

تحلیل و بررسی عددی احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی^۱ دیزل - گاز طبیعی

مژگان زرین کلاه
دانشگاه آزاد واحد یزد
mojgan.zarinkolah@gmail.com

وحید حسینی
دانشگاه صنعتی شریف
whosseini@sharif.edu

محمد تقی زرین کلاه
دانشگاه صنعتی شریف
zarrinkolah_mt@mech.sharif.edu

چکیده

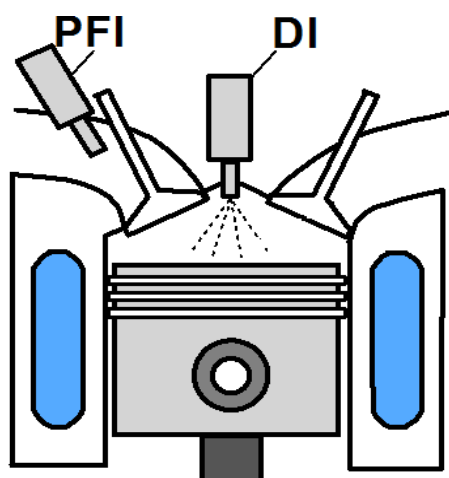
در این پژوهش یکی از مدهای احتراق دماپایین (احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی) به کمک ابزار شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی AVL-FIRE مورد تحلیل و بررسی عددی قرار می گیرد. در این شبیه سازی از سوخت دیزل به عنوان سوختی با واکنش پذیری بالا (پاشش مستقیم) و سوخت گاز طبیعی به عنوان سوختی با واکنش پذیری پایین (پاشش راهگانه)، استفاده می گردد. برای شبیه سازی فرایند احتراق از هندسه موتور دیزل (کاتریلار) سنگین موجود در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه ویسکانسین مدیسن آمریکا بهره گرفته شده است. نتایج این شبیه سازی حاکی از آن است که با افزایش کسر جرمی سوخت دیزل (در حالی که انرژی کل ثابت است) ماکزیمم فشار درون سیلندر و همچنین دمای بیشینه افزایش یافته و بازده حرارتی با توجه به این که آزادسازی انرژی در زاویه لنگ زودتری رخ می دهد و درصد بیشتری از انرژی آزاد شده حاصل از احتراق در مرحله تراکم رخ می دهد (تولید کار منفی) کاهش می یابد. همچنین نتیجه گیری شد که با کاهش کسر جرمی سوخت دیزل زمان بندی احتراق (شروع، اتمام و طول احتراق) روندی افزایش دارد. آلاینده های دوده، NO_x و CO با افزایش کسر جرمی دیزل افزایش و HC کاهش می یابد.

کلمات کلیدی: احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، سوخت دیزل، سوخت گاز طبیعی، دوده و NO_x

مقدمه

امروزه تمرکز بسیاری از تحقیقات کنونی بر روی تکنولوژی ها و استراتژی های جدید احتراق درون سیلندر به منظور کاهش اکسید های نیتروژن و دوده و افزایش بازده معطوف گردیده است [۱]. یکی از استراتژی های جدید احتراق دوسوختی که اخیراً توجه طیف گسترده ای از محققان را به خود جلب کرده، احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی است. این یک روش احتراق دما پایین همراه با گرمایش تراکمی مخلوط پیش-آمیخته سوخت و هوا در نسبت تراکم بالا است که احتراق به وسیله یک سوخت با واکنش پذیری بالا (مانند سوخت دیزل) در محفظه احتراق با یک برنامه زمان بندی، فشار و زاویه پاشش مشخص، شروع و به وسیله یک سوخت با واکنش پذیری پایین (مانند سوخت گاز طبیعی) که از طریق راهگاه ورودی بصورت مخلوط با هوا (مخلوطی پیش آمیخته، همگن و فقیر) وارد محفظه احتراق می گردد، ادامه پیدا می کند [۲] که در شکل نشان داده شده است.

این امر باعث جلوگیری از افزایش فشار ناگهانی و نرخ گرمای آزاد شده



شکل ۱: شماتیک احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی [۱]

می شود که علاوه بر آسیب زدن به سازه های موتور، باعث کاهش تلفات حرارتی و افزایش بازده موتور می گردد. علاوه بر این ویژگی مثبت احتراق دوسوختی اشتعال تراکمی کنترل واکنشی در کنترل نرخ گرمای آزاد شده، پاشش تدریجی سوخت دیزل نیز به صورت پیوسته می باشد که باعث ایجاد یک طبقه بندی و توزیع منطقی (از واکنش پذیری زیاد تا کم) در واکنش پذیری مخلوط سوخت ها شده است.

این گرا دیان در عدد ستان مخلوط سوخت باعث می شود هنگام احتراق، شعله از نقطه با واکنش پذیری بالا (مرکز سیلندر با بیشترین پاشش دیزل) شروع و تا نقطه با واکنش پذیری کم (دیواره سیلندر با کمترین پاشش دیزل) ادامه پیدا کند. بنابراین در این مد احتراقی، زمان احتراق افزایش می یابد که خود مانع از افزایش ناگهانی و سریع نرخ افزایش فشار، میزان و نرخ گرمای آزاد شده می شود. به همین دلیل این مد احتراقی حتی در بارهای زیاد، می تواند عملکرد مناسبی را بدست بدهد. با استفاده از درصد بیشتری از سوخت واکنش پذیر (دیزل) در بار کم و همچنین استفاده از سوخت واکنش پذیر کمتر در بار زیاد، از این مد احتراقی می توان در طیف گسترده ای از نقاط عملکردی موتور استفاده کرد و خروجی مناسبی گرفت. با وجود توسعه طیف و محدوده بار در احتراق کنترل شده ی واکنشی و از بین بردن مشکل احتراق اشتعال تراکمی بار همگن^۱، احتراق کنترل شده ی واکنشی همچنان توانایی دست یابی به بارهای خیلی زیاد در مقایسه با احتراق موتور بنزینی و دیزل تجاری در شرایط یکسان را ندارد. به همین

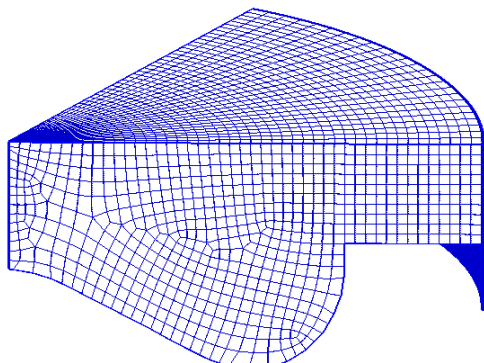
¹ Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)

¹ Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

خواص فیزیکی و شیمیایی مختلف، کنترل احتراق پیچیده و چالش برانگیز شده است. با توجه به اینکه تاکنون مطالعات کمی در رابطه با احتراق RCCI دیزل- گاز طبیعی صورت گرفته است در این مقاله سعی شده با انتخاب زیر مدل های مناسب برای شبیه سازی فرایندهای پاشش، تبخیر سوخت، انتقال حرارت، آشفستگی، مکانیزم سینتیک شیمیایی مناسب و... فرایند احتراق با دقت قابل قبولی شبیه سازی گردد.

مدل سازی احتراق

امروزه نقش مطالعات عددی و شبیه سازی های دینامیک سیالات محاسباتی چند بعدی موتورهای احتراق داخلی برکسی پوشیده نیست. ابزارهای شبیه سازی فرایند احتراق موتورهای احتراق داخلی با صرف هزینه و زمان اندک و انعطاف پذیری بالا در بررسی راهبردهای مختلف احتراقی نقشی بسیار مهم در پیشرفت و توسعه موتورهای احتراق داخلی ایفا کرده اند. با استفاده از این ابزارها می توان اطلاعات بسیار مفیدی از فرایندهای فیزیکی و شیمیایی رخ داده درون محفظه احتراق به دست آورد. برای مثال با بررسی اطلاعاتی نظیر پاشش سوخت، تبخیر سوخت پاشش شده، چگونگی اختلاط سوخت و هوا، اشتعال، احتراق و در نهایت تولید آلاینده ها که توسط این ابزارها تولید شده اند، می توان موتورهای کارآمدتر طراحی نمود. در این مقاله برای شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی فرایند اسپری و احتراق درون موتور از نرم افزار AVL-FIRE استفاده گردیده است، در ادامه توضیحاتی مختصر در رابطه با زیرمدل های ورودی استفاده شده نرم افزار AVL-FIRE برای شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی، داده می شود. همانطور که در چکیده بیان گردید برای مدل سازی دینامیک سیالات محاسباتی فرایند اشتعال تراکمی کنترل واکنشی از موتور دیزل سنگین واقع در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه ویسکانسین مدیسن آمریکا استفاده شده است. در موتور دیزلی سنگین کاترپیلار نحوه قرار گرفتن انژکتور و کاسه پیستون در داخل سیلندر متقارن است. به همین دلیل برای کاهش هزینه محاسباتی، شبیه سازی با در نظر گرفتن تنها یک بخش از فضای درون سیلندر حول یک سوراخ انژکتور انجام می شود. با توجه به ۶ سوراخ بودن انژکتور، تنها یک قطاع ۶۰ درجه مطابق با شکل برای محاسبات انتخاب می گردد.



شکل ۱

شکل ۲: قطاع ۶۰ درجه شبکه بندی شده موتور دیزلی کاترپیلار

برای شبیه سازی فرایند احتراق و جریان سیال درون یک موتور، باید برخی پدیده ها از جمله اسپری، تبخیر قطرات، انتقال حرارت و... باید مدل سازی گردند. به دلیل بررسی جریان درون محفظه و فرایند احتراق، شبیه سازی

دلایل و با توجه به حساسیت توقف تدریجی چنین احتراقی، این محصول هنوز به صورت تجاری وارد بازار فروش نشده است. دیزل در مخلوط گاز طبیعی- هوا، محدوده وسیعی از واکنش پذیری به وجود می آورد که خود این امر موجب افزایش بیشتر زمان احتراق و تدریجی تر شدن آن می شود. بنابراین در چنین شرایطی می توان به عملکرد مناسب موتور (مانند، کاهش نرخ افزایش فشار، کاهش پیک فشار و کاهش نرخ گرمای آزاد شده) حتی در بارهای خیلی بیشتر هم دسترسی پیدا کرد [۳].

تحقیقات گذشته [۴-۶] در زمینه مدل سازی عددی احتراق دوسوختی دیزل- گاز طبیعی، به دلیل اختلاف وسیع در واکنش پذیری گاز طبیعی و دیزل و همچنین استراتژی و نحوه پاشش و اختلاط سوخت دیزل، با محدودیت ها و چالش هایی مواجه بوده است.

فارغ از بحث پاک تر بودن، تولید آلاینده ی کمتر (خصوصاً آلاینده ی PM) و ارزانی، دسترسی بیشتر گاز طبیعی نسبت به سایر سوخت های فسیلی دیگر (دیزل، بنزین و...) استفاده از این سوخت در احتراق RCCI در این چند سال اخیر به یکی از موضوعات مهم و مورد علاقه ی پژوهشگران و متخصصین موتورهای احتراق داخلی در سراسر دنیا تبدیل گردیده است. بنابراین با توجه به این مطلب، تلاش هایی در راستای افزایش جایگزینی بیشتر سوخت گاز طبیعی بجای سوخت دیزل در احتراق RCCI دیزل- گاز طبیعی صورت گرفته است. اگرچه چالش بزرگ این است که استفاده ی هرچه بیشتر از این سوخت به جای سوخت دیزل، در بارهای سبک و متوسط باعث کاهش بازده و تولید زیاد آلاینده های CO و THC (به خصوص آلاینده و گاز گلخانه ای CH₄) می گردد [۷، ۸].

تحقیقات و بررسی های فراوانی برای احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی دیزل- بنزین در ادبیات فن موتورهای احتراق داخلی موجود است. ریتز و همکاران [۱] نیز در مقاله ی مروری خود که در سال ۲۰۱۴ منتشر نموده اند تقریباً به تمامی فعالیت های انجام شده ی عددی و تجربی در زمینه احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با سوخت های دیزل- بنزین، بایو دیزل- بنزین، دیزل- متانول پرداخته اند و تنها به یک مورد احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی دیزل- گاز طبیعی با بار سنگین اشاره شده است.

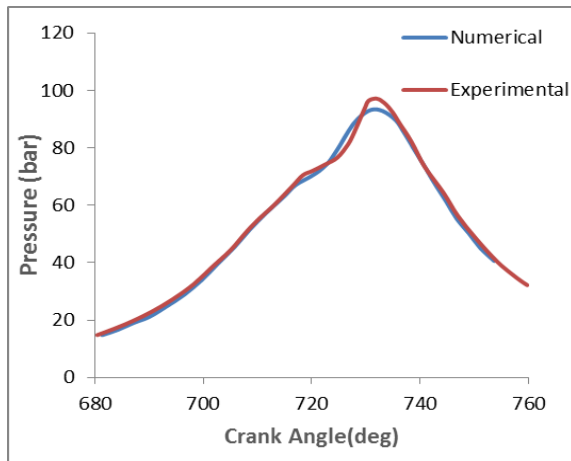
فیلیپ زولداک و همکاران [۲] در یک مطالعه عددی روی احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی موتور دیزل سنگین ۱۵ لیتری همراه با پاشش راهگامی سوخت گاز طبیعی و پاشش مستقیم سوخت دیزل برای ایجاد یک توزیع منطقی بر اساس واکنش پذیری در محفظه، مشاهده کردند که بازده حرارتی موتور افزایش پیدا کرده و همچنین NO_x و دوده تشکیل شده در سیلندر کاهش پیدا کرده است. نتایج آنها نشان دهنده این است که نسبت به احتراق دیزل با نسبت هوا به سوخت یکسان، در احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی همراه با EGR، بازده حرارتی ۲۴ درصد افزایش، NO_x ۱۷/۵ درصد و دوده ۷۸ درصد کاهش خواهد یافت.

فرانک ویلمز و همکاران [۹] به دلیل شروع اشتعال تراکمی خود به خودی سوخت دیزل با پاشش مستقیم و توزیع نسبت هم ارزی، از مدل سینتیکی شیمیایی جزئی چندناحیه ای برای کنترل هدفمند احتراق دوسوختی اشتعال تراکمی کنترل واکنشی استفاده کردند. آنها اذعان دارند که به دلیل استفاده از دو نوع سوخت گاز طبیعی و دیزل با

اسپالارت-آلماراس، تنش رینولدز و ...، نرم افزار AVL FIRE مدل $k-\epsilon$ که اخیراً توسعه و گسترش داده شده است را پیشنهاد می‌دهد. بنابراین به منظور مدل سازی توربولانس در داخل محفظه احتراق و انتقال حرارت توربولانسی کنار دیواره از مدل $k-\epsilon$ استفاده شده است.

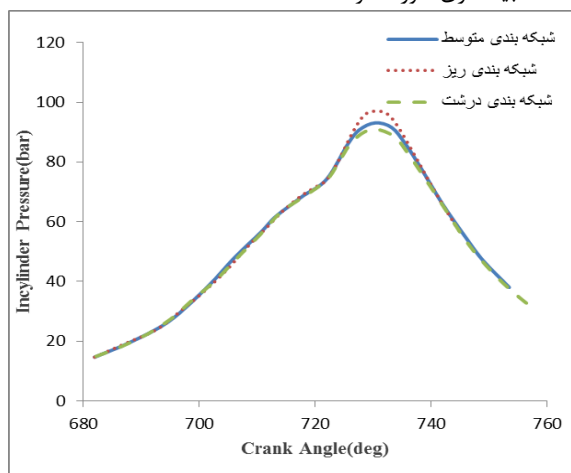
صحه گذاری مدل سازی

در ابتدا به منظور صحه گذاری و حصول اطمینان از صحت مدل عددی، نتیجه نمودار فشار برحسب زاویه لنگ با نتایج تجربی مورد قیاس قرار می‌گیرد که مطابق با شکل ۴، تطابق قابل قبولی بین نتیجه عددی و تجربی وجود دارد.



شکل ۲: مقایسه نمودار فشار برحسب زاویه لنگ عددی با حالت تجربی برای شرایط عملکردی خاص

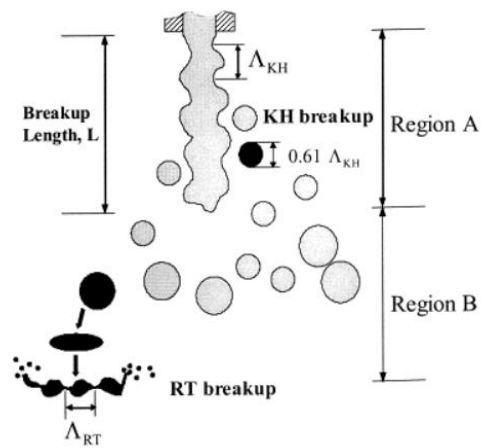
همچنین برای بررسی استقلال حل از شبکه بندی مطابق با شکل ۵ برای سه شبکه بندی متوسط، ریز و درشت نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ مورد قیاس قرار گرفت و با دقت قابل قبولی نتیجه گیری شد که نتایج مستقل از شبکه بندی بوده و با استفاده از شبکه بندی متوسط برای اینکه حجم محاسباتی کمتر شود و در عین حال نتایج دقت قابل قبولی داشته باشند، شبیه سازی صورت گرفت.



شکل ۵: نمودار فشار درون سیلندر برحسب زاویه لنگ برای سه شبکه محاسباتی با سایز ریز، متوسط و درشت

به صورت سیکل بسته انجام می‌گیرد به گونه‌ای که شبیه سازی از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی^۱ تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی^۲ صورت می‌پذیرد. به دلیل این که دو سوخت گاز طبیعی و دیزل ترکیبی از هیدروکربن‌های گوناگون می‌باشند و نمی‌توان فرمول شیمیایی و مکانیزم واکنش آن‌ها را به صورت دقیق استخراج کرد و حتی در صورت استخراج نیز بسیار پیچیده است، برای مدل سازی فرمول شیمیایی گاز طبیعی و دیزل به ترتیب از متان و نرمال هپتان استفاده می‌شود.

برای مدل سازی قطرات فرض می‌شود که هنگام پاشش سوخت، قطره‌های پاشش شده به صورت کروی و به اندازه شعاع سوراخ نازل پاشش می‌شوند و سپس فروپاشی در آن‌ها رخ می‌دهد. در این شبیه سازی برای پاشش قطرات از مدل KH-RT (شکل ۳) و برای برخورد قطرات از مدل O'Rourke استفاده گردیده است. برای محاسبه مشخصات فیزیکی مانند نقطه جوش، تبخیر، گرانش و... از مشخصات فیزیکی متان و دیزل استفاده گردیده است. از آنجایی که واکنش‌های مکانیزم شیمیایی مفصل ترکیب دو سوخت گاز طبیعی و نرمال هپتان بسیار زیاد است و استفاده از آن در کدهای دینامیک سیالات محاسباتی بسیار وقت گیر است، به منظور صرفه جویی در زمان محاسباتی، از مکانیزم کاهش یافته برای این دو سوخت استفاده شده است. همچنین با استفاده از مدل Amsden O'Rourke برخورد قطرات سوخت به دیواره شبیه سازی گردیده‌اند.



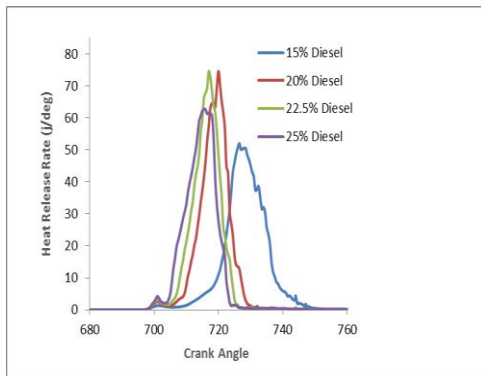
شکل ۳: مدل پاشش قطرات KH-RT [۱۰]

یکی از قسمت‌های بسیار مهم شبیه سازی عددی، مدل سازی دقیق پدیده‌ی آشفته‌گی می‌باشد. از آنجایی که آشفته‌گی سهم بسزایی در مشخص کردن الگوی جریان دارد و تمامی پدیده‌های فیزیکی و شیمیایی رخ داده در احتراق متأثر از این پدیده هستند بنابراین انتخاب مدل آشفته‌گی مناسب، بسیار مهم بوده و در دقت نتایج حاصله تأثیر زیادی دارد. برای مثال یکی از عوامل مهمی که تأثیر زیادی روی پخش و تبخیر قطره‌های سوخت پاشیده شده در درون محفظه احتراق و همچنین احتراق مخلوط سوخت و هوا دارد، انرژی سینتیک توربولانسی است. علاوه بر مدل‌های توربولانسی استاندارد شناخته شده مانند $k-\epsilon$.

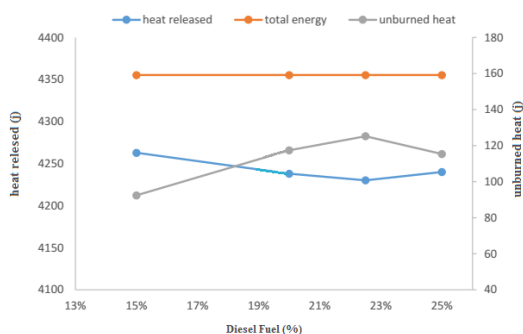
¹ Intake Valve Closing (IVC)

² Exhaust Valve Opening (EVO)

شکل ۸ نمودار نرخ آزادسازی حرارت برحسب زاویه لنگ را برای درصد های مختلف کسر جرمی سوخت دیزل نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار و همچنین شکل ۹ می‌توان ادعا کرد که با افزایش درصد کسر جرمی سوخت دیزل در حالی که انرژی کل ثابت می‌باشد، میزان حرارت نسوخته افزایش یافته است. منظور از حرارت نسوخته آن مقدار انرژی حاصل از سوخت است که تبدیل به حرارت نگردیده است. یکی از علل این امر، احتراق زود هنگام، ناقص و همچنین عدم فرصت کافی و لازم به مخلوط دیزل و هوا برای اختلاط بهتر و کامل تر مخلوط سوخت و هوا می‌باشد.



شکل ۸: نمودار نرخ آزادسازی حرارت برحسب زاویه لنگ برای درصد های مختلف کسر جرمی سوخت دیزل



شکل ۹: نمودار تغییرات حرارت آزاد شده و انرژی نسوخته برحسب درصد های مختلف کسر جرمی سوخت دیزل

مطابق با شکل ۱۰ مشاهده می‌گردد، با افزایش میزان درصد کسر جرمی دیزل، مقدار انتشار CO افزایش پیدا کرده است. با افزایش درصد سوخت دیزل بایستی میزان انتشار هیدروکربن های نسوخته هم افزایش یابد، ولی به علت افزایش شدید دمای احتراق تحت درصد بالای دیزل، قسمتی از آن دوباره می‌سوزد و مصرف می‌شود. به همین علت می‌توان گفت اثر افزایش دما غالب است و در مجموع باعث کاهش میزان انتشار آلاینده هیدروکربن های نسوخته می‌شود. یکی دیگر از دلایل کاهش آلاینده های هیدروکربنی، کاهش درصد سوخت راهگامی با افزایش درصد دیزل است. همان طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، زمانی که درصد کسر جرمی سوخت دیزل از مقدار ۲۲،۵٪ بیشتر می‌شود، در حقیقت اثر پیش افتادن شروع احتراق در مقابل افزایش دمای احتراق غالب می‌شود و منجر به افزایش انتشار هیدروکربن های نسوخته می‌گردد.

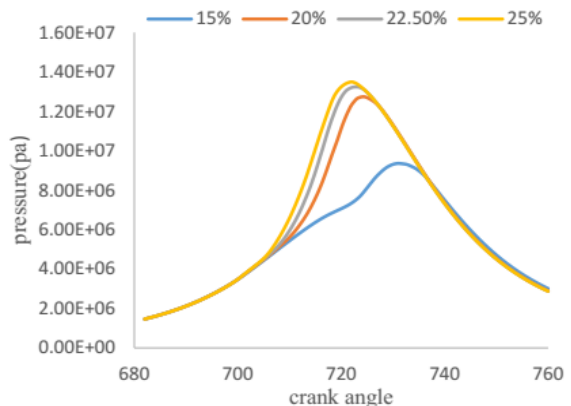
همچنین مطابق با جدول ۱ پارامترهای عملکردی، احتراقی و آلاینده‌گی مدل سازی با مقادیر متناظر تجربی مورد قیاس قرار گرفته و سازگاری بسیار خوبی بین نتایج وجود دارد.

جدول ۱: مقایسه پارامترهای احتراقی و آلاینده‌گی مدل سازی با داده های تجربی در شرایط عملکردی مشخص

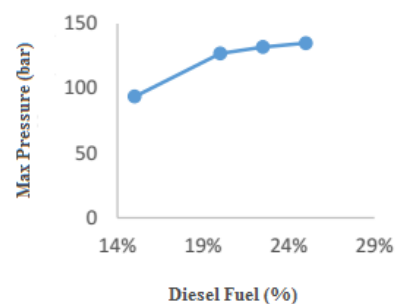
مقادیر تجربی	مقادیر مدل سازی	
۵۰/۴	۴۹/۸	بازده حرارتی (%)
۹	۸/۹	فشار موثر متوسط (bar)
۰/۰۰۲	۰/۰۰۲۴	دوده (g/kwhr)
۰/۲۵	۰/۲۹	NO _x (g/kwhr)

نتایج و بحث

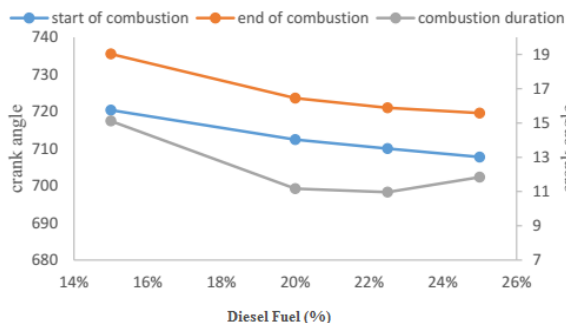
شکل ۶ نمودار فشار برحسب زاویه لنگ برای درصد های متفاوت کسر جرمی سوخت دیزل را نشان می‌دهد. مطابق با این شکل و شکل ۷ مشاهده می‌شود، با افزایش درصد جرمی سوخت دیزل، بیشینه فشار افزایش می‌یابد. به علت واکنش پذیر بودن سوخت دیزل، با افزایش میزان آن، احتراق سریع تر و همچنین با افزایش نسبی فشار همراه بوده است.



شکل ۶: نمودار فشار - زاویه لنگ برای درصد های متفاوت کسر جرمی سوخت دیزل

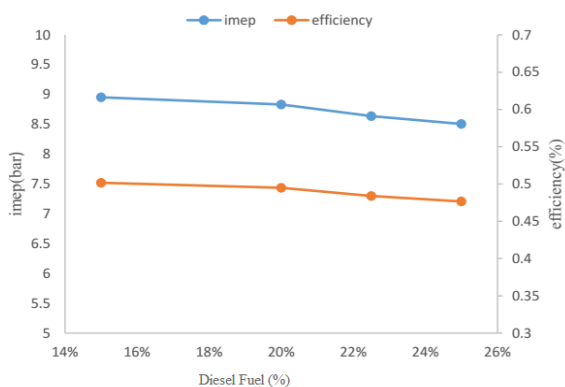


شکل ۷: تغییرات فشار ماکزیمم درون سیلندر با تغییر درصد کسر جرمی سوخت دیزل



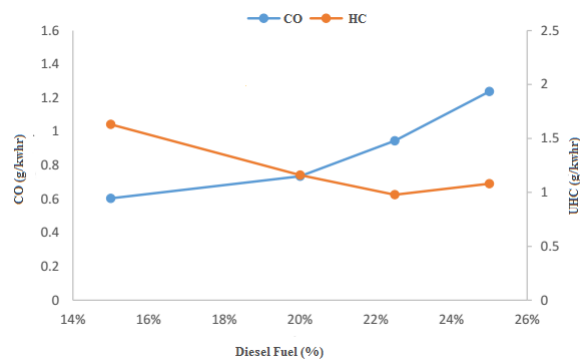
شکل ۱۱: زمان بندی احتراق (شروع، انتها و طول احتراق) تحت اثر مقادیر مختلف کسر جرمی دیزل

مطابق با شکل ۱۲ می توان نتیجه گیری کرد با افزایش درصد سوخت دیزل، مقدار فشار متوسط موثر تقریباً ثابت بوده و کاهش نامحسوسی داشته است. البته اگر به صورت جزئی تر به تغییرات بازده حرارتی توجه شود، معلوم خواهد شد که با افزایش کسر جرمی سوخت دیزل، بازده حرارتی کاهش کمی پیدا می کند. شاید بتوان این طور استدلال کرد که با کاهش درصد میزان سوخت راهگامی که عمده انرژی مفید آزاد شده حاصل از احتراق را تولید می کند و به نوعی توسعه دهنده و ادامه دهنده احتراق می باشد، بازده حرارتی نیز کاهش یافته است. اما با استدلالی مستدل تر می توان اینطور بیان نمود که با افزایش کسر جرمی سوخت دیزل، زمان شروع احتراق پیش افتاده است و درصد بیشتری از انرژی آزاد شده حاصل از احتراق در مرحله تراکم رخ داده است (تولید کار منفی) و همین امر کاهش بازده حرارتی را به دنبال داشته است.



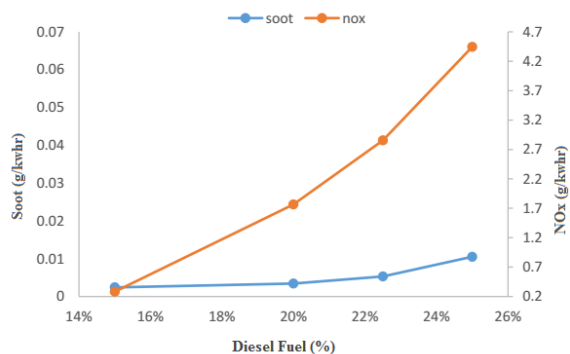
شکل ۱۲: تغییرات فشار متوسط موثر و بازده حرارتی بر حسب درصدهای مختلف کسر جرمی سوخت دیزل

مطابق با شکل ۱۳ مشاهده می گردد با افزایش کسر جرمی سوخت دیزل آلاینده دوده تقریباً ثابت بوده و نرخ افزایشی بسیار کمی داشته اما آلاینده NO_x روندی افزایشی بخود گرفته است که البته با توجه به اینکه با افزایش سوخت دیزل دمای ماکزیمم سیلندر افزایش می یابد این مساله قابل توجهی است. سایر کانتورهای دیگر نیز با توضیحات و استدلال هایی که در متن مقاله آورده شده است کاملاً هم خوانی دارد.



شکل ۱۰: میزان انتشار آلاینده های کربن مونواکسید و هیدروکربن های نسوخته بر حسب درصدهای مختلف کسر جرمی سوخت دیزل

مطابق با شکل ۱۱، با زیاد شدن کسر جرمی دیزل زمان شروع، انتها و همچنین طول احتراق کاهش یافته است. در واقع فرآیند احتراق زودتر اتفاق می افتد. علت این امر واکنش پذیری بالای سوخت دیزل و همچنین افزایش دمای احتراق می باشد. در واقع با تغییرات درصد دیزل می توان شروع احتراق را کنترل کرد. از جهتی دیگر می توان با تغییر درصد کسر جرمی سوخت راهگامی (گاز طبیعی) طول احتراق را کنترل کرد. به علت اینکه سوخت راهگامی نسبت به سوخت دیزل به میزان بیشتری در سیلندر وجود دارد و بر فرآیند احتراق اثرگذار است. در واقع توسعه و ادامه احتراق (طول احتراق) به عمده سوخت راهگامی هست و عمده انرژی از سوختن آن به دست می آید. بنابراین با زیاد شدن کسر جرمی دیزل، درصد پاشش گاز طبیعی کاهش یافته که این مساله باعث کاهش طول احتراق می شود.

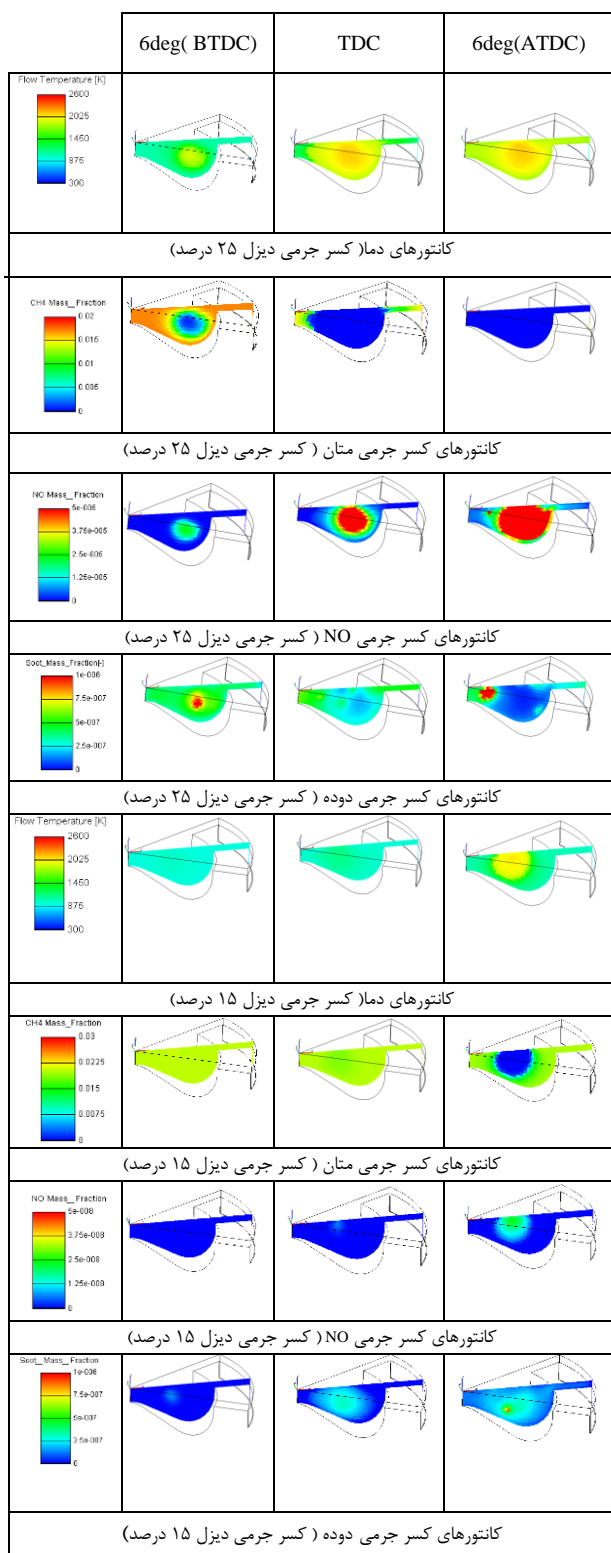


شکل ۱۳: میزان تولید آلاینده های دوده و NO_x بر حسب تغییر درصد کسر جرمی سوخت دیزل

جدول ۲ کانتورهای دما، کسر جرمی متان، کسر جرمی NO و کسر جرمی دوده برای حالاتی که کسر جرمی دیزل ۲۵ و ۱۵ درصد می باشد برای ۳ حالتی که زاویه لنگ ۶ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نقطه مرگ بالا و ۶ درجه بعد از نقطه مرگ بالاست را نشان می دهد. را نشان می دهد.

مطابق با این کانتورها افزایش کسر جرمی سوخت دیزل رابطه ای مستقیم در جلو انداختن احتراق دارد. کاملاً مشهود است که در زاویه لنگ ۶ درجه بعد از نقطه مرگ بالا برای حالتی که کسر جرمی سوخت دیزل ۲۵ درصد است، تمامی متان موجود در سیلندر محترق شده و کسر جرمی آن تقریباً صفر است.

جدول ۱: کانتورهای دما، کسر جرمی متان، کسر جرمی NO و کسر جرمی دوده برای حالاتی که کسر جرمی دیزل ۲۵ و ۱۵ درصد می باشد.



در این مقاله به بررسی عددی احتراق RCCI دیزل- گاز طبیعی پرداخته شد. پارامترهای احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی با تغییر کسر جرمی سوخت مستقیم در حالی که انرژی کل ثابت باشد مورد بررسی قرار گرفتند.

از مهم ترین نتایجی که در خلال مقاله به آنها پرداخته شد بصورت مختصر به آنها مجددا اشاره می گردد.

به طور کلی با زیاد شدن کسر جرمی دیزل، فشاربیشینه، دمای بیشینه، دوده و NO_x افزایش یافته و زمان شروع، انتها و همچنین طول احتراق کاهش یافته است و یا به بیانی فرآیند احتراق زودتر رخ می دهد.

درواقع تغییر سوخت دیزل یک پارامتر موثر در کنترل احتراق است. با افزایش درصد سوخت دیزل میزان انتشار هیدروکربن های نسوخته بایستی افزایش یابد، ولی به علت افزایش شدید دمای احتراق تحت درصد بالای دیزل، قسمتی از آن دوباره می سوزد و مصرف می شود. افزایش کسر جرمی سوخت دیزل تا مقداری مشخص چون اثر افزایش دما غالب است باعث کاهش میزان انتشار آلاینده هیدروکربن های نسوخته می شود اما با افزایش بیشتر کسر جرمی سوخت دیزل اثر پیش افتادن شروع احتراق در مقابل افزایش دمای احتراق غالب می شود و منجر به افزایش انتشار هیدروکربن های نسوخته می گردد.

لیست علائم

- NO_x اکسید های نیتروژن
- CO کربن مونوکسید
- HC هیدروکربن
- EGR بازخورانی گازهای خروجی
- HCCI احتراق اشتعال تراکمی بار همگن
- RCCI احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی

مراجع

- 1- Reitz, R.D. and G. Duraisamy, *Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines*. Progress in Energy and Combustion Science, 2015. **46**(Supplement C): p. 12-71.
- 2- Zoldak, P., et al., *Computational Study of Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine Using Natural Gas*. 2014, SAE International.
- 3- Nieman, D.E., A.B. Dempsey, and R.D. Reitz, *Heavy-Duty RCCI Operation Using Natural Gas and Diesel*. SAE Int. J. Engines, 2012. **5**(2): p. 270-285.
- 4- Saxena, S. and I.D. Bedoya, *Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits*. Progress in Energy and Combustion Science, 2013. **39**(5): p. 457-488.
- 5- Kakaee, A.-H., et al., *Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine*. Applied Thermal Engineering, 2016. **102**(Supplement C): p. 1462-1472.
- 6- Kakaee ,A.-H., P. Rahnama, and A. Paykani, *Influence of fuel composition on combustion and emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine*. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015. **25**(Supplement C): p. 58-65.
- 7- Aroonsrisopon, T., et al. ,*Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engines under Low Load Conditions*. 2009, SAE International.
- 8- Papagiannakis, R.G., et al., *Combustion and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Operating from Low to High Natural Gas Supplement Ratios at Various Operating Conditions*. 2008, SAE International.
- 9- Bekdemir, C., et al., *Towards Control-Oriented Modeling of Natural Gas-Diesel RCCI Combustion*. 2015, SAE International.
- 10- C. Beale, J. and R. Reitz, *Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model*. Vol. 9. 1999. 623-650.
- 11- <http://csyoo.unist.ac.kr/research/hcci-combustion/>.