



## بررسی عددی اثر هندسه کاسه سمبه بر احتراق و آلاینده‌گی موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی و دیزل

امیرحسین کاکایی<sup>۱</sup>، بابک پرتوی<sup>۲</sup>، امین پی‌کانی<sup>۳\*</sup>، علی نصیری طوسی<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup> دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران، [kakaee\\_ah@iust.ac.ir](mailto:kakaee_ah@iust.ac.ir)

<sup>۲</sup> دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران، [b.partovi30@gmail.com](mailto:b.partovi30@gmail.com)

<sup>۳</sup> دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران، [paykani@iust.ac.ir](mailto:paykani@iust.ac.ir)

<sup>۴</sup> دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران، [chancellor@iust.ac.ir](mailto:chancellor@iust.ac.ir)

\* نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۲۱-۷۷۲۴۰۴۰۱

### اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۳۰ آذر ۱۳۹۴

پذیرش: ۲۹ بهمن ۱۳۹۴

کلیدواژه‌ها:

موتور اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر پایشی

آلاینده‌گی

بازده

گاز طبیعی

هندسه کاسه سمبه

### چکیده

احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌پذیر پایشی (RCCI) راهکار احتراقی جدیدی است که در آن مخلوط سوخت داخل استوانه توسط پاشش سوختی با واکنش‌پذیری ضعیف در مسیر ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای بهینه سوختی با واکنش‌پذیری قوی در داخل استوانه فراهم می‌شود. هندسه محفظه احتراق تأثیر فراوانی بر آلاینده‌گی موتور RCCI بویژه کاهش آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته دارد. این مقاله تأثیر هندسه کاسه سمبه بر احتراق و آلاینده‌گی موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی/دیزل با استفاده از نرم‌افزار کانورج بررسی می‌شود. در ابتدا نتایج شبیه‌سازی در بار ثابت با استفاده از نتایج موجود در ادبیات فن صحنه‌گذاری شده است. سپس سه شکل مختلف کاسه شامل سمبه اصلی، وان‌حمای و استوانه‌ای انتخاب شد. مطالعه متغیرها در سه سرعت ۸۰۰، ۱۳۰۰ و ۱۸۰۰ دور در دقیقه (د.د.د.) بر روی سه هندسه صورت گرفت. نتایج نشان دادند که بهترین هندسه از نظر عملکرد و آلاینده‌گی برای موتور RCCI مورد مطالعه، هندسه وان‌حمای است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



## ۱- مقدمه

اخیراً با توجه به افزایش روزافزون قیمت سوخت‌ها و تمرکز بر کاهش آلاینده‌های گلخانه‌ای، نیاز به دستیابی به موتورهای احتراق داخلی با بازده بیشتر کاملاً احساس می‌شود. این نیاز به افزایش بازده منجر به توجه بیشتر به موتورهای اشتعال تراکمی<sup>۱</sup> (CI) بدلیل بازده سوخت بهتر در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه‌ای<sup>۲</sup> (SI) می‌شود.

اگرچه به طور کلی بازده سوخت موتورهای اشتعال تراکمی بیشتر از موتورهای اشتعال جرقه‌ای است، ولی پیش‌آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده چالش بزرگی برای طراحان موتور است.

آلاینده دوده را می‌توان به‌طور مؤثری توسط صافی ذرات دیزل (DPF) کاهش داد ولی اکثر این صافی‌ها نیاز به احیای ادواری (برداشت دوده انباشته شده) دارند که اغلب باعث افزایش مصرف سوخت (به دلیل پاشش سوخت اضافی) می‌شود [۱].

روش‌های دیگری برای کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن که سازگار با عملکرد فقیر موتور هستند وجود دارند (تله آلاینده اکسیدهای نیتروژن فقیر (LNT) و واکنشگر<sup>۳</sup> انتخابی کاهشی (SCR)).

تله آلاینده اکسیدهای نیتروژن فقیر اساساً یک واکنشگر سه‌کاره است که برای افزایش ذخیره‌سازی اکسیدهای نیتروژن در حین عملکرد فقیر بازطراحی شده است [۲].

موتوری که از واکنشگر LNT برای کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن استفاده می‌کند باید در فواصل معینی در حالت غنی کار کند تا آلاینده اکسیدهای نیتروژن ذخیره شده را کاهش دهد، پس بازده سوخت کاهش می‌یابد.

همچنین این واکنشگرها از مقدار زیادی فلزات گرانبها مانند پلاتین ساخته می‌شوند که هزینه زیادی را بر سازنده تحمیل می‌کند. در مقابل فناوری LNT، فناوری SCR برای کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن بدون نیاز به عملکرد غنی می‌تواند بکار رود.

با این وجود، شبیه به نیاز به عملکرد ادواری غنی مورد نیاز برای فناوری LNT، فناوری SCR نیاز به معرفی یک عامل کاهنده (اوره) دارد. اوره در خودرو ذخیره می‌شود و به داخل سامانه خروجی پاشیده می‌شود و هیچ کار مفیدی فراهم نمی‌کند، پس اوره مصرفی برای کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن به عنوان مصرف سوخت اضافی در نظر گرفته می‌شود.

براساس مطالعه انجام شده توسط جانسون<sup>۴</sup> مصرف اوره به صورت مصرف سوخت به ازای هر g/kW-hr کاهش در آلاینده اکسیدهای نیتروژن تخمین زده می‌شود [۳-۵].

در سال‌های اخیر به منظور برآورده کردن الزامات آلودگی حال و آینده، راهکارهای پیشرفته احتراقی متعددی پیشنهاد شده است.

بسیاری از راهکارهای کنونی در دسته احتراق پیش‌آمیخته دما خنک (LTC) جای می‌گیرند. دماهای احتراقی خنکتر مزایایی دارند که عبارتند از: به دلیل انرژی فعال‌سازی بزرگ واکنش‌های تشکیل اکسیدهای نیتروژن منجر به کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن می‌شود؛ اتلافات انتقال حرارت کاهش می‌یابد و نسبت بزرگتر گرماهای ویژه (γ) منجر به دسترسی به کار مؤثر بیشتر می‌شود [۶].

بعلاوه 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 آلاینده دوده جلوگیری می‌شود.

سه راهکار کلی دما خنک در ادبیات فن موجود است: راهکارهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) و اشتعال تراکمی مخلوط پیش‌آمیخته (PCCI) یا مخلوط پیش‌آمیخته جزئی (PPC) و اشتعال تراکمی پایش واکنش‌پذیری (RCCI) [۷-۱۱].

تحقیقات قبلی در مورد خواص سوخت‌ها بر عملکرد HCCI مانند کار آقای بسونت<sup>۵</sup> و همکاران [۱۲] نشان داده است که سوخت بهینه برای راهکار HCCI با سرعت و بار موتور تغییر می‌کند.

آنها دریافتند که بهترین سوخت برای عملکرد HCCI ممکن است کیفیت‌های خود اشتعالی بین سوخت دیزل و بنزین داشته باشد. بر اساس مطالب بیان شده توسط محققین مختلف می‌توان عنوان کرد که احتمالاً نیاز به مخلوط‌های مختلف سوخت در شرایط عملکردی مختلف خواهد بود (یعنی سوخت با عدد ستان بزرگ در بارهای ضعیف و سوخت با عدد ستان کوچک در بارهای قوی).

بنابراین مطلوب است که موتور توانایی عملکرد با مخلوط‌های مختلف سوخت که طیف گسترده‌ای از سوخت‌ها از بنزین خالص تا دیزل خالص را بسته به شرایط عملکردی تحت پوشش قرار می‌دهد، داشته باشد.

اگرچه این نتایج مطمئن هستند ولی ترکیب سوخت و واکنش‌پذیری طبق شرایط آب و هوایی (تابستان/زمستان) تغییر می‌کنند. برای جلوگیری از این نیاز تحقیقاتی توسط ایناگاکي<sup>۶</sup> و همکاران [۱۳] صورت گرفت که در آن چند سوخت مرجع باهم مخلوط شدند تا سوخت‌های واقعی را شبیه‌سازی کنند و بتوانند نرخ آزادسازی گرما را بسط دهند.

این راهکار با نام احتراق اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته دوگانه‌سوز<sup>۷</sup> شناخته شد. با این وجود در مطالعه آنها، سوخت‌ها با استفاده از سامانه‌های تحویل سوخت جداگانه در داخل محفظه احتراق مخلوط می‌شدند.

نتایج این تحقیق نشان داد که با استفاده از سوخت‌های مناسب با اختلاط صحیح، افزایش قابل توجهی در بار با نرخ‌های کم افزایش

<sup>5</sup> Bessonette

<sup>6</sup> Inagaki

<sup>7</sup> Dual-fuel PCI combustion

<sup>1</sup> Compression ignition (CI)

<sup>2</sup> Spark-ignited (SI)

<sup>3</sup> Catalyst

<sup>4</sup> Johnson

تحقیقات دیگری نیز بر روی اثر هندسه کاسه سمبه توسط محققین مختلف در موتور RCCI انجام یافته است [۲۲-۲۰]. هندسه محفظه احتراق تأثیر بسزایی بر آلاینده‌گی موتور RCCI بویژه کاهش آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته دارد و تاکنون تحقیقاتی در زمینه اثر هندسه کاسه سمبه بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور RCCI در ادبیات فن منتشر شده است؛ ولی در مورد موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی/دیزل تاکنون مطالعه‌ای صورت نگرفته است.

از آنجایی که مطالعه همه متغیرهای هندسه‌های مختلف کاسه سمبه در محدوده این تحقیق امکان‌پذیر نیست، در این قسمت اثر شکل کاسه سمبه بر احتراق و آلاینده‌گی موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی/دیزل در سرعت‌های مختلف با ثابت نگه داشتن نسبت تراکم بررسی خواهد شد.

## ۲- مواد و روش‌ها

### ۲-۱- مشخصات موتور انتخابی

موتور دیزل سنگین ۲،۴۴ لیتری تک استوانه ۳۴۰۱ کاتریپلار (SCOTE) که برای عملکرد در حالت RCCI تبدیل شده است، برای تمام الگوسازی‌ها و شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده است. مشخصات موتور در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول ۱: موتور تک استوانه ۳۴۰۱ کاتریپلار SCOTE [۲۳]

نوع موتور	کاتریپلار SCOTE
قطر × طول پیمایش سمبه (cm)	۱۳،۷۲ × ۱۶،۵۱
طول دسته سمبه (cm)	۲۱،۱۶
حجم جابجایی (L)	۲،۴۴
نسبت تراکم هندسی	۱۶،۱ : ۱
نسبت چرخش	۰،۷
باز شدن دریچه ورودی (°ATDC)	-۳۳۵
بسته شدن دریچه ورودی (°ATDC)	-۱۴۳
باز شدن دریچه خروجی (°ATDC)	۱۳۰
بسته شدن دریچه خروجی (°ATDC)	-۳۵۵
مشخصات افشانه تغذیه مشترک	
تعداد سوراخ افشانه	۶
قطر سوراخ افشانه ( $\mu m$ )	۲۵۰
زاویه فواره سوخت (درجه)	۱۴۵
مشخصات افشانه مسیر ورودی	
زاویه فواره سوخت (درجه)	۱۵
فشار سوخت (bar)	۵،۱۷

فشار در حین عملکرد در فرایند احتراقی کاملاً پیش‌آمیخته قابل دستیابی است.

بسیاری از کارهای اولیه در مورد اختلاط سوخت‌ها در داخل استوانه تحت عنوان اشتعال تراکمی مخلوط پیش‌آمیخته دوگانه‌سوز<sup>۱</sup> شناخته شدند.

عمده این تحقیقات توسط ککجان<sup>۲</sup> و همکاران [۱۵،۱۴]، انجام شد و نشان دادند که سوخت‌ها تا قبل از شروع احتراق به صورت فضایی در نواحی با واکنش‌پذیری قوی ناهمگن می‌مانند و واکنش‌ها بصورت هموار از نواحی با واکنش‌پذیری قوی به نواحی با واکنش‌پذیری ضعیف در یک احتراق مرحله‌ای پیشروی می‌کنند که مدت زمان احتراق را افزایش می‌دهد.

نسبت دو سوخت و در نتیجه گستره ناهمگنی واکنش‌پذیری در یک بار مشخص قابل بهینه‌سازی بوده و منجر به دستیابی به بازده قوی و آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده کم می‌شود. چون که در این راهکار، ناهمگنی واکنش‌پذیری داخل استوانه نقش اساسی فراتر از صرفاً تنظیم خواص کلی سوخت ایفا می‌کند، این راهکار تحت عنوان احتراق اشتعال تراکمی پایش واکنش‌پذیری (RCCI) نامیده شد.

در این روش مخلوط سوخت داخل استوانه توسط پاشش سوختی با واکنش‌پذیری ضعیف (مانند بنزین) در مسیر ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای بهینه سوختی با واکنش‌پذیری شدید (مانند دیزل) در داخل استوانه فراهم می‌شود.

از سال ۲۰۱۰ به بعد تحقیقات زیادی بر روی راهکار RCCI انجام یافته است. اکثر کارهای انجام یافته در دانشگاه ویسکانسین مدیسون ایالات متحده در گروه تحقیقاتی استاد ریتز<sup>۳</sup> صورت گرفته است.

اخیراً پی‌کانی<sup>۴</sup> و همکاران [۱۶] یک مقاله مروری جامع در مورد تحقیقات انجام یافته در زمینه راهکار RCCI منتشر کرده‌اند.

سمبه‌ها به شکل سطوحی طراحی شده‌اند تا کاهش انتقال حرارت را بهینه کنند. نتایج قبلی نشان داده است که هیدروکربن‌های نسوخته وابسته به حجم شکاف است، ولی با بهینه کردن هندسه چلان<sup>۵</sup> به منظور بهبود اکسیداسیون آن پس از اینکه ناحیه شکاف را ترک می‌کند، قابل کاهش است [۱۷].

سمبه‌ها با نسبت تراکم کوچک (حدود ۱۲) به عملکرد در بار کامل دست یافتند [۱۸]، اگرچه بازده خصوصاً در بارهای ضعیف کاهش یافت. سمبه با نسبت تراکم بزرگ به صورت تجربی نیز آزمون و در این حالت موتور به بازده درست<sup>۶</sup> کل ۶۰٪ نزدیک شد [۱۹].

<sup>1</sup> Dual-fuel PCCI

<sup>2</sup> Kokjohn

<sup>3</sup> Reitz

<sup>4</sup> Paykani

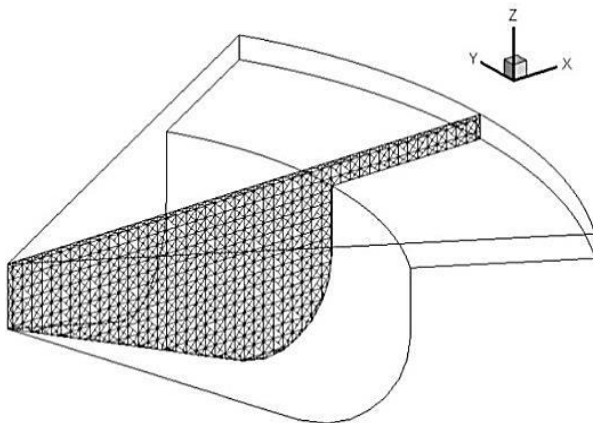
<sup>5</sup> Squish

<sup>6</sup> Indicator

جدول ۳: الگوهای استفاده شده در شبیه‌سازی با کانورج

نام روش	نوع روش
RNG $k - \epsilon$	آشفته‌گی جریان
KH-RT	تجزیه قطرات فواره
O'Rourke	برخورد قطرات فواره
SAGE	نوع احتراق
Extended Zeldovich	سازوکار کاهش یافته (۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش)
	سازوکار NOx

شکل (۲) مقایسه نمودار فشار و نرخ آزادسازی گرما برای شرایط کارکردی مختلف مطابق با جدول ۲ را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است نتایج بدست آمده از دقت خوبی در پیش‌بینی فشار داخل استوانه و نرخ آزادسازی گرما برخوردار است. در جدول ۴ نتایج خروجی آلاینده‌گی بدست آمده در این تحقیق با نتایج نیمین<sup>۴</sup> و همکاران [۲۳] مقایسه شده است و نشان دهنده دقت خوب نتایج حاصل از نرم افزار کانورج است.



شکل ۱: قطاعی از هندسه موتور شبیه‌سازی شده

جدول ۴: مقایسه نتایج آلاینده‌گی شبیه‌سازی شده با نتایج نیمین و همکاران در احتراق RCCI گاز طبیعی - دیزل

	دوده ( $\frac{g}{kW.h}$ )	NOx ( $\frac{g}{kW.h}$ )	هیدروکربن نسوخته ( $\frac{g}{kW.h}$ )	CO ( $\frac{g}{kW.h}$ )
تحقیق حاضر	۰,۰۰۱۲۳	۰,۰۰۶۹۲	۲,۷۱۲۴۷	۱,۲۰۹۲۴
نیمین [۲۳]	۰,۰۰۳	۰,۰۲	۲,۵	۱,۸

## ۲-۲- الگوها<sup>۱</sup> و شبیه‌سازی

روش محاسباتی توسط برنامه کانورج ساخته شد. شبیه‌سازی چرخه بسته بر روی شبکه قطعی با استفاده از مرزهای تناوبی انجام شد تا بازده محاسبات را بهبود دهد. شبکه محاسباتی یک شبکه قطعی ۶۰ درجه (یک سوراخ از ۶ سوراخ افشانه مورد استفاده در موتور کاتریپلار) است. این شبکه قطعی در شکل ۱ نشان داده شده است. در نرم‌افزار کانورج از شبکه مستطیلی با سازمان با اندازه پایه دانه‌بندی ۱,۴ میلی‌متر استفاده شده است.

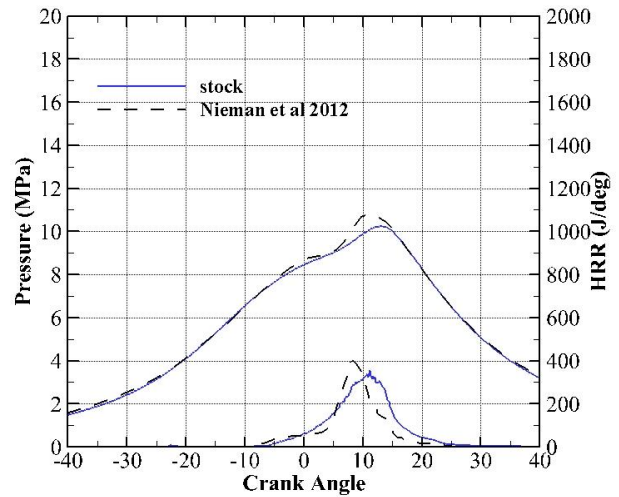
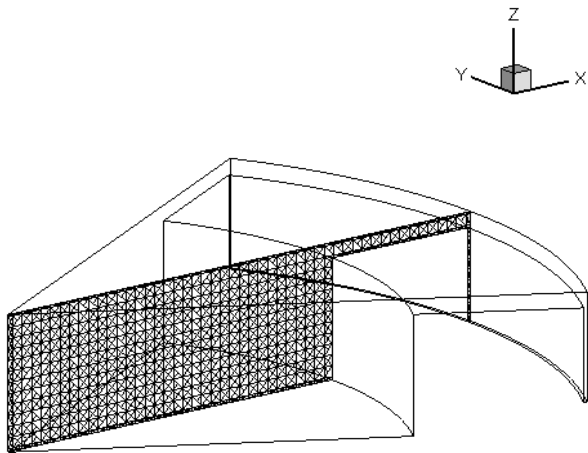
شرایط کارکردی در بارهای مختلف برای صحنه‌گذاری در جدول ۲ آمده است. خواص فیزیکی سوخت‌های گاز طبیعی و دیزل به ترتیب توسط متان و تترادکان (C<sub>14</sub>H<sub>30</sub>) نشان داده شده‌اند. گاز طبیعی بصورت مخلوط همگن با هوا در زمان بسته شدن دریچه ورودی<sup>۲</sup> در نظر گرفته می‌شود و فرآیند پاشش سوخت دیزل توسط الگوی استاندارد گسسته قطره<sup>۳</sup> شبیه‌سازی می‌شود. الگوهای مختلف مورد استفاده در جدول ۳ آورده شده است. گرد شدن و تجزیه فواره سوخت توسط الگوی ترکیبی KH-RT الگوسازی شده است. جریان آشفته توسط الگوی  $k - \epsilon$  همراه با توابع دیواره به منظور در نظر گرفتن انتقال حرارت دیواره شبیه‌سازی شده است. برای الگوسازی احتراق، از روش شیمی مفصل، توسط حلگر SAGE استفاده شده است.

همچنین یک الگوی چندمنطقه‌ای برای حل شیمی مفصل در مناطق مختلف (گروهی از سلول‌ها که وضعیت ترمودینامیکی مشابهی دارند) بهره برده شده است. دانه‌بندی‌ها براساس دو متغیر گروه‌بندی شده‌اند: دما و غنا. آلاینده دوده بر اساس روش تجربی Hiroyasu-NSC پیش‌بینی شده است.

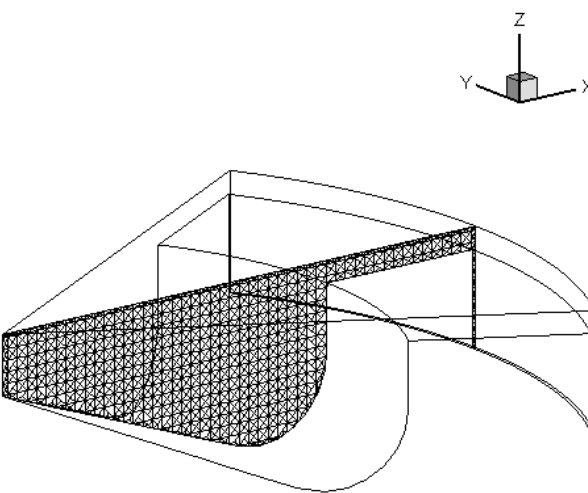
جدول ۲: شرایط کارکردی برای صحنه‌گذاری مورد استفاده در شبیه‌سازی کانورج [۲۳]

۹	IMEP (bar)
۱۳۰۰	دور موتور (د.د.د.)
۶۰	دمای ورودی (درجه سانتیگراد)
۱,۷۵	فشار ورودی (bar)
۸۹	کل سوخت (میلی گرم)
۸۵	مقدار گاز طبیعی (%)
-۸۷,۳	زمان پاشش مرحله اول دیزل (ATDC)
-۳۸,۳	زمان پاشش مرحله دوم دیزل (ATDC)
۰,۴	مقدار جرم دیزل در مرحله اول (-)
۰	درصد EGR

<sup>۱</sup> Models<sup>۲</sup> IVC<sup>۳</sup> Droplet Discrete Model (DDM)<sup>۴</sup> Nieman



شکل ۲: مقایسه نتایج فشار و نرخ آزادسازی گرمای شبیه‌سازی شده با نتایج نیمین [۲۳] در احتراق RCCI گاز طبیعی- دیزل

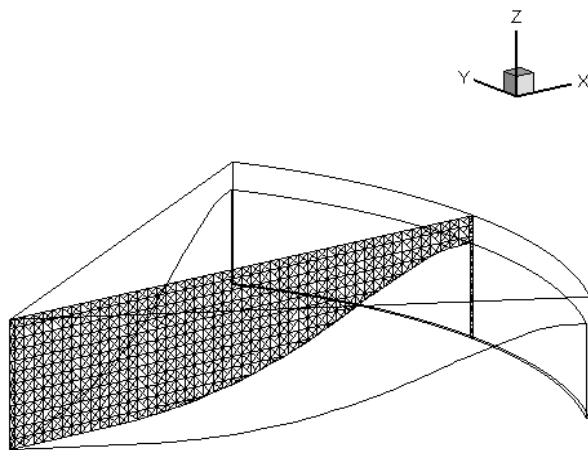


### ۳- بحث بر روی نتایج

شکل ۳ سه شکل انتخابی مختلف کاسه شامل سمبه اصلی (stock)، وان حمامی (bathtub) و استوانه‌ای (cylindrical) را نشان می‌دهد که با توجه به ادبیات فن و مشخصات موتور موجود (کاتریپلار) انتخاب شده‌اند.

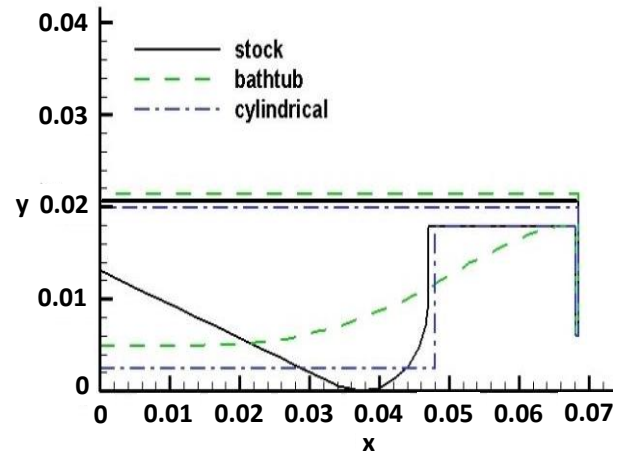
شکل ۴ شبکه محاسباتی برای هندسه‌های مختلف را نشان می‌دهد. ذکر این نکته لازم است که در کانورج برای ناحیه شکاف هم می‌توان الگوی جدا در نظر گرفت و هم می‌توان آن را در هندسه کاسه سمبه در نظر گرفت که در این قسمت این ناحیه در هندسه کاسه سمبه در نظر گرفته شده است.

مطالعه متغیرها در سه سرعت ۸۰۰، ۱۳۰۰ و ۱۸۰۰ د.د.د. صورت گرفت. مقایسه نمودارهای فشار داخل استوانه و نرخ آزادسازی گرما در دوره‌های مختلف برای سه هندسه در شکل ۵ نشان داده شده است. نتایج مقایسه‌ای عملکرد و آلاینده‌گی نیز در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۴: شبکه ساخته شده برای شکل‌های کاسه سمبه‌های مورد بررسی در نقطه مکث بالا

نتایج بدست آمده نشان داد هندسه کاسه تأثیری بر فشار و آزادسازی گرما و در نتیجه مرحله احتراق ندارد ولی با افزایش سرعت موتور زمان احتراق تحت تأثیر قرار می‌گیرد.



شکل ۳: شکل‌های کاسه سمبه‌های مورد بررسی

در هندسه مقدار زیادی از سوخت دیزل به دیواره می‌رسد و مقدار زیادی از احتراق در این قسمت شکل می‌گیرد. گیر افتادن سوخت در ناحیه چلانش که حجم کوچک و فشار قوی در آن وجود دارد گرم شدن دما در این ناحیه را نتیجه می‌دهد.

#### ۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر تأثیر هندسه کاسه سمبه بر احتراق و آلاینده‌گی موتوری دیزل سنگین که برای عملکرد در حالت RCCI با سوخت گاز طبیعی/دیزل تغییر پیدا کرده است، بررسی شده است. نتایج بدست آمده با استفاده از نتایج موجود در ادبیات فن صحه‌گذاری شده است. سه شکل کاسه مختلف انتخاب و شبیه‌سازی در دوره‌های مختلف انجام شد. بررسی اثر هندسه کاسه سمبه نشان داد که بهترین هندسه از نظر عملکرد و آلاینده‌گی برای موتور RCCI مورد مطالعه، هندسه وان‌حمامی<sup>۲</sup> است.

#### مراجع و منابع

- [1] T. V. Johnson, Diesel emission control in review, SAE Technical paper 2006-01-003, 2006
- [2] J. R. Theis, J. A. Ura, J. J. Li, G. G. Surnilla, J. M. Roth and Jr. C. T. Goralski., NOx release characteristics of lean NOx traps during rich purges, SAE Technical Paper 2003-01-1159, doi: 10.4271/2003-01-1159, 2003
- [3] T. Johnson, Diesel engine emissions and their control: an overview, Platinum Metals Review, Vol. 52, No. 1, pp: 23-37, 2008
- [4] T. V. Johnson, Review of diesel emissions and control, International Journal of Engine Research, Vol. 10, No. 5, pp: 275-285, 2009
- [5] T. V. Johnson, Diesel emissions in review, SAE International Journal of Engines, Vol. 4, No. 1, pp: 143-157, DOI: 10.4271/2011-01-0304, 2011
- [6] J. A. Caton, Thermodynamic advantages of low temperature combustion (LTC) engines using low heat rejection (LHR) concepts, SAE Technical Paper 2011-01-0312, doi: 10.4271/2011-01-0312, 2011
- [7] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, Influence of Inlet Pressure, EGR, Combustion Phasing, Speed and Pilot Ratio on High Load Gasoline Partially Premixed Combustion, SAE Technical Paper 2010-01-1471, doi: 10.4271/2010-01-1471, 2010
- [8] J. E. Dec, Y. Yang and N. Dronniou, Boosted HCCI-controlling pressure-rise rates for performance improvements using partial fuel stratification with conventional gasoline, SAE International Journal of Engines, Vol. 4, No. 1, pp:1169-1189, doi: 10.4271/2011-01-0897, 2011
- [9] M. Sjöberg, J. E. Dec, and N. P. Cernansky, Potential of thermal stratification and combustion retard for reducing pressure-rise rates in HCCI engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments, SAE Technical Paper 2005-01-0113, 2005

سرعت‌های تند موتور زمان کمتری برای وقوع واکنش‌های شیمیایی در اختیار می‌گذارند، همچنین منجر به زمان کمتر برای انتقال حرارت می‌شوند، که دماهای گرمتر داخل استوانه را در پی خواهد داشت. ولی در حالت کلی اثر ترکیبی این دو عامل منجر به تأخیر در زمان احتراق و کاهش دما با افزایش سرعت موتور می‌شود.

این احتراق تأخیری در سرعت‌های تند منجر به کاهش بازده و شدت صدا، افزایش آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسیدکربن و کاهش اکسیدهای نیتروژن می‌شود (شکل ۶).

در دوره‌های تند موتور، تفاوت نمودارهای فشار درون استوانه سه هندسه بیشتر می‌شود. همچنین هندسه وان‌حمامی بیشترین فشار و دمای داخل استوانه را تولید می‌کند. در سرعت ۸۰۰ د.د.د. نمودارهای فشار سه هندسه تقریباً روی هم افتادند ولی در سرعت ۱۸۰۰ د.د.د. اختلاف قابل توجهی پیدا کردند.

هندسه محفظه احتراق تأثیر قابل توجهی بر تشکیل جریان چلانش و در نتیجه فرآیندهای تبخیر و اختلاط دارد.

همانطور که مشخص است، هندسه‌های اصلی و استوانه‌ای ناحیه ورودی نسبتاً باریکی به قسمت عمیق‌تر محفظه احتراق در مقایسه با هندسه وان‌حمامی دارند که به‌طور قابل توجهی سرعت هوای ورودی به کاسه سمبه را افزایش می‌دهند و جریان چلانش قدرتمندی تشکیل می‌دهند.

ولی از طرف دیگر هندسه وان‌حمامی سطح مقطع سمبه کمتری در مقایسه با دو هندسه دیگر دارد که اتلافات انتقال حرارت کمتری خواهد داشت که منجر به افزایش فشار، دما و بازده خواهد شد.

همچنین هر چه عمق کاسه سمبه کمتر باشد اتلافات حرارتی کمتر و به تبع آن دمای میانگین گرمتر و اکسیدهای نیتروژن بیشتری آزاد می‌شود و در نتایج بدست آمده هندسه وان‌مانند که عمق کمتری داشت همین رفتار را از خود نشان داد.

همچنین در ادبیات فن گزارش شده است که اکسیدهای نیتروژن در سرعت‌های تند بیشتر به هندسه وابسته است و در نتایج بدست آمده این مورد مشهود است و اختلاف بین اکسیدهای نیتروژن آزاد شده در سرعت‌های تند بیشتر است. نتایج نشان می‌دهند تأثیر هندسه روی اکسیدهای نیتروژن و دوده زیاد است ولی روی هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسیدکربن خیلی کم است. همانطور که مشخص است، هندسه وان‌مانند بهترین عملکرد و آلاینده‌گی را در مقایسه با دو هندسه دیگر در سرعت‌های تند دارد.

شکل (۷) دما در صفحه‌ای منطبق بر جهت فواره در سرعت‌های مختلف برای شکل‌های مختلف کاسه سمبه را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است با افزایش سرعت، دما در هندسه وان حمامی گرمتر است و ناحیه چلانش<sup>۱</sup> موجود در این هندسه در فرآیند احتراق تأثیر زیادی دارد.

<sup>2</sup> bathtub

<sup>1</sup> Squish

Journal of Engine Research, 2015

[17] D. Splitter, M. Wissink, S. Kokjohn and R. Reitz, Effect of compression ratio and piston geometry on RCCI load limits and efficiency, SAE Technical Paper 2012-01-0383, 2012

[18] A. B. Dempsey and R. D. Reitz, Computational optimization of reactivity controlled compression ignition in a heavy-duty engine with ultra-low compression ratio, SAE Technical Paper 2011-24-0015, 2011

[19] D. Splitter, M. Wissink, D. DelVescovo and R. Reitz, "RCCI engine operation towards 60% thermal efficiency, SAE Technical Paper 2013-01-0279, 2013

[20] J. Benajes, J. V. Pastor, A. García, and M. Monsalve-Serrano, An experimental investigation on the influence of piston bowl geometry on RCCI performance and emissions in a heavy-duty engine, Energy Conversion and Management, Vol. 103, pp: 1019-1030, 2015

[21] J. H. Lim and R. Reitz, Improving the efficiency of low temperature combustion engines using a chamfered ring-land, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 137, No. 11, 111509, 2015

[22] R. Hanson, S. Curran, R. Wagner, S. Kokjohn, *et al.*, Piston bowl optimization for RCCI combustion in a light-duty multi-cylinder engine, SAE International Journal of Engines, Vol. 5, No. 2, pp:286-299, 2012

[23] D. Nieman, A. Dempsey and R. Reitz, Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel, SAE International Journal of Engines, Vol. 5, No. 2, pp:270-285, 2012

[10] S. L. Kokjohn, T. A. Swor, M. J. Andrie and R. D. Reitz, Experiments and modeling of adaptive injection strategies (AIS) in low emissions diesel engines, SAE International Journal of Engines, 2(1):16-32, 2009

[11] 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(1):700-716, doi: 10.4271/2010-01-0864, 2010

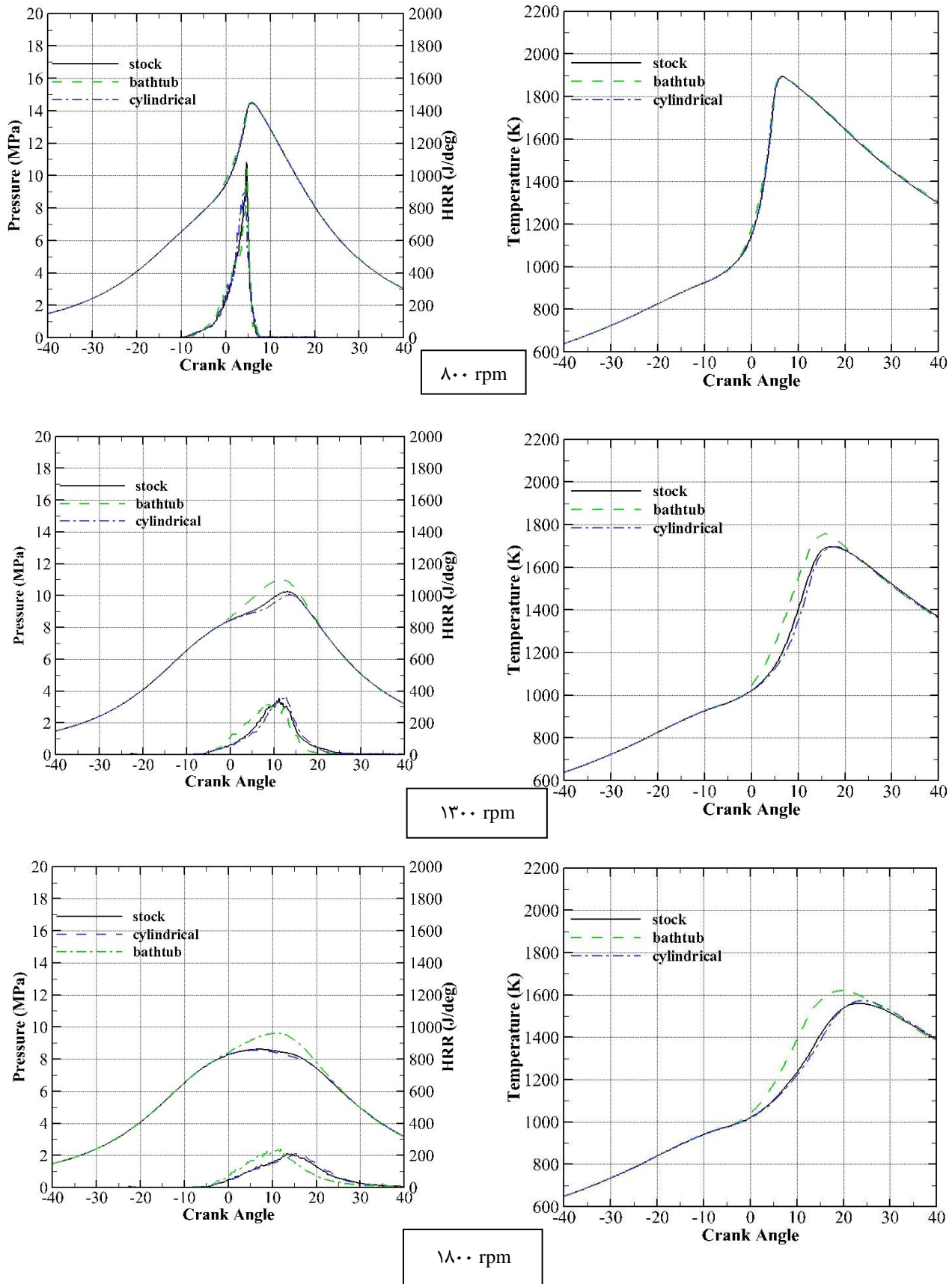
[12] P. W. Bessonette, C. H. Schleyer, K. P. Duffy, W. L. Hardy and M. P. Liechty, Effects of fuel property changes on heavy-duty HCCI combustion, SAE Technical Paper 2007-01-0191, 2007

[13] K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, K. Nakakita and I. Sakata, Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability, SAE Technical Paper 2006-01-0028, 2006

[14] S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, R.M. Hanson and R. D. Reitz, Experiments and modeling of dual fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. SAE International Journal of Engines, Vol. 2, No. 2, pp: 24-39, 2009

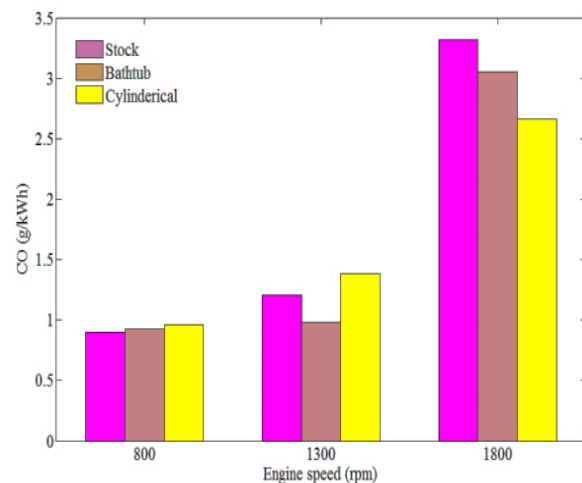
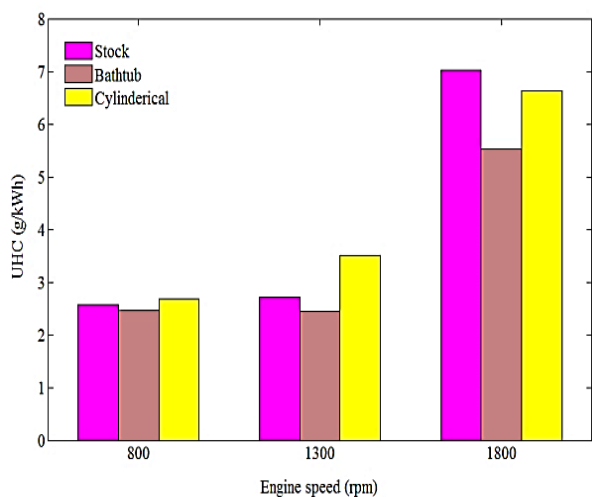
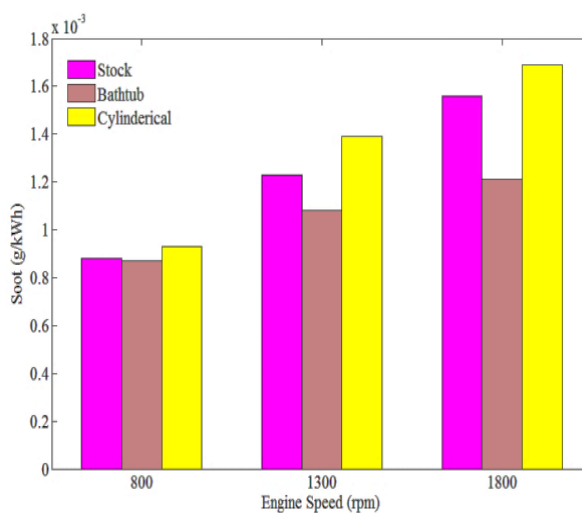
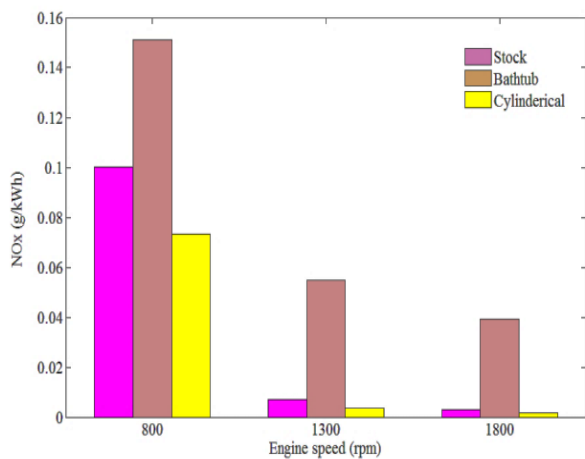
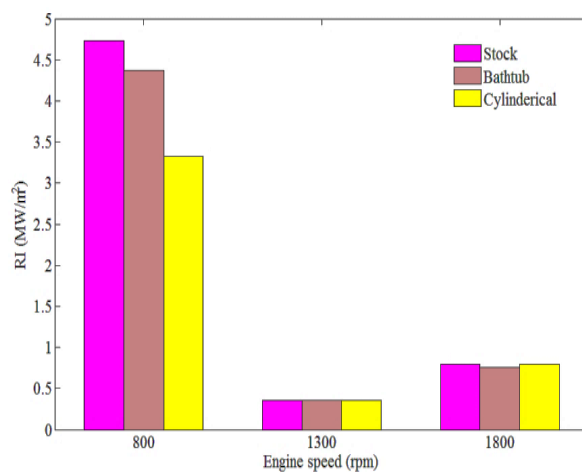
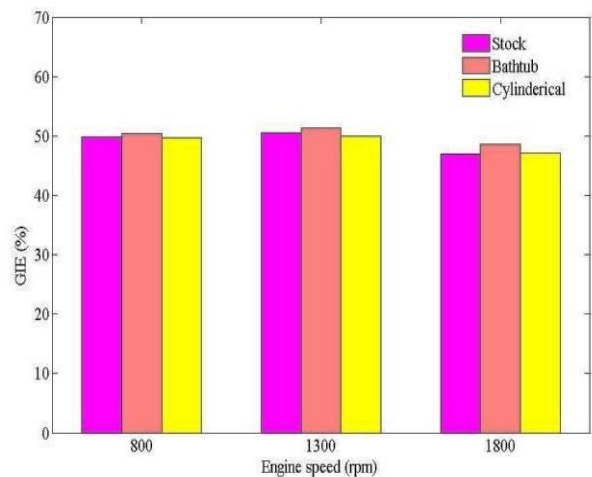
[15] S. L. Kokjohn, D. a. Splitter, R. M. Hanson, R. D. Reitz, V. Manente and B. Johansson, Modeling charge preparation and combustion in diesel fuel, Ethanol, and Dual- Fuel PCCI Engines. Atomization and Sprays, 21(2):107-119, 2011

[16] A. Paykani, A.H. Kakaee, P. Rahnama and R.D. Reitz, Progress and recent trends in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engines," International



شکل ۵: فشار و نرخ آزادسازی گرما برای سه هندسه مختلف در احتراق RCCI گاز طبیعی- دیزل در IMEP 9





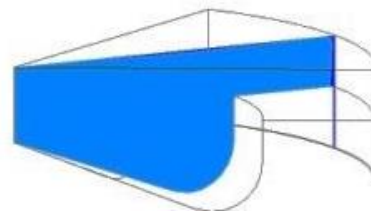
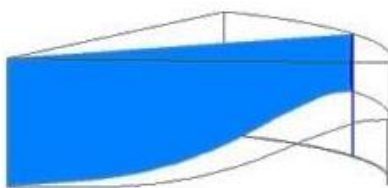
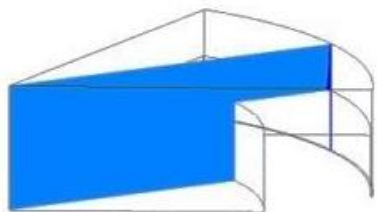
شکل ۶: مقایسه نتایج عملکرد و آلاینده‌گی برای سه هندسه مختلف در سرعت‌های مختلف در احتراق RCCI گاز طبیعی- دیزل در IMEP 9

**Cylindrical**

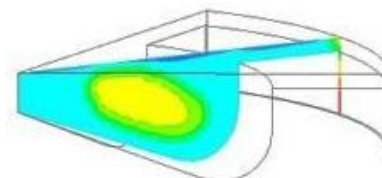
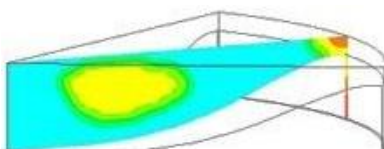
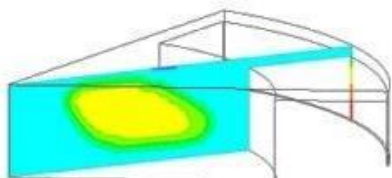
**Bathtub**

**Stock**

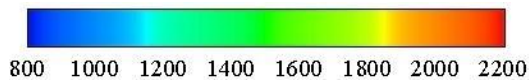
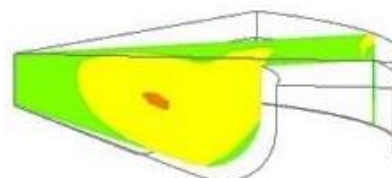
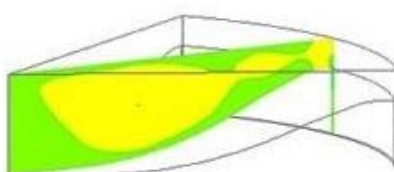
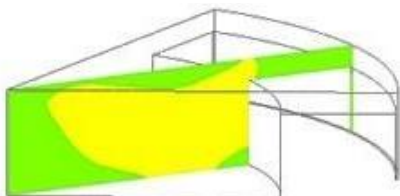
-20° ATDC



0° ATDC



10° ATDC



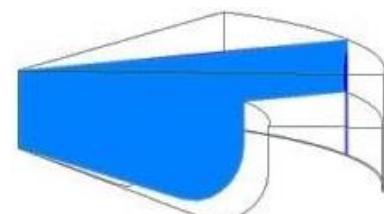
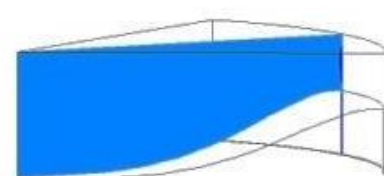
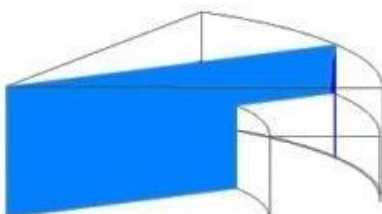
(الف): توزیع دما در 800 RPM

**Cylindrical**

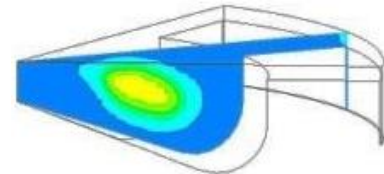
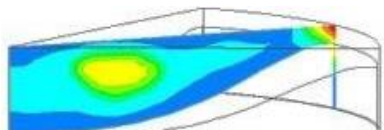
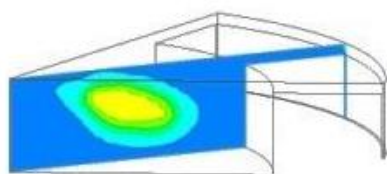
**Bathtub**

**Stock**

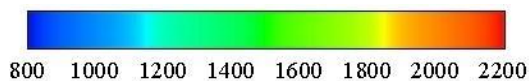
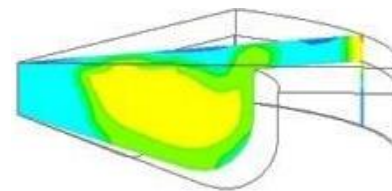
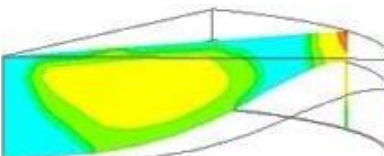
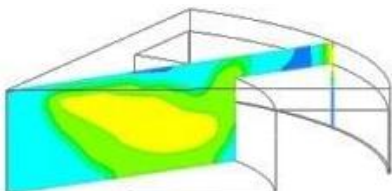
-20° ATDC



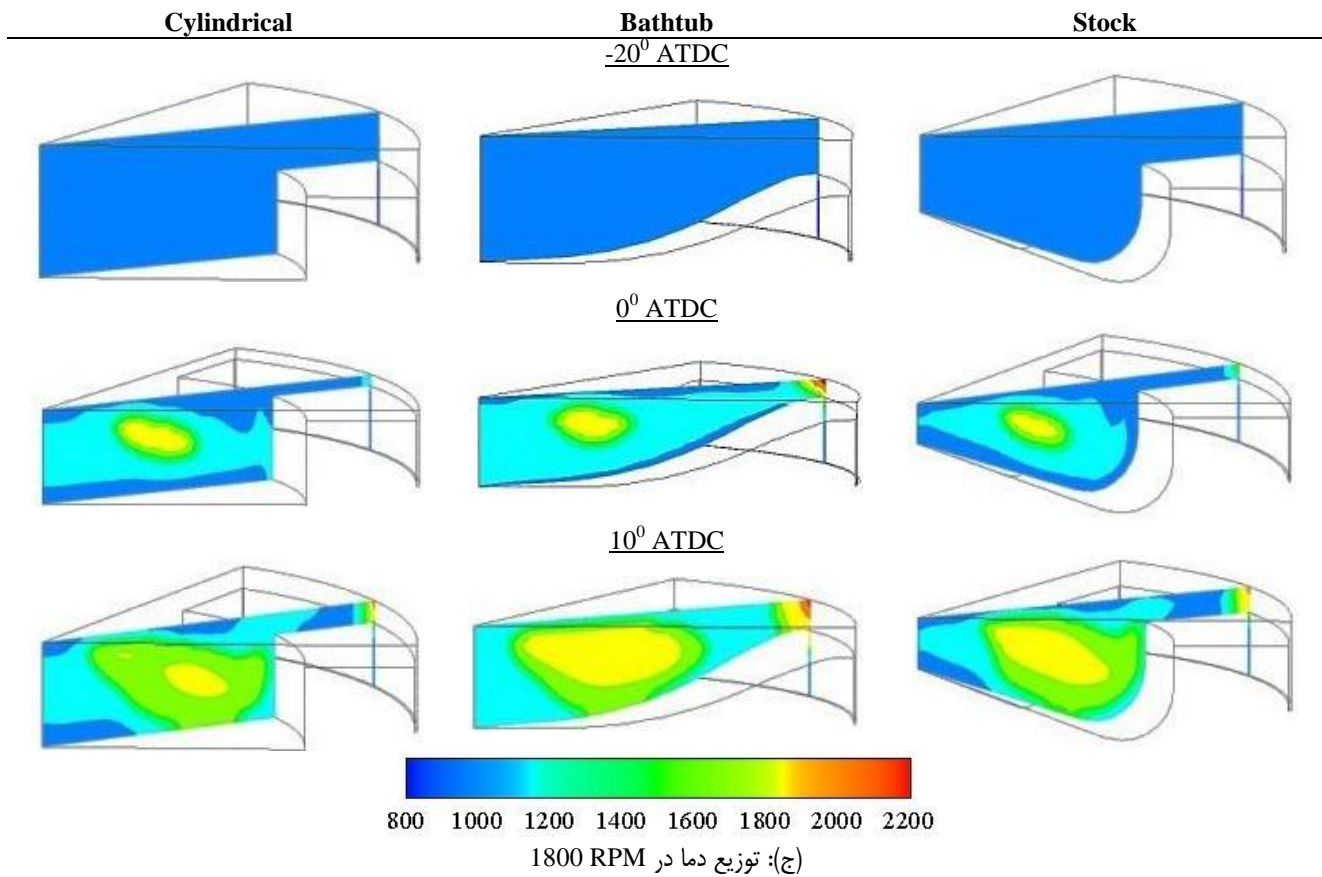
0° ATDC



10° ATDC



(ب): توزیع دما در 1300 RPM



شکل ۷: دما در صفحه‌ای منطبق بر جهت فواره در سرعت‌های مختلف برای شکل‌های مختلف کاسه سمبه در احتراق RCCI گاز طبیعی-دیزل در IMEP 9 bar، (الف): توزیع دما در 800 RPM، (ب): توزیع دما در 1300 RPM، (ج): توزیع دما در 1800 RPM



## Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine

A. H. Kakaee<sup>1</sup>, B. Partovi<sup>2</sup>, A. Paykani<sup>3\*</sup>, A. Toosi<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, [kakaee\\_ah@iust.ac.ir](mailto:kakaee_ah@iust.ac.ir)

<sup>2</sup> Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, [b.partovi30@gmail.com](mailto:b.partovi30@gmail.com)

<sup>3\*</sup> Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, [paykani@iust.ac.ir](mailto:paykani@iust.ac.ir)

<sup>4</sup> Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, [chancellor@iust.ac.ir](mailto:chancellor@iust.ac.ir)

\*Corresponding Author, Telephone Number: +98-77240401

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 20 December 2015

Accepted: 17 February 2016

#### Keywords:

Reactivity controlled

Compression ignition (RCCI)

Efficiency

Emissions

Natural gas

Piston bowl geometry

### ABSTRACT

Reactivity controlled compression ignition (RCCI) is a novel combustion concept which uses port fuel injection (PFI) of a low reactivity fuel and direct injection (DI) of a high reactivity fuel with optimum multiple injection to provide a stratified mixture inside the combustion chamber. Piston bowl design has a considerable effect on engine's pollutant emissions specially unburned hydrocarbons (UHC). This paper studies the influence of piston bowl design on combustion and emission characteristics of natural gas/diesel RCCI engine using CONVERGE CFD. Firstly, the obtained results are validated with the available ones in the literature. Then, three piston bowl designs including stock, bathtub and cylindrical are selected for comparison. The parametric study is conducted at three different engine speeds (i.e., 800, 1300 and 1800 rpm). Effects of piston bowl geometry showed that the optimum piston bowl design from performance and emissions point is the bathtub design.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.