

توصیف احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با گونه‌های مهم تولید و مصرف

شده

ایرج غفرانی^۱، مصطفی محبی^۲، مسعود ریحانیان^۳ و وحید حسینی^{۴*}

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، iraj.ghofrani@yahoo.com

۲- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ship_design@yahoo.com

۳- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، m_reyhani@mech.sharif.edu

۴- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، vhosseini@sharif.edu

* (نویسنده مخاطب)

(تاریخ دریافت: ۹۷/۰۸/۱۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۱۰/۰۵، پذیرش: ۹۷/۱۰/۲۳)

چکیده: احتراق RCCI، برای موتورهای دیزلی، کاستی‌های مربوط به آلایندگی موتورهای دیزلی را، با حفظ سایر مزایای آن‌ها، تا حد زیادی برطرف می‌کند. در پژوهش‌های قبلی، بیشتر کارکرد و آلایندگی‌های خروجی از موتور با احتراق RCCI بررسی شده، در حالی که در این پژوهش احتراق نوع RCCI از دیدگاه گونه‌های تولید و مصرف‌شده به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته و نقش گونه‌های مختلف در حین فرایند احتراق مطالعه می‌شود. در این احتراق (RCCI) بنزین به صورت پاشش درگاهی و دیزل به صورت پاشش مستقیم انجام گرفته است. بررسی صورت‌گرفته نشان داد که آزادسازی انرژی ابتدا با دیزل شروع شده و آزادسازی انرژی اولیه‌ای انجام می‌شود و پس از آن انرژی بنزین آزاد می‌شود. پدیدارشدن گونه فرمالدهید شروع احتراق شعله سرد و مصرف سوخت دیزل را نشان داده و تولید رادیکال هیدروکسیل نیز هم‌زمان با آزادسازی انرژی بنزین صورت می‌پذیرد. همچنین، مقداری از گونه فرمالدهید با شروع تولید رادیکال هیدروکسیل مصرف می‌شود. آزادسازی اولیه انرژی، که ابتدا با سوخت دیزل شروع شده و سپس با سوخت بنزین ادامه می‌یابد، تأثیرات مثبتی به دنبال دارد. اولاً، با این گونه آزادسازی ترتیبی، انرژی به تدریج آزاد شده و دمای درون سیلندر افزایش ناگهانی نمی‌یابد بنابراین، باعث کاهش تلفات انرژی می‌شود. ثانیاً اکسیدهای نیتروژن به دلیل پایین‌تر بودن دمای محلی کمتر تولید می‌شوند. در ادامه نیز دو زمان شروع پاشش ۷۴- و ۶۴- درجه لنگ و دو درصد حجمی سوخت دیزل ۲۸ و ۲۰ درصد مطالعه و مشاهده شد که زمان شروع احتراق اولیه تقریباً به این دو پارامتر وابسته نیست و در یک زاویه لنگ مشخص رخ می‌دهد. بنابراین، شروع احتراق اولیه فقط وابسته به دماست. اما به دلیل اینکه شروع احتراق اصلی علاوه بر دما به نسبت هم‌ارزی نیز وابسته است دو متغیر زمان شروع پاشش و مقدار سوخت دیزل تأثیر خود را در این بخش نشان می‌دهند.

کلیدواژه‌گان: احتراق RCCI، احتراق دما پایین، فرمالدهید، رادیکال هیدروکسیل، دوده، اکسیدهای نیتروژن

مقدمه

زندگی مدرن بدون استفاده از فناوری احتراق ممکن نیست. در واقع، احتراق به‌عنوان ابزار اصلی گرمایش، آماده‌سازی غذا و فراوری مواد برای هزاران سال بوده و هست [۱]. برای تولید انرژی در بخش حمل‌ونقل نیز از احتراق هیدروکربن‌ها استفاده می‌شود. باوجود این تاریخچه طولانی، ماهیت موضوعات بسیاری از قبیل برهم‌کنش بین جریان‌های سیال، اختلاط و سینتیک شیمیایی به صورت کاملاً دقیق درک نشده است. در موتورهای احتراق داخلی نیز، به‌علت ترکیب احتراق آشفته با جریان

پیچیده سیال و وجود جریان دوفازی در داخل موتور، این سختی چندین برابر شده است. همچنین، ملاحظات مکانیکی برای گرفتن کار و استفاده از توربوماشین‌ها برای پرخورانی، درک ماهیت موضوعات اشاره شده را بیشتر کرده است. امروزه، توسعه اقتصاد جهانی تقاضا برای نفت خام را بیشتر کرده است. بنابراین، محققان علاقه زیادی به موتورهای دیزل، به علت اقتصاد سوخت بهتر، نسبت تراکم بالا و عدم وجود تلفات دریاچه گاز، پیدا کرده‌اند که این موتورها نیز آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات جامد بالایی دارند. در صورت استفاده از فیلترها در موتورهای دیزلی مصرف سوخت افزایش یافته و مزیت برتری بازده سوخت موتورهای دیزلی (کارکرد در حالت فقیر)، نسبت به موتورهای بنزینی از بین می‌رود. زیرا فیلترهای دوده^۱ نیاز به بازیابی داشته و فیلترهای NOx نیز بر حسب نوع فیلتر باعث افزایش مصرف سوخت می‌شوند. برای مثال، کاتالیست‌های سه‌راهه برای کارکرد نیاز به کارکرد موتور در حالت غنی، کاتالیست‌های LNT^۲ نیاز به کارکرد دوره‌ای موتور در حالت غنی و کاتالیست‌های SCR^۳ نیاز به استفاده از اوره دارند. بنابراین، این نتیجه حاصل می‌شود که بهتر است، برای افزایش کارایی موتورهای دیزلی، از حداقل فیلتر برای موتورها استفاده شود. بر این اساس لزوم توجه به کاهش آلاینده‌های NOx و دوده در داخل سیلندر مطرح می‌شود که در این بین موتورهای با احتراق دمپایین مطرح شده‌اند [۲-۴]. مفهوم احتراق دمپایین به صورت عمومی برای احتراق اشتعال تراکمی همگن (HCCI)^۴، احتراق پیش‌آمیخته جزئی (PCCI)^۵ و احتراق کنترل واکنشی (RCCI)^۶ به کار می‌رود. در بین احتراق‌های دمپایین احتراق RCCI، نگرش جدیدتری است که چندین سوخت با واکنش‌پذیری مختلف در مراحل مختلف پاشش می‌شوند که می‌توان با تنظیم واکنش‌پذیری سوخت در داخل سیلندر، به مدت و اندازه مطلوب احتراق دست یافت. در این حالت، سوخت با واکنش‌پذیری نسبی پایین زودتر پاشش می‌شود (برای مثال در درگاه ورودی) و به صورت یکنواخت با هوا مخلوط می‌شود. سپس، سوخت با واکنش‌پذیری نسبی بالا به صورت مستقیم درون سیلندر تزریق می‌شود. با این عمل، در داخل سیلندر نواحی با نسبت سوخت به هوا و واکنش‌پذیری مختلف تولید می‌شود که بدین ترتیب می‌توان زمان شروع احتراق و نرخ آن را کنترل کرد.

در زمینه احتراق RCCI کوک و همکاران [۵] به صورت بسیار دقیق تأثیر رقت و زمان‌بندی پاشش را بر روی آلاینده‌های احتراق دمپایین مورد بررسی قرار دادند. با ثابت گرفتن زمان پاشش، آن‌ها مشاهده کردند که دمای شعله آدیباتیک و در نتیجه آلاینده NOx با رقیق‌سازی واکنش‌دهنده‌ها کاهش می‌یابد. بنابراین، آلاینده NOx با دمای آدیباتیک شعله هم‌بسته است. همچنین، در سطح ثابتی از رقت سوخت، عقب‌انداختن زمان پاشش NOx کمتری تولید می‌کند. آن‌ها اشاره کردند که زمان‌بندی پاشش زود هنگام در حالت بسیار رقیق دمای آدیباتیک شعله بالاتری نسبت به پاشش دیر هنگام در حالت کمتر رقیق‌سازی شده دارد. از نقطه نظر تشکیل آلاینده NOx آن‌ها به این نکته پی‌بردند که حالت LTC^۷ با پاشش دیر هنگام دمای پایین‌تری نسبت به پاشش زود هنگام تولید می‌کند. پس حالت اول بهتر از دومی است. در تحقیقات آن‌ها CO با دیرتر کردن پاشش و استفاده از EGR^۸ زیاد افزایش و دوده با افزایش EGR کاهش یافت که در حالت EGR بالای ۶۰٪ به مقدار صفر خود رسید. هانسون و همکاران [۶] به صورت تجربی و عددی توانایی کنترل احتراق PCCI دو سوخته را با تغییر دادن واکنش‌پذیری سوخت مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها از بنزین به عنوان پاشش سوخت درگاهی و از دیزل به عنوان پاشش مستقیم سوخت برای کنترل زمان‌بندی احتراق در بار متوسط موتور (۹ bar IMEP) استفاده کردند. این استراتژی آن‌ها از افزایش بیش‌از حد نرخ افزایش فشار نیز جلوگیری کرد. آن‌ها آزمایش‌های خود را توسط کد کیوا-کمکین و با استفاده از مکانیسم کاهش یافته PRF مدل‌سازی کردند. آن‌ها آزمایش‌های خود را توسط انژکتور معمولی دیزلی انجام دادند و نشان دادند که می‌توان، با تغییر ترکیب مخلوط،

1. Diesel Particulate Filter (DPF)
2. Lean NOx Traps
3. Selective Catalyst Reduction
4. Homogeneous Charge Compression Ignition
5. Premixed Charge Compression Ignition
6. Reactivity Controlled Compression Ignition
7. Low Temperature Combustion
8. Exhaust Gas Recirculation (EGR)

زمان پاشش و زمان بندی، IVC کنترل مناسبی روی احتراق PCCI دوسوخته داشت. بناجس و همکاران [۷] به دو صورت تجربی و عددی به بررسی فرایندهای خود اشتعالی و اختلاط سوخت در داخل موتور با احتراق RCCI پرداختند. نتایج به دست آمده از مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که با کاهش نسبت سوخت دیزل به بنزین تأخیر در اشتعال افزایش یافته و اختلاط به خوبی در درون موتور انجام می‌گیرد و با پاشش زودتر سوخت دیزل، احتراق بهبود یافته و میزان آلاینده‌های مونواکسید نیتروژن و ذرات معلق کاهش می‌یابد. کاکایی و همکاران [۹،۸] در پژوهش‌هایی عددی تاثیر کاسه پیستون موتور دیزلی سنگین را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها سه کاسه متداول دیزلی، وان حمامی و استوانه‌ای را با سوخت دیزل/گاز بررسی کردند. در پژوهش‌های آن‌ها پیستون وان حمامی را از نظر عملکرد و آلاینده‌گی بهتر از سایر کاسه‌های پیستون گزارش کردند. آن‌ها مشاهده کردند که شکل کاسه پیستون در سرعت‌های پایین تاثیر زیادی بر احتراق RCCI نداشته، اما در سرعت‌های بالا شکل کاسه پیستون بسیار بر احتراق RCCI تاثیرگذار است پیکانی و همکاران [۱۰] به صورت عددی به بررسی موتور سنگین با احتراق RCCI و با دو سوخت دیزل/گاز طبیعی پرداخته و تاثیر زمان بندی‌های پاشش مستقیم اول و دوم و همچنین مقدار دیزل در پاشش‌های اول و دوم را بررسی کردند. آن‌ها گزارش کردند که افزایش میزان گاز طبیعی و همچنین پاشش زودهنگام‌تر اولیه و ثانویه آلاینده‌های دوده و NOx را کاهش داده اما هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید افزایش می‌یابند. پورقاسمی و همکاران [۳] به بررسی عددی موتور دیزلی سبک با احتراق RCCI پرداختند. آن‌ها گاز طبیعی را به عنوان پاشش درگاهی و دیزل را به عنوان پاشش مستقیم در نظر گرفتند. پارامترهای بررسی شده توسط آن‌ها شامل تاثیر نسبت گاز پیش‌آمیخته، زمان بندی پاشش‌های اولیه و ثانویه مستقیم، درصد سوخت دیزل در پاشش‌های اولیه و ثانویه، فشار پاشش، زاویه اسپری بر کارایی و آلاینده‌گی موتور سبک دیزلی بود. آن‌ها مشاهده کردند که با کاهش فشار پاشش اولیه بازدهی اندیکه ناخالص افزایش می‌یابد. کاهش زاویه اسپری نیز میزان بازدهی اندیکه ناخالص را کاهش داد. نتایج به دست آمده توسط آن‌ها قابلیت احتراق RCCI در کاهش آلاینده NOx با قابلیت کنترل آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته با افزایش درصد سوخت گاز طبیعی، پاشش اولیه زودهنگام‌تر، افزایش مقدار سوخت در پاشش مستقیم اولیه و افزایش زاویه اسپری بود. رنجاناتان و راجاگوپال [۱۱] به صورت عددی و تجربی، پدیده تشکیل آلاینده‌ها و احتراق در موتور دیزل پاشش مستقیم با سوخت دودکان را مطالعه کردند. آن‌ها در قدم اول با مکانیسم شیمیایی مفصل اقدام به اعتبارسنجی داده‌های تجربی و عددی کرده، سپس به منظور کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن از مقدار بسیار کمی از گازهای بازخورانی شده و پاشش سوخت در ابتدای کورس مکش استفاده کردند. سپس، برای مخلوط شدن و تبخیر بهتر سوخت از هوای پیش‌گرم شده استفاده کردند که باعث افزایش پیک نمودار فشار شد. در قدم آخر نیز برای جبران هوای ورودی از سوپر شارژر بهره بردند. در کل راهبرد آن‌ها نسبت به پاشش‌های معمولی دارای مزیت‌های پیک نمودار فشار بالاتر و پایین بودن سطح آلاینده‌ها بود.

با توجه به ایجاد نگرش و دید بهتر در احتراق‌هایی که از دو سوخت با واکنش پذیری‌های پایین و بالا، استفاده می‌کنند، در این پژوهش به بررسی گونه‌های مهم تولید و مصرف شده در حین احتراق RCCI پرداخته شده و چگونگی تاثیر پارامترهای مختلف در احتراق RCCI با استفاده از این گونه‌های مهم بررسی می‌شوند. در ابتدا حل عددی روی موتور سبک فریمان که در هسته پژوهشی سوخت، احتراق و آلاینده‌گی دانشگاه صنعتی شریف قرار دارد، راستی‌آزمایی شده و سپس مورد بررسی قرار می‌گیرد.

داده‌های آزمایشگاهی

داده‌های آزمایشگاهی از یک موتور دیزلی سبک تک‌سیلندر دریایی با نام Farymann 18W به دست آمده که در هسته پژوهشی سوخت، احتراق و آلاینده‌گی دانشگاه صنعتی شریف قرار دارد [۱۲]. بر روی سرسیلندر موتور ۴ دریچه قرار دارد که باز و بسته شدن این دریچه‌ها توسط یک میل بادامک صورت می‌گیرد. سایر مشخصات و ویژگی مربوط به این موتور و انژکتورها در

جدول ۱ تا ۳ بیان شده است. با توجه به این جدول‌ها، در این موتور قابلیت پاشش درگاهی نیز اضافه شده است. بنابراین، بنزین به صورت درگاهی و دیزل به صورت پاشش مستقیم در این موتور استفاده می‌شود.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور تک سیلندر Farymann 18W

Table 1- Farymann 18W single cylinder engine specifications

Parameter	Value
Number of Cylinders	1
Cooling System	Water
Power	4.7 kW at 3000 rpm
Max. Speed (rpm)	3600
Max. Torque	16.7 Nm at 2400 rpm
Displacement Volume (cm ³)	290
Bore (mm)	82
Stroke (mm)	55
Compression Ratio	18.3:1

جدول ۲- مشخصات انژکتور پاشش درگاهی

Table 2- Port fuel injector specifications

Parameter	Value
Spray Angle	15
Injection pressure (bar)	2

جدول ۳- مشخصات انژکتور پاشش مستقیم (کامان ریل)

Table 3- Common rail injector specifications

Parameter	Value
Number of holes	8
Hole diameter (μm)	120
Spray Angle	120

برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی، دو حالت کارکردی آزمایشگاهی مطابق با جدول ۴ انتخاب شده است.

جدول ۴- شرایط کارکردی موتور فریمان

Table 4- Operating conditions of Farymann engine

	State 1	State 2
IMEP (bar)	4.43	4.72
Speed (rpm)	1800	1800
Fuel Flow Rate (Kg/hr)	0.439	0.439
Port Fuel Percentage (By Mass) (%)	27	27
Air Fuel Flow Rate (Kg/s)	18.38	18.34
Direct Injection Timing ($^{\circ}$ ATDC)	-74	-64
Direct injection Duration (ms)	0.75	0.75
Direct Injection Pressure (bar)	400	400
Inlet Pressure (bar)	26.47	26.92
Outlet Pressure (bar)	89.2	89.2
Inlet Temperature ($^{\circ}$ C)	18.11	19.24
Lambda	2.97	2.74
EGR (%)	0	0
IVC ($^{\circ}$ ATDC)	-130	-130
EVO ($^{\circ}$ ATDC)	140	140

شبیه‌سازی عددی

برای شبیه‌سازی فرایند احتراق و جریان سیال درون یک موتور، باید برخی پدیده‌ها از جمله اسپری، تبخیر قطرات، انتقال حرارت و غیره مدل‌سازی شوند. برای شبیه‌سازی این فرایندها از نرم‌افزار AVL-FIRE نسخه ۲۰۱۴ استفاده شده است. این

نرم‌افزار طوری توسعه داده شده است که امکانات شبیه‌سازی برای انواع موتورهای احتراق داخلی اعم از موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی در آن وجود دارد، به طوری که با آن به خوبی می‌توان جریان‌های آشفته واکنشی را شبیه‌سازی کرده و نتایج حاصله را نیز مورد تحلیل و بررسی قرارداد. به دلیل بررسی جریان درون محفظه احتراق و فرایند احتراق، شبیه‌سازی به صورت سیکل بسته انجام می‌شود به گونه‌ای که شبیه‌سازی از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی صورت می‌پذیرد، اما به دلیل پیچیده بودن مکانیسم شیمیایی بنزین و دیزل به ترتیب از مکانیسم شیمیایی ایزواکتان و نرمال‌هپتان استفاده شده است. از آنجایی که واکنش‌های مکانیسم شیمیایی مفصل ترکیب دو سوخت ایزواکتان و نرمال‌هپتان بسیار زیاد است و استفاده از آن در کدهای دینامیک سیالات محاسباتی بسیار وقت‌گیر است، در این پژوهش یک مکانیسم PRF^۱ کاهش یافته، که مشخصات آن در جدول ۵ ذکر شده، استفاده شده است [۱۳]. برای محاسبات مشخصات فیزیکی مانند نقطه جوش، تبخیر، گرانی و غیره از مشخصات فیزیکی بنزین و دیزل استفاده شده است. برای مدل‌سازی فروپاشی در هنگام پاشش، ابتدا در شروع پاشش قطر اولیه قطرات خارج شده از سوراخ انژکتور مطابق جدول ۳ برابر با قطر سوراخ انژکتور در نظر گرفته شده و رفتارهای بعدی و فروپاشی این قطره خروجی از انژکتور توسط مدل KHRT^۲ مدل شده است [۱۴]. برای برخورد قطرات از مدل اورورک [۱۵] استفاده شده است. مدل‌سازی برخورد قطرات به دیوار نیز با استفاده از مدل آمسدم اورورک [۱۶] مدل شده است. برای در نظر گرفتن آشفستگی در داخل محفظه احتراق نیز از مدل k- ϵ [۱۷]، استفاده شده است. تبخیر نیز با استفاده از مدل دو کوویکز [۱۸] مدل شده است.

جدول ۵- مشخصات مکانیسم استفاده شده [۱۳]

Table 5- The specifications of the used mechanism [13]	
Number of species	73
Number of reactions	296

شبکه محاسباتی توسط محیط AVL ESE Diesel Tool ساخته شده است. برای صرفه‌جویی در زمان محاسباتی و به علت تقارن انژکتور موجود در مرکز محفظه احتراق، همانند سایر پژوهش‌ها تنها ۴۵ درجه از دامنه محاسباتی در نظر گرفته شده است [۱۹،۸] که جزئیات شبکه‌بندی آن در شکل ۱ دیده می‌شود. این کار بسیار منطقی است، زیرا در محفظه تقارن برقرار است. حتی نرم‌افزارهای شبیه‌سازی موتور نیز پیشنهاد می‌کنند که بخشی از محفظه احتراق دیزل برای شبیه‌سازی در نظر گرفته شود [۲۰]. در صورتی که به هر دلیلی تقارن از بین برود نیاز به مدل‌سازی کل محفظه خواهد بود.

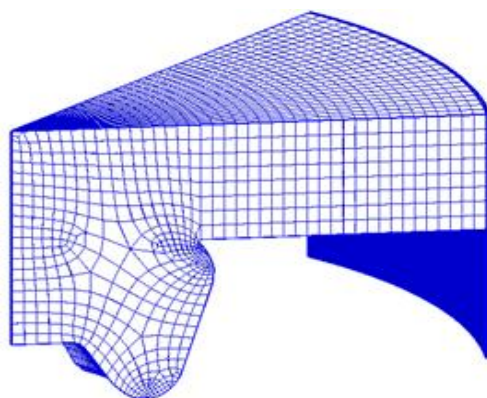


Figure 1- Computational grid

شکل ۱- دامنه محاسباتی شبکه‌بندی شده

1. Primary Reference Fuel
2. Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor

در ابتدا، مطالعه استقلال از شبکه صورت گرفته است که تعداد سلول‌های استفاده شده در جدول ۶ و نتایج آن در شکل ۲ آورده شده است. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی عددی و همچنین نتایج تجربی برای هر دو حالت عملکردی در شکل ۳ و جدول ۷ آورده شده است. با توجه به نمودارهای حاصل از شبیه‌سازی عددی و تجربی مشاهده می‌شود که بیشترین خطا ۱۳/۱ درصد بوده و شبیه‌سازی توانسته شکل کلی احتراق درون موتور را به خوبی پیش‌بینی کند. با توجه به مدل‌سازی مختلف پدیده‌های مختلف مانند اسپری، استفاده از مکانیزم کاهش یافته، برخورد اسپری به دیواره و غیره، نمودار فشار حالت ۲ نسبت به حالت ۱ از مقدار تجربی فاصله گرفته است.

جدول ۶- اندازه و تعداد سلول‌ها برای بررسی استقلال از شبکه
Table 6- size and number of cells for checking mesh independency

	Average cell size	Number of cells
Fine grid	0.05 mm	92150
Base grid	1 mm	32008
Coarse grid	2 mm	14910

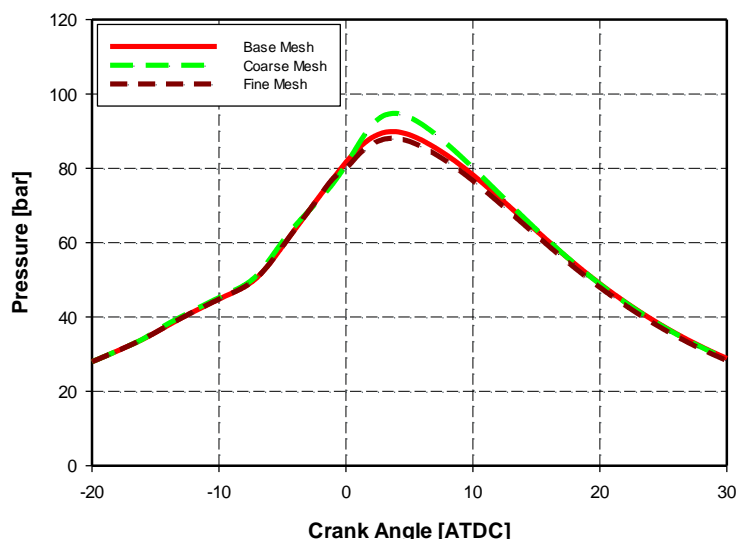


Figure 2- Mesh independency check base on in-cylinder pressure
شکل ۲- بررسی استقلال از شبکه بر اساس فشار داخل سیلندر

جدول ۷- مقایسه داده‌های آلاینده‌ها برای حالت‌های عملکردی ذکر شده در جدول ۴

Table 7- Experimental and numerical emissions comparison at the two operating conditions listed at Table 4

		State 1	State 2
CO (g/kW-h)	Experimental	49.8	21.3
	Numerical	53	24.1
	Relative error	6.6 %	13.1 %
HC (g/kW-h)	Experimental	17.7	14.8
	Numerical	17.5	15.9
	Relative error	1.1 %	7.4 %
NOx (g/kW-h)	Experimental	-	-
	Numerical	0.065	2.089
Soot (g/kW-h)	Experimental	-	-
	Numerical	0.093	0.051

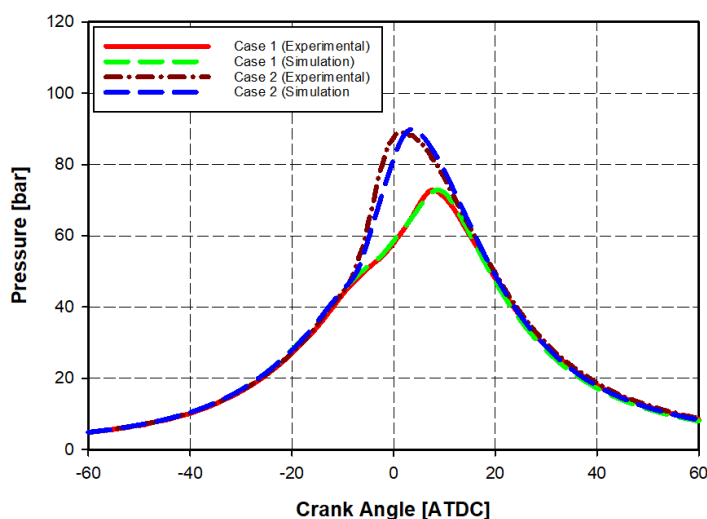


Figure 3- Experimental and numerical cylinder pressure comparison at the two operating conditions listed at Table 4

شکل ۳- مقایسه نمودارهای فشار تجربی و عددی در دو حالت عملکردی ذکر شده در جدول ۴

توصیف احتراق RCCI با گونه‌های تولید و مصرف شده

برای توصیف احتراق RCCI حالت ۲ انتخاب شده و ادامه نتایج برحسب این حالت بررسی می‌شوند.

فرمالدهید (CH_2O)

با بررسی شکل ۴ مشاهده می‌شود که مصرف نرمال‌هپتان سریع‌تر از ایزواکتان آغاز شده است. هم‌زمان با مصرف نرمال‌هپتان در درون موتور، تولید گونه فرمالدهید (CH_2O) که نشان‌دهنده احتراق دماپایین است، آغاز می‌شود. بنابراین، ظاهرشدن فرمالدهید را می‌توان نشانه شروع احتراق و مصرف سوخت دیزل دانست. اگر به نمودار نرخ آزادسازی حرارت در شکل ۴ توجه شود، مشاهده می‌شود که آزادسازی اولیه حرارت نیز تقریباً هم‌زمان با تولید فرمالدهید شروع می‌شود. بنابراین، در بررسی‌های عددی می‌توان ظهور فرمالدهید را نشان از مصرف سوخت دیزل دانست. به‌علت این‌که سوخت پاشیده‌شده، هم‌زمان با تبخیر، مصرف نیز می‌شود بنابراین نوساناتی در نمودار نرمال‌هپتان دیده می‌شود.

رادیکال هیدروکسیل (OH)

بعد از ظاهرشدن فرمالدهید در مرحله بعد رادیکال هیدروکسیل تولید می‌شود که با پدیدارشدن آن، فرمالدهید مصرف می‌شود. شکل ۴ نشان می‌دهد که در این هنگام ایزواکتان نیز شروع به مصرف‌شدن می‌کند. همچنین، با ظاهرشدن رادیکال هیدروکسیل، دما به‌طور قابل‌توجهی بالا می‌رود. با توجه به نحوه تغییرات میانگین نرخ آزادسازی حرارت نیز می‌توان مشاهده کرد که شروع آزادسازی حرارت تقریباً مطابق با پدیدارشدن رادیکال هیدروکسیل صورت گرفته است. بنابراین، ظاهرشدن رادیکال هیدروکسیل نشان‌دهنده مصرف ایزواکتان و شروع مرحله آزادسازی قابل‌توجهی از انرژی است.

کربن مونواکسید (CO)

آلاینده CO تولیدی در داخل موتور از لحظه مصرف سوخت نرمال‌هپتان و هم‌زمان با تولید فرمالدهید آغاز شده است. به‌علت پایین‌بودن دما در ابتدای شروع احتراق، احتراق ناقص بوده و CO تولید شده است. با شروع آزادسازی انرژی ایزواکتان و افزایش قابل‌توجه دما، اکسیداسیون CO آغاز می‌شود.

کربن دی اکسید (CO₂)

همزمان با مصرف ایزواکتان و افزایش قابل توجه دما، تولید کربن دی اکسید شروع می شود. با توجه به شکل ۴، تولید شدن CO₂ دقیقاً با ظاهر شدن OH همزمان بوده است.

اکسیدهای نیتروژن (NO_x)

تولید NO_x نیز تقریباً همزمان با مصرف ایزواکتان در داخل موتور و بالا رفتن دما شروع شده و در نهایت با پایین آمدن دما، مقدار آن ثابت باقی مانده است. به دلیل این که تولید شدن NO_x علاوه بر دما نیاز به زمان نیز دارد، بنابراین تولید آن نسبت به ظاهر شدن OH و شروع روند صعودی دما، مقداری تاخیر داشته است.

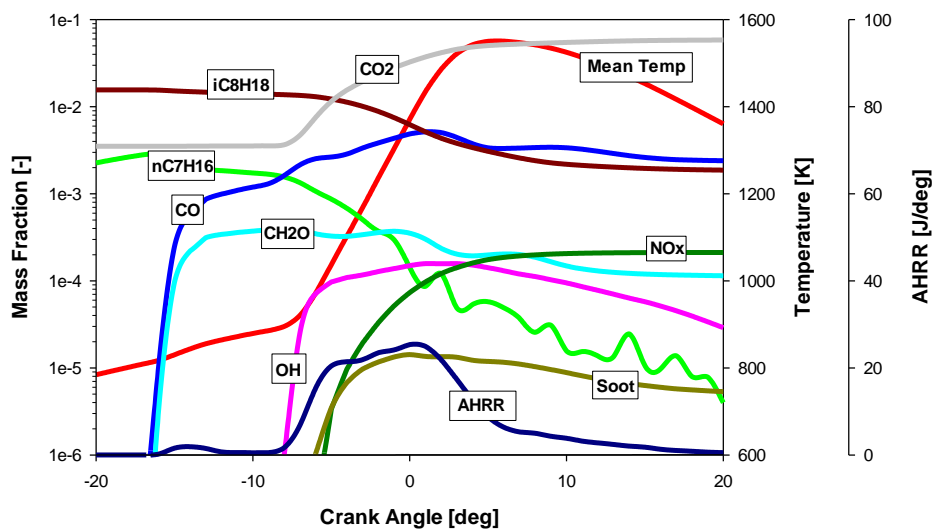


Figure 4- Important produced and consumed species during RCCI combustion (left axis) and AHRR (right axis)
 شکل ۴- گونه های مهم تولید شده و مصرف شده در حین احتراق دوسوخته RCCI در موتور سبک دیزلی. باید توجه داشت که محور کسر مولی به صورت لگاریتمی رسم شده است. محور دما و همچنین میانگین نرخ آزادسازی حرارت نیز در محورهای سمت راست آورده شده اند.

بررسی کانتور گونه های بررسی شده

برای مطالعه جزئی تر فرایندهای رخ داده در درون موتور، محل اسپری در دامنه محاسباتی با صفحه ای برش داده شده و کانتورهای دما، کسر جرمی نرمال هپتان، کسر جرمی ایزواکتان، کسر جرمی فرمالدهید، کسر جرمی هیدروژن اکسید، کسر جرمی کربن مونواکسید، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن و کسر جرمی دوده در شکل ۵ آورده شده است. همانند حالتی که در نمودار مشاهده شد، تولید فرمالدهید همزمان با مصرف نرمال هپتان آغاز می شود. سپس، هنگامی که مقداری از نرمال هپتان مصرف شده و انرژی آن آزاد شد، مصرف ایزواکتان شروع می شود. تولید رادیکال هیدروژن اکسید و مصرف فرمالدهید نیز همزمان با مصرف ایزواکتان شروع می شود. در مورد آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز می توان گفت که به علت آزادسازی سریع تر حرارت در محل تجمع سوخت نرمال هپتان و به دنبال آن احتراق ایزواکتان، دما سریع تر بالا رفته و این ماندگاری بالای دما، باعث تولید اکسیدهای نیتروژن در این منطقه می شود. دوده نیز در مکانی تولید شده است که سوخت نرمال هپتان به دیواره برخورد کرده و تجمع سوخت بالایی ایجاد شده است.

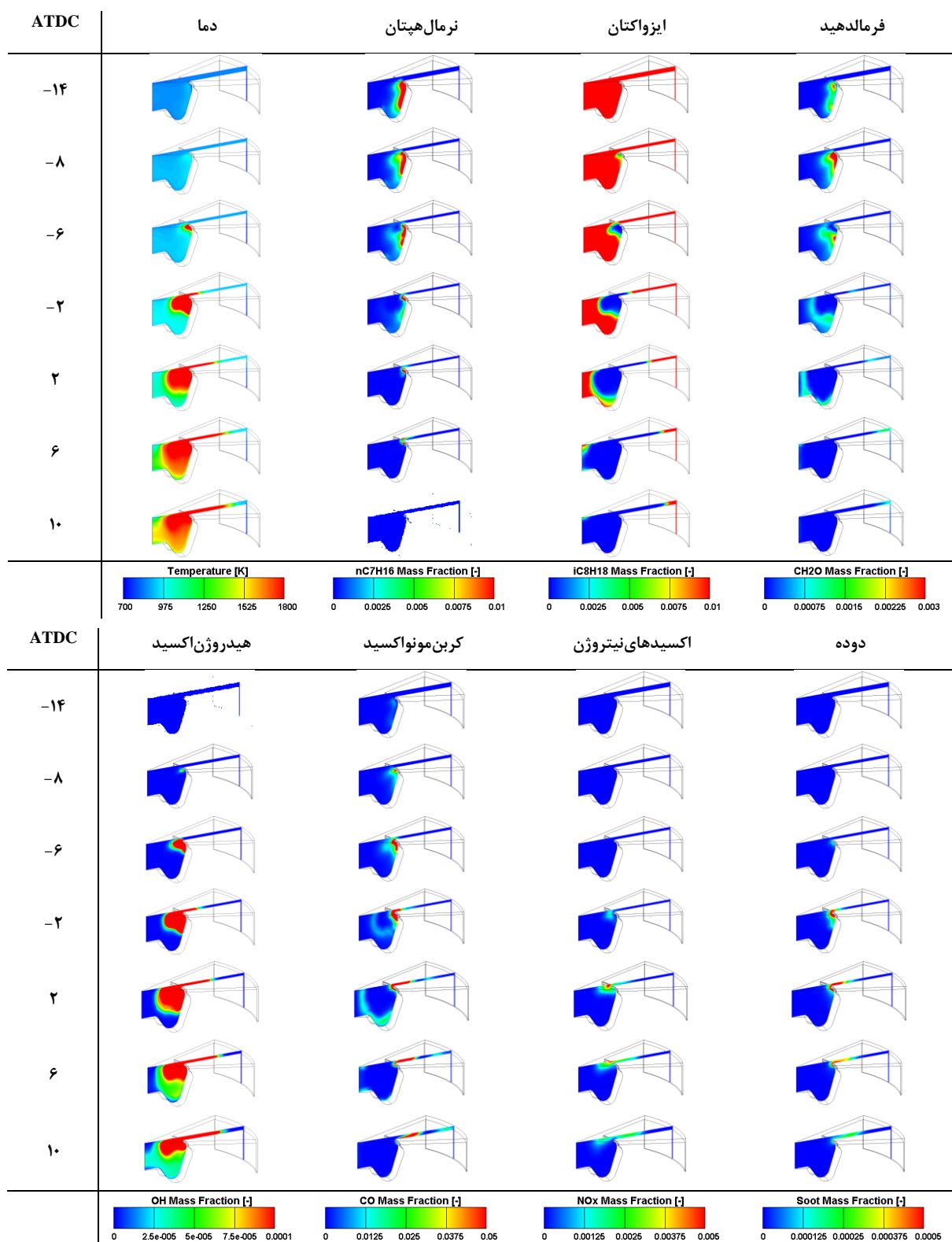


Figure 5- Cut planes at the computational Grid Coincide with diesel injector axis colored with n-heptane, iso-octane, formaldehyde, OH, CO, NOx and soot mass fractions

شکل ۵- صفحات برش درون دامنه محاسباتی در محل پاشش اسپری که نشان دهنده کانتورهای دما، کسر جرمی نرمال هپتان، ایزواکتان، فرمالدهید، هیدروژن اکسید، کربن مونواکسید، اکسیدهای نیتروژن و همچنین کسر جرمی دوده است.

بررسی گونه‌ها با تغییر زمان بندی شروع پاشش مستقیم

در این قسمت با حفظ شرایط عملکردی ذکر شده در جدول ۴، دو زاویه پاشش ۷۴- درجه لنگ و ۶۴- درجه لنگ انتخاب شده و گونه‌های مهم آن در دو شکل ۶ و شکل ۷ رسم شده است. هدف از تحلیل بررسی توصیف چگونگی شروع احتراق با گونه‌های بررسی شده در بخش قبل با تغییر زمان بندی پاشش مستقیم است.

با بررسی این دو شکل مشاهده می‌شود که، تولید فرمالدهید تقریباً در هر دو زاویه پاشش در یک زاویه لنگ صورت گرفته است. این نشان می‌دهد که فارغ از مکان پاشش، آزاد سازی انرژی اولیه هنگامی که افزایش دمای ناشی از تراکم به یک مقدار خاص برسد آزاد سازی انرژی اولیه و احتراق سرد اتفاق می‌افتد، اما شروع احتراق به چگونگی توزیع سوخت وابسته است که شروع آن توسط OH مشخص می‌شود. علت نوسانات سوخت دیزل در این حالت‌های پیش رو نیز در بخش قبل اشاره شد. تولید رادیکال هیدروکسیل در زاویه پاشش ۶۴- درجه لنگ، زودتر از زاویه پاشش ۷۴- درجه است. بنابراین، آزاد سازی انرژی در داخل محفظه احتراق نیز در زاویه پاشش ۶۴- درجه لنگ زودتر خواهد بود.

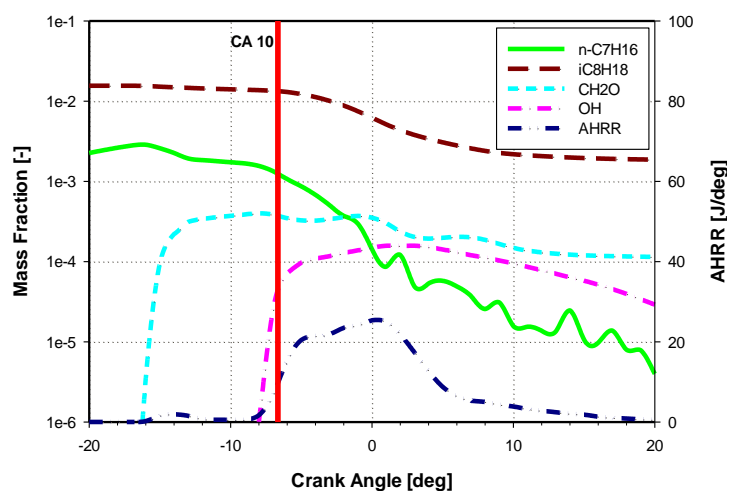


Figure 6- Important species of combustion (diesel injection CA: -64 ATDC, diesel mass fraction: 28%)
 شکل ۶- گونه‌های مهم احتراق (زاویه پاشش مستقیم دیزل: ۶۴- درجه لنگ / درصد جرمی دیزل: ۲۸)

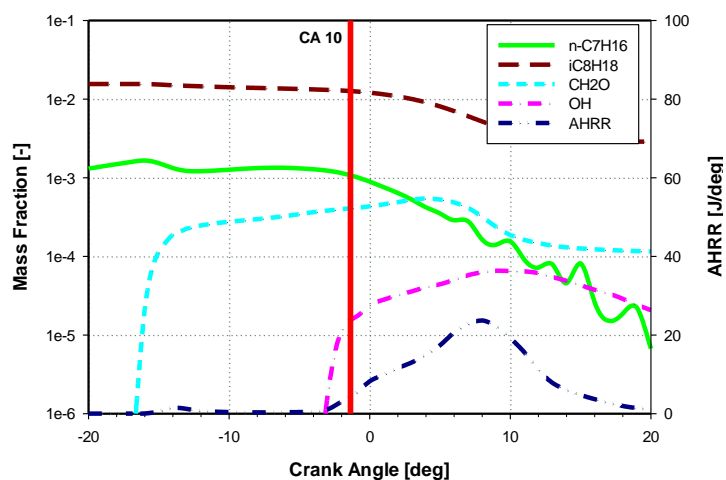


Figure 7- Important species of combustion (diesel injection CA: -74 ATDC, diesel mass fraction: 28%)
 شکل ۷- گونه‌های مهم احتراق (زاویه پاشش مستقیم دیزل: ۷۴- درجه لنگ / درصد جرمی دیزل: ۲۸)

بررسی گونه‌ها با تغییر مقدار سوخت پاشش مستقیم

با حفظ شرایط عملکردی ذکرشده در جدول ۴، دو درصد حجمی سوخت دیزل ۲۸ و ۲۰ درصد در نظر گرفته شده است که نمودارهای آن در دو شکل ۶ و ۸ نشان داده شده است. در اینجا مشاهده می‌شود که با کمتر شدن سوخت دیزل با حفظ مجموع انرژی دو سوخت، فرمالدهید اندکی دیرتر ظاهر شده است. همچنین، در حالت کسر دیزل پایین، رادیکال هیدروکسیل نیز دیرتر ظاهر شده و احتراق دیرتر انجام شده است. خطوط قرمز نشان داده شده در شکل ۶ تا ۸ نیز نشان‌دهنده زاویه لنگی اند که در آن ۱۰ درصد از انرژی سوخت آزاد شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود مکان CA10 تقریباً منطبق بر قسمتی است که در آن تغییر شیب OH رخ می‌دهد.

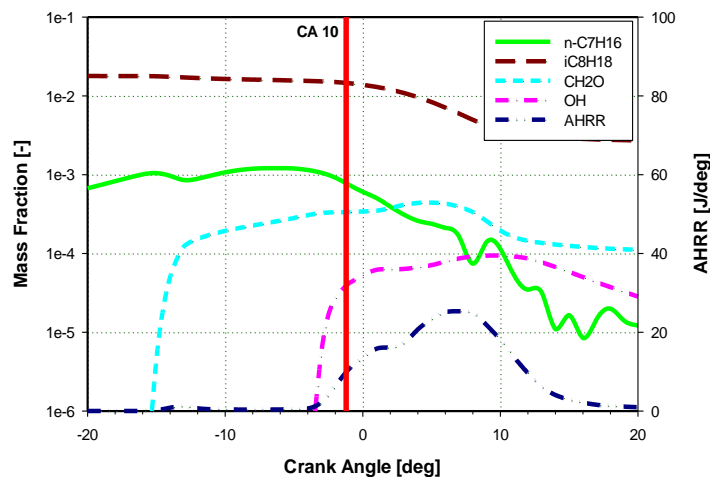


Figure 8- Important species of combustion (diesel injection CA: -64 ATDC, diesel mass fraction: 20%)
 شکل ۸ - گونه‌های مهم احتراق (زاویه پاشش مستقیم دیزل: -۶۴ درجه لنگ / درصد جرمی دیزل: ۲۰)

جمع‌بندی نتایج

مطالعه حاصله از گونه‌های تولیدشده و مصرف‌شده در حین احتراق RCCI نشان داد که مصرف سوخت با واکنش‌پذیری‌های مختلف در احتراق RCCI به ترتیب صورت می‌گیرد. ابتدا شروع آزادسازی انرژی با دیزل صورت می‌گیرد، سپس آزادسازی انرژی بنزین شروع می‌شود. ظاهر شدن گونه فرمالدهید نشان‌دهنده شروع احتراق سرد و مصرف سوخت دیزل و تولید رادیکال هیدروکسیل نیز هم‌زمان با آزادسازی انرژی بنزین صورت می‌گیرد. همچنین، با شروع تولید رادیکال هیدروکسیل گونه فرمالدهید مصرف می‌شود. آزادسازی ترتیبی انرژی که ابتدا با دیزل شروع و سپس با بنزین ادامه می‌یابد، تأثیرات مثبتی به دنبال دارد. اولاً با این‌گونه آزادسازی ترتیبی انرژی به تدریج آزاد شده و دمای درون سیلندر به یک‌باره بالا نمی‌رود. بنابراین، تلفات انرژی کاهش می‌یابد. ثانیاً به دلیل پایین تر بودن دمای محلی تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. بالا رفتن دما و ظاهر شدن اکسیدهای نیتروژن نیز هم‌زمان با تولید رادیکال هیدروکسیل و افزایش قابل توجه دما در درون سیلندر رخ داده است. با بررسی تاثیر زمان پاشش دیزل و درصد سوخت دیزل مشاهده شد که زمان آزادسازی فرمالدهید و احتراق سرد تنها به دما وابسته بوده و با تغییر زمان پاشش دیزل و تغییر درصد سوخت دیزل تقریباً تغییری نمی‌کند. اما آزادسازی انرژی اصلی احتراق که هم‌زمان با ظاهر شدن OH است، علاوه بر دما به نسبت هم‌ارزی نیز وابسته است. بنابراین، گرچه شروع احتراق سرد در حالت‌های بررسی شده تقریباً یکسان است، اما به علت متفاوت بودن نسبت هم‌ارزی در حالت‌های بررسی شده، انرژی اصلی احتراق در زوایای لنگ متفاوتی اتفاق می‌افتد. مکان CA10 نیز در تمام حالت‌ها منطبق بر مکانی است که در آن تغییر شیب در نمودار OH رخ می‌دهد.

منابع

1. M. Lackner, A. Palotas and F. Winter, *Combustion: from basics to applications*, John Wiley & Sons, 2013.
2. R. D. Reitz and G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, pp. 12-71, 2015.
3. K. Poorghasemi, R. K. Saray, E. Ansari, B. K. Irdmousa, M. Shahbakhti, and J. D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," *Applied Energy*, 199, pp. 430-446, 2017.
4. M. Pandian and A. Krishnasamy, "A Comparison of Conventional and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion Modes in a Small Single Cylinder Air-Cooled Diesel Engine," *SAE Technical Paper*, 148-7191, 2017.
5. S. Kook, C. Bae, P. C. Miles, D. Choi, and L. M. Pickett, "The influence of charge dilution and injection timing on low-temperature diesel combustion and emissions," *SAE Technical Paper*, 148-7191, 2005.
6. R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine," *SAE international journal of engines*, 3, NO. 1, pp. 700-716, 2010.
7. J. Benajes, S. Molina, A. García, E. Belarte, and M. Vanvolsem, "An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels," *Applied Thermal Engineering*, 63, NO. 1, pp. 66-76, 2014.
8. A. H. Kakaee, A. Nasiri-Toosi, B. Partovi, and A. Paykani, "Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine," *Applied Thermal Engineering*, 102, pp. 1462-1472, 2016.
9. A. H. Kakaee, B. Partovi, A. Paykani, and A. Toosi, "Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine," (in eng), *The Journal of Engine Research*, Research Study 40, NO. 40, pp. 59-70, 2015.
10. A. Paykani, A. H. Kakaee, P. Rahnama, and R. D. Reitz, "Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity controlled compression ignition combustion," *Energy*, 90, pp. 814-826, 2015.
11. M. Renganathan and T. K. R. Rajagopal, "Computational Study of HCCI-DI Combustion at Preheated and Supercharged Inlet Air Conditions," *SAE Technical Paper*, 148-7191, 2014.
12. M. Mohebbi, M. Reyhanian, V. Hosseini, M. F. M. Said, and A. A. Aziz, "Performance and emissions of a reactivity controlled light-duty diesel engine fueled with n-butanol-diesel and gasoline," *Applied Thermal Engineering*, 134, pp. 214-228, 2018.
13. H. Wang, M. Yao, and R. D. Reitz, "Development of a reduced primary reference fuel mechanism for internal combustion engine combustion simulations," *Energy & Fuels*, 27, NO. 12, pp. 7843-7853, 2013.
14. J. C. Beale and R. D. Reitz, "Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model," *Atomization and sprays*, 9, NO. 6, 1999.
15. P. J. O'Rourke, "Statistical properties and numerical implementation of a model for droplet dispersion in a turbulent gas," *Journal of Computational Physics*, 83, NO. 2, pp. 345-360, 1989.
16. P. J. O'Rourke and A. Amsden, "A spray/wall interaction submodel for the KIVA-3 wall film model," *SAE transactions*, pp. 281-298, 2000.
17. K. Hanjalić, M. Popovac, and M. Hadžiabdić, "A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25, NO. 6, pp. 1047-1051, 2004.
18. J. Dukowicz, *Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection*, Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. Mex., USA, LA7997-MS.
19. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. Splitter, and R. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *International Journal of Engine Research*, 12, NO. 3, pp. 209-226, 2011.
20. F. U. M. Version, "AVL List GmbH Graz," ed: Austria, 2014.

English Abstract

RCCI Combustion Description with Production and Consumption of Important Species

Iraj Ghofrani¹, Mostafa Mohebbi², Masoud Reyhanian³ and Vahid Hosseini^{4*}

1- Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, iraj.ghofrani@yahoo.com

2- Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, ship_design@yahoo.com

3- Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, m_reyhanian@mech.sharif.edu

4- Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, vhosseini@sharif.edu

* Corresponding author

(Received: 2018.11.02, Received in revised form: 2018.12.26, Accepted: 2019.01.13.)

Recently, RCCI combustion mode has been proposed, and various researches have been done on this kind of combustion. Such combustion mode has improved the emission shortages of diesel engines besides its advantages. Previous studies mostly investigated the performance and emissions of RCCI engines. In this study, RCCI combustion is studied from the viewpoint of production and consumption of important species. In this RCCI engine gasoline injected at the intake port and diesel injected directly into the cylinder. Investigations showed that first, heat release is started by diesel fuel and an initial heat is released; then gasoline fuel energy is released. The appearance of formaldehyde species shows the cool flame combustion and consumption of diesel fuel; then the appearance of hydroxyl radical and the consumption of gasoline happen simultaneously. Also, some portion of formaldehyde is consumed with the appearance of hydroxyl radical. Heat release started by diesel and followed by gasoline has positive effects. First, by this sequential heat release, the in-cylinder temperature does not increase suddenly, so heat losses decreased. Second, due to the low temperature, NOx emissions reduced. Further -64 CA and -74 CA injection timings and 20 and 28 percent diesel mass fractions have been studied. Results show that the start of combustion is not dependent on these two parameters and its occur at a specific crank angle. So the cool flame combustion only dependent on temperature. But the main combustion is dependent on the temperature and equivalence ratio so the injection timing and diesel mass fraction have shown their effect at this section of combustion.

Keywords: RCCI combustion, low temperature combustion, formaldehyde, hydroxyl radical, soot, NOx