}s^{-1}$)	μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)	Pr	عدد پرانتل

مراجع

[1] Caton J. A., Thermodynamic advantages of low temperature combustion (LTC) engines using low heat rejection (LHR) concepts, SAE Technical Paper Vol. 312, pp. 1-18, 2011.

[2] Bessonette P. W., Schleyer C. H., Duffy K. P., Hardy W.L. and Liechty M. P., Effects of fuel property changes on heavy-duty HCCI combustion, SAE, Vol. 116, pp. 242-254, 2007.

[3] Kokjohn S. L., Splitter D. A., Hanson R.M. and Reitz R.D., Experiments and modeling of dual fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. SAE International Journal of Engines Vol. 2, pp: 24-39, 2009

[4] Kokjohn S. L., Splitter D. A., Hanson R. M., Reitz R. D., Manente V. and Johansson B., Modeling charge preparation and combustion in diesel fuel, Ethanol, and Dual-Fuel PCCI Engines. Atomization and Sprays Vol. 21, pp. 107-119, 2011

[5] A. Vasavan, P. de Goey, and J. van Oijen,"Numerical study on the autoignition of biogasin moderate or intense low oxygen dilutionnonpremixed combustion systems," Energy & Fuels, vol. 32, no. 8, pp. 8768-8780, 2018.

[6] Paykani A, Kakaee A. H., Panama P., Influence of fuel composition on combustion and emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine, Journal of Natural Gas Science and Engineering Vol. 25, pp. 58-65, 2015

[7] Singh A. P., Kumar V., Agarwal A.K., Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics of low temperature combustion (PCCI and RCCI) modes, International Journal of Energy, Vol. 278, pp. 115-126 ,2020

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

[8] Mahmoodi R., Yari M, Ghafouri G, Pourghasemi K., Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 183, pp. 494-512. 2020.

[9] May IA. An experimental investigation of lean-burn dual-fuel combustion in a heavy duty diesel engine: PhD Thesis, Brunel University London, 2018.

[10] Converge CFD Software, "Converge Manual- ConvergeCFD2.3," Oct. 2020

[۱۱] حیدری نژاد، قاسم، مقدمه‌ای بر توربولانس، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ۱۳۹۳.

[12] Yakhot V., Orszag S. A., Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory, Journal of scientific computing, Vol. 1, pp. 3-51, 1986.

[13] Nieman D. E., Dempsey A. B., and Reitz R. D., Heavy-duty RCCI Operation using Natural Gas and Diesel," SAE Technical Paper J. Engines, Vol. 5, pp. 270-285, 201

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]

چکیده انگلیسی

Numerical study Combustion and emission characteristics of a RCCI engine with natural gas/diesel and methane/diesel

Esmail Arjmand[1], Reza Mahmoudi[2] , Mohsen Fallah[3]*

[1] Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
[2] Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Tabriz Branch , Tabriz, Iran
[3*] Department of Mechanical Engineering, Engineering Faculty, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran

Received: January 2022 Accepted: May 2022

Abstract

Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engines are new ideas for decreasing the emissions and fuel consumption in Compression Ignition engines. In this study, numerical study of the combustion and emission characteristics on a RCCI engine with dual fuel natural gas/diesel and methane/diesel are investigated. The numerical simulation is done by Converge software. The natural gas is composition of methane, ethane, propane, carbon dioxide, nitrogen and oxygen. The results were compared with the pressure and heat released in-cylinder, mean gas temperature, emissions and gross power with dual fuel natural gas/diesel and methane/diesel. The results showed that the maximum pressure, mean gas temperature and heat released in-cylinder with methane/diesel are about 5%, 2% and 3% higher than natural gas/diesel, respectively. NOx and Soot emissions with dual fuel natural gas/diesel are about 12.5% and 12% lower than methane/diesel, respectively. Other emissions including unburned hydrocarbon (UHC) and carbon monoxide (CO), was relatively high. Also, the gross engine power for dual fuel methane/diesel was about 4% higher than natural gas/diesel.

Key words: RCCI engine, emissions, Heat Release Rate, natural gas, Gross Power.

*corresponding author: mfallah@azaruniv.ac.ir

Cite this article as: Esmail Arjmand, Reza Mahmoudi, Mohsen Fallah. Numerical study Combustion and emission characteristics of a RCCI engine with natural gas/diesel and methane/diesel. Journal of Energy Conversion, 2022, 9(1), 35-53

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-10]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.4.5]