

بررسی اثر هندسه کاسه سمبه بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل تزریق مستقیم با شبیه‌سازی عددی

علی میرمحمدی^۱ و محمدرضا حسین آبادی^۲

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه تربیت دبیر شهیدرجایی تهران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۳/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۱۱/۰۹)

چکیده

افزایش نگرانی‌های زیست محیطی در چند دهه اخیر باعث توجه اساسی به تشکیل و انتشار آلوده کننده‌های محیط زیست و نحوه کنترل آن‌ها شده است. در این تحقیق اثر عمق و قطر کاسه سمبه بر روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل سواری تزریق مستقیم بررسی شد. برای این منظور از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی ای‌وی‌ال‌فایر برای شبیه‌سازی چرخه موتور استفاده شد. با اعمال معادلات احتراق، آشفته‌گی و آلاینده‌گی، چرخه بسته موتور دیزل تزریق مستقیم شبیه‌سازی شد. بعد از بررسی استقلال نتایج حل از تعداد سلول‌های محاسباتی و اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی، موتور با چهار هندسه مختلف کاسه سمبه شبیه‌سازی شد و نتایج فشار، نرخ گرمای آزاد شده، دمای داخل استوانه و مقدار آلاینده‌گی آن‌ها با هم مقایسه گردید. نتایج نشان داد هندسه کاسه سمبه چهارم به دلیل داشتن قطر دهانه کاسه بزرگتر و عمق کمتر، کمترین برخورد جت سوخت به دیواره را داشته و از طرفی بهترین اختلاط را در داخل محفظه احتراق ایجاد می‌کند و دارای عملکرد بهتر و میزان آلاینده‌گی کمتری است. همچنین در این تحقیق دیده شد که با کاهش اندازه قطر دهانه کاسه سمبه و افزایش عمق آن، تولید مقدار آلاینده اکسید نیتروژن کاهش و آلاینده‌های منوکسید کربن، هیدروکربن نسوخته و دوده افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: موتور ملی دیزل، هندسه کاسه سمبه، چرخه بسته، شبیه‌سازی عددی

Studying Piston Cavity Geometry Effect on Direct Injection Diesel Engine Performance and Emissions with Numerical Simulation

A. Mirmohamadi and M. R. Hosseinabadi

Mechanical Engineering Department

Shahid rajaee teacher training University

(Received: 30/May/2016 ; Accepted: 28/January/2017)

ABSTRACT

Increasing environmental concerns in recent decades has caused a significant attention to pollutants emission and the ways to control them. Piston cavity diameter and dept effects on direct injection diesel engine performance and emissions were studied in this research. AVL FIRE 3D CFD software was used for engine cycle simulation in this studying. By applying the combustion, turbulence and pollution equations, the direct injection diesel engine closed cycle has simulated numerically. After mesh independency analyzing and simulation results validation with experimental data, the engine simulation was done for four different piston bowl geometries and the results such as incylinder pressure, heat release rate, temperature and emissions. Then the results were compared for all geometries. The results shown that there is less wet wall for geometry 4 that has large diameter and low dept and it can be concluded that incylinder mixing process and combustion for this geometry is better and it has good performance and low emission in comparison to other one. Also the results shown that nitrogen oxide emission reduced by reducing the diameter and increasing the depth of the piston bowl, but it increase unburned hydrocarbons, carbon monoxide and soot emissions.

Keywords: National National Diesel Engine, Piston Bowl Geometry, Closed Cycle, Numerical Simulation

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): a.mirmohammadi@srttu.edu

۲- کارشناس ارشد: m.hosseinabadi@srttu.edu

۱- مقدمه

۲۰۰۳ به بررسی تاثیر هندسه محفظه احتراق و توزیع مخلوط اولیه بر فرایند احتراق در یک موتور دیزلی پاشش مستقیم با استفاده از آزمایش و محاسبات پرداختند. آن‌ها گزارش داده‌اند که محفظه‌های احتراق با چلانسی بالا^۷ و لبه چلانسی^۸ قادر به کاهش همزمان اکسید نیتروژن و دوده هستند. البته با توجه به این که زمان پاشش باید با تأخیر انجام شده باشد. برای کاهش نرخ آزادسازی حرارت اولیه و اکسید نیتروژن باید مخلوط اولیه در منطقه کوچکی از حفره توزیع شود. اتاق احتراق با چلانسی بالا و برآمدگی در مرکز می‌تواند به طور مؤثر این پدیده را ایجاد نماید [۴]. پرساد^۹ و همکارانش در سال ۲۰۱۱ تاثیر چرخش هوا (سویل^{۱۰}) توسط هندسه‌های محفظه احتراق با دهانه تنگ شده را بر روی آلاینده‌های موتور دیزلی مورد بررسی قرار دادند [۵]. وینود^{۱۱} و همکارانش در سال ۲۰۱۲ تحقیقاتی در مورد تاثیر هندسه کاسه سمبه و پیکربندی نازل سوخت‌پاش در موتور دیزلی، توسط شبیه‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی و همچنین طراحی آزمایش‌ها^{۱۲} انجام دادند. نتایج نشان داد که قطر کاسه سمبه نقش مهمی در تشکیل اکسید نیتروژن و دوده بازی می‌کند، و شعاع انحنای کاسه سمبه فقط بر آلاینده اکسید نیتروژن مؤثر می‌باشد [۶]. پارک^{۱۳} در سال ۲۰۱۲ بهینه‌سازی هندسه محفظه احتراق را برای دیزل معمولی و سوخت دی‌متیل‌اتر انجام داد. او در این تحقیق پارامترهای هندسی مختلف کاسه سمبه را در بازه‌های مشخصی تغییر داده و اثر آن‌ها را بر عملکرد موتور مورد ارزیابی قرار داد [۷]. قدیمی و همکارانش در سال ۱۳۹۲ اثر عمق کاسه سمبه را بر روی عملکرد و میزان آلایندگی موتورهای گازسوز خودروهای سنگین بررسی کردند. برای این منظور از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی ای‌وی‌ال‌فایر^{۱۴} استفاده کردند [۸]. دانگ هو^{۱۵} و همکارانش در سال ۲۰۱۳ تاثیر هندسه کاسه سمبه را بر مخلوط سوخت و هوا و عملکرد

بهبود عملکرد موتورهای احتراق داخلی نیازمند انجام تست‌های مختلف بر روی موتور و هزینه زیاد اقتصادی، نیروی انسانی و زمان می‌باشد. در گذشته بسیاری از آزمایش‌ها بر روی موتور و به‌صورت تجربی و در آزمایشگاه‌های مجهز انجام می‌گرفت در صورتی که امروزه آزمایشگاه‌های مجازی موتور بدون نیاز به صرف هزینه‌های زیاد و زمان‌های طولانی کمک زیادی می‌کنند. در سال ۱۹۹۵ آقای بای فولین^۱ و همکارانش اثر چهار نوع محفظه احتراق را مورد بررسی قرار دادند. بر اساس نتایج عملکرد موتور دیده شد که محفظه احتراق نوع دهانه تنگ شده^۲ با یک برآمدگی در مرکز و بریدگی لبه، مصرف سوخت بهتری دارد و گازهای اگزوز دوده، اکسید نیتروژن و هیدروکربن نسوخته کمتری نسبت به انواع دیگر محفظه‌ها تولید می‌کند. از آنجا که برآمدگی در مرکز محفظه احتراق قرار می‌گیرد این طرح می‌تواند به جریان چلانسی^۳ بیشتری منتهی شود. بنابراین، کیفیت مخلوط هوا و سوخت را برای بهبود عملکرد احتراق افزایش می‌دهد [۱]. اکسید نیتروژن و دوده بیشترین آلایندگی مربوط به موتورهای دیزلی هستند. دک^۴ در سال ۱۹۹۷ توسط تصاویر گرفته شده نشان داد که اکسید نیتروژن تمایل دارد در نواحی که نسبت سوخت به هوا کمتر از نسبت استوکیومتری بوده و درجه حرارت نسبتاً بالایی نیز باشد، تشکیل شود. همچنین نشان داده شد که سوخت غنی در منطقه شعله باعث تشکیل دوده می‌شود [۲]. تحقیقات انجام گرفته توسط ویکمن^۵ و همکارانش در سال ۲۰۰۱ نشان می‌دهد که محفظه‌های احتراق با دهانه تنگ شده سرعت اختلاط هوا و سوخت بالا و تأخیر در اشتعال کمی به‌دست می‌دهند، بنابراین، لازم است که زمان پاشش ریتارد شده و سرعت پاشش افزایش داده شود، در نتیجه این عملیات آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده بدون تغییر در اقتصاد سوخت کاهش می‌یابند [۳]. کیدوگوچی^۶ و همکارانش در سال

7- High Squish Combustion Chamber

8- Squish Lip

9- Prasad

10- Swirl

11- Vinod

12- DOE

13- Sungwook Park

14- AVL Fire

15- Dong Hu

1- Bai-fu Lin

2 -Re- entrant chamber

3 -Squish

4 -Dec

5- Wickman

6- Kidoguchi

$$\frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_j} + \rho g_i + \tilde{s}_{ui} \quad (2)$$

معادله بقای انرژی :

$$\frac{\partial \rho c_p \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p \tilde{u}_j \tilde{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \tilde{s}_t \quad (3)$$

برای بررسی تشکیل اکسید نیتروژن از مدل توسعه‌یافته زلدوویچ^۴ [۱۳] استفاده می‌شود. معادلات حاکم بر تشکیل اکسید نیتروژن از مولکول‌های نیتروژن هوا به صورت زیر می‌باشد.



بیشترین مقدار اکسید نیتروژن در نسبت هم ارزی ۹/۱ تولید می‌شود. در اغلب احتراق مخلوط‌های رقیق و استوکیومتری کم غلظت OH بسیار کم است. بنابراین، واکنش سوم مکانیزم زلدوویچ ناچیز خواهد بود و معادلات تعادل برای دو واکنش اول به صورت زیر می‌باشد:

$$k_1 [N_2][O] = k_2 [NO][N] \quad (7)$$

$$k_3 [N][O_2] = k_4 [NO][O] \quad (8)$$

با حل دستگاه معادلات فوق معادله کلی زیر برای تولید اکسید نیتروژن حاصل می‌شود:



۳- مدل احتراق

مدل احتراق مورد استفاده در شبیه‌سازی، مدل شعله منسجم^۵ یا CFM است. در نرم‌افزار فایر چهار روش متفاوت CFM در دسترس هست که هر کدام پیچیدگی خاص خودش را دارد. جهت شبیه‌سازی احتراق دیزلی که در آن احتراق به صورت خودبه‌خود^۶ می‌باشد از روش ECFM-3Z (E به معنای توسعه یافته) استفاده می‌شود. مدل ECFM-3Z، مدل احتراقی براساس یک معادله انتقال چگالی سطح شعله و یک مدل

موتور دیزل مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق شکل‌های مختلف کاسه سمبه توسط نرم‌افزار ای‌وی‌ال‌فایر شبیه‌سازی شد. بررسی سه پارامتر هندسی کاسه سمبه نشان داد که تاثیر قطر دهانه کاسه و شعاع انحنای پایین کاسه بر عملکرد موتور، بیشتر از تاثیر زاویه تنگ شدن دهانه کاسه است. دلیل این که قطر دهانه کاسه و شعاع انحنای پایین کاسه، تاثیر بیشتری بر هندسه کاسه سمبه دارند این است که اختلاط سوخت و هوا را تحت تاثیر قرار داده و در نتیجه بر فرایند احتراق و عملکرد موتور مؤثر می‌باشد [۹]. رامش باپو^۱ و همکاران در سال ۲۰۱۵ اثر هندسه محفظه احتراق را بر ویژگی‌های احتراق دیزل مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق از کاسه سمبه نیم‌کره و کاسه سمبه نیم‌کره اصلاح شده استفاده شد [۱۰]. نیکلاس^۲ و همکاران در سال ۲۰۱۶ تاثیر هندسه محفظه احتراق در موتور چهارزمانه احتراق داخلی را در طول همپوشانی سوپاپ‌ها^۳ بررسی کردند. در این تحقیق از شبیه‌سازی یک‌بعدی استفاده شد و آزمایشات تجربی روی موتور تک سیلندر انجام شد [۱۱]. در این تحقیق اثر عمق و قطر کاسه سمبه بر روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزلی سواری تزریق مستقیم بررسی می‌شود. برای این منظور از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی ای‌وی‌ال‌فایر برای شبیه‌سازی چرخه موتور استفاده شده است.

۲- معادلات حاکم

در حالت کلی جریان داخل استوانه در موتورهای احتراق داخلی، سه‌بعدی، ناپایدار و مغشوش می‌باشد. برای بررسی جزئیات میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفته‌گی جریان لازم است معادلات حاکم بر جریان شامل بقای جرم، مومنوم، انرژی و آشفته‌گی حل شوند.

معادلات حاکم بر سیالات نیوتنی به صورت زیر هستند [۱۲]:
معادله بقای جرم :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای اندازه حرکت :

4- Zeldovich
5- Coherent Flame Model
6- Auto Ignition

1- Ramesh Bapu
2- Nicolas
3- Valve overlap

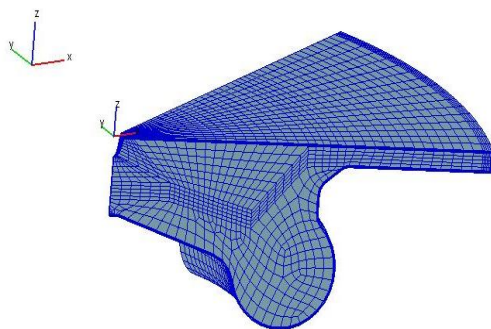
جدول (۱): مشخصات موتور

نوع نصب در خودرو	عرضی
تعداد و چیدمان استوانه‌ها	۴- خطی
تعداد سوپاپ‌ها	۱۶
حجم موتور (لیتر)	۱/۵
نسبت تراکم	۱۶/۵
قطر استوانه (میلیمتر)	۷۶
پیمایش سمبه (میلیمتر)	۸۱
حداکثر توان / دور	۹۰ کیلووات در ۴۰۰۰ دور بر دقیقه
حداکثر گشتاور / دور	۲۵۶ نیوتن متر در ۱۷۵۰ دور بر دقیقه
فشار پاشش (بار)	۱۶۰۰
بیشینه فشار احتراق (بار)	۱۶۵
مصرف سوخت (لیتر در صد کیلومتر)	۵
استانده آلاینده‌گی	یورو ۵

اطلاعات مربوط به شرایط اولیه داخل استوانه جهت شبیه‌سازی موتور در جدول ۲ آورده شده است. منظور از شرایط اولیه، زمان بسته شدن سوپاپ ورودی در پایان مرحله مکش است.

جدول (۲): شرایط اولیه

شرایط اولیه داخل استوانه	
فشار	۳۱۳ (kpa)
دما	۳۹۰ (k)
انرژی جنبشی توربولانس	۵۵ (m ² /s ²)
مقیاس طول توربولانس	۴/۵ (mm)
سویرل / تامبل	۷۲۰۰ (1/min)



شکل (۱): نمونه‌ای از شبکه ایجاد شده در فایر

اختلاط است که می‌تواند احتراق پیش‌آمیخته مخلوط ناهمگن ایجاد شده در مرحله تأخیر اشتعال و مرحله احتراق نفوذی موتورهای دیزلی را به خوبی توصیف نماید [۱۲].

معادله چگالی سطح شعله جهت حل Σ به صورت زیر است [۱۴-۱۵]:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\bar{U}_j \Sigma) - \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{V_j}{\sigma_\Sigma} \frac{\partial \Sigma}{\partial X_j} \right] = S_\Sigma = S_g - S_a + S_{LAM} \quad (10)$$

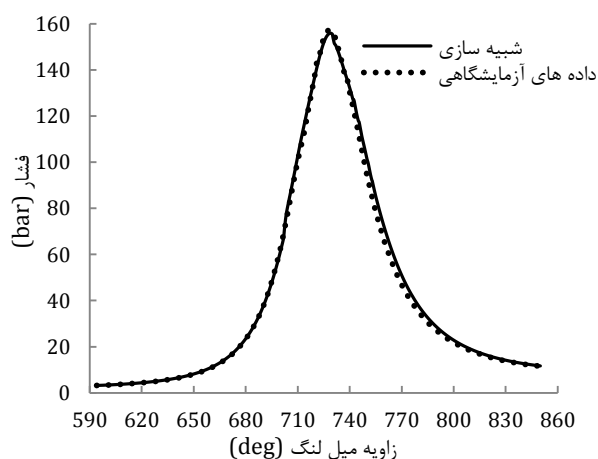
مدل شعله منسجم به‌طور کامل در مراجع فوق توضیح داده شده است.

۴- شبیه‌سازی و ایجاد شبکه

برای شبیه‌سازی فرایندهای مختلف در موتور احتراق داخلی ابتدا نیاز به تهیه الگوی محفظه احتراق موتور می‌باشد. برای این منظور، ابتدا هندسه محفظه احتراق موتور ملی دیزل سواری در نرم‌افزار SolidWorks برای چهار هندسه مختلف با نسبت تراکم ثابت برای موتور ترسیم می‌شود چون در این مقاله هدف فقط بررسی اثر هندسه کاسه سمبه می‌باشد. بنابراین، برای ثابت نگه داشتن نسبت تراکم حجم داخل کاسه سمبه ثابت نگه داشته شده است. سپس برای تولید شبکه‌های محاسباتی مورد نیاز هندسه ترسیم شده در نرم‌افزار SolidWorks به عنوان فایل ورودی به نرم‌افزار فایر فراخوانی شده است. با توجه به این‌که هندسه محفظه احتراق موتور ملی دیزل سواری کاملاً متقارن است، بخش ESEDiesel در نرم‌افزار فایر جهت تولید شبکه استفاده می‌شود و بعد از شبیه‌سازی، تحلیل رفتار سیالاتی و احتراقی موتور در طول فرایندهای تراکم و احتراق با همان نرم‌افزار فایر انجام می‌شود. جدول ۱ مشخصات موتور شبیه‌سازی شده و جدول ۲ شرایط اولیه داخل سیلندر را نشان می‌دهند. شکل محفظه احتراق دارای تقارن تناوبی است به این دلیل شبکه‌بندی برای یک هشتم محفظه در نرم‌افزار فایر انجام می‌شود و شکل ۱ شبکه ایجاد شده در فایر را در حالتی که پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد نشان می‌دهد. از آن جایی که موتور ملی دیزل سواری هنوز به تولید انبوه نرسیده است، کلیه اطلاعات مربوط به مشخصات موتور، داده‌های آزمایشگاهی و تجربی از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) دریافت شده است.

۶- اعتبارسنجی نتایج

برای بررسی اعتبار محاسبات که لازمه یک حل عددی است، مشخصه فشار داخل استوانه استفاده شد. شکل ۳ نمودار فشار داخل استوانه را برحسب زاویه میل‌لنگ در دور ۴۰۰۰ بر دقیقه و شکل ۴ فشار داخل استوانه را برحسب زاویه میل‌لنگ در دور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. فشار مؤثر متوسط می‌توان معیار خوبی برای مقایسه باشد زیرا در ادبیات فن فشار مؤثر متوسط یکی از پارامترهای شاخص عملکردی موتور محسوب می‌شود. پارامتر عملکردی فشار مؤثر متوسط را می‌توان از نمودارهای فشار-زاویه‌لنگ برای داده‌های تجربی و شبیه‌سازی محاسبه کرد. فشار مؤثر متوسط (IMEP) برای داده‌های تجربی در حدود ۲۲/۹۳ بار و برای داده‌های شبیه‌سازی شده ۲۴/۳۲ بار است. اختلاف بین داده‌های تجربی و شبیه‌سازی برابر ۶ درصد بوده و توافق خوبی بین نتایج عددی و تجربی برای فشار درون استوانه دیده می‌شود. با توجه به اینکه نمودارهای فشار-زاویه‌لنگ در دورهای ۱۰۰۰ و ۴۰۰۰ برای داده‌های تجربی و شبیه‌سازی همخوانی خوبی دارند و از طرفی پارامتر عملکردی فشار مؤثر متوسط نیز همین طور است پس می‌توان نتایج حاصل از شبیه‌سازی مربوط به آلاینده‌گی را پذیرفت.



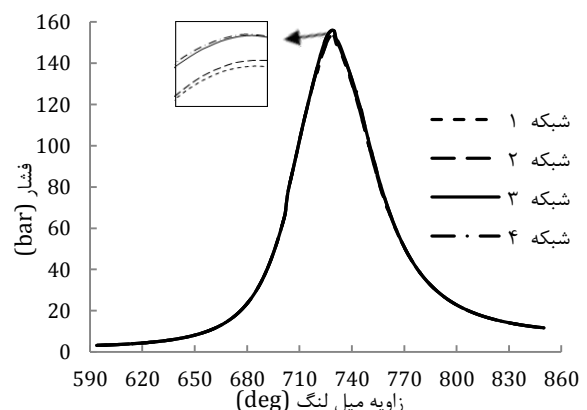
شکل (۳): مقایسه نمودار فشار حاصل از شبیه‌سازی با نتایج

آزمایشگاهی در دور ۴۰۰۰

راهبرد سیستم پاشش سوخت در موتور ملی دیزل سواری شامل دو مرحله پیش پاشش^۱ و پاشش اصلی^۲ است. در مرحله پیش پاشش زاویه شروع پاشش ۶۷۳ درجه میل‌لنگ و پایان آن ۶۸۳ درجه است. در این مرحله ۰/۲۶۲ میلی‌گرم سوخت پاشیده می‌شود. زاویه شروع پاشش در مرحله اصلی ۷۰۲ درجه میل‌لنگ و پایان آن ۷۴۲ درجه است. در این مرحله ۵/۶۷۳ میلی‌گرم سوخت پاشیده می‌شود. زاویه پاشش در صفحه XZ نسبت به محور مختصات Z برابر ۱۵۲ درجه است.

۵- مطالعات استقلال از شبکه

با توجه به این که شبکه تولید شده کاملاً بی‌سازمان بوده و چگالی توزیع سلول‌ها در آن کاملاً غیر یکنواخت است مطالعه استقلال از شبکه با توجه به یک حالت مبنا از توزیع سلول‌ها صورت گرفته است. شکل ۲ مقایسه نمودار فشار را بین چهار حالت مختلف از شبکه‌های تولید شده برای دور ۴۰۰۰ بر دقیقه نمایش می‌دهد. برای حالت اول شبکه با تعداد ۱۸۴۰۰ سلول، برای حالت دوم شبکه با تعداد ۳۰۰۰۰ سلول، حالت سوم شبکه با تعداد ۵۴۰۰۰ سلول و برای حالت چهارم شبکه با تعداد ۶۰۰۰۰ سلول محاسباتی در نظر گرفته شده و مورد بررسی قرار گرفته است. این مقادیر تعداد شبکه تولید شده در نقطه مرگ بالا هستند. همان‌طور که از نمودار مشخص است ریز کردن بیش از حد سلول‌ها تاثیر چندانی بر نتایج نخواهد داشت. بنابراین، برای جلوگیری از اتلاف زمان و کاهش زمان اجرای برنامه از شبکه نه چندان ریز یعنی حالت سوم استفاده شده است.



شکل (۲): تاثیر تعداد سلول شبکه محاسباتی بر فشار سیلندر

جدول (۳): مقادیر پارامترهای چهار هندسه کاسه سمبه

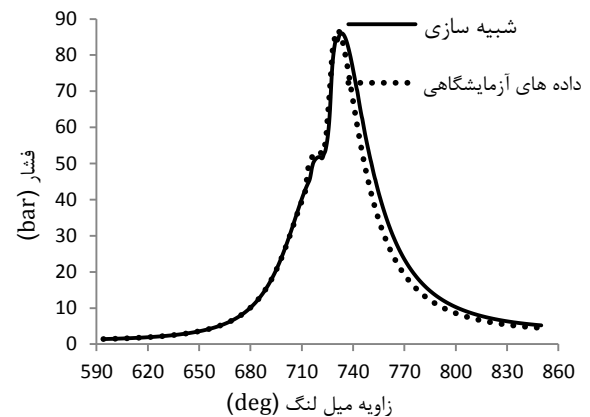
پارامتر	هندسه ۱	هندسه ۲	هندسه ۳	هندسه ۴
D	۷۶	۷۶	۷۶	۷۶
d	۳۸/۷۶	۴۰/۲۸	۴۳/۳۲	۴۴/۸۴
h	۱۶/۹	۱۶/۰۵	۱۴/۶	۱۳/۹
h ₁	۱	۱	۱	۱
h ₂	۳/۲۱	۲/۳۶	۰/۹۱	۰/۲۱
h ₃	۷/۷	۶/۸۵	۵/۴	۴/۷
R ₁	۱	۱	۱	۱
R ₂	۱/۵	۱/۵	۱/۵	۱/۵
R ₃	۱/۵	۱/۵	۱/۵	۱/۵
R ₄	۵/۲۵	۵/۲۵	۵/۲۵	۵/۲۵
R ₅	۳	۳	۳	۳

پارامترهای نسبت‌های طراحی برای چهار هندسه به شرح زیر تعیین شده‌اند:

برای هندسه اول $\frac{d}{h} = 2.29$ و $\frac{d}{D} = 0.51$ ، برای هندسه دوم $\frac{d}{h} = 2.5$ و $\frac{d}{D} = 0.53$ ، برای هندسه سوم $\frac{d}{h} = 2.96$ و $\frac{d}{D} = 0.57$ و برای هندسه چهارم $\frac{d}{h} = 3.22$ و $\frac{d}{D} = 0.59$ است.

۸- نتایج و بحث

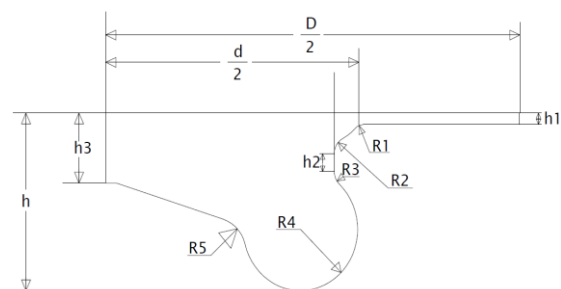
طراحی بهینه محفظه احتراق نقش مهمی در عملکرد و مشخصه‌های آلاینده‌گی یک موتور دارد. در شبیه‌سازی انجام شده سعی شده تا تاثیر این مسئله آشکار گردد. به‌منظور مقایسه بهتر حالت‌های مختلف شبیه‌سازی، مقدار نسبت تراکم $(R_c = 16.5)$ برای همه حالت‌ها یکسان در نظر گرفته شده است. با توجه به این‌که تاثیر هندسه کاسه در جریان و اختلاط سوخت و هوا در دوره‌های بالاتر بیشتر می‌باشد. دور موتور نیز برای تمامی هندسه‌ها ۴۰۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی از زاویه ۵۹۲ درجه (از زمان بسته شدن دریچه ورودی) آغاز می‌شود و تا ۸۵۰ درجه میل‌لنگ در زمان باز شدن دریچه خروجی ادامه می‌یابد. شرایط اولیه به صورت یکسان در همه حالت‌ها اعمال شده است. زاویه شروع پاشش اصلی نیز در ۷۰۲ درجه می‌باشد. نرخ گرمای آزاد شده و فشار داخل استوانه در شکل‌های ۷ و ۸ نمایش داده شده است. شروع پاشش سوخت در تمام حالت‌ها یکسان است. همان‌طور



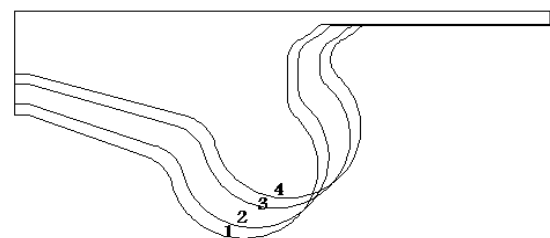
شکل (۴): مقایسه نمودار فشار حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی در دور ۱۰۰۰

۷- تغییر پارامترهای طراحی محفظه احتراق

در این تحقیق سعی شده تاثیر ابعاد کاسه سمبه مورد بررسی قرار بگیرد. جهت انجام این کار چهار حالت مختلف از نظر ابعادی مورد بررسی قرار گرفت. در این چهار حالت نسبت قطر دهانه کاسه‌ی سمبه (d) به ارتفاع آن (h) و نسبت قطر دهانه‌ی کاسه‌ی سمبه به قطر کاسه (D) تغییر داده شد. شکل ۵ پارامترهای هندسه کاسه سمبه، شکل ۶ تجمیع هر چهار هندسه مورد مطالعه و جدول ۳ مقادیر پارامترهای چهار هندسه را نشان می‌دهد.



شکل (۵): پارامترهای هندسه کاسه سمبه

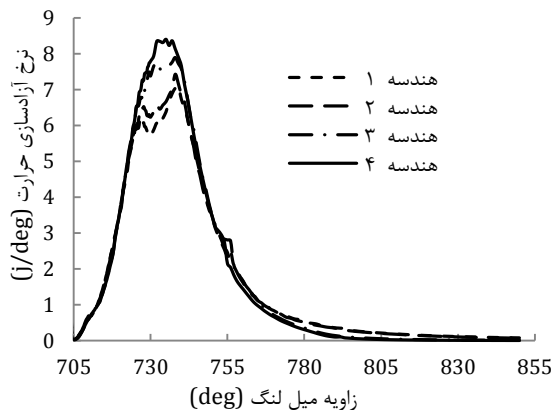


شکل (۶): تجمیع چهار هندسه کاسه سمبه

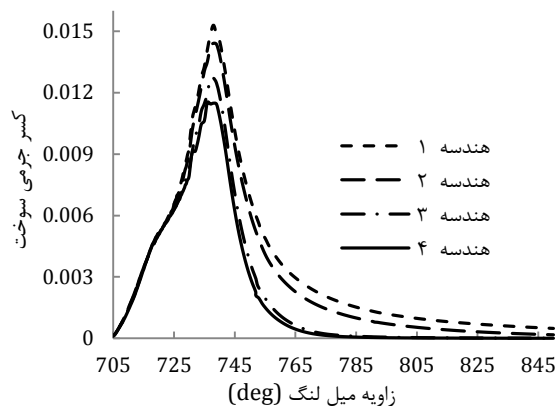
به همه جای پیستون نفوذ می‌کند. همه این مطالب نشان دهنده وقوع احتراق سریع‌تر برای هندسه چهار است.

شکل ۱۰ نمودار مرزبندی شده کسر جرمی سوخت را در انتهای زاویه پاشش یعنی ۷۴۲ درجه میل‌لنگ نشان می‌دهد. در این شکل دیده می‌شود که در هندسه اول بیشترین مقدار سوخت پس از انتهای پاشش به دیواره می‌رسد و در مقابل در هندسه چهارم به دلیل بزرگتر بودن قطر دهانه کاسه سمبه فاصله نوک سوخت پاش تا دیواره بیشتر بوده و این عامل باعث می‌شود که کمترین مقدار سوخت به دیواره برسد. در این شکل مشاهده می‌شود که پدیده دیواره تر در هندسه چهارم کمتر است و این باعث ایجاد اختلاط بهتر و در نتیجه احتراق کامل‌تر می‌شود

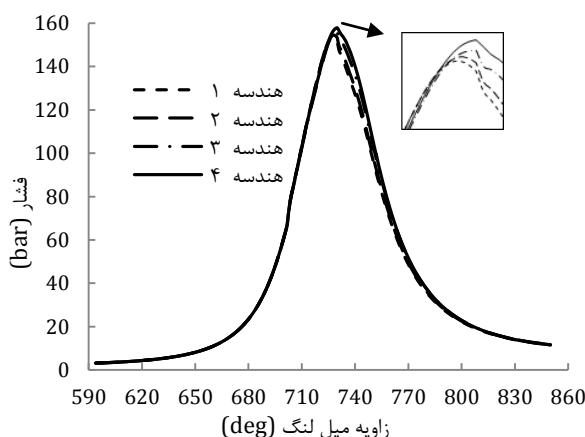
که مشاهده می‌شود، هندسه چهار دارای بیشترین نرخ آزاد سازی حرارت و همچنین پیشینه فشار می‌باشد



شکل (۷): نرخ آزاد سازی حرارت در چهار هندسه



شکل (۹): کسر جرمی سوخت در داخل محفظه

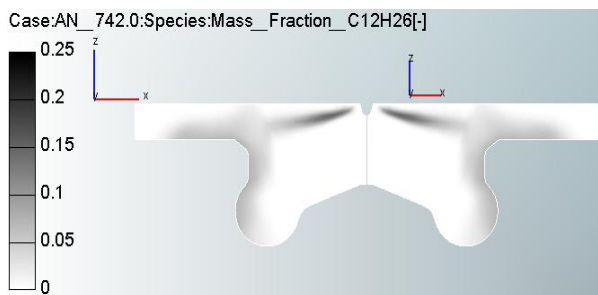


شکل (۸): فشار داخل استوانه در چهار هندسه

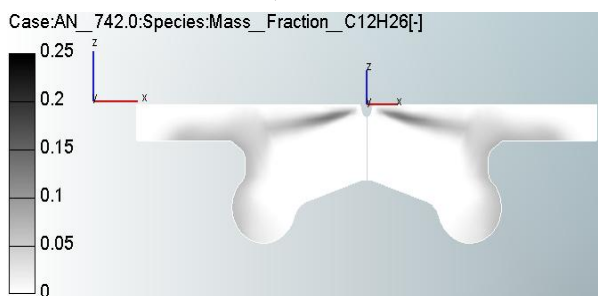
جدول ۴ مقدار فشار مؤثر متوسط تولیدشده با این چهار هندسه را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود هندسه ۴ دارای فشار مؤثر متوسط بیشتری است.

جدول (۴): مقایسه فشار مؤثر متوسط چهار هندسه

هندسه‌ها	۱	۲	۳	۴
فشار مؤثر متوسط [bar]	۲۳/۳۲	۲۳/۷۸	۲۴/۱۷	۲۵/۰۲



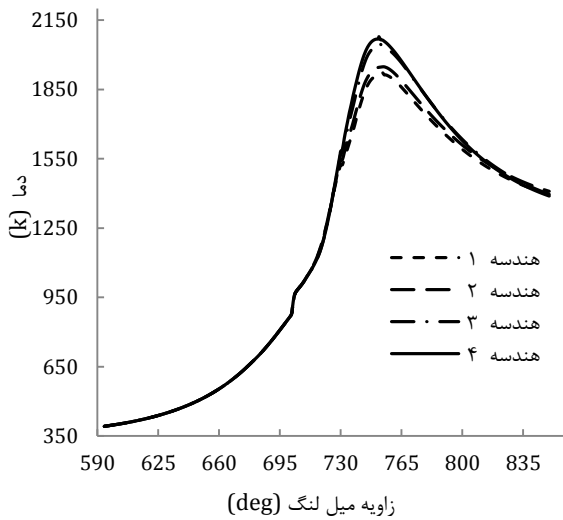
هندسه ۱



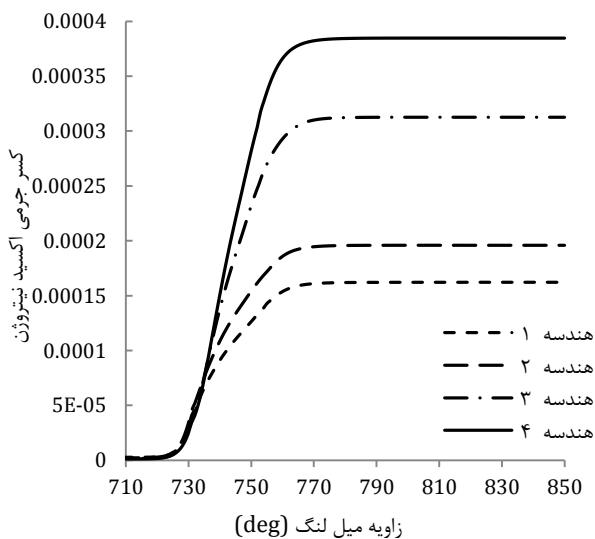
هندسه ۲

شکل (۱۰): کسر جرمی سوخت در زاویه ۷۴۲ درجه میل‌لنگ

شکل ۹ کسر جرمی سوخت در داخل استوانه را نشان می‌دهد. از این شکل ملاحظه می‌شود هندسه چهار، سوخت را در زوایای کمتری از میل‌لنگ می‌سوزاند و شعله با سرعت بیشتری



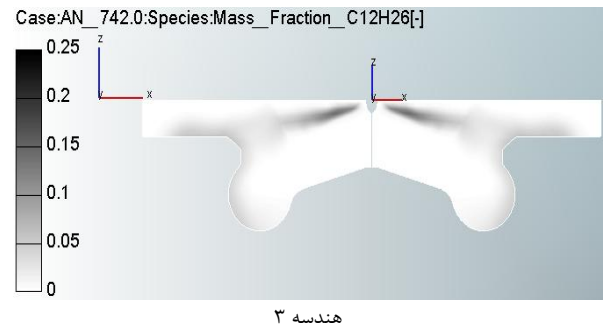
شکل (۱۱): دمای بیشینه در چهار هندسه



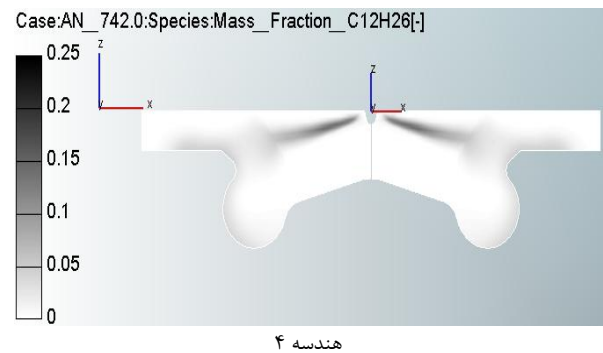
شکل (۱۲): غلظت آلاینده اکسید نیتروژن در چهار هندسه

شکل ۱۳ و ۱۴ نمودار مرزبندی شده دما و اکسید نیتروژن را در زاویه ۸۲۰ درجه میل لنگ نشان می‌دهند. هنگامی که سمبه به سمت پایین حرکت می‌کند، نقطه اوج دما کاهش می‌یابد و نقاط داغ به نواحی وسیع‌تری گسترش می‌یابد.

با مقایسه توزیع دما و اکسید نیتروژن در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مشاهده می‌گردد در هر قسمت که دما بالاتر است، اکسید نیتروژن بیشتری تشکیل می‌شود.



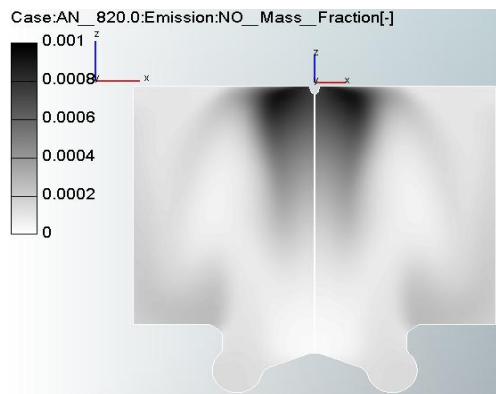
هندسه ۳



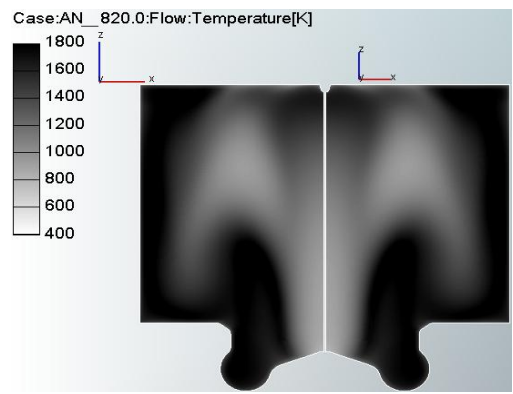
هندسه ۴

ادامه شکل (۱۰): کسر جرمی سوخت در زاویه ۷۴۲ درجه میل لنگ

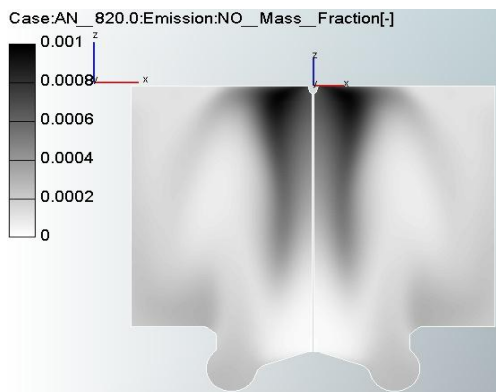
شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مقدار دمای بیشینه و آلاینده اکسید نیتروژن را نشان می‌دهند. غلظت آلاینده اکسید نیتروژن، رابطه تنگاتنگی با بیشینه دمای احتراق و محل وقوع آن دارد. زیرا در نزدیکی نقطه مرگ بالا به علت بالا بودن فشار، غلظت واکنش دهنده‌ها بالاست و دمای بالا در این حالت موجب افزایش شدید نرخ تولید اکسید نیتروژن می‌شود. هر چه دمای درون محفظه احتراق بیشتر باشد، نیتروژن هوای بیشتری تجزیه خواهد شد و اکسید نیتروژن بیشتری تشکیل می‌گردد. در همه هندسه‌ها، آغاز رشد سریع شکل‌گیری اکسید نیتروژن در نزدیکی نقطه مرگ بالا بعد از وقوع احتراق اتفاق می‌افتد و این روند تا ۴۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ادامه می‌یابد و بعد از آن یک مقدار ثابتی را طی می‌کند. هندسه چهار دارای بیشترین مقدار بیشینه دما و در زوایای نزدیک‌تری به نقطه مرگ بالا می‌باشد، در نتیجه اکسید نیتروژن بیشتری تولید می‌کند. بیشینه دما برای هندسه یک در زوایای دورتری از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد، پس دارای کمترین میزان اکسید نیتروژن است.



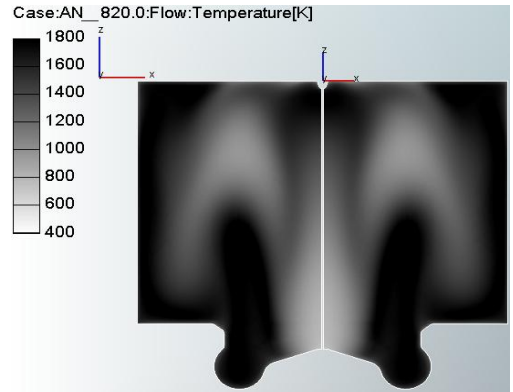
هندسه ۱



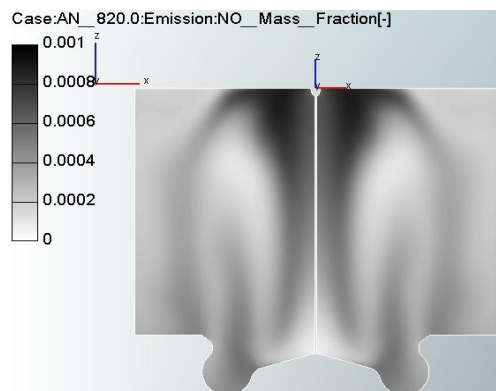
هندسه ۱



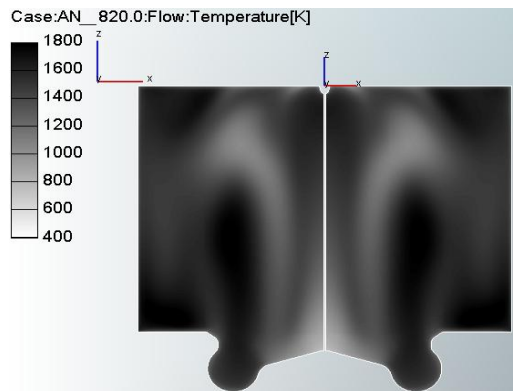
هندسه ۲



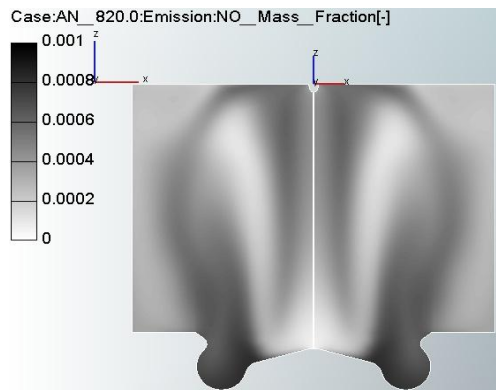
هندسه ۲



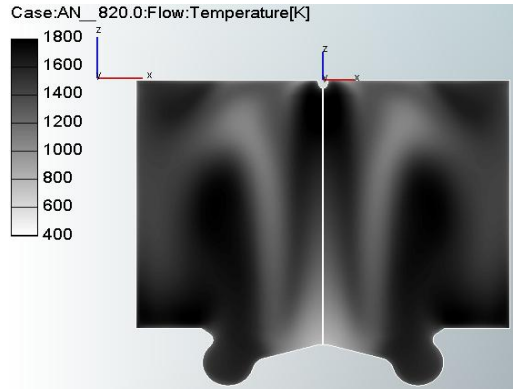
هندسه ۳



هندسه ۳



هندسه ۴

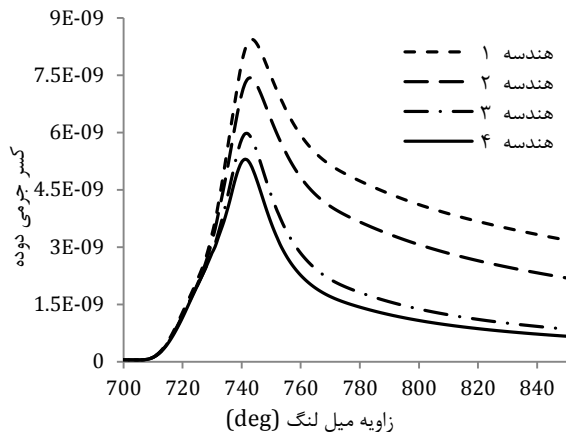


هندسه ۴

شکل (۱۴): توزیع اکسید نیتروژن در زاویه ۸۲۰ درجه میل‌لنگ

شکل (۱۳): توزیع دما در زاویه ۸۲۰ درجه میل‌لنگ

علاوه بر غنی بودن نسبت سوخت به هوا، پدیده خاموشی شعله نیز ایجاد می‌شود که تمامی این دلایل باعث تولید دوده بیشتر در هندسه یک می‌شوند.



شکل (۱۷): کسر جرمی دوده داخل استوانه برای چهار هندسه

۹- نتیجه گیری

در این پژوهش، تاثیر پارامترهای هندسی کاسه سمبه بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل تزریق مستقیم با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفتند. نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق نشان داد که:

۱- سمبه با قطر دهانه بزرگتر و عمق کمتر (هندسه ۴) به دلیل اختلاط و احتراق بهتر دارای بیشینه فشار و نرخ آزادسازی حرارت بیشتری است. همچنین فشار مؤثر متوسط آن نسبت به داده‌های تجربی موتور پایه حدود ۹ درصد افزایش داشته است.

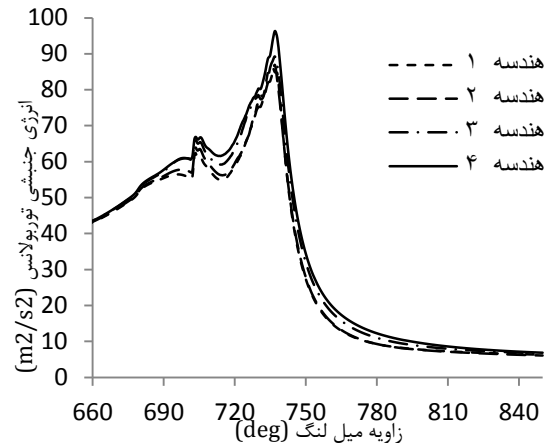
۲- مقایسه نمودارهای آلاینده‌گی اکسید نیتروژن نشان می‌دهد که هندسه ۱ به دلیل ایجاد دمای بیشینه کمتر و در زوایای دورتر از نقطه مرگ بالا، اکسید نیتروژن کمتری تولید می‌کند.

۳- هندسه ۴ به دلیل احتراق کامل‌تر و سریع‌تر دارای هیدروکربن نسوخته کمتری نسبت به دیگر هندسه‌ها می‌باشد.

۴- مقایسه نمودار کسر جرمی دوده نشان می‌دهد که هندسه ۱ بیشترین برخورد سوخت به دیواره را داشته و تولید دوده بیشتری دارد.

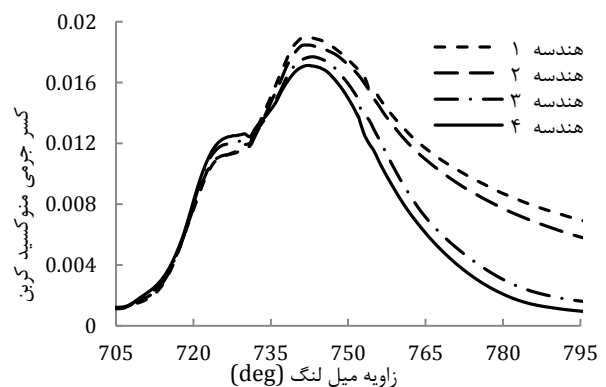
۵- با مقایسه هندسه‌ها در این تحقیق مشخص شد که برای موتور ملی دیزل سواری در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه هرچه قطر دهانه کاسه سمبه کوچکتر و عمق آن بیشتر شود تولید آلاینده اکسید نیتروژن کمتر می‌شود و هرچقدر قطر دهانه کاسه

شکل ۱۵ نشان می‌دهد که هندسه یک دارای کمترین و هندسه چهار دارای بیشترین انرژی جنبشی توربولانس هستند.



شکل (۱۵): آشفته‌گی ایجاد شده در چهار هندسه

شکل ۱۶ کسر جرمی منوکسیدکربن را داخل استوانه نشان می‌دهد. هندسه یک دارای بالاترین مقدار منوکسیدکربن نسبت به هندسه‌های دیگر است. دلیل آن می‌تواند کمبود اکسیژن در دسترس به دلیل انرژی جنبشی توربولانس کمتر برای تبدیل همه‌ی سوخت به دی‌اکسیدکربن در داخل کاسه سمبه باشد.



شکل (۱۶): کسر جرمی منوکسیدکربن داخل استوانه برای چهار هندسه

شکل ۱۷ مقدار دوده را در داخل استوانه نشان می‌دهد. هندسه یک دارای بالاترین مقدار دوده نسبت به سه هندسه دیگر است. دلیل آن را می‌توان چنین توصیف کرد که در هندسه یک به دلیل برخورد سوخت بیشتر به دیواره، پدیده دیواره تر اتفاق می‌افتد و به همین دلیل در نزدیکی دیواره‌ها

a High-Intensified Diesel Engine”, Materials for Renewable Energy and Environment Conference, 2013.

10. Ramesh Bapu, D.R., Saravanakumar, L. and Durga Prasad, B. “Effects of Combustion Chamber Geometry on Combustion Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Calophyllum Inophyllum Methyl Ester”, J. Energy Institute, Vol. 90, No. 1, pp. 82-100, 2016.
11. Nicolas-Ivan, H., David, C., Francois, L. and Pascal, C. “Influence of the Combustion Chamber Geometry on the Scavenging of a Four-Stroke Internal-Combustion Engine During the Valve Overlap Period”, J. Automobile Engineering, Vol. 230, No. 14, pp. 1873-1890, 2016.
12. Engine Simulation Environment (ESE) Tutorial, AVL FIRE Version 2011, 2011.
13. Zeldovich, Y. B., Sadovnikov, P. Y. and Frank-Kamenetskii, D. A. “Oxidation of Nitrogen in Combustion”, Translation by M. Shelef, Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
14. Candel, S. and Poinot, T. “Flame Stretch and the Balance Equation for the Flame Area Combust”, Sci and Tech, 1990.
15. Delhay, B. and Cousyn, B. “Computation of Flow and Combustion in Spark Ignition Engine and Comparison with Experiment”, SAE Technical Paper, No:961960, 1996.
16. Liu, D., Xu, X., Zhao, W., Wang, Z., Zhang, Y. and Sun, Z. “Experimental Study on Low-Swirl Shallow W-Type Combustion System for a Small D.I. Diesel Engine”, SAE Technical Paper, No:950613, 1995.

سمبه بزرگتر و عمق آن کمتر شود آلاینده‌های منوکسیدکربن، دوده و هیدروکربن نسوخته کاهش می‌یابند.

۶- هندسه چهار با قطر دهانه بزرگتر و عمق کمتر به دلیل تولید توان بیشتر و آلاینده‌گی کمتر در تمام موارد به جز اکسید نیتروژن، هندسه بهتری برای این شرایط است.

۷- مراجع

1. Fu Lin, B. and Ogaru, M. “A New Multi-Impingement Wall Head Diffusion Combustion System (NICS - MH) of a DI Diesel Engine, The Effect of Combustion Chamber Geometry”, SAE Technical Paper, No.951792, 1995.
2. Dec, J. and Conceptual, E. “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging”, SAE Technical Paper, No:970873, 1997.
3. Wickman, D., Senecal, D. and Reitz, R. “Diesel engine Combustion Chamber Geometry Optimization Using Genetic Algorithms and Multi-Dimensional Spray and Combustion Modeling”, SAE Technical Paper, No:2001-01-0547, 2001.
4. Kidoguchi, Y., Sanda, M. and Miwa, K. “Experimental and Theoretical Optimization of Combustion Chamber and Fuel Distribution for the Low Emission Direct-Injection Diesel Engine”, J. Eng. Gas Turbine Power, Vol. 125, No. 1, pp351-357, 2002.
5. Prasad, B.V., Sharma, C.S., Anand, T.N. and Avikrishna, R.V. “High Swirl-Inducing Piston Bowls in Small Diesel Engines for Emission Reduction”, Applied Energy88, Vol. 88, No. 7, pp. 2355-2367, 2011.
6. Schoenfeld, S., Rajamani, V. and Dhondge, A. “Parametric Analysis of Piston Bowl Geometry and Injection Nozzle Configuration Using 3D CFD and DoE”, SAE Technical Paper, No:2012-01-0700, 2012.
7. Sungwook, P. “Optimization of Combustion Chamber Geometry and Engine Operating Conditions for Compression Ignition Engines Fueled with Dimethyl Ether”, Vol. 97, pp. 61-71, 2012.
8. Ghadimi, N., Gorji, N. and Domiri Gang, D. “3D Simulation of Close Cycle of Spark Ignition Gas Engine and Investigation on Effects of Combustion Chamber Geometry on Power and Emissions”, J. Engine Research, Vol. 28, pp. 31-38, 1392 (In Persian).
9. Hu, D., Li, D. and Yu, Y. “A Computational Investigation into the Effects of Piston Bowl Geometry on Fuel-Air Mixing and Performance in