

شبیه‌سازی عددی و مطالعه پارامتریک موتور گازسوز پیش‌محفظه‌دار با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

ابوالفضل پورفتحیان^۱، محمد شفیعی دهج^{۲*}، حسن حاج عبداللهی^۳

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر (عج)، رفسنجان، abolfazl1374poorfathian@gmail.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر (عج)، رفسنجان، m.shafey@vru.ac.ir

۳- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر (عج)، رفسنجان، h.hajabdollahi@vru.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۱/۱۸، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۳/۰۴/۰۵، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۴/۰۹)

چکیده: سیستم احتراق پیش‌محفظه یک فناوری کلیدی برای امکان کارکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای در شرایط رقیق سوزی و احتراق پایدار است. لذا در تحقیق حاضر تأثیر نسبت چرخش، نسبت هم‌ارزی و زمان جرقه‌زنی بر فشار، دما، توان تولیدی موتور و میزان انتشار آلاینده یک موتورگازی پیش‌محفظه‌دار با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار گرفت. این تحقیق به‌طور کلی شامل سه قسمت است، در قسمت اول هندسه محفظه احتراق یک موتور که به فناوری پیش‌محفظه مجهز است ترسیم شده و شبکه‌بندی شده است. در مرحله دوم حرکت دینامیکی به محفظه احتراق داده شده و محفظه در حالت موتورینگ (بدون احتراق) شبیه‌سازی شده است. در مرحله سوم، احتراق درون محفظه احتراق با استفاده از نرم‌افزار فلونتت مورد تحلیل قرار گرفت. این تحلیل که شامل روش‌های حل مسئله دینامیک شبکه محاسباتی و انتقال اجزاء در اثر احتراق بود، پروفیل دما، فشار، مصرف سوخت، کار خروجی و سایر مشخصه‌های عملکردی موتور را در اختیار محققین قرار می‌دهد. تجزیه و تحلیل اثر نسبت سوخت هوا نشان داد که بهترین نسبت هم‌ارزی عملیاتی در بار کامل ۲ است که نسبت هم‌ارزی موتور پایه است. همچنین نتایج نشان داد که زمان جرقه‌زنی ۱۲ و ۱۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا شرایط عملیاتی قابل قبولی را نشان می‌دهد. زمان جرقه‌زنی ۱۲ تولید NOX کمتر و دمای گازهای خروجی بالاتری را در مقایسه با زمان جرقه ۱۵ نشان داد.

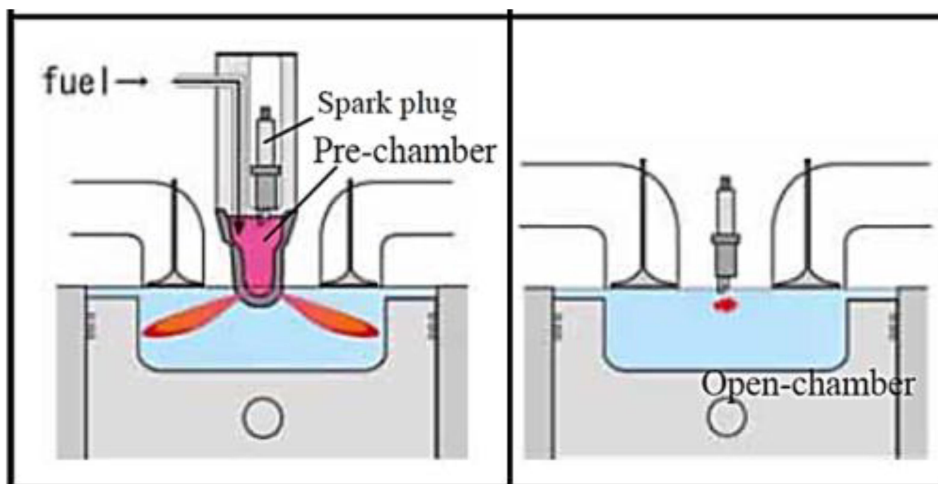
کلیدواژگان: موتور گازسوز، پیش‌محفظه‌دار، دینامیک سیالات محاسباتی، جرقه‌زنی، کسر جرمی سوخت

مقدمه

سیستم احتراق پیش‌محفظه (PCCS^۱) یک فناوری اشتعال برای موتورهای گازسوز با قطر بزرگ است که می‌تواند از طریق بهبود پایداری احتراق، حد مجاز عملکرد را افزایش دهد. دو مورد از مزایای اصلی سیستم‌های محفظه‌های پیش‌احتراق، کاهش مدت زمان سوختن و بهبود پایداری احتراق است [۱]. سیستم‌های احتراق پیش‌محفظه‌ای را می‌توان برای بهبود پایداری احتراق و کاهش آلاینده‌گی مورد استفاده قرار داد [۲]. این سیستم احتراقی منجر به بازده حرارتی بالاتر و مصرف سوخت کمتر و در نتیجه افزایش قابل توجه در عملکرد موتورهای احتراق داخلی می‌شود [۳]. به‌طور کلی، پیش‌محفظه احتراق یک فناوری جایگزین برای شمع مستقیم و انژکتور است، که مستقیماً در محفظه احتراق نصب می‌شوند و از یک حجم کوچک، سیستم اشتعال و نازل تشکیل می‌شود [۴]. طرح‌واره سیستم احتراق پیش‌محفظه در شکل ۱- الف همراه با سیستم احتراق آزاد یک موتور گازسوز در شکل ۱- ب نشان داده شده است. در کل حجم درون پیش‌محفظه توسط مخلوط سوخت و هوا اشغال می‌شود و پس از آنکه جرقه توسط شمع تعبیه شده در پیش‌محفظه زده می‌شود، احتراق درون پیش‌محفظه رخ می‌دهد. به

^۱ Pre-chamber combustion system

دلیل کوچک بودن حجم پیش محفظه، شعله به سرعت درون آن پیشروی می‌کند و فشار و دمای پیش محفظه به‌طور ناگهانی و به شدت افزایش می‌یابد، پس از مدت بسیار کوتاهی که شعله به انتهای پیش محفظه می‌رسد و در پی اختلاف فشار زیادی که بین پیش محفظه و محفظه اصلی به وجود آمده است شعله با عبور از نازل که قطر بسیار کوچکی دارد افزایش سرعت می‌دهد و وارد محفظه اصلی می‌شود و به دلیل سرعت زیاد به ناحیه میانی مخلوط سوخت و هوا نفوذ می‌کند و منجر به یک احتراق سریع در محفظه اصلی و افزایش فشار و دما می‌شود [۵]. این فرایند در شکل ۲ به خوبی نشان داده شده است. به‌طور کلی، در خصوص عبور شعله از نازل دو مکانیزم عملکردی برای نازل وجود دارد: یک؛ احتراق به وسیله شعله خروجی از پیش محفظه و دو؛ احتراق به وسیله محصولات احتراق پیش محفظه که در هر دو صورت در محفظه اصلی احتراق رخ خواهد داد. همچنین مخلوط سوخت و هوای موجود در پیش محفظه به دو روش تأمین می‌شود: یکی به‌صورت مشترک با محفظه اصلی و دیگری به‌صورت مجزا از محفظه اصلی. در حالتی که سیستم سوخت‌رسانی مشترک باشد مخلوط سوخت و هوایی که به‌منظور احتراق اولیه در پیش محفظه وجود دارد به وسیله همان سیستم سوخت‌رسانی محفظه اصلی تأمین می‌شود؛ یعنی بخشی از مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه اصلی در طی مرحله تراکم و به دنبال افزایش فشار در محفظه اصلی به درون پیش محفظه جریان می‌یابد. در حالتی که سیستم سوخت‌رسانی مجزا باشد مخلوط سوخت و هوایی که به‌منظور احتراق اولیه درون پیش محفظه وجود دارد به کمک یک سیستم سوخت‌رسانی مجزا از سیستم سوخت‌رسانی محفظه اصلی تأمین می‌شود؛ به بیان ساده‌تر پیش محفظه تقریباً همانند یک موتور کوچک‌تر عمل می‌کند و مخلوط سوخت و هوا از طریق یک سیستم مجزا وارد پیش محفظه می‌شود. پیش محفظه‌های دارای سیستم سوخت‌رسانی مجزا دارای مزایایی از جمله کنترل نسبت سوخت به هوای درون پیش محفظه، احتراق کنترل شده و امکان تخلیه بهتر و مؤثرتر فرآورده‌های احتراق پیش محفظه به بیرون و معایبی از جمله طراحی پیچیده‌تر، اشغال فضای بیشتر و هزینه بالاتر می‌باشند. در پیش محفظه‌های دارای سیستم سوخت‌رسانی مشترک با محفظه اصلی از آنجایی که پیش محفظه مجهز به مکانیزم تغذیه سوخت نیست از این رو گازهای باقیمانده در پیش محفظه را می‌سوزاند. در نتیجه، برای اطمینان از اشتعال‌پذیری بالا، مخلوط شدن گازهای باقیمانده و گازهای جدید، همچنین کیفیت مخلوط سوخت و هوا بسیار مهم هستند [۶]. جزئیات بیشتر سیستم پیش محفظه در مرجع [۷] بیان شده است.

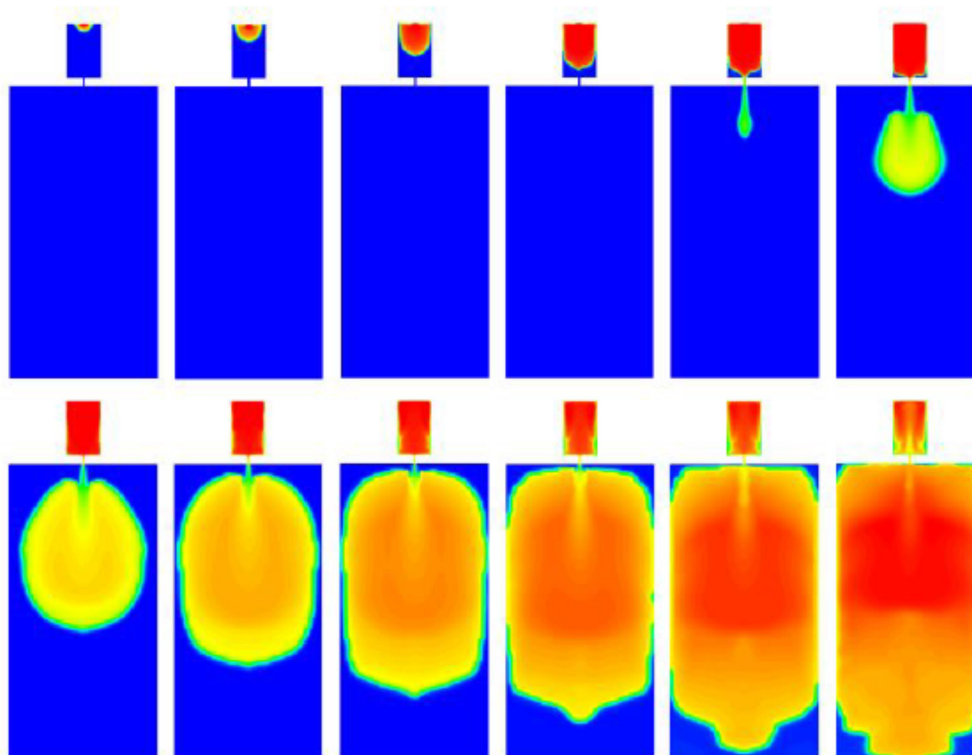


الف

ب

شکل ۱- مقایسه محفظه‌های احتراق موتور گازسوز؛ الف: با پیش محفظه و ب: بدون پیش محفظه [۴]

Figure 1- Comparison of combustion chambers of gas engine; a: with pre-chamber and b: without pre-chamber.



شکل ۲- فرآیند احتراق در یک موتور دارای پیش محفظه [۶]

Figure 2- The combustion process in the engine with prechamber (Flame transfer from pre-chamber to main chamber)

بسیاری از محققان از طریق چندین آزمایش، بر مزایای بسیار زیاد استفاده از سیستم‌های احتراق پیش محفظه دار برای استفاده در نیروگاه‌های ثابت با قدرت بالا و همچنین حمل‌ونقل صحره گذاشته‌اند [۹،۸]. تحت شرایط عملکرد مناسب، استفاده از محفظه‌های پیش احتراق باعث کاهش میزان تغییرات از یک چرخه به چرخه دیگر^۱ (CCV) شده و روند احتراق سریع را تضمین می‌کند [۱۰]. این امر باعث کاهش بسیار زیاد در ضربه ناشی از خود اشتعالی گازهای باقیمانده از احتراق اصلی شده و امکان افزایش نسبت تراکم و بازدهی حرارتی موتور را فراهم می‌کند [۱۱]. علی‌رغم مزایای بسیار زیاد و کارآمد این سیستم اشتعال که به آن‌ها اشاره شد، معایبی نیز وجود دارد که از این میان می‌توان به ناشناخته بودن جنبه‌های اساسی احتراق مبتنی بر جت آشفته اشاره کرد که مانع بهینه‌سازی کامل این نوع محفظه‌های احتراق شده که به نوبه خود سبب کاهش تجاری‌سازی این موتورها و نفوذ آن در بازار شده است [۱۲].

وانگ و همکاران [۱۳] اثرات واکنش‌پذیری سوخت پیش محفظه بر احتراق مخلوط در محفظه اصلی را به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها به‌طور خاص اثرات نسبت‌های مختلف H / CO بر شعله خروجی از پیش محفظه را مطالعه کردند. نتایج نشان داد که زمان تأخیر احتراق به‌طور قابل ملاحظه‌ای با افزایش نسبت H / CO زیاد می‌شود. در یک تحقیق دیگر که توسط آلیسون و همکاران [۱۴] انجام شد، نتایج آنالیز شیمیایی رادیکال‌ها نشان داد که قطر سوراخ‌های پیش محفظه مستقیماً بر تعداد رادیکال‌های آزاد تأثیر می‌گذارد. بوزا و همکاران [۱۵] یک مطالعه تجربی روی یک موتور تک سیلندر بنزینی جرقه‌ای که با تزریق سوخت CNG از داخل پیش‌محفظه همراه بود انجام دادند. آن‌ها همچنین با استفاده از یک مطالعه عددی به بررسی

¹ Cycle to-cycle variation

عملکرد موتور در شرایط عملیاتی مختلف، از جمله سرعت، زمان جرقه زدن و نسبت هوا به سوخت پرداختند. در یک تحقیق دیگر، بناجیس و همکاران [۱۶] با مقایسه عملکرد سیستم پیش محافظه احتراق و سیستم معمول موتورهای جرقه‌ای دریافتند که سیستم احتراق پیش محافظه باعث افزایش کارایی موتور شده، احتراق را تثبیت کرده و بازده احتراق بالایی را در شرایط استوکیومتری ایجاد می‌کند. بولا و همکاران [۱۷] شبیه‌سازی پیش محافظه تعبیه شده در ماشین تراکم-انبساط سریع را شبیه‌سازی کردند و به بررسی پدیده‌های توربولانس و همچنین غلظت سوخت پرداختند. جعفرمدار [۱۸] تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی در یک موتور دیزل تزریق مستقیم پیش محافظه دار را انجام داد و متوجه شد که در بارهای جزئی و کامل ۵۶٪ و ۱۷٪ از کل برگشت‌ناپذیری به احتراق داخل محافظه احتراق اصلی مرتبط می‌شود. متسو و همکارانش [۱۹] در شرکت گاز توکیو تحقیقات خود را به موضوع بررسی عددی تأثیر شکل محافظه احتراق بر پیش محافظه احتراق معطوف داشتند. درسی و همکارانش [۲۰] پژوهشی را با عنوان بهینه‌سازی محافظه احتراق موتورهای دیزل پاشش مستقیم منتشر ساختند. در این تحقیق روش‌های بهینه‌سازی بر اساس ژنتیک الگوریتم بررسی شده‌اند که امکان توسعه بهینه‌سازی را فراهم می‌سازند. ماحی و همکارانش [۲۱] مطالعات خود را بر موضوع تأثیر هندسه محافظه احتراق بر عملکرد موتورهای دیزلی غیر جاده‌ای معطوف داشتند. هندسه‌ی محافظه احتراق در عملکرد موتورهای دیزلی به‌ویژه موتورهای دیزلی غیر جاده‌ای با تزریق سوخت فشار پایین نقش مهمی را ایفا می‌کنند. بورمن و کریگر [۲۲] مدلی ارائه کردند که در آن اتاق احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته تقسیم می‌شد. جبهه شعله در این مدل بی‌نهایت نازک در نظر گرفته شده بود. نرخ سوختن جرمی به‌وسیله داده‌های تجربی فشار-زمان تخمین زده و انتقال حرارت نیز در نظر گرفته شد. بورمن و پیتر [۲۳] با مدل مشابهی اثر پارامترهای مختلف را بر تغییرات سیکی موتور آزمایش کردند. پترسون و همکارانش [۲۴] و بنسون و همکارانش [۲۵] یک مدل دو ناحیه‌ای مشابه برای موتور اشتعال جرقه‌ای توسعه دادند که شامل مکش و تخلیه نیز بود. این مدل‌ها عموماً بدون اشاره‌ی مستقیمی به اساس تعیین سرعت انتشار شعله آشفته، این سرعت را از راه ارتباط دادن تجربی با سرعت شعله آرام به دست می‌آورند. مدل‌های ارائه شده توسط افراد فوق شبیه‌سازی کل سیکل قدرت، تخمین عملکرد موتور و در برخی موارد پیش‌بینی آلاینده‌های NOx را انجام می‌داد. هونگ [۲۶] از یک تابع وابسته برای نشان دادن نرخ احتراق سوخت استفاده کرد و هر دو نوع مدل تک ناحیه‌ای و دو ناحیه‌ای را امتحان کرد. تأخیر اشتعال و مدت زمان احتراق به‌وسیله برازش کردن منحنی‌ها^۱ انجام شد. ال‌الوسی [۲۷] و ال‌هیماری [۲۸] یک کار تجربی و عددی روی یک موتور احتراق جرقه‌ای با استفاده از سوخت‌های معمول گازی و مخلوط‌هایشان مانند متان، هیدروژن، پروپان و رقیق‌کننده‌ها مانند نیتروژن و دی‌اکسیدکربن انجام دادند. آن‌ها از تغییرات اندازه‌گیری شده فشار-زمان در مدل‌های تک‌ناحیه‌ای و دو ناحیه‌ای استفاده کردند تا بدین‌وسیله تأخیر اشتعال و مدت زمان احتراق را محاسبه کنند. کریم و گاوو [۲۹] بعدها از داده‌های ال‌هیماری برای صحت‌گذاری نتایج عملکرد مدل دو ناحیه‌ای خود برای پیش‌بینی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت متان استفاده کرد. او یک تابع مثلثی برای نرخ سوختن جرمی انتخاب کرد تا به این وسیله بتواند تغییرات فشار و دمای میانگین را در ناحیه‌های سوخته و نسوخته تخمین بزند. علیزاده عطار [۳۰] عملکرد سیستم احتراق پیش محافظه برای موتورهای سنگین برای حالت‌های دوگانه سوخت و گازوئیل را مورد بررسی قرار دادند. ایشان به بررسی ویژگی‌های احتراق و آلاینده‌ی یک سیستم احتراق پیش محافظه برای موتورهای سنگین با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به‌منظور تعیین طراحی بهینه عملکرد موتور پرداخت.

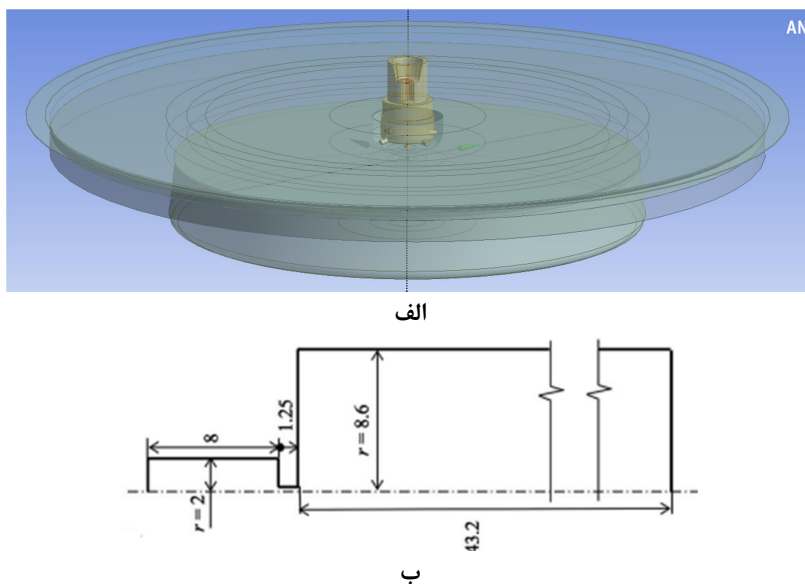
در مطالعات و فعالیت‌های انجام شده، مسئله احتراق در پیش محافظه و محافظه اصلی در بازه زمانی پس از احتراق مورد بررسی قرار گرفته است و تمرکز آن‌ها بر ماهیت فرایند احتراق بوده است. با توجه به اینکه در کاربری‌های عملی جدید، مخلوط سوخت و هوای درون محافظه اصلی و پیش محافظه در نسبت چرخش‌های مختلف، نسبت‌های متفاوت هم‌ارزی و زمان‌های مختلف جرقه‌زنی موجب تغییراتی در فشار، دما و میزان انتشار آلاینده‌ی باشند، از این رو بی‌شک تأثیراتی بر روی یکدیگر خواهند گذاشت که در بیشتر مطالعات نادیده گرفته می‌شود. از این رو در این تحقیق به تأثیر نسبت چرخش، نسبت هم‌ارزی

^۱curve fitting

و زمان‌بندی جرقه‌زنی بر عملکرد یک موتورگازی پیش‌محفظه دار بر فشار، دما، توان تولیدی موتور و میزان انتشار آلاینده پرداخته می‌شود.

مدل‌سازی و معادلات حاکم

شبیه‌سازی موتورهای احتراق داخلی به‌منظور شناسایی کامل مشخصه‌های عملکردی آن‌ها و همچنین بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد و راندمان موتور دارای اهمیت ویژه‌ای است. با استفاده از شبیه‌سازی می‌توان هزینه‌های طراحی موتور را به شدت کاهش داده و موتورهایی با عملکرد بهینه طراحی نمود. شبیه‌سازی خود به انواع مختلفی تقسیم می‌شود که از مدل‌های ساده ترمودینامیکی شروع شده و تا مدل‌های سه‌بعدی به همراه احتراق و دینامیک شبکه‌بندی ختم می‌شوند. هندسه استفاده شده برای شبیه‌سازی محفظه احتراق موتور در **Error! Reference source not found.** نشان داده شده است. مشخصات موتور نیز در جدول ۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل مشخص است، محفظه احتراق از دو بخش پیش‌محفظه و محفظه اصلی تشکیل شده است. احتراق با ایجاد جرقه در پیش‌محفظه آغاز شده و گازهای داغ خروجی از پیش‌محفظه، احتراق در محفظه اصلی را ایجاد می‌کنند.



شکل ۳- الف: طرح‌واره و ب: ابعاد هندسه استفاده شده برای شبیه‌سازی محفظه احتراق موتور
Figure 3- a: schematic and b: dimension of the geometry used to simulate the combustion chamber of the engine

جدول ۱- مشخصات هندسی و عملیاتی موتور

Table 1- Geometrical and operational specifications of the engine

Bore (mm)	156
Stroke (mm)	182
λ at Full load	2.0

در حالت کلی جریان داخل استوانه در موتورهای احتراق داخلی، سه‌بعدی، ناپایدار و مغشوش است. برای بررسی جزئیات، میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفستگی جریان الزامی است. معادلات حاکم بر جریان شامل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت، انرژی و آشفستگی بایستی با استفاده از روش‌های عددی مناسب حل شوند. معادلات حاکم بر سیالات نیوتنی به صورت زیر می‌باشند [۳۱]

معادله بقای جرم (پیوستگی)

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

معادله تکانه

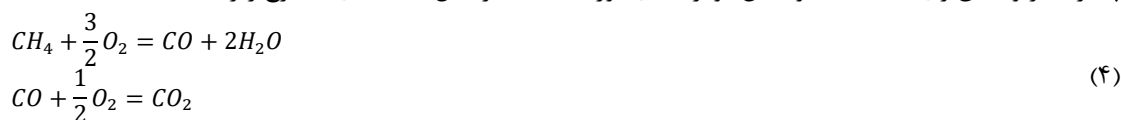
$$\frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i + \tilde{s}_{ui} \quad (2)$$

معادله انرژی

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

جریان آشفته با میدان جریان نوسانی باعث اختلاط کمیت‌های انتقالی نظیر انرژی، تکانه و غلظت گونه‌ها شده و باعث نوسانات این کمیت‌ها نیز می‌شوند. به دلیل طبیعت این نوسانات از آنجایی که شبیه‌سازی مستقیم آن‌ها از نظر محاسباتی بسیار سنگین و هزینه‌بر است. بجای آن معادلات را می‌توان میانگین‌گیری نموده و به معادلاتی به مراتب سبک‌تر و کم‌هزینه‌تر رسید. در این تحقیق برای مدل‌سازی آشفته‌گی جریان از مدل $k-\epsilon$ استفاده شده است. شبیه‌سازی مطلوب احتراق در موتورهای احتراق داخلی، قادر به محاسبه انتقال گونه‌ها، پدیده مخلوط تحت شرایط پیش‌آمیخته، تا حدی پیش‌آمیخته و غیر پیش‌آمیخته می‌باشند. جزئیات بیشتر معادلات حاکم و... در مرجع [۳۲] بیان شده است.

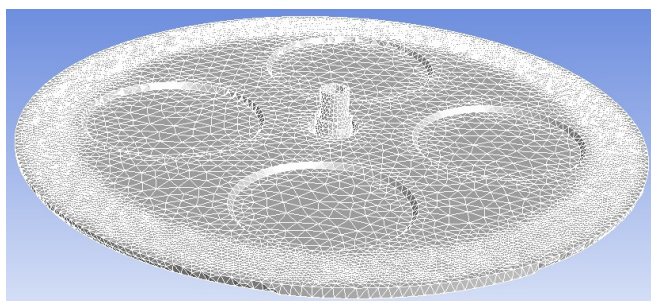
در شبیه‌سازی جریان‌های احتراقی، مدل احتراقی نقش اساسی دارد. زیرا علاوه بر تعیین مقدار گونه‌ها و محصولات احتراق، آهنگ آزاد شدن انرژی حاصل از ترکیب سوخت و اکسیدکننده را نیز تعیین می‌کند. آهنگ آزاد شدن انرژی در اثر پیشرفت واکنش‌های احتراقی بر مقدار و توزیع دما در نقاط مختلف مؤثر است و دمای هر نقطه بر رفتار جریان از جمله مؤلفه‌های سرعت، فشار و مشخصات سیال در آن نقطه مؤثر است. سرعت پیشرفت واکنش‌های شیمیایی و آزاد شدن گرما به سرعت ترکیب سوخت و اکسیدکننده بستگی دارد که این خود تابع عوامل مختلفی مثل چگونگی اختلاط سوخت و هوا، غلظت واکنش دهنده‌ها، دمای محفظه احتراق و... است. یک مدل احتراق مناسب لازم است تا اثر این عوامل را به‌خوبی منظور نماید برای مدل کردن احتراق لازم است که نرخ انجام واکنش‌های شیمیایی مشخص شود. با توجه به برهم‌کنش آشفته‌گی در یک واکنش شیمیایی، تأثیر آشفته‌گی بر احتراق نیز باید در نظر گرفته شود [۳۳]. در این مطالعه از روش اتلاف گردابه‌ها برای مدل‌سازی احتراق استفاده شده است. این مدل بر مبنای فرضیات حدسی بنا نهاده شده است. فرض اصلی بر مبنای جایگزینی مقیاس زمانی واکنش) در حالت فرضی واکنش یک مرحله‌ای (با مقیاس زمانی آشفته‌گی $\tau = \epsilon/k$ است. بنابراین مدل اضمحلال ادی تأثیر سینتیک شیمیایی را نادیده می‌گیرد و یک واکنش سریع و محدود را ارائه می‌کند. این مدل برای جریان‌های با عدد دامکولر کمتر از یک جواب‌های رضایت‌بخشی ارائه می‌کند. عدد دامکولر بیانگر نسبت مقیاس زمانی آشفته‌گی به مقیاس زمانی احتراق است. وقتی که این عدد بیشتر از یک است به معنای سریع‌تر بودن اختلاط نسبت به احتراق است. این وضعیت به‌خصوص در نزدیکی دیواره‌ها به‌وجود می‌آید. این شرایط با فرض مدل، که سرعت واکنش را بسیار بیشتر از سرعت انتشار آشفته‌گی در نظر می‌گیرد سازگار نمی‌باشد. با توجه به اینکه سینتیک شیمیایی در این مدل احتراقی در نظر گرفته نمی‌شود و از یک مدل ترمودینامیکی برای تعیین انرژی احتراق استفاده می‌شود لذا پیش‌بینی اجزای میانی واکنش نیازمند مدل‌های پیشرفته‌تر و دقیق‌تری است [۳۴]. واکنش دومرحله‌ای مورد استفاده در مدل اتلاف ادی به شرح زیر است:



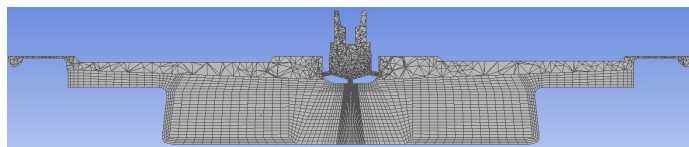
شبکه‌بندی ناحیه حل

در روش‌های عددی با گسسته‌سازی معادلات دستگاهی متشکل از تعدادی معادلات جبری به‌دست خواهد آمد که با حل هم‌زمان آن‌ها می‌توان خواص جریان را به‌دست آورد. گسسته‌سازی معادلات حاکم در بستر فضای حل گسسته شده انجام خواهد شد. به‌بیان‌دیگر جهت گسسته‌سازی معادلات لازم است ابتدا دامنه‌ی حل شبکه‌بندی می‌شود. شبکه‌بندی فضای حل یکی از مهم‌ترین بخش‌های هر تحلیل CFD هست که می‌تواند به‌تنهایی در میزان صحت نتایج تأثیر قابل‌توجهی داشته باشد. جهت مناسب بودن شبکه‌ی ایجادشده به‌منظور تحلیل‌ها، لازم است معیارهایی رعایت شود.

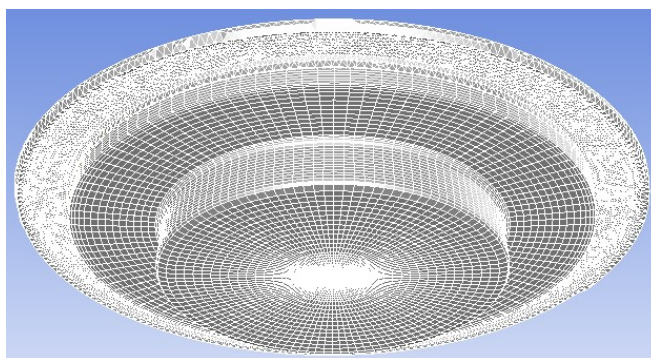
هندس‌ه محفظه احتراق و شبکه محاسباتی اولیه تولید شده در شکل ۴ نشان داده شده است. شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا^۱ (TDC) با استفاده از نرم‌افزار ANSYS Meshing و ICEM-CFD تولید شده است شبکه‌بندی به‌صورت شبکه تطبیقی انجام شده است.



الف



ب



ج

شکل ۴- شبکه محاسباتی در مرکز مرده بالا (TDC) در نماهای مختلف، الف: نمای ایزومتریک بالا، ب: قطع بخش در وسط اتاق، ج:

نمای پایین ایزومتریک

Figure 2- Meshing in the top dead center (TDC) in different views, A.: Top isometric view, b: section cut in the middle of the room, c: bottom isometric view

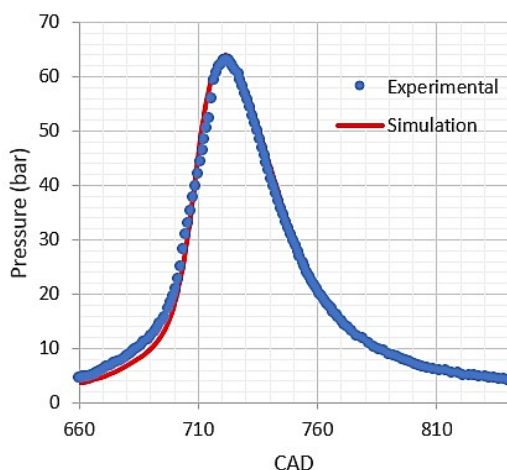
¹Top Dead Center (TDC)

جدول ۲- شرایط اولیه و مرزی موتور

Table 2- Initial and Boundary values of engine

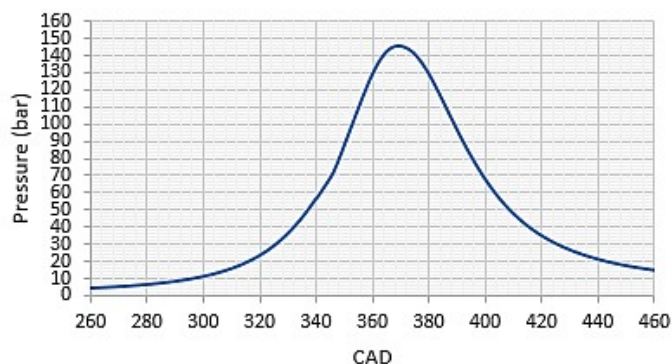
Variable	Value
Initial Pressure	2.67 bar
Initial Temperature	310.4 K
Bore Temperature	620 K
Cylinder Wall Temperature	370 K
Piston wall Temperature	590 K
Pre-chamber Temperature	600 K

بعد از ترسیم هندسه محفظه احتراق موتور که به فناوری پیش‌محفظة مجهز است و شبکه‌بندی آن، حرکت دینامیکی به محفظه احتراق داده شده و محفظه در حالت موتورینگ (بدون احتراق) شبیه‌سازی می‌شود و در نهایت احتراق درون محفظه احتراق با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت مورد تحلیل قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است حالت موتورینگ به حالتی گفته می‌شود که احتراق در داخل محفظه رخ نمی‌دهد و تغییر در فشار و دمای گاز در داخل محفظه تنها در اثر حرکت پیستون اتفاق می‌افتد. در واقع تغییر حجم محفظه بر اثر حرکت پیستون باعث ایجاد تغییرات در فشار و دما می‌شود. شبیه‌سازی از نقطه مرگ پایین شروع می‌شود. شرایط اولیه و مرزی موتور در جدول ۲ بیان شده است. اعتبارسنجی نتایج عددی به دست آمده با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت با گاز کاری متان، با نتایج تجربی گزارش شده در کار ماوریتز و همکاران [۳۵] انجام شده است. با توجه به محدود بودن نتایج مربوط به موتورهای پیش‌محفظة دار، از یک موتور احتراق داخلی بدون پیش‌محفظة برای اعتبارسنجی فشار داخل محفظه و مدل احتراقی استفاده شده است. نتایج تجربی و شبیه‌سازی برای فشار درون محفظه در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ در حال حرکت در شکل ۵ با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



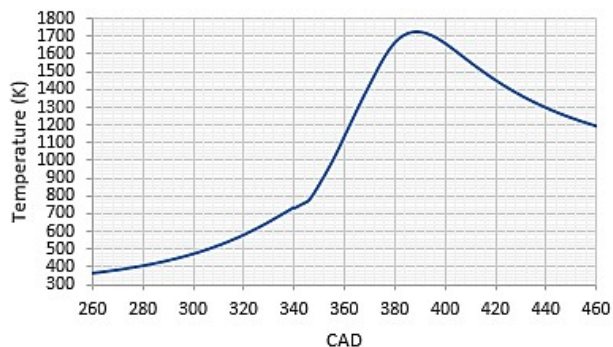
شکل ۵- مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر با مرجع [۳۵]
Figure 5- Comparison of present results with Ref. [35]

منحنی فشار در محفظه اصلی در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ در شکل ۶ نشان داده شده است. حداکثر فشار ۱۴۶ bar است و در ۹/۱ درجه پس از TDC رخ می‌دهد. منحنی دما در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ نیز در شکل ۷ نشان داده شده است. حداکثر میانگین دما ۱۷۲۵ K است که ۲۸/۸ درجه پس از TDC رخ می‌دهد. منحنی کسر جرم سوخت ارائه شده در شکل ۸ نشان می‌دهد مدت زمان سوزاندن سوخت حدود ۵۵ درجه زاویه میل‌لنگ است.

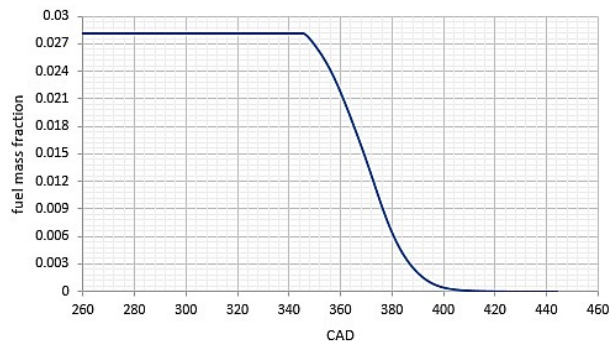


شکل ۶- منحنی فشار در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ
Figure 6- Pressure versus crank angle degree

با توجه به شکل‌های ۶ و ۷ می‌توان گفت فشار داخل استوانه قبل از جرقه به علت تراکم محفظه احتراق به صورت تقریباً بی‌دررو و بازگشت‌پذیر افزایش می‌یابد. این روند پس از جرقه، تا انتهای مهلت اشتعال ادامه پیدا می‌کند و بعد از آن به علت آزاد شدن انرژی احتراق، افزایش فشار چشمگیرتر می‌شود. بعد از نقطه مرگ بالا، آزاد شدن انرژی در ابتدا عاملی برای افزایش فشار و افزایش حجم محفظه احتراق، و سپس عاملی برای کاهش فشار است. تا مدت زمانی بعد از نقطه مرگ بالا، تأثیر آزاد شدن انرژی بیشتر است و فشار افزایش می‌یابد، بعد از آن تأثیر افزایش حجم محفظه احتراق غالب می‌شود و فشار کاهش می‌یابد. به همین دلیل محل وقوع بیشینه فشار کمی بعد از نقطه مرگ بالا است [۳۶]



شکل ۷- منحنی دما در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ
Figure 7- Temperature versus crank angle degree



شکل ۸- کسر جرم سوخت در مقابل درجه زاویه میل‌لنگ
Figure 8- Fuel mass fraction versus crank angle degree

اثر نسبت هم ارزی

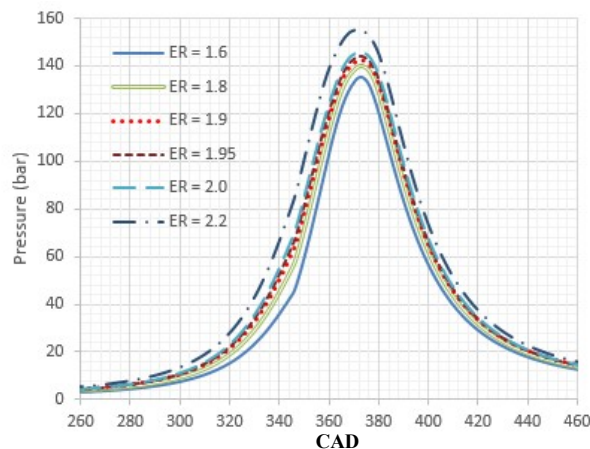
تأثیر نسبت هم ارزی هوا به سوخت بر عملکرد موتور و آلاینده در این بخش بررسی می‌شود. شش نسبت هم ارزی مختلف از ۱/۶ تا ۲/۲ (جدول ۳) شبیه‌سازی شده است. پارامترهای ورودی موتور در شرایط اولیه (BDC) در نسبت‌های مختلف هم ارزی هوا/سوخت در جدول ۳ نشان داده شده است. فشار اولیه و دمای پایه موتور در نسبت معادل ۲ در BDC بر اساس داده‌های GT Power است. افزایش و کاهش نسبت هم ارزی با محدودیت در توان خروجی انجام شده است، بنابراین جرم سوخت (برای ۱۲ سیلندر) روی ۳/۷۲ گرم ثابت می‌شود. دما و فشار اولیه تراکم به گونه‌ای محاسبه می‌شود که خروجی توان تقریباً یکسان در همه موارد به دست می‌آید.

جدول ۳- پارامترهای ورودی موتور در نسبت‌های مختلف هم ارزی هوا/سوخت و در دمای اولیه 310 K

Table 3- Engine input parameters at different air/fuel equivalence ratios and at an initial temperature of 310 K

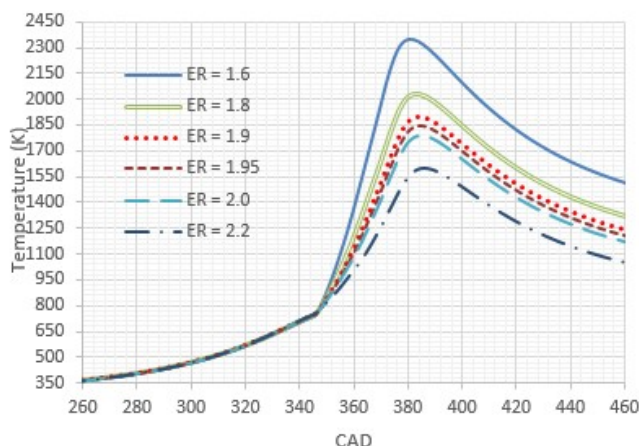
λ	Stoi air/fuel ratio	actual air/fuel ratio	CH4 mass fraction	O2 mass fraction	Initial Pre (bar)
1.6	7.616	12.1856	0.04333	0.2219	1.755
1.8	8.568	15.4224	0.03455	0.2240	2.191
1.9	9.044	17.1836	0.03112	0.2248	2.4210
1.95	9.282	18.0999	0.02959	0.2251	2.5430
2	9.52	19.04	0.02817	0.2255	2.670
2.2	10.472	23.0384	0.02340	0.2266	3.210

فشار و دما درون سیلندر و کسر جرم سوخت در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های هم ارزی مختلف به ترتیب در شکل‌های ۹، ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است. افزایش نسبت هم ارزی باعث کاهش فشار انتهایی مرحله تراکم می‌شود، زیرا با افزایش میزان کسر جرم سوخت، ظرفیت حرارتی آن افزایش می‌یابد و لذا فشار انتهایی مرحله تراکم کاسته می‌شود. این امر باعث می‌شود دمای مخلوط دیرتر به نقطه خود اشتعالی برسد. همچنین با افزایش نسبت هم ارزی، حداکثر فشار کاهش می‌یابد که دلیل آن احتراق ناقص است [۳۷]. از طرفی افزایش نسبت هم ارزی، موجب مخلوط شدن بیش از حد هوا و سوخت می‌شود و در نتیجه باعث سرعت پایین احتراق می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که در انتهای مرحله تراکم، بیشینه دمای ناشی از تراکم، با افزایش نسبت هم ارزی کاهش می‌یابد و موجب جدایش منحنی‌ها از یکدیگر می‌شود. کاهش دما، باعث می‌شود مخلوط دیرتر به نقطه خود اشتعالی برسد و احتراق به تعویق می‌افتد. دلیل کاهش دما این است که با افزایش نسبت هم ارزی و مقدار کسر جرم سوخت، ظرفیت حرارتی این سوخت افزایش می‌یابد [۳۸].



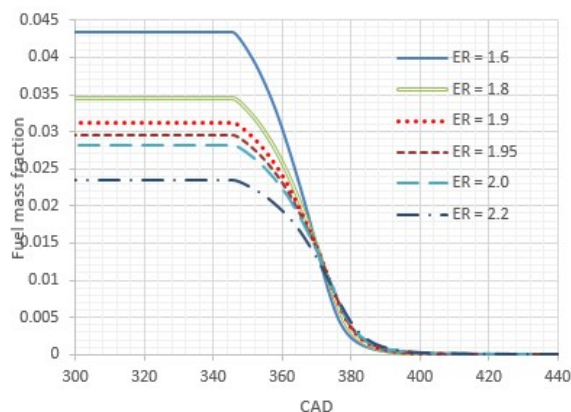
شکل ۹- فشار درون سیلندر در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های هم ارزی مختلف

Figure 9- Pressure versus crank angle in different equivalence ratios



شکل ۱۰- دمای داخل سیلندر در مقابل زاویه میل لنگ در نسبت‌های هم ارزی مختلف

Figure 10- Temperature versus crank angle in different equivalence ratios



شکل ۱۱- کسر جرم سوخت در مقابل زاویه میل لنگ در نسبت‌های هم ارزی مختلف

Figure 11- Fuel mass fraction versus crank angle in different equivalence ratios

ویژگی‌های خروجی موتور در نسبت‌های مختلف هم ارزی هوا/سوخت در جدول ۴ نشان داده شده است. از آنجایی که حداکثر فشار محفظه احتراق باید کمتر از ۱۵۰ بار باشد، از این جدول می‌توان نتیجه گرفت که بهترین شرایط عملکرد موتور در نسبت هم ارزی ۲ رخ می‌دهد. غلظت NO_x به‌طور قابل توجهی با افزایش نسبت هم ارزی کاهش می‌یابد. این به دلیل کاهش شدید دما با افزایش نسبت هم ارزی است. همان‌طور که مشخص است، NO_x حرارتی با افزایش دما به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد. چرا که در دماهای بالا نیتروژن تجزیه شده و با اکسیژن واکنش می‌دهد و منجر به تولید NO_x می‌شود و با افزایش دما، تولید این آلاینده به‌صورت قابل ملاحظه ای افزایش می‌یابد [۳۹].

جدول ۴ - ویژگی‌های خروجی موتور در نسبت‌های مختلف هم ارزی هوا/سوخت

Table 4- Engine output characteristics at different air/fuel equivalence ratios

λ	Max Pre (bar)	Max Temp (K)	Power (kW)	BSFC (g/kWh)	Nox (ppm)
1.6	135.5	2351.6	993.30	168.546	12554
1.8	139.9	2030.9	1015.9	166.30	6011
1.9	142.3	1900.0	1003.5	167.02	1219
1.95	144.2	1842.0	1006.9	166.45	501.7
2	145.9	1787.4	1010.0	166.08	204.2
2.2	155.6	1601.4	1017.0	165.86	5.8

روند کلی افزایش تولید آلاینده NOx به افزایش دما در داخل محفظه احتراق بستگی دارد و در نسبت‌هایی از هوا به سوخت که احتراق با دمای بالا رخ می‌دهد، حداکثر تولید آلاینده NOx مشاهده می‌شود [۴۰].

اثر نسبت چرخش

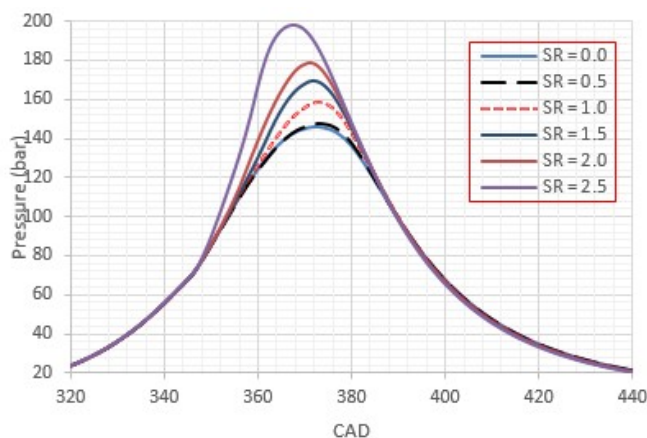
برای موتورهای احتراق داخلی، اگر فقط احتراق و ضربات نیرو شبیه‌سازی شوند، سرعت جریان اولیه در بسته شدن شیر ورودی ناشناخته است. شرایط اولیه معمولاً شامل جریان چرخشی است که در شبیه‌سازی سیکل بسته باید به جریان از طریق شرایط اولیه القا شود. در ANSYS-Fluent سرعت جریان با الگوهای خاص می‌تواند از طریق توابع تعریف شده توسط کاربر^۱ (udf) مقداردهی شود. در این کار یک udf نوشته شده است تا ابزاری را برای مقداردهی اولیه میدان جریان با نسبت چرخش مشخص شده توسط کاربر فراهم کند. نسبت چرخش به صورت زیر تعریف می‌شود [۴۱]:

$$R_s = \frac{\text{angular velocity (rad/s)}}{\text{crankshaft rotational speed (rad/s)}} = \frac{\omega_s}{2\pi\left(\frac{N}{60}\right)} \quad (5)$$

نسبت چرخش به‌طور کلی به‌عنوان نسبت تکانه زاویه‌ای جریان سیلندر به هر یک از سه محور متعامد تعریف می‌شود [۴۲]. در این معادله چرخش جسم جامد سیال در جهت زاویه‌ای و N سرعت چرخش میل‌لنگ برحسب دور بر دقیقه است. جریان چرخشی باعث القای سرعت چرخشی به سیال می‌شود. سرعت چرخش را می‌توان با پارامترهای موتور و نسبت چرخش با استفاده از فرمول زیر مرتبط کرد:

$$V_{\theta} = r\omega_s = r \times 2\pi\left(\frac{N}{60}\right) \times R_s \quad (6)$$

جایی که r شعاع حرکت جریان سیال است. در این کار نسبت چرخش از ۰ تا ۰/۵ با افزایش ۰/۵ تغییر کرده است تا تأثیر نسبت چرخش بر مشخصات موتور بررسی شود. نسبت هم ارزی روی ۲۰ ثابت شده است. پروفیل فشار در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های چرخشی مختلف در شکل ۱۲ نشان داده شده است. حداکثر فشار محفظه احتراق با افزایش نسبت چرخش به شدت افزایش می‌یابد. این به دلیل افزایش سرعت سوختن سوخت است. کسر جرمی سوخت در نسبت‌های چرخشی متفاوت در شکل ۱۳ نشان داده شده است. به نظر می‌رسد نسبت چرخش بالاتر از ۱ برای این موتور مناسب نیست

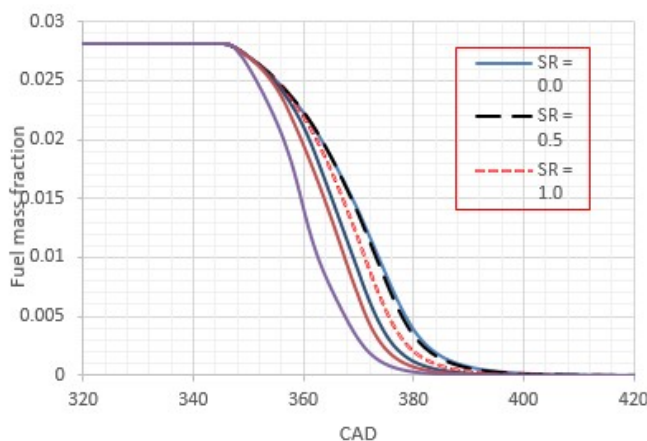


شکل ۱۲- فشار در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های چرخشی مختلف

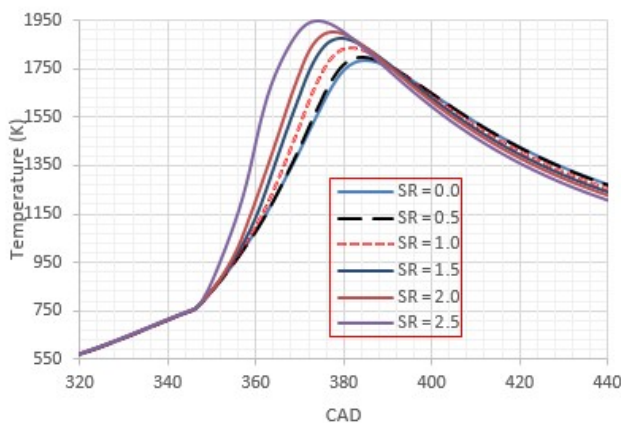
Figure 12- Pressure versus crank angle at different rotation ratios

¹ User Define Function

پروفیل‌های دما در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های چرخشی مختلف در شکل ۱۴ نشان داده شده است. افزایش نسبت چرخش به مقادیر بالاتر از ۱ منجر به حداکثر دمای بسیار بالایی می‌شود که برای تولید NOx مناسب نیست. افزایش نسبت چرخش به دلیل افزایش سرعت مماسی محلی، به تغییر جهت بیشتر جریان سوخت از جهت سوراخ محوری تمایل دارد. همچنین، تلاطم بالا باعث اتمیزه شدن بهتر قطرات سوخت و افزایش ناحیه جلویی شعله احتراق می‌شود. این امر منجر به احتراق سریع‌تر و افزایش دما و فشار محفظه می‌شود [۴۲].



شکل ۱۳- کسر جرم سوخت در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های چرخشی مختلف
Figure 13- Mass fraction versus crank angle at different rotation ratios



شکل ۱۴- دما در مقابل زاویه میل‌لنگ در نسبت‌های چرخشی مختلف
Figure 14- Temperature versus crank angle at different rotation ratios

مشخصات خروجی موتور در نسبت‌های چرخشی مختلف در جدول ۵ نشان داده شده است. همان‌طور که در این جدول نشان داده شده است افزایش نسبت چرخش ابتدا قدرت خروجی را افزایش می‌دهد و سپس آن را کاهش می‌دهد. این در حالی است که افزایش نسبت چرخش همیشه آلاینده NOx را افزایش می‌دهد. ویژگی‌های توان خروجی و آلاینده NOx به نسبت چرخش در جدول ۵ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل نشان داده شده است، نرخ افزایش توان خروجی پس از نسبت چرخش ۱/۵ کاهش می‌یابد. از آنجایی که آلاینده NOx در نسبت چرخش ۱ کمتر از ۳۵۰ ppm و در نسبت چرخش ۱/۵ از ۴۵۰ ppm است، این دو حالت برای این موتور برای کار در این شرایط مناسب به نظر می‌رسد.

جدول ۵- ویژگی‌های خروجی موتور در نسبت‌های چرخشی مختلف

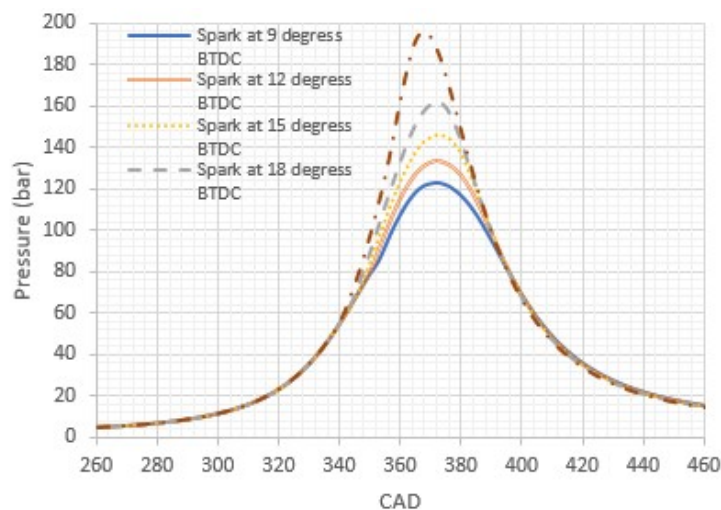
Table 5- Engine output characteristics in different rotation ratios

Swirl ratio	Max Pre (bar)	Max Temp (K)	Power (kW)	BSFC (g/kWh)	Nox (ppm)
0	145.9	1787.4	1007.9	166.08	204.2
0.5	147.8	1798.7	1010.1	165.72	231.4
1.0	158.4	1838.0	1021.5	163.87	323.3
1.5	169.8	1874.3	1029.9	162.5	431.9
2.0	178.7	1903.4	1032.8	162.1	524.9
2.5	197.8	1948.4	1030.4	162.5	786.1

همان‌طور که در جدول ۵ مشخص است با افزایش نسبت چرخش، دما افزایش می‌یابد و به تبع آن نیز آلاینده NOx افزایش می‌یابد. بایستی گفت تولید آلاینده‌ها بشدت تابع دماست. در حقیقت تمام متغیرهایی که باعث تغییر در آلاینده‌ها می‌شوند مانند سرعت دورانی موتور، فشار اولیه و نسبت تراکم بر فشار و دمای درون استوانه تأثیر دارند. دما اساسی‌ترین تأثیر را در تولید آلاینده‌ها دارد [۳۶]. افزایش نسبت چرخش منجر به آشفته‌گی بیشتر می‌شود بنابراین احتراق سریع‌تر باعث افزایش بیشتر حداکثر دمای گاز درون سیلندر می‌شود. بنابراین، افزایش نسبت چرخش باعث افزایش تولید آلاینده NO می‌شود. مطالعات زیر روند مشابهی را نشان می‌دهد [۴۳].

اثر زمان جرقه‌زنی

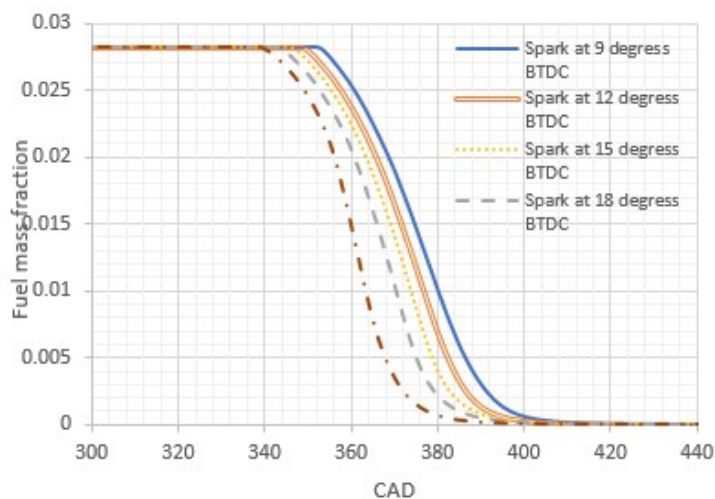
اثر جرقه‌زنی با تغییر زمان اشتعال جرقه از ۹ درجه به ۲۱ درجه قبل از نقطه مرگ بالا (BTDC) با افزایش ۳ درجه بررسی می‌شود. پروفیل فشار در مقابل زاویه میل‌لنگ در زمان‌بندی‌های مختلف احتراق در شکل ۱۵ نشان داده شده است. حداکثر فشار محفظه احتراق با پیشبرد زمان جرقه‌زنی به سرعت افزایش می‌یابد. فشار داخل سیلندر در احتراق جرقه ۲۱ درجه بسیار زیاد است و برای کارکرد موتور مناسب نیست. تغییر فشار سیلندر مهم‌ترین پارامتر آنالیز ترمودینامیکی موتور است. این نشانگر کل فرآیند احتراق است که به ما امکان می‌دهد کارایی تبدیلی انرژی در موتور را ارزیابی کنیم. برای اکثر کاربردها، تحلیل داده‌های احتراق نسبت به نقطه مرگ بالای (TDC) نشان داده می‌شود. تغییرات نسبت به موقعیت TDC از این نظر مهم است. نمودارهای گرافیکی در شکل ۱۳ نشان داده شده است. واضح است که زمان جرقه‌زنی به‌طور قابل‌توجهی بر تغییرات فشار سیلندر، حداکثر مقادیر آن و محل فشار حداکثر نسبت به TDC پیستون تأثیر می‌گذارد [۴۴].



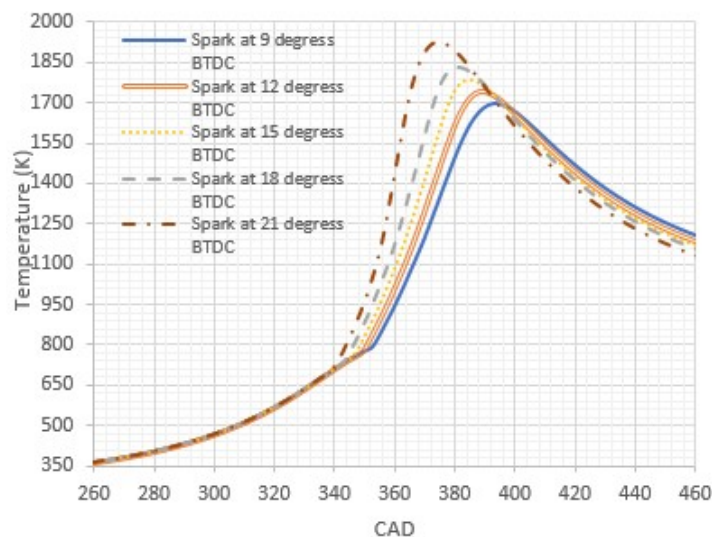
شکل ۱۵- فشار در مقابل زاویه میل‌لنگ در زمان‌های مختلف جرقه‌زنی

Figure 15- Pressure versus crank angle at different ignition timings

کسر جرم سوخت در مقابل زاویه میل لنگ در زمان‌بندی‌های مختلف جرقه‌زنی در شکل ۱۶ نشان داده شده است. شروع سوختن سوخت با زمان جرقه‌زنی مطابقت دارد. سرعت سوختن سوخت با پیشبرد زمان جرقه‌زنی از ۹ درجه به ۲۱ درجه BTDC افزایش می‌یابد. افزایش سریع سرعت سوختن سوخت با افزایش زمان جرقه‌زنی از ۱۸ به ۲۱ مشاهده می‌شود.



شکل ۱۶- کسر جرم سوخت در مقابل زاویه میل لنگ در زمان‌های مختلف جرقه‌زنی
Figure 16- Mass fraction versus crank angle at different ignition timings



شکل ۱۷- دما در مقابل زاویه میل لنگ در زمان‌های مختلف جرقه‌زنی
Figure 17- Temperature versus crank angle at different ignition timings

پروفیل‌های دما در مقابل زاویه میل لنگ در زمان‌بندی‌های مختلف جرقه‌زنی در شکل ۱۷ نشان داده شده است. پیشبرد زمان جرقه‌زنی باعث افزایش حداکثر دمای داخل سیلندر در حالی که مکان حداکثر دما و دمای خروجی آگزوز را کاهش می‌دهد. مقادیر بالای حداکثر دمای سیلندر در احتراق جرقه ۲۱ و ۱۸ منجر به تولید NOx بسیار بالایی می‌شود. یکی دیگر از

نتایج قابل توجه به دست آمده از شکل ۱۵ این است که، افزایش زمان جرقه‌زنی منجر به کاهش دمای سیلندر در زاویه میل‌لنگ ۴۶۰ (۱۰۰ درجه پس از TDC) می‌شود که با افزایش زمان جرقه‌زنی به دمای پایین‌تر از ۱۰۰ درجه پس از TDC می‌شود. مقادیر حداکثر فشار و مکان آن‌ها در زمان‌های جرقه‌زنی مختلف در جدول ۶ نشان داده شده است. مکان فشار حداکثر ابتدا با پیشبرد زمان جرقه‌زنی افزایش می‌یابد و سپس کاهش می‌یابد. حداکثر مقدار آن در احتراق جرقه ۱۵ رخ می‌دهد. افزایش زمان جرقه‌زنی باعث افزایش بیشتر فشار در سیلندر می‌شود و در مرحله انبساط فشار حداکثر به نقطه مرگ نزدیک‌تر می‌شود. انرژی حرارتی توسط مخلوط احتراق آزاد شده و متعاقباً فشار ایجاد شده بر روی پیستون در طول مرحله انبساط اثر می‌گذارد که منجر به تبدیل انرژی کل بسیار کارآمد و افزایش راندمان موتور می‌شود [۴۵]. با توجه به نتایج به دست آمده، موتور بهترین تغییر فشار سیلندر را در زمان احتراق ۱۵ درجه BTDC به دست می‌آورد که فرضیه ایجاد شده بر اساس نتایج در جدول ۶ را تأیید می‌کند.

جدول ۶- حداکثر فشار و موقعیت آن در زمان‌های مختلف جرقه‌زنی

Table 6- Maximum pressure and its position at different ignition times

Spark ignition timing BTDC	Maximum pressure (bar)	Maximum pressure location ATDC
9	123.1	11.8
12	133.6	11.8
15	145.9	12.4
18	162.4	11.8
21	196.0	7.6

مشخصات خروجی موتور در زمان‌بندی‌های مختلف جرقه‌زنی در جدول ۷ نشان داده شده است. همان‌طور که در این جدول نشان داده شده است، پیشبرد زمان جرقه‌زنی باعث افزایش آلاینده NOx می‌شود. هر ۳ درجه پیشروی در زمان احتراق در محدوده ۹ درجه تا ۱۸ درجه تقریباً آلاینده NOx را ۲/۵ برابر افزایش می‌دهد. در حالی که در محدوده ۱۸ درجه تا ۲۱ درجه، ۳ درجه پیشروی زمان احتراق، آلاینده NOx را ۴/۳ برابر افزایش می‌دهد. سطوح بالای آلاینده NOx در زمان جرقه‌زنی ۲۱ و ۱۸ درجه، استفاده از آن‌ها را نامناسب می‌کند. در زمان جرقه‌زنی ۹ درجه قدرت موتور نسبتاً کم و دمای آگزوز بالا است، بنابراین این مورد نیز وضعیت خوبی ندارد. از آنجایی که موتور در زمان جرقه‌زنی ۱۲ و ۱۵ شرایط عملیاتی قابل قبولی را نشان می‌دهد، این دو زمان جرقه‌زنی را می‌توان برای کارکرد موتور پیشنهاد کرد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش زمان جرقه‌زنی، پارامترهای خروجی موتور مانند توان، دما و فشار افزایش می‌یابد. بالاترین مقادیر در حداکثر زمان جرقه‌زنی به دست می‌آید. بنابراین، بهترین احتراق و حداکثر فشار در سیلندر در این مقدار زمان جرقه‌زنی حاصل شود. این فرض توسط منحنی‌های تغییرات فشار سیلندر تأیید یا رد می‌شود. این بدان معنی است که انرژی شیمیایی موجود در سوخت به‌طور مطلوب به کار مکانیکی تبدیل نمی‌شود. دلیل این امر فرار سریع مخلوط قابل احتراق از طریق لوله آگزوز است، به این معنی که بخشی از احتراق فقط در جریان آگزوز انجام می‌شود [۴۵]. به عبارت دیگر با افزایش زمان جرقه‌زنی، حداکثر فشار افزایش می‌یابد و دمای کلی داخل سیلندر در نتیجه آن زیاد می‌شود. از سوی دیگر فشار و دمای ناحیه نسوخته در لحظه آغاز احتراق و همچنین طول کلی دوره احتراق کم‌تر شده و بیشینه نرخ سوختن جرم افزایش می‌یابد [۴۶].

جدول ۷- ویژگی‌های خروجی موتور در زمان‌بندی‌های مختلف جرقه‌زنی

Table 7- Engine output characteristics at different ignition times

timing BTDC	Power (kW)	BSFC (g/kWh)	Nox (ppm)	NOx (g/kWh)
9	993.7	168.61	40.05	0.02125
12	1012.7	165.44	90.8	0.04727
15	1010	165.89	204.2	0.10660
18	1038.4	161.35	460.9	0.23397
21	1046.5	160.10	1993.6	1.00422

در جدول ۷ مشاهده می‌شود که با افزایش زمان جرقه‌زنی، میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن افزایش می‌یابد، چرا که یکی از عوامل مهم و تأثیرگذار بر میزان تولید اکسید نیتروژن در موتورهای گازسوز، دما و فشار احتراق است [۴۷]. از آنجایی که سرعت پیش انداختن زمان جرقه‌زنی فرصت بیشتری برای احتراق ایجاد می‌کند، احتراق گاز کامل‌تر شده، اثر افزایش میزان دما و فشار را در موتور تشدید می‌کند و طبعاً باعث افزایش میزان آلاینده NOx تولیدی خواهد شد [۴۸].

نتیجه‌گیری

در تحقیق ارائه شده، شبیه‌سازی عددی جریان سیال درون سیلندر، احتراق و آلاینده یک موتور گازسوز با سیستم احتراق پیش محفظه دار با استفاده از نرم‌افزار ANSYS-Fluent انجام شد و تأثیر نسبت چرخش، نسبت هم ارزی و زمان‌بندی جرقه‌زنی بر فشار، دما، توان تولیدی موتور و میزان انتشار آلاینده مورد بررسی قرار گرفت. مهم‌ترین نتایج این شبیه‌سازی‌ها به شرح زیر است.

- تجزیه و تحلیل اثر نسبت سوخت هوا نشان داد که بهترین نسبت هم ارزی عملیاتی در بار کامل، نسبت هم ارزی ۲/۰ است که نسبت هم ارزی موتور پایه بود. به نظر می‌رسد نسبت‌های هم ارزی از ۱/۹۵ تا ۲/۰۵ برای موتور گازسوز پیش محفظه دار مناسب باشد.
- به منظور بررسی اثر نسبت چرخش نسبت چرخش از ۰ به ۲/۵ با افزایش ۰/۵ در نسبت معادل ۲ تغییر کرده است. تعادل بین قدرت خروجی موتور، فشار داخل سیلندر و آلاینده NOx نشان داد که نسبت چرخش در محدوده ۰/۵ تا ۱/۵ برای این موتور مناسب است. از آنجایی که شبیه‌سازی چرخه بسته موتور در این کار انجام می‌شود، به سختی می‌توان گفت که پیکربندی موتور پایه قادر به معرفی نسبت چرخش مناسب است یا خیر. با این حال، نسبت چرخش کمتر هیچ مشکلی ایجاد نمی‌کند در حالی که مقادیر بالاتر منجر به آلاینده‌های غیرقابل قبول NOx می‌شود.
- پنج زمان‌بندی جرقه‌زنی در محدوده ۹ درجه تا ۲۱ درجه قبل از TDC با افزایش ۳ درجه برای بررسی اثر اشتعال جرقه استفاده شده است. نتایج نشان داد که زمان جرقه‌زنی ۱۲ و ۱۵ شرایط عملیاتی قابل قبولی را نشان می‌دهد. احتراق جرقه ۱۲ آلاینده NOx کمتر و دمای اگزوز بالاتر را در مقایسه با جرقه ۱۵ نشان داد. نتایج به دست آمده نشان داد، زمان‌بندی جرقه زنی تأثیر مهمی بر پارامترهای خروجی موتور دارد.

مراجع

- [1] S. Heyne, M. Meier, B. Imbert, and D. Favrat, "Experimental investigation of prechamber autoignition in a natural gas engine for cogeneration," *Fuel*, vol. 88, no. 3, pp. 547–552, Mar. 2009.
- [2] A. Jamrozik, "Lean combustion by a pre-chamber charge stratification in a stationary spark ignited engine," *Journal of mechanical science and technology*, vol. 29, no. 5, pp. 2269–2278, May 2015.
- [3] J. Benajes *et al.*, "Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 178, p. 115501, Sep. 2020
- [4] D. Chiera, M. Riley, and G. J. Hampson, "Mechanism for High Velocity Turbulent Jet Combustion From Passive Prechamber Spark Plug," Sep. 2012.
- [5] D. Brian Spalding, *Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion*. Elsevier, 2015.
- [6] M. H. Shojaeefard, and J. Sadri Qahfarrokhi, "Investigation to Set the Type of Pre-Chamber Fuel System in Heavy Gas Engine HIMSEN 35/40.," *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, vol. 53, no. 5, pp. 693-696, 2021.
- [7] M. Schumacher, T. Russwurm, and M. Wensing, "Pre-chamber Ignition System for Homogeneous Lean Combustion Processes with Active Fuelling by Volatile Fuel Components," p. 292, Jan. 2018. [8] P. Hlaing *et al.*, "Effect of Pre-Chamber Enrichment on Lean Burn Pre-Chamber Spark Ignition Combustion Concept with a Narrow-Throat Geometry," *SAE Technical Paper Series*, Apr. 2020
- [9] E. Toulson, H. J. Schock, and W. P. Attard, "A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems," *SAE Technical Paper Series*, Oct. 2010
- [10] W. P. Attard, M. G. Bassett, P. J. Parsons, and H. Blaxill, "A New Combustion System Achieving High Drive Cycle Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain," *SAE technical paper series*, Apr. 2011

- [11] C. Chen, P. Pal, M. Ameen, D. Feng, and H. Wei, "Large-eddy simulation study on cycle-to-cycle variation of knocking combustion in a spark-ignition engine," *Applied Energy*, vol. 261, p. 114447, Mar. 2020.
- [12] W. P. Attard and H. Blaxill, "A Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System at Unthrottled Conditions," *SAE International Journal of Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 315–329, Apr. 2012
- [13] N. Wang, J. Liu, W. L. Chang, and C. F. Lee, "A numerical study on effects of pre-chamber syngas reactivity on hot jet ignition," *Fuel*, vol. 234, pp. 1–8, Dec. 2018
- [14] P. M. Allison, M. de Oliveira, A. Giusti, and E. Mastorakos, "Pre-chamber ignition mechanism: Experiments and simulations on turbulent jet flame structure," *Fuel*, vol. 230, pp. 274–281, Oct. 2018.
- [15] F. Bozza, Vincenzo De Bellis, D. Tufano, Enrica Malfi, Christoph Müller, and K. Habermann, "A Quasi-Dimensional Model of Pre-Chamber Spark-Ignition Engines," *SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series*, Apr. 2019
- [16] J. Benajes, R. Novella, J. Gomez-Soriano, P. J. Martinez-Hernandez, C. Libert, and M. Dabiri, "Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines," *Applied Energy*, vol. 248, pp. 576–588, Aug. 2019
- [17] M. Bolla, E. Shapiro, N. Tiney, Panagiotis Kyrtatos, M. Kotzagianni, and Konstantinos Boulouchos, "Numerical Simulations of Pre-Chamber Combustion in an Optically Accessible RCEM," *SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series*, Apr. 2019
- [18] S. Jafarmadar, "Three-dimensional modeling and exergy analysis in Combustion Chambers of an indirect injection diesel engine," *Fuel*, vol. 107, pp. 439–447, May 2013
- [19] S. Matsuo, Y. Kawabata, K. Okamoto and T. Amano, "A NUMERICAL STUDY OF EFFECTS OF COMBUSTION CHAMBER SHAPE ON PRE-CHAMBER COMBUSTION", Tokyo Gas Co., Ltd, 2007.
- [20] A. De Risi, T. Donato, and D. Laforgia, " optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engines" *JOURNAL OF ENGINES*, vol. 112, no. 3, pp. 1437-1445, 2003.
- [21] one Luo Maji, None Xiang Liangshan, and None Li Xiong, "Numerical simulation of the effects of combustion chamber geometry on nonroad diesel engine performance," Apr. 2011
- [22] R. B. Krieger, Gary L. Borman, *American Society of Mechanical Engineers. The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines*. ASME, New York, N.Y., 1966.
- [23] B. D. Peters and G. L. Borman, "Cyclic Variations and Average Burning Rates in a S. I. Engine," *SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series*, Feb. 1970
- [24] D. J. Patterson and G. J. Van, "A DIGITAL COMPUTER SIMULATION FOR SPARK-IGNITED ENGINE CYCLES," *SAE technical paper series*, Jan. 1963 [25] R. S. Benson, W. J. D. Annand, and P. C. Baruah, "A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 17, no. 2, pp. 97–124, Feb. 1975
- [26] C. W. Hong, "A Combustion Correlation for Spark-Ignition Engine Simulation Under Steady and Transient Conditions," *SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series*, Sep. 1990
- [27] Al-Alousi Y. Examination of the Combustion Processes and the Performance of a spark Ignition Engine, Using a data-Acquisition System. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, 1982.
- [28] Al-Himyar T.J. A diagnostic Two-Zone Combustion Model for Spark Ignition Engines Based on Pressure Time Data. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, 1988.
- [29] Karim G.A. and Gao J. A predictive Model for Knock in Gas Fueled Spark Ignition Engine. In Proceeding of the International Congress on Computational Methods in Engineering (ICCME), an. 1993
- [30] Attar A. A., "Optimization and Knock Modelling of a Gas Fuelled Spark Ignition Engine. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, 1997.
- [31] N. Ghadimi, M. Gorji, and D. Domiri Ganji, "3D simulation of close cycle of spark ignition gas engine and investigation on effects of combustion chamber geometry on power and emissions," *The Journal of Engine Research*, vol. 28, no. 28, pp. 31–38, Oct. 2012
- [32] Iglesias Fernández and J. Manuel, "Study of Combustion Using a Computational Fluid Dynamics Software (ANSYS)," Mar. 2016.
- [33] D. B. Spalding, "Theory, measurement and application: B. E. Launder, Ed., Studies in Convection, vol. 2. Academic Press, New York, 1977, 225 pages, [34] Magnussen, B. F. and Mjertager, B. H., "The Eddy Dissipation Concept for turbulent combustion", 16th Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, pp 719-727, 1976
- [35] Mauro, R. Şener, M. Z. Gül, R. Lanzafame, M. Messina, and S. Brusca, "Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models," *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 9, no. 2, pp. 215–226, Feb. 2018 [36] M, Afshari et al., "Study of spark ignition engine emissions fueled by blended hydrogen and methane" *The Journal of Engine Research*, vol. 31, no. 31, pp. 55-63, 2022. (in persian)
- [37] M, Sarfarazi, J. Khadem, and S. I. Pourmousavi Kani, "Numerical investigation of performance parameters and emission of NOx pollutant of RCCI engine with methane-diesel fuel at different injection times and equivalence ratios" *Fuel and Combustion*, vol. 16, no. 1, pp. 40-60, 2023. (in persian) (1), 40-60. doi: 10.22034/jfnc.2023.415073.1358
- [38] A. Yousefzadeh, and O. Jahanian, "3D Simulation Considering Detailed Chemical Kinetics for a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fueled with Methane and Dimethyl Ether," *Fuel and Combustion*, vol. 8, no. 1, pp- 77-91, 2015. (in Persian)

- [39] A. Taqizadeh, O. Jahanian, and I. Pourmousavi, "Simulation Study on the Effects of Methane – Normal Heptane Blend Fraction on the Performance of a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine" *Fuel and Combustion*, vol. 12, no. 4, pp.15-31, 2019. (in Persian)
- [40] J. kheyrollahi et al., "Experimental investigation and simulation of lean burn combustion in a SI natural gas engine using prechambered spark plug" *The Journal of Engine Research*, vol. 50, no. 50, pp. 41-54, 2022. (in Persian)
- [41] M. Kaplan, "Influence of swirl, tumble and squish flows on combustion characteristics and emissions in internal combustion engine-review," *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, vol. 8, no. 2, pp. 83–102, Sep. 2019.
- [42] M. P. Priscilla, "A Comprehensive Study On In-Cylinder Ic Engine Due To Swirl Flow," *International journal of engineering research and technology*, vol. 2, no. 7, Jul. 2013.
- [43] T. Tulwin, M. Wendeker, and Z. Czyż, The swirl ratio influence on combustion process and heat transfer in the opposed piston compression-ignition engine. *Combustion Engines*, vol. 56., 2017.
- [44] C. Bennett, J. F. Dunne, S. Trimby, and D. Richardson, "Engine cylinder pressure reconstruction using crank kinematics and recurrently-trained neural networks," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 85, pp. 126–145, Feb. 2017
- [45] Lukáš Tunka and A. Polcar, "Effect of Various Ignition Timings on Combustion Process and Performance of Gasoline Engine," *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*, vol. 65, no. 2, pp. 545–554, May 2017.
- [46] Ghanbari. M, Ebrahimi. R and Jazayeri. A, Evaluation of Various Knock Control Methods in a Spark Ignition Engine Fuelled with Natural Gas through a Three Zone Quasi-Dimensional. *Fuel and Combustion*, 1(2), 21-35, 2008.
- [47] Shams Taleghani, A., & Roshani, D. (2023). Experimental Investigation of Spark Advance of XU7/JPL3 Engine on Exhaust Gas Emissions. *Fluid Mechanics & Aerodynamics*, 11(2), 109-117.
- [48] D.-Y. Huang, J.-H. Jang, P.-H. Lin, and B.-H. Chen, "Effect of Ignition Timing on the Emission of Internal Combustion Engine with Syngas Containing Hydrogen using a Spark Plug Reformer System," *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 1570–1575, May 2017.

Numerical simulation and parametric study of a pre-chamber gas engine using computational fluid dynamics

Abolfazl Pourfathian¹, Mohammad Shafiey Dehaj^{2*}, Hassan Hajabdollahi

1- Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran, abolfazl1374pourfathian@gmail.com

2- Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran, m.shafiey@vru.ac.ir

3- Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran, h.hajabdollahi@vru.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2024/04/06, Received in revised form: 2024/06/25, Accepted: 2024/06/29)

The pre-chamber ignition system is a key technology to enable spark ignition engines to operate under lean burn conditions and stable combustion. Therefore, in the current research, the effect of rotation ratio, equivalence ratio and ignition time on pressure, temperature, engine output power and pollutant emissions of a pre-chambered gas engine was investigated using computational fluid dynamics. This research generally consists of three parts; in the first part, the combustion chamber geometry of an engine equipped with pre-chamber technology is drawn and gridded. In the second step, dynamic motion is given to the combustion chamber and the chamber is simulated in motoring mode (without combustion). In the third step, the combustion process inside the chamber was analyzed using Fluent software. This analysis, which included methods for solving the problem of computational network dynamics and the transfer of components due to combustion, provides the profiles of temperature and pressure, fuel consumption, output work, and other functional characteristics of the engine. Analysis of the effect of air fuel ratio showed that the best operating equivalence ratio at full load is 2, which is the equivalence ratio of the base engine. Also, the results showed that the ignition time of 12 and 15 degrees before the top dead point shows acceptable operating conditions. Ignition timing 12 showed lower NO_x production and higher exhaust gas temperature compared to ignition timing 15.

Keywords: Gas engine, pre-chambered, computational fluid dynamics, ignition, fuel mass fraction