مکانیک سازهها و شارهها/ سال۱۴۰۴/ دوره ۱۵/ شماره ۲/ صفحه ۹۵-۱۱۰



نشربه مكانيك سازه باوشاره با



 ${\rm DOI:}\ 10.22044/jsfm.2025.15947.3951$

بررسی عددی هندسههای مختلف محفظهی احتراق و زوایای پاشش در موتور دیزلی پاشش

مستقيم

جواد خادم^{۱۵}، محمد شاهکلایی ^۲، علی اسدی^۳، افشین فهیمی راد ^۴ ^۱ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران. ^۲ کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائن، ایران. ^۴ کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، بخش توسعه و تحقیق، کارخانه دیزل سنگین ایران. مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۲۰۲/۱۲/۱۲، تاریخ بازنگری: ۲۰۴/۲۰/۱۶، تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۶۰

چکیدہ

طراحی مناسب شکل هندسی محفظهی احتراق و انتخاب زاویه پاشش بهینهی سوخت یکی از فاکتورهای مهم در کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندههای موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم است. در این مقاله، بررسی عددی هندسههای مختلف محفظهی احتراق و زوایای پاشش برای موتور دیزل سنگین 16RK215 انجام شدهاست. چهار نوع طرح مختلف برای محفظهی احتراق و چهار زاویهی مختلف پاشش سوخت از ۱۳۰ تا ۱۶۰ درجه مورد بررسی قرار گرفته است. با استفاده از شبیه سازی عددی به کمک نرمافزار AVL-Fire، طرح مناس محفظهی احتراق و سامانه پاشش سوخت سازگار با آن انتخاب گردید. زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه و هندسه شمارهی یک در مجموع بهترین عملکرد را نشان داد. میزان انتشار آلاینده NOx در هندسهی یک، هیدروکربنهای نسوخته و دوده در هندسهی چهار بیشترین مقدار را دارد. نرخ آزادسازی حرارت نیز به عنوان یکی از پارامترهای مهم بازده احتراق در هندسهی یک دارای بیشترین مقدار است. در تمامی هندسهها، بیشینهی دما و فشار متوسط در زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه به دست آمد.

كلمات كليدى: محفظه احتراق؛ موتور ديزل؛ زوايه پاشش؛ پاشش مستقيم؛ AVL-Fire.

Numerical investigation of different combustion chamber geometries and injection angles in a direct injection diesel engine Javad Khadem^{1*}, Mohammad Shahkolayi², Ali Asadi³, Afshin Fahimi Rad⁴

¹ Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.
 ² MSc, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.
 ³ Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran.
 ⁴ MSc., Mechanical Engineering, Research and Development Department, Iran Heavy Diesel Plant.

Abstract

Proper design of the combustion chamber geometry and selection of the optimal fuel injection angle are key factors in reducing fuel consumption and pollutant emissions in direct injection diesel engines. In this paper, a numerical study of different combustion chamber geometries and injection angles for the 16RK215heavy-duty diesel engine has been conducted. Four different combustion chamber designs and four fuel injection angles, ranging from 130 to 160 degrees were examined. Using numerical simulations with the AVL-Fire computational code, the most suitable combustion chamber design and compatible fuel injection system were selected. An injection angle of 150 degrees and geometry number one showed the best overall performance.

The highest NOx emissions were observed in geometry number one, the highest unburned hydrocarbons and soot emissions in geometry number four. The heat release rate, as a crucial parameter of combustion efficiency, reached its peak value in geometry number one. In all geometries, the highest peak temperature and average pressure were obtained at a 150-degree injection angle.

Keywords: Combustion Chamber; Diesel Engine; Injection Angle; Direct Injection; AVL-Fire.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۵۵۶۳۱۰۲۶۴۴۰ فاکس: ۰۵۶۳۲۲۰۶۰۰۲

آدرس پست الکترونیک: <u>jkhadem@birjand.ac.ir</u>

۱– مقدمه

امروزه موتورهای احتراق داخلی کاربرد فراوانی در زندگی بشر دارند. در این موتورها، انرژی شیمیایی توسط سوختن یا اکسایش سریع سوخت در داخل یک محفظهی احتراق، آزاد میشود. موتورهای احتراق داخلی به طور کلی به دو دستهی موتورهای اشتعال تراکمی^۱ و اشتعال جرقهای^۲ تقسیمبندی می شوند [۱و۲].

یکی از روشهای کاهش ذرات معلق و سایر ترکیبات تولید شده در موتورهای دیزلی، بهبود فرآیند احتراق در داخل محفظهی احتراق است. نخستین عامل موثر بر احتراق در این موتورها، سامانهی تزریق سوخت است که در سامانههای جدید با افزایش فشار پاشش، گردافشانی هر چه بهتر سوخت و استفاده از مدیریت هوشمند در زمان و میزان پاشش، احتراق در این موتورها تکامل یافته است [۳و۴]. بهینهسازی سامانهی پاشش سوخت به عنوان یکی از راههای اساسی کاهش آلایندگی موتورهای دیزل سنگین و بهبود عملکرد، شناخته میشود. عوامل موثر دیگر در کاهش آلایندههای خروجی از دیزلها، کیفیت و ترکیب سوخت است. تحقیقات بسیاری در زمینهی بررسی اثر شکل و زمانبندی پاشش در انواع موتورهای دیزل انجام شدهاست [۵].

فارل و همکاران [۶] تاثیر تزریق چندگانه بر ویژگیهای اسپری دیزل را به صورت تجربی بررسی کردند. آزمایشات به منظور تعیین ویژگیهای اسپری سوخت در یک مخزن حجم ثابت در دمای اتاق صورت پذیرفت که مجهز به یک سامانهی پاشش فشار قوی با تزریق چندگانه بود. نتایج آنها نشان داد که نفوذ اسپری در پالسهای دوم و سوم تزریق چندگانه سریع تر از پالس اول پاشش است؛ همچنین زمان تاخیر کمتر بین پالسهای تزریق چندگانه سبب نفوذ اسپری با سرعت بیشتری در محفظه گردید.

بهینهسازی محفظهی احتراق موتورهای دیزل پاشش مستقیم به کمک الگوریتم ژنتیک توسط دیریسی و همکاران [۷] انجام شد. پارامترهایی که مورد بهینهسازی قرار می گیرند به ویژگیهای هندسی محفظهی احتراق بستگی دارند و دارای دامنهی تغییرات وسیعی هستند. نسبت تراکم برای تمامی محفظههای بررسی شده یکسان بود. ارزیابی الگوریتم ژنتیک با شبیهسازی رفتار محفظه با کد پیشرفتهی KIVA3V به

انجام رسید. پارامترهای پاشش و مدلهای احتراق بر اساس دادههای تجربی از مدل هندسی پایه استخراج گردید. عملکرد موتور رضایت بخش بود و انتشار سه آلایندهی اکسیدهای نیتروژن، هیدروکربنها و دوده کاهش یافت.

متسو و همکاران [۸] به بررسی عددی تاثیر شکل محفظه احتراق بر پیش محفظه ی احتراق پرداختند. این پژوهش به منظور دستیابی به یک شبیه سازی سه بعدی معتبر برای تحلیل مدل احتراق توربولانس انجام گردید. فشار محفظه ی اصلی، رفتار شعله و فرایند انتشار آن بین نتایج عددی و تجربی مقایسه شد که بیانگر تطابق خوب نتایج با عددی و تجربی مقایسه شد که بیانگر تطابق خوب نتایج با یکدیگر بود؛ همچنین تاثیرات دو هندسه از محفظه ی احتراق مورد بررسی قرار گرفت. علت بهبود احتراق با تغییر شکل محفظه ی احتراق، تفاوت در رفتار جت شعله و فرایند انتشار شعله است که توسط فاکتورهای هندسی تاثیر می پذیرند.

مطالعه بر روی موضوع تاثیر هندسه یم محفظه یا حتراق بر عملکرد موتورهای دیزلی غیرجاده ای توسط ماجی و همکاران [۹] انجام شد. نتایج آن ها نشان داد که کیفیت احتراق به طور ویژه ای به مشخصات دمبلی شکل محفظه ی احتراق بستگی دارد. در محفظه های احتراق با ضریب قطر به عمق کوچک تر، به طور واضح برخورد سوخت اسپری شده با دیواره مشاهده شد که منجر به اختلاط نامناسب سوخت و هوا و در نتیجه تراکم بیشتر سوخت در نواحی مشخص گردید. همچنین در محفظه ی بهینه، با ایجاد نواحی با چرخش بهتر، جریان گردابه ای حول محور افقی قوی تر شد و شرایط بهتری در احتراق و تعادل بین انتشار دوده و اکسید نیتروژن را فراهم ساخت.

برون و همکاران [۱۰] مقایسه ی محفظه ی موتور SI با افزایش توربولانسی را مورد نقد و بررسی قرار دادند. اغتشاش در مخلوط قابل احتراق موجود در محفظه ی احتراق نقش مهمی در بهینهسازی فرآیند احتراق ایفا می کند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که ساختمان هندسی محفظه احتراق برای سوختهای مختلف در نسبتهای متفاوت همارزی، در افزایش تراکم توربولانس تاثیر ویژهای دارد.

بهینهسازی شکل محفظهی احتراق برای کاهش آلایندهها و افزایش راندمان احتراق یک موتور احتراق تراکمی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی توسط سنر و گول [۱۱] انجام

¹ Compression Ignition (CI)

² Spark Ignition (SI)

شد. زاویهی پاشش انژکتور، زمان شروع تزریق و میزان برآمدگی انژکتور به صورت پارامتری تنظیم شد. مدل عددی با نرمافزار Converge توسعه یافته و نرمافزار CAESES همراه با الگوریتم ژنتیک چندهدفه استفاده شد. نتایج پژوهش آنها نشان داد که در مقایسه با طراحی اولیه، طرح بهینه شدهی کاسه ی پیستون، استفادهی بهتر از هوای داخل سیلندر و احتراقی سریعتر با کنترل بهتر اختلاط را فراهم کرده و منجر به بهبود راندمان سوخت و کاهش قابل توجه انتشار NOX و دوده گردید.

هائو و همکاران [۱۲] به منظور بهبود فرآیند اختلاط سوخت و هوا درون سیلندر و بهینهسازی احتراق در یک موتور دیزل سنگین تحت بار کامل، بهینهسازی زاویهی پاشش و هندسهی محفظهی احتراق را مطالعه کردند. این محفظه بر اساس طراحی کاسهی احتراق با لبهی پلهای بوده و شعاع لبه، عمق لبه، شعاع کاسه و فاصلهی کاسه بهینهسازی شد. نتایج شبیهسازی آنها نشان داد که شعاع لبه، بیشترین تاثیر را بر تقسیم سوخت در لبه داشته و مهمترین پارامتر در طراحی این محفظهی احتراق است. پس از آن، شعاع کاسه در اولویت دوم قرار دارد، سپس فاصلهی کاسه و در نهایت عمق لبه تاثیرگذار است.

یک مدل سه بعدی از احتراق سوخت در یک موتور دیزل-متانول با تزریق مستقیم دو گانه برای بررسی تأثیر هندسهی نازل توسط فنگ و همکاران [۱۳] انجام شد. این مدل شامل دو نازل است: یکی برای تزریق دیزل و دیگری برای تزریق متانول. در شبیهسازی جریان داخل نازل با استفاده از روابط تجربی، اثرات ضریب تخلیه و زاویه پاشش تحلیل شد. نتایج شبیهسازی نشان داد که افزایش مقدار شعاع نازل میتواند توان موتور را افزایش دهد. ضریب تخلیه تاثیر بیشتری بر عملکرد موتور نسبت به زاویهی پاشش دارد و زاویه پاشش مناسب در حدود ۱۳ درجه است.

تمیزر و چیان [۱۴] یک محفظهی احتراق جدید به منظور ایجاد توزیع چند محوری سوخت درون کاسه طراحی کردند. در پژوهش آنها، محفظهی احتراق جدید با محفظهی احتراق استاندارد مقایسه شد. هر دو محفظه روی موتور نصب شده و عملکرد آنها در شرایط عملیاتی مختلف آزمایش شد. نتایج نشان داد که هندسهی جدید محفظهی احتراق میزان آلایندههای CO، HC و دوده را کاهش داده، در حالی که انتشار

NOx کمی افزایش یافت؛ همچنین مقادیر گشتاور در تمام سرعتهای موتور افزایش پیدا کرد.

تاثیر هم زمان هندسهی محفظهی احتراق و هدف گیری پاشش سوخت بر عملکرد یک موتور تزریق مستقیم دو گانهی گاز طبیعی/بیودیزل به روش عددی توسط لی و همکاران [۱۵] مورد مطالعه قرار گرفت. سه محفظهی احتراق لبه دوبل، برگشتی و نیم کرهای برای مقایسه با طراحی اولیهی دهانه باز ساخته شد. نتایج نشان داد که تأثیر هندسهی محفظهی اساخته شد. نتایج نشان داد که تأثیر هندسهی محفظهی احتراق بر توزیع گاز طبیعی بسته به موقعیت تزریق گاز متفاوت است؛ همچنین هدف گیری پاشش بیودیزل نه تنها بر اختلاط بیودیزل و گاز طبیعی اثر دارد، بلکه محل اشتعال را نیز تغییر میدهد.

هندسههای مختلف محفظه ی احتراق، از جمله محفظه ی احتراق شیاردار، محفظه ی احتراق با عمق کم و محفظه ی احتراق وان شکل برای بررسی تأثیر نرخ احتراق بر پارامترهای آلایندگی در مقایسه با محفظه ی احتراق استاندارد تخت توسط دوپالاپودی و همکاران [۱۶] مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آنها نشان داد که محفظه های اصلاح شده از تشکیل جیبهای سوخت جلوگیری کرده و رفتار احتراقی بهتری نسبت به محفظه ی احتراق استاندارد تخت دارند. در زاویه میل لنگ ۴۴۰ درجه، اوج انتشار NOX به ترتیب برای محفظه های شیاردار، با عمق کم و وان شکل نسبت به محفظه ی تخت به میزان ۱۴٫۹۵،

لی و همکاران [۱۷] به طور دقیق تاثیر پنج هندسه ی مختلف محفظه یاحتراق را بر عملکرد و آلایندگیها در موتور هیدروژنی اشتعال جرقهای را بررسی کردند. نتایج نشان داد که ساختار بازوی مارپیچ در محفظه ی احتراق، گردابههای بزرگ در سیلندر را به چندین گردابه تقسیم کرده و باعث برخورد بین گردابههای مختلف یا برخورد با دیوارههای دیگر محفظه ی احتراق گردید. با تقویت جریان گاز در سیلندر در انتهای کورس فشردهسازی، توزیع مناسب غلظت مخلوط و توزیع انرژی جنبشی توربولانسی حاصل شد که بهترین عملکرد احتراقی را نشان داد.

طراحی و بهینهسازی سیستم احتراق موتورهای اشتعال جرقهای تزریق مستقیم با پیستونهای مخالف بدون میله برای وسایل پرندهی بدون سرنشین کوچک و متوسط توسط ژو و همکاران [۱۸] انجام شد. نتایج نشان داد که الگوی افشانهی

سوخت و ساختار چاله در سطح پیستون تاثیر زیادی بر نرخ فرار سوخت و ناهمگنی مخلوط سوخت-هوا دارد. کاهش قطر چاله منجر به کاهش انرژی جنبشی توربولانسی و افزایش مدت زمان تاخیر اشتعال گردید، اما نرخ مصرف سوخت و قدرت نشان داده شده بهبود یافت؛ همچنین، قطر چاله تاثیر زیادی بر احتراق کوبشی دارد. با کاهش قطر چاله، نرخ افزایش دما و سرعت انتشار شعله افزایش یافته و در شرایط احتراق معادل با سرعت بالا، مصرف سوخت به طور یکنواخت کاهش پیدا کرد.

با مطالعهی پژوهشهای پیشین در زمینهی موتورهای احتراق داخلی به اهمیت هندسهی محفظهی احتراق و نوع پاشش سوخت پی برده میشود؛ بنابراین نیاز است تا مطالعهای جامع و دقیق در این زمینه انجام شود. هدف کلی، تعیین حالت بهینهی شکل محفظه و سامانهی پاشش سوخت است تا تعادلی میان کاهش آلایندهها و افزایش راندمان حرارتی به وجود آید. در همین راستا در مقاله حاضر به طور همزمان به بررسی چهار محفظهی احتراق با چهار زاویه پاشش مختلف در توان ارتقا یافتهی موتور اشتعال تراکمی 16 سیلندر مدل 16RK215، که نقش مهمی در صنعت حمل و نقل به خصوص صنعت ریلی دارد؛ پرداخته شدهاست. در ادامه پارامترهای مهم نرخ آزادسازی انرژی، انتشار آلایندهها و بیشینهی فشار و دما بررسی گردید.

۲- معادلات حاکم

شکل کلی معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و بقای گونهها به ترتیب به صورت زیر است (معادلات ۱ تا ۴).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \boldsymbol{u} \right) = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \boldsymbol{u} \boldsymbol{u}\right) = -\nabla P + \nabla . \tau \tag{(1)}$$

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla . (\rho E \boldsymbol{u}) = -\nabla (p \boldsymbol{u}) + \nabla . (D_T \nabla T) + \rho \sum_{\substack{k=1 \\ k \in \boldsymbol{x}}}^N I_k h_k + \nabla . (\boldsymbol{u}.\tau)$$
(°)

$$\rho \frac{\partial Y_k}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \boldsymbol{u} Y_k \right) = -\nabla . I_k + \dot{\omega}_k \tag{(f)}$$

که در آن t زمان، $m{u}$ بردار سرعت، ho چگالی، au تانسور تنش، E انرژی داخلی مخلوط، T دما، P فشار، I_k شار نفوذی

آشفته گونه k ام، h_k آنتالپی مخصوص گونه k ام، \dot{E}_{ex} انرژی ورودی سیستم، Y_k آنتالپی مخصوص گونه k م و $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید گونه k ام است. معادلات توربولانس به کمک مدل $\varepsilon - \varepsilon$ به شکل زیر پیادهسازی شده که در آن k انرژی جنبشی آشفتگی و ε نرخ نابودی آشفتگی است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k\right) + \tau^t \cdot \nabla \mathbf{u} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho k + \nabla \cdot \nabla \mathbf{u} - \rho \varepsilon\right) = \nabla \cdot \nabla \cdot \nabla \mathbf{u} - \rho \varepsilon$$

$$(\Delta)$$

$$\frac{\partial t}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \nabla .(\rho\varepsilon\mathbf{u}) = \nabla .(\mu + \frac{i}{\sigma_{\varepsilon}}\nabla\varepsilon) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}\tau^{t}:\nabla \boldsymbol{u} - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon)$$
(\$)

به منظور شبیه سازی اسپری سوخت باید پدیدهی جریان دو فازی مدل گردد که نیاز به حل عددی معادلات حاکم برای فاز گازی و فاز مایع به طور همزمان دارد. رابطهی قراردادی زیر برای شتاب ذره مورد استفاده قرار گرفته است:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_p} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}\right) g_i$$
(Y)

با انتگرال گیری از معادلهی فوق میتوان سرعت ذره را به دست آورد و با انتگرالگیری از معادله سرعت بردار موقعیت لحظهای به شکل زیر در میآید [۱۹]:

$$\frac{dx_{id}}{dt} = u_{id} \tag{(A)}$$

که در این روابط *u*_{id} سرعت ذره، *u*_{ig} سرعت گاز، *D*_p تابع درگ، g_i شتاب گرانشی و *C*D ضریب درگ است.

مدل ترکیبی کلوین هلمهولتز-رایلی تیلور که از بروزترین و کاملترین مدلهای ارائه شده به منظور شرح جدایش و اتمیزاسیون قطرات است، استفاده گردید [۲۰]. در طی فرایند جدایش، نرخ تغییر شعاع قطرات یک دسته بر اساس رابطهی زیر محاسبه می گردد:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{r - r_c}{\tau_{KH}} \tag{9}$$

که در آن au_{KH} مدت زمان جدایش، r شعاع فعلی قطره و r_c شعاع هدف یا شعاع تعادلی است که قطره پس از شکست به آن میل می کند.

برای مدلسازی انتقال حرارت و تبخیر قطرات از مدل داکوویچ استفاده شد [۲۱]. در این مدل شار حرارتی منتقل شده از گاز به قطره و عدد ناسلت بر اساس روابط زیر به دست میآید:

$$Q = D_d \pi \lambda N u u (T_\infty - T_s) \tag{(1)}$$

$$Nu = 2 + 0.6Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \tag{11}$$

دمای مرجع برای بدست آوردن خواصی مانند لزجت بخار، گرمای ویژه و...، دمای متوسط بین دمای سیال و دمای سطح قطره است.

برای محاسبات مربوط به اثر متقابل بین اسپری و دیواره از مدل نابر و ریتز [۲۲] استفاده شد. در این مدل اگر عدد وبر قطرهی برخورد کننده از عدد وبر بحرانی کمتر باشد، قطره حالت برگشتپذیری دارد و جهت مولفهی مماسی سرعت قطره بعد از برخورد تغییر نخواهد کرد، اما جهت مولفهی نرمال سرعت، معکوس خواهد شد و مقدار مولفهی نرمال سرعت برگشتی، تابعی از عدد وبر قبل و بعد از برخورد است. مقدار عدد وبر به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$We = \frac{\rho_D D_d U_n^2}{\sigma} \tag{11}$$

پدیدهی خوداشتعالی به کمک مدل شل [۲۳] پیادهسازی گردید. اشتعال خود به خودی هیدروکربن یک فرایند زنجیره ای است که شامل چهار دسته واکنش زنجیری به نام واکنش های آغازین، زنجیری انتشار، زنجیرهی شاخه دار شدن و زنجیرهی پایانی است. واکنشهای زنجیری آغازین، رادیکال های اولیه را از مولکولهای پایدار سوخت تولید میکنند:

$$RH + O_2 \to 2R^* \tag{117}$$

این واکنش به دلیل این که مولکولهای پایدار در آن نقش دارند، به آرامی پیش میرود. سپس اگر یک غلظت مشخص برای رادیکالها بدست آید، واکنشهای زنجیری انتشار و شاخه دار شدن، رادیکالهای اضافی را تشکیل میدهد. این واکنش ها تعداد رادیکالها را افزایش داده و شتاب قابل ملاحظهای در واکنشها ایجاد می کند که در نهایت منجر به انفجار می شود.

در این واکنش RH سوخت هیدروکربنی و R رادیکال سوخت است.

در پژوهش حاضر از مدل شکست ادی برای مدلسازی احتراق استفاده شد. پدیدهی احتراقی شکست ادی، از مدل های نمایش احتراق مخلوط کنترل شدهی توربولانسی است که در احتراق دیزلی صورت میپذیرد و توسط ماگنسون و هرتاگر ارائه گردید [۲۴]. بر اساس رابطهی ماگنوسن و هرتاگر، نرخ متوسط واکنش احتراق برابر خواهد بود با:

$$\overline{\rho}\overline{\dot{r}}_{fu} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \bar{\rho}min\left(\overline{y}_{fu}, \frac{\overline{y}_{ox}}{S}, \frac{C_{Pr} \cdot \overline{y}_{Pr}}{1+S}\right) \tag{14}$$

در این رابطه، τ_R مدت زمان اختلاط توربولانس و C_{fu} و مقادیر ثابت تجربی بوده و وابسته به میزان توربولانس و پارامترهای سوخت است. برای بررسی سینتیک تشکیل NOx از مدل زلدویچ استفاده شد [۲۵]. در این مدل تغییر غلظت اکسید نیتروژن بر حسب زمان توسط رابطهی زیر محاسبه می شود:

$$\frac{d[NO]}{d[t]} = 2k_f[O_2]^u[N_2]^b \tag{10}$$

نرخ واکنش معادله به صورت زیر است:

$$k_f = AT^{1/2} exp\left(-\frac{Ea}{RT}\right) \tag{19}$$

در پژوهش حاضر از مدل هیرویاسیو برای مدلسازی تشکیل و از مدل کندی و مگنسون به منظور مدلسازی اکسایش دوده استفاده شدهاست. بر این اساس نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن است [۲۶]:

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt}$$
(1Y)

که در آن M_{so} جرم دودهی تشکیل شده، M_{so} جرم دودهی اکسید شده و M_s جرم خالص دوده است.

۳- شبیهسازی

در طراحی موتور دیزل، برای دست یابی به حداکثر توان، بدون افزایش آلایندهها، انطباق دقیق شکل محفظهی احتراق، حرکت جریان هوای ورودی به محفظه و پاشش سوخت از اهمیت ویژهای برخوردار است. موتورهای دیزل سنگین که اغلب پیستونهایی با قطر بزرگ دارند از سیستمهای پاشش سوخت فشار بالا استفاده می کنند. در این موتورها، اتکای چندانی بر نسبت چرخش بالا وجود ندارد و اغلب از محفظه های ساکن استفاده می شود. شکل محفظه باید با عمق نفوذ افشانهی سوخت و میزان چرخش هوا تطبیق داده شود. سیستمهایی که از فشار بالای سوخت استفاده میکنند نیاز به چرخش هوای کمتری دارند و فشار بالای سوخت باعث نفوذ کافی سوخت میگردد. سه هندسهی مختلف در مقایسه با هندسهی پایه در نظر گرفته شد (شکل ۱). لازم به ذکر است که برای حفظ قابلیت مقایسهای در این تحلیل پارامتری، تمامی عوامل موتور (از قبیل نسبت تراکم و غیره) به جز شکل محفظهی احتراق و زاویهی پاشش سوخت در هر چهار نوع طرح یکسان و موتور برای شرایط تمام بار و با سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شدهاست. پارامتر موثر بر روند اختلاط سوخت و هوا، احتراق و شکل گیری آلایندهها، زاویهی پاشش است.





شکل (۲) چهار زاویهی مورد بررسی در هندسه یک را نشان میدهد. فشار بالای پاشش در موتور، عامل اصلی ایجاد جریانهای گردابی و اغتشاش بوده و باعث تشدید نرخ آماده سازی مخلوط میگردد. زاویهی پاشش رابطهی مستقیمی با میزان ورود هوا به داخل افشانهی سوخت خواهد داشت. در این پژوهش زوایای پاشش ۱۳۰، ۱۵۰ و ۱۶۰ درجه در مقایسه با زاویهی پاشش در حالت پایه که برابر با ۱۴۰ درجه است، در هر چهار هندسه مورد بررسی قرار گرفت.



شکل ۲- چهار زاویه پاشش مورد بررسی در هندسه یک

از آن جا که انژکتور موتور دیزل پاشش مستقیم دارای ۹ سوراخ است و نیز با توجه به شکل هندسهی محفظهی احتراق که ۳۶۰ درجه است، برای کم کردن زمان محاسبات، یک قطاع ۴۰ درجه از محفظهی احتراق) که شامل یک اسپری سوخت است به عنوان شبکه عددی انتخاب گردید. این شبکه به همراه شرایط مرزی در شکل (۳) نشان داده شدهاست.



شکل ۳- شرایط مرزی محفظهی احتراق مورد مطالعه در پژوهش حاضر

مشخصات موتور و مدلهای مورد استفاده برای شبیهسازی در جدول (۱) و (۲) آمده است.

جدول ۱- پارامترهای اصلی موتور دیزل

شرح	پارامترهای موتور	
۱۶ سیلندر ۴ زمانه آب خنک	نوع موتور	
۲۱۵×۲۷۵ میلیمتر	قطر × طول کورس	
۵۰۲ میلیمتر	طول شاتون	
۹ عدد	تعداد نازل	
۱۳/Δ : ۱	نسبت تراكم	
149 BTDC	زمان بسته شدن سوپاپ ورودی	
171 ATDC	زمان باز شدن سوپاپ خروجی	
۴٫۲ bar	فشار هوای ورودی	
۳۷۰ K	دمای هوای ورودی	
DEISEL (C13.5H27.6)	نوع سوخت مصرفى	

جدول ۲- مدلهای مورد استفاده در شبیهسازی کار حاضر

مدل	پديده	رديف
كلوين هلمهولتز [٢٠]	جدایش	١
نابر و ریتز [۲۲]	برخورد با ديواره	٢
داكوويچ [۲۱]	تبخير	٣
$[YY] \ k - \varepsilon$	آشفتگی	۴
شل [۲۳]	مدل اشتعال	۵
شکست ادی [۲۴]	مدل احتراق	۶
زلدوويچ [۲۵]	مدل توليد NO _x	٧
هيروياسو [۲۶]	مدل توليد دوده	٨

۴- نتایج

۴–۱– استقلال از شبکه

در این مقاله شبیه سازی با استفاده از قسمت ESE-DIESEL نرم افزار AVL-Fire انجام شده است. برای بررسی استقلال از شبکه، مطابق شکل (۴) سه شبکه ۱۲۴۵۴، ۲۴۸۷۰ و ۴۹۳۵۲ سلولی در نظر گرفته شده است؛ با توجه به اینکه بین دو شبکه سلولی در نظر گرفته شده است؛ با توجه به اینکه بین دو شبکه ۲۴۸۷۰ و ۴۹۳۵۲ سلولی، نتایج اختلاف ناچیز را نشان می-دهد، لذا جهت کاهش زمان محاسبات کلیه نتایج با شبکه ۲۴۸۷۰ سلولی اجرا شده است.



۴-۲- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی نتایج، به دلیل عدم دسترسی به دادههای تجربی موتور 16RK215، از دادههای تجربی موتوری در خانوادهی موتورهای دیزل نیمه سنگین به نام کاترپیلار ۳۴۰۶ استفاده شد. با توجه به شباهت ساختاری و عملکردی موتور کاترپیلار ۳۴۰۶ با موتور 16RK215 از نظر نوع احتراق، فشار کاری و رفتار حرارتی و همچنین دسترسی دادههای معتبر تجربی برای آن در منابع علمی، این موتور به عنوان مرجع برای اعتبارسنجی نتایج شبیهسازی انتخاب شد. استفاده از مستقیم، روشی پذیرفته شده در مطالعات عددی است که در مراجع [۱۱] و [۱۳] نیز مشاهده میشود. مقایسه نتایج این پژوهش با دادههای موتور کاترپیلار ۳۴۰۶ نشاندهنده تطابق قابل قبول در روند تغییرات فشار و آلایندهها بوده و دقت مدلسازی عددی را تأیید میکند.

شکل (۵) مقایسهی نتایج شبیهسازی و تجربی [۲۸] را برای فشار متوسط داخل سیلندر بر حسب زاویهی میللنگ در دو حالت زمانبندی پاشش ۶ و ۹ درجه قبل از نقطهی مرگ بالا نشان میدهد. همانطور که مشاهده میشود، نتایج شبیهسازی با دقت بسیار خوبی با نتایج تجربی [۲۸] مطابقت دارد.



شکل ۵- مقایسهی نتایج شبیهسازی و تجربی[۲۸] برای فشار متوسط داخل سیلندر بر حسب زاویهی میللنگ در دو حالت زمانبندی پاشش a)۶ درجه و d)۹ درجه قبل از نقطهی مرگ بالا

شکلهای (۶) و (۷) مقایسهی میزان انتشار آلایندههای NOx و دوده پیشبینی شده توسط شبیهسازی و نتایج تجربی [۲۸] را در زمانبندیهای پاشش ۶ و ۹ درجه قبل از نقطهی مرگ بالا را نشان میدهد. با توجه به نتایج تجربی در زمان باز شدن سوپاپ خروجی، میتوان دریافت که مدل پژوهش حاضر قابلیت بسیار خوبی برای پیشبینی میزان آلایندههای NOx و دودهی خروجی موتور را خواهد داشت؛ همچنین همان طور که

مشاهده میشود، با به جلو کشیدن زمانبندی پاشش، میزان تولید NOx افزایش یافته و میزان دوده به مقدار کمی کمتر شدهاست.



یاشش ۶ و ۹ درجه قبل از نقطهی مرگ بالا

۴–۳– نتایج شبیهسازی

شکل (۸) منحنی دمای متوسط داخل سیلندر موتور مورد مطالعه بر حسب درجهی میللنگ در حالت ارتقا یافته (با توان ۳۸۰۰kW) نسبت به حالت پایه (با توان ۲۹۵۲kW) را نشان میدهد.



a) هندسه ۱، b) هندسه ۲ (c) هندسه ۳ و d) هندسه ۴

همان طور که مشاهده میشود، با افزایش دبی سوخت تزریقی، به دلیل به تاخیر افتادن احتراق در مرحلهی انبساط، دمای احتراق با نرخ کمتری کاهش یافته و دمای بالاتری را در مرحله انبساط ایجاد میکند. نمودار دما تا شروع احتراق در هر چهار هندسه روند یکسانی دارد، اما با شروع احتراق، هندسهی شماره یک، دمای بالاتری را نشان میدهد و این برتری تا انتهای احتراق ادامه مییابد. هنگامی که پیستون به سمت نقاط داغ گسترش مییابد و در نتیجه نواحی وسیعتری را اشغال میکند. در زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه، مقدار بیشینهی دمای متوسط داخل سیلندر در هندسهی اول از تمامی حالات بیشتر است. این موضوع به سبب نرخ احتراق بالاتر در این حالت است؛ همچنین در زاویهی پاشش ۱۳۰ درجه نیز طبق انتظار، کمترین دمای متوسط مشاهده گردید.

فشار متوسط داخل سیلندر موتور مورد مطالعه بر حسب درجهی میللنگ در هندسهها و زوایای مختلف پاشش در حالت ارتقا یافته نسبت به حالت پایه در شکل (۹) نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود، با افزایش دبی سوخت تزریق شده در هر سیکل، میزان بیشینهی فشار داخل محفظهی احتراق افزایش یافته که این موضوع منجر به افزایش سطح زیر نمودار V-P و افزایش تولید کار می گردد.

نمودار فشار تا اندکی بعد از نقطه ی مرگ بالا برای هر چهار هندسه در توان ۳۸۰۰ کیلو وات رفتار مشابهی نشان داد که با توجه به روند یکسان آزادسازی حرارت تا این نقطه طبیعی به نظر می رسد. از این زمان به بعد با توجه به تفاوت در نحوه ی توزیع سوخت، احتراق و متعاقب آن روند آزادسازی حرارت تنییر می کند. بایستی دقت داشت که تفاوت در نحوه ی توزیع سوخت، ناشی از تفاوت میدان جریان ایجاد شده به واسطه ی شکل محفظه ی احتراق است.

همچنین روند تغییرات فشار داخل سیلندر نشان میدهد که در تمامی هندسهها در زاویهی پاشش ۱۳۰ درجه به دلیل برخورد اسپری با دیواره محفظهی احتراق و فرونشانی شعلهی نفوذی در این مناطق که شدت جریان گردابی نیز پایین می باشد، کمترین مقدار فشار بیشینه مشاهده گردید؛ اما در تمام هندسهها در زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه با اختلاف ناچیزی نسبت به زوایای ۱۴۰ و ۱۶۰ درجه، مقدار فشار بیشینه، بالاتر

بوده که این موضوع به سبب تزریق سوخت در منطقهی جریان گردابی شدید و توزیع بهتر احتراق است.



کانتور توزیع سرعت در چهار هندسهی مختلف مورد مطالعه و در زاویهی پاشش سوخت ۱۴۰ درجه در شکل (۱۰) ارائه شده است. در هندسهی یک، به دلیل هماهنگی بین جهت بردار سرعت و شکل محفظه، سوخت در تمامی نواحی داخل استوانه توزیع شد. در حالی که در محفظهی سه و چهار به سبب ایجاد ناحیه گردابی، تجمع سوخت در این مناطق بیشتر گردید.



a) هندسه ۱، b) هندسه ۲ (b) هندسه ۳ و a) هندسه ۴ (زاویهی پاشش سوخت ۱۴۰ درجه)

نرخ آزادسازی حرارت در داخل سیلندر بر حسب درجهی میللنگ در هندسهها و زوایای مختلف پاشش سوخت در حالت ارتقا یافته نسبت به حالت پایه در شکل (۱۱) نشان داده شدهاست. همان طور که مشاهده میشود، چند درجه پس از آغاز پاشش سوخت، شدت احتراق به یکباره شروع به افزایش میکند. این موضوع به این دلیل است که در زمان تاخیر در اشتعال، مخلوط سوخت و هوای زیادی تجمع نموده که پس از سپری شدن زمان تاخیر و رسیدن به دمای خود اشتعالی به یکباره محترق می گردد.



a) هندسه ۱، b) هندسه ۲ (c) هندسه ۳ و d) هندسه ۴

در نتیجه شدت احتراق افزایش یافته و مرحله احتراق پیشآمیخته که تاثیر زیادی در مقدار فشار بیشینهی داخل سیلندر دارد، پس از این مرحلهی احتراق کنترل شده رخ میدهد. این احتراق توسط نرخ مخلوط شدن سوخت و هوا، نفوذ مولکولی و توربولانسی هوا و سوخت در یکدیگر کنترل میگردد؛ بنابراین افزایش آشفتگی جریان داخل محفظهی احتراق در این مرحله میتواند سبب افزایش نرخ مخلوط شدن سوخت با هوای موجود و نهایتا شدت احتراق گردد.

با افزایش دبی سوخت و افزایش زمان پاشش سوخت شدت احتراق كنترل شده افزایش یافته و به سبب آغاز پاشش سوخت یکسان (۱۸ درجهی میللنگ قبل از نقطهی مرگ بالا) طول احتراق بیشتر شده و احتراق به تاخیر میافتد. هندسهی یک بیشترین نرخ احتراق کنترل شده را نشان داد که این نشان دهندهی توزیع مناسب سوخت، اختلاط خوب سوخت و هوا و احتراقی با راندمان بالا در زمان حرکت پیستون به سمت نقطهی مرگ پایین است؛ بنابراین هندسهی یک در مرحلهی احتراق کنترل شده، سوختن بیشتر و سریعتری را خواهد داشت. در هندسهی چهارم نیز به سبب عدم توزیع بهینهی سوخت و نیز کاهش چگالی هوا در داخل محفظهی احتراق به سبب اشتعال، شدت احتراق کنترل شدهی کمتری در مقایسه با سایر حالات مشاهده گردید؛ همچنین در تمامی هندسهها در زاویهی پاشش ۱۳۰ درجه به سبب فرونشانی شعله توسط دیواره محفظهی احتراق، کمترین شدت احتراق کنترل شده رویت گردید. در هندسههای یک، دو و سه زوایای پاشش ۱۵۰ و ۱۶۰ درجه نیز نرخ احتراق نسبتاً بیشتری را نشان داد که نشان دهندهی اختلاط بهتر سوخت و هوا است.

نوساناتی که در نمودارهای شکل (۱۱) مشاهده می شود ناشی از تغییرات موضعی در نسبت هوا به سوخت است. در مناطق با مخلوط غنی، احتراق سریع و آزادسازی حرارت بالا رخ می دهد، در حالی که در مناطق رقیق، احتراق ناقص یا تأخیری اتفاق می افتد. این ناهمگنی در اختلاط سوخت و هوا به ویژه در زوایای پاشش نامناسب (مانند ۱۳۰ درجه که برخورد اسپری با دیواره محفظه رخ می دهد) تشدید می شود. علاوه بر این در هندسههای مختلف، به ویژه هندسههای ۱ و ۴، ساختار جریان گردابی متفاوت است. گردابههای قوی در هندسه ۱ باعث اختلاط بهتر و آزادسازی حرارت یکنواخت تر می شوند، در حالی که در هندسه ۴، گردابههای ضعیف تر منجر

به نوسانات در نرخ احتراق می گردند. در زوایای پاشش بالاتر (۱۵۰ و ۱۶۰ درجه)، زمان لازم برای تشکیل مخلوط قابل اشتعال ممکن است متغیر باشد. این تغییرات در تاخیر اشتعال، باعث نوسانات در شروع مرحله احتراق کنترل شده می شود. کیفیت شبکهبندی نیز در این موضوع موثر است و اگر به اندازهی کافی ریز نباشد، باعث ایجاد نوساناتی در حل می شود. مدلهای مورد استفاده در مدل سازی مسئله نیز در این پدیده تاثیر دارد.

روند نتایج حاصل از تغییر هندسهی محفظه و زاویهی پاشش با روندهای مشابه گزارش شده در مراجع [۱۱ و ۱۳] که به ترتیب بهینهسازی چند هدفه در موتور دیزل سبک و موتور دوگانهسوز دیزل-متانول را بررسی میکند، هم راستا است.

شکل (۱۲) میزان هیدروکربنهای نسوخته در داخل سیلندر بر حسب درجهی میللنگ را نشان میدهد. با افزایش دبی سوخت و با به تاخیر افتادن احتراق در این حالت، مکان مقدار بیشینه هیدروکربنهای نسوخته به تاخیر میافتد؛ اما به سبب شدت احتراق بالاتر، این مقدار بیشینه کمتر است. نقطهی آغاز اوج گیری احتراق کنترل شده همزمان با تجمع بیشترین مقدار بخار سوخت است. با توجه به بیشترین مقدار آزادسازی حرارت کنترل شده در هندسهی یک، راندمان احتراق در این هندسه بالاتر از بقیهی هندسهها است. همان-طور که در شکل (۱۲–a) مشاهده می شود، کمترین میزان هیدروکربن نسوخته در خروجی، در زوایای مختلف پاشش در این هندسه وجود دارد.

همان طور که اشاره شد، احتراق کنترل شده در هندسهی یک، محدودهی وسیعتری از محفظه را نسبت به هندسههای دیگر در بر می گیرد. این محدودهی وسیعتر سبب می شود تا اکسیژن بیشتری برای ادامهی یک احتراق کامل در اختیار باقیماندهی سوخت قرار بگیرد؛ بنابراین در مراحل پایانی احتراق، در هندسهی یک نسبت به سایر هندسهها، فرایند احتراق بهتر و سریعتر خواهد بود. بیشترین میزان هیدرو کربن نسوخته در هندسهی چهار و زاویهی پاشش ۱۳۰ درجه مشاهده می شود.





از شکلگیری NO سوخت در موتورهای احتراق داخلی به دلیل کم بودن میزان سوخت پاشیده شده میتوان صرف نظر کرد. همچنین نرخ انتشار NO سریع در مقایسه با NO حرارتی بسیار کم است. در موتور، فشار سیلندر در خلال فرایند احتراق افزایش مییابد و به دنبال آن گازهای سوخته شده در دمای بسیار بالا متراکم میشوند و تمام این اتفاقات دقیقاً پس از احتراق رخ میدهد. به همین دلیل نرخ انتشار NO حرارتی در مقایسه با انواع دیگر بسیارقابل توجه است.

شکل (۱۳) میزان انتشار NOx داخل سیلندر را بر حسب درجه میللنگ نشان میدهد. همان گونه که مشاهده می شود، تولید اکسید ازت از چند درجه پس از آغاز احتراق شروع شده و افزایش می یابد تا زمانی که به یک مقدار بیشینه می رسد. این موضوع به این دلیل است که با افزایش دمای جریان داخل محفظهی احتراق و گسترش شعله، پیوند دوگانه اتم N2 شکسته شده، انرژی فعال سازی واکنش N+N0→0+N2 در ساز و کار زلدوویچ تامین گردیده و مولکول NO تشکیل می شود.

به دلیل به تاخیر افتادن احتراق و کاهش دمای آن و همچنین افزایش سرعت موتور و کاهش زمان برای تشکیل اکسید ازت در توان ۳۸۰۰ کیلو وات، میزان اکسید ازت در لحظهی باز شدن سوپاپ خروجی در این حالت در تمامی هندسهها و زوایا، به جز هندسهی یک و زاویهی ۱۵۰ درجه، کمتر گردید. در همهی هندسهها، آغاز رشد سریع شکل گیری اکسید ازت چند درجه پس از نقطهی مرگ بالا اتفاق افتاد و این روند تا تقریباً ۲۰ درجهی لنگ بعد از نقطهی مرگ بالا ادامه دارد. در هندسهی یک به دلیل دمای بالاتر محفظه در ادامه دارد. در هندسهی یک به دلیل دمای بالاتر محفظه در احتراق، این رشد با شیب بیشتری انجام شد و برعکس در هندسهی چهار به دلیل دمای کمتر محفظه، این رشد با شیب



و d) هندسه ۴

اکسید ازت در دو ناحیهی جبههی شعله و گازهای سوخته شدهی پشت شعله تشکیل میشود. فشار در طول احتراق همواره افزایش مییابد و در نتیجه دمای گازهای سوخته شده بعد از احتراق که تحت فشار قرار گرفته، همواره بیشتر از دمای گازهایی است که فوراً بعد از احتراق شکل می گیرند؛ لذا تشکیل اکسید نیتروژن در ناحیهی گازهای سوخته شده بسیار بیشتر از تشکیل اکسید نیتروژن در جبههی شعله است.

با افزایش زاویهی پاشش، گازهای سوخته شده در ناحیهی وسیعتری پخش شده و همچنین دمای موضعی احتراق نیز افزایش مییابد که هر دو عامل، زمینهی شکل گیری اکسید ازت را افزایش میدهند. در زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه نیز به سبب بیشینهی دمای بالاتر در تمامی هندسهها، تشکیل اکسید ازت بیشتر است.

دوده مادهی جامدی است که شامل هشت قسمت کربن و یک قسمت هیدروژن است. تحت شرایط کارکرد موتور، بیشترین مقدار دوده در مراحل اولیهی احتراق شکل میگیرد و سپس به دلیل اکسایش، مقدار آن رو به کاهش میرود. شکل (۱۴) انتشار دوده بر حسب زاویهی میللنگ را نشان میدهد. شکل گیری دوده شامل فرایندهای مختلف فیزیکی و شیمیایی است؛ اما به طور کلی شش مرحله را برای فرایند شکل گیری دوده میتوان در نظر گرفت: تجزیه در اثر حرارت، رشد سطحی، شکل گیری هسته، انباشته سازی، بهم پیوستن ذرات و اکسایش.

در نسبت همارزی بیشتر از یک شرایط مناسبی برای تشکیل دوده فراهم میشود. پارامترهای مهمی که در شکل گیری دوده تاثیر گذارند عبارتند از: نسبت هوا به سوخت محلی، دما، فشار و مدت زمان حضور قطرات سوخت در محفظه احتراق. همان طور که در شکل (۱۴) مشاهده میشود، ابتدا با افزایش وسعت مناطق غنی از سوخت در مراحل آغازین امتراق، تشکیل دوده افزایش یافته و به یک مقدار بیشینه می رسد؛ اما در ادامه به دلیل اکسایش دودهی تشکیل شده در دماهای بالای داخل محفظهی احتراق، میزان غلظت دوده کاهش می یابد.



مقدار دودهی خروجی در همهی هندسهها کم است؛ اما نکتهی قابل توجه، روند شکل گیری و سوختن دوده است. افزایش دبی سوخت سبب افزایش راندمان احتراق و کاهش مقدار بیشینهی تولید دوده گردید. در هندسهی یک با توجه به میدان جریان چرخشی، اکسیژن کافی و دمای بالا، در مراحل پایانی، احتراق بسیار سریع و کامل بوده و در نهایت سبب میشود که میزان دودهی خروجی در زوایای مختلف در این هندسه نسبتاً کمتر از بقیهی هندسهها باشد. در هندسهی چهارم نیز به دلیل راندمان پایینتر احتراق و دسترسی کمتر به اکسیژن داخل محفظه، میزان تشکیل دوده بیشتر از حالات دیگر است. مقدار بیشینهی تشکیل دوده، به دلیل دمای بیشتر داخل محفظهی احتراق، در زاویهی پاشش ۱۵۰ درجه کمتر از زوایای دیگر است.

۵- نتیجهگیری

در این پژوهش چهار نوع طرح مختلف برای محفظهی احتراق و چهار زاویهی مختلف پاشش سوخت از ۱۳۰ تا ۱۶۰ درجه برای موتور دیزل سنگین 16RK215 مورد مطالعه قرار گرفت. شبیهسازی عددی به کمک نرمافزار AVL-Fire، انجام گردید. پس از اعتبارسنجی نتایج، بهترین طرح محفظهی احتراق و سامانه پاشش سوخت متناسب با آن انتخاب گردید. مهم ترین نتایج پژوهش حاضر به شرح زیر است.

- هندسه شماره ۱ با زاویه ی پاشش ۱۵۰ درجه، بهترین عملکرد کلی را از نظر احتراق، فشار و راندمان حرارتی ارائه داد. این ترکیب با تولید گردابههای قوی تر و توزیع یکنواخت تر سوخت، موجب بهبود کیفیت اختلاط و احتراق کامل تر شد.
- بیشینهی فشار و دمای داخل سیلندر نیز در همین ترکیب
 حاصل گردید. علت آن نفوذ مناسب اسپری و تمرکز انرژی در مرکز محفظه بود که احتراق سریع و پر انرژی تری را فراهم نمود.
- در این حالت، بیشترین مقدار NOx نیز مشاهده شد. این نتیجه ناشی از شکل گیری نقاط داغ موضعی در ناحیهی مرکزی محفظه است که نشان دهندهی نیاز به راه کارهای مکمل نظیر بازگردانی گازهای خروجی برای کنترل آلایندگی است.

- مقدار دوده و هیدروکربنهای نسوخته در هندسهی ۱ با زاویهی ۱۵۰ درجه به حداقل رسید. این نشان میدهد که احتراق در این حالت به صورت کامل تری انجام شده و از تشکیل مخلوطهای غنی جلوگیری شدهاست.
- در زاویهی پاشش ۱۳۰ درجه، با وجود کاهش دما و NOx، افزایش قابل توجه دوده و HC مشاهده گردید. این به دلیل برخورد اسپری با دیواره و تشکیل نواحی سرد و غنی بوده که منجر به احتراق ناقص شدهاست.
- ساختار جریان گردابهای داخل سیلندر به شدت تحت تأثیر هندسهی محفظه قرار داشت. محفظههایی با طراحی عمیق و متقارن تر موجب تشکیل گردابههای قوی و اختلاط بهینه شده و یکنواختی در نرخ آزادسازی حرارت را افزایش دادند؛ در حالی که هندسهی ۴ به دلیل ضعف در ساختار گردابه، موجب نوسانات احتراق و افت عملکرد شد.

مراجع

- Ghazikhani M and Shahab-Ahmadi M (2010) Investigation of the Exhaust Silencer Irreversibility and the Sound Intensity Emitted from the Exhaust in Diesel Engines. J. Applied and Comput. Sci. Mech., 21(1), 75-88 [In Persian].
- [2] Talesh Amiri S, Shafaghat R, Jahanian O and Alamian, R (2024) Performance simulation of a reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine fueled with waste cooking oil biodiesel (WCO) with a focus on consumption trends of fuel constituents. J. Sol. and Fluid Mech., 14(2), 1-13 [In Persian].
- [3] Chamesara S and Mirsalim SM (2016) Investigation of the effect of air intake pressure and fuel injection parameters on upgrading power and emissions of heavy duty diesel engine. J. Sol. and Fluid Mech., 6(4), 239-247 [In Persian].
- [4] Azarkhazin J, Aliakbari K, Sheykhi M and Delavari SMM (2025) Numerical investigation of combustion and intake valve timing on the performance of TU5 spark ignition engine. J. Sol. and Fluid Mech., 14(6), 19-32 [In Persian].
- [5] Dastourani H, Mohammadian A and Ghazikhani M (2022) Evaluation of Changes in Soot Formation with Variation of Start Angle of Fuel Injection in Diesel Engine. J. Engine Res., 24(24), 37-49 [In Persian].
- [6] Farrell PV, Chang CT and Su TF (1996) High pressure multiple injection spray characteristics. SAE transactions, 1271-1280.

- [17] Li L, Zheng Z, Rao S, Li Q, Tang X and Deng W (2025) Effect of combustion chamber geometry on performance and emissions of direct injection hydrogen engines. Fuel, 382, 133500.
- [18] Zhu Z, Li Y, Yang Z, Xie Y, Sun C and Xia Y (2025) Optimization of combustion chamber geometry for a two-stroke spark-ignited directinjection opposed-piston rod-less aviation kerosene engine. Fuel, 381, 133503.
- [19] Djavareshkian MH and Ghasemi A (2009) Investigation of jet break-up process in diesel engine spray modelling. J. Appl. Sci., 9(11), 2078-2087.
- [20] Beale JC and Reitz RD (1999) Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model. Atomization and sprays, 9(6).
- [21] Dukowicz JK (1979) Quasi-steady droplet phase change in the presence of convection (No. LA-7997-MS). Los Alamos National Lab.(LANL), Los Alamos, NM (United States).
- [22] Naber JD and Reitz RD (1988) Modeling engine spray/wall impingement. SAE transactions, 118-140.
- [23] Sazhin SS, Sazhina EM, Heikal MR, Marooney C and Mikhalovsky SV(1999) The Shell autoignition model: a new mathematical formulation. Combustion and flame, 117(3), 529-540.
- [24] Magnussen BF and Hjertager BH (1977) On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In Sym. (Int.) on Combusion, 16(1), 719-729.
- [25] Zeldovich YB, Sadovnikov PY and Frank Kamenetskii DA (1947) Oxidation of Nitrogen in Combustion. Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
- [26] Heywood JB (1979) Pollutant formation and control in spark-ignition engines. Prog. in Energy and Combus. Sci., 229-258.
- [27] AVL FIRE user manual V. 8.3; 2004.
- [28] Ricart LM, Xin J, Bower GR and Reitz RD (1997) In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine. SAE Paper 971591.

- [7] De Risi A, Donateo T and Laforgia D (2003) Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engines. SAE transactions, 1437-1445.
- [8] Matsuo S, Kawabata Y, Okamoto K and Amano T (2007) A Numerical Study Of Effects Of Combustion Chamber Shape On Pre- Chamber. Tokyo Gas Co, Ltd.
- [9] Maji L, Liangshan X and Xiong L (2011) Numerical simulation of the effects of combustion chamber geometry on nonroad diesel engine performance. In 2011 Int. Conference on Electric Information and Control Eng., 2407-2411.
- [10] Beroun S, Brabec P, Dvořák V and Maleček F (2012) Compression Chamber of an SI Engine with Increased Turbulence. J. of Middle European Construction and Design of Cars, 1, 15-21.
- [11] Şener R and Gül M Z (2021) Optimization of the combustion chamber geometry and injection parameters on a light-duty diesel engine for emission minimization using multi-objective genetic algorithm. Fuel, 304, 121379.
- [12] Hao C, Zhang Z, Wang Z, Bai H, Li Y and Lu Z (2022) Investigation of spray angle and combustion chamber geometry to improve combustion performance at full load on a heavy-duty diesel engine using genetic algorithm. Energy Convers. Manag., 267, 115862.
- [13] Feng S, Zhang S, Zhang H and Shi J (2024) Effect of nozzle geometry on combustion of a dieselmethanol dual-fuel direct injection engine. Fuel, 357, 129734.
- [14] Temizer I and Cihan O (2024) Experimental Investigation of New Combustion Chamber Geometry Modification on Engine Performance, Emission, and Cylinder Liner Microstructure for a Diesel Engine. J. Energy Res. Tech., 146(12), 121201.
- [15] Li Y, Huang L, Chen Y and Tang W (2024) Design and optimization of combustion chamber geometry and fuel spray targeting of a natural gas/biodiesel dual direct injection engine. Energy, 311, 133406.
- [16] Doppalapudi AT, Azad AK, Khan MMK and Oo AMT (2025) Effect of different chamber geometries on combustion formation to reduce harmful emissions. Appl. Thermal Eng., 261, 125073.