



## Investigation to Set the Type of Pre-Chamber Fuel System in Heavy Gas Engine HIMSEN 35/40

M. H. Shojaeefard\*, A. Sadri Qahfarrokhi

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** Following concerns about air pollution and global warming in recent years, the use of heavy duty gas engines has become favorable in major industries such as the marine industry, power plants, etc. Heavy duty diesel engines designed for similar applications were used and made by modifying their structure or adding new parts or a combination of the two approaches, because of the fact that heavy duty gas engines are more similar to diesel engines with similar emissions. They have less emission and also less power. Various technologies can be used to increase the power of the gas engines. One of these new technologies is the pre-combustion chamber, which results in an increase in power output. The pre-chambers are categorized into two types of refueling in terms of how the refueling is shared with the main chamber and refueling independent of the main chamber. The pre-combustion chamber should be used to increase the efficiency of the pre-chamber and overall engine efficiency, which is suggested after considering the use of the pre-combustion chamber with a stand-alone fuel system.

### Review History:

Received: Nov. 26, 2019

Revised: Apr. 19, 2020

Accepted: May. 03, 2020

Available Online: Jun. 26, 2020

### Keywords:

Heavy gas engine

Pre combustion chamber

Main combustion chamber

Nozzle

Fuel system

### 1. Introduction

Heavy gas engines are often developed by diesel engines, which includes changing different parts of diesel engines or adding new parts to them or a combination of the two, resulting in a new engine that fits the gas. One of the most effective technologies used in this field is pre-chamber technology, which leads to a significant improvement in the combustion process. There have been many studies on preoperative performance, which will be discussed below.

Toulson et al. [1] studied SI ignition and ignition systems with PCI pre-ignition on natural gas and propane fuels. Shah et al. [2] using simulation of prefabricated jet mixing features in a heavy-duty gas engine using Computational Fluid dynamics (CFD) method to investigate the effects of pre-chamber and nozzle dimensions on ignition caused by turbulent jet in the two-ratio format. Gentz et al. [3] used combustion imaging and modeling of CFD to examine the performance of a pre-chamber ignition system by the TJI turbulent jet in a high-density motor for different nozzle diameters. Khan et al. [4], using three-dimensional computational modeling, examined the ignition jet in a methane-hydrogen-air-mixed mixture in a fixed volume combustion chamber. Thelen et al. [5] conducted a computational analysis of the effect of nozzle size on the performance of the TJI turbulent jet ignition system. The turbulent jet ignition system is provided on a high-density machine. Alvarez et al. [6] conducted a comprehensive study by reviewing pre-chamber ignition systems as poor combustion technologies in ignition spark motors. Qin et

al. [7] examined the pre-mixed combustion of methane-air mixture in the prefabricated system and main chamber using precise numerical simulation, which is suitable for use in internal combustion engines.

In this article, by selecting the HIMSEN 35/40 gas engine made by Hyundai Korea with a cylinder diameter of 350 mm and a course length of 400 mm, this issue is examined: What should the pre-chamber fuel system look like, shared with the main or separate chamber refueling system?

### 2. Methodology

Dimensions and dimensions of the HIMSEN 35/40 engine are available from Hyundai's website [8]. This study is performed by numerical solution with the help of simulation in CONVERGE commercial software. The computational network is shown in Fig. 1.

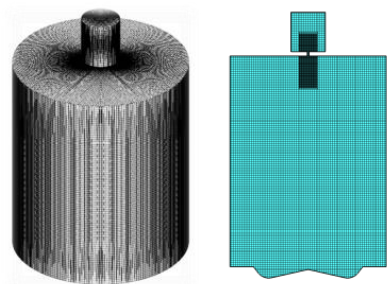
### 3. Results and Discussion

The pressure trace from the experiment and the results obtained from the simulation for pre-chamber based on time for pre-chamber mode with a cylindrical nozzle ("straight") is shown in Fig. 2.

In this paper, the results are validated in the CONVERGE software on a fixed volume combustion chamber, while the engine is intended for the analysis of a larger gas engine with larger dimensions. The first stage is the independence of the grid in the simulation of the fixed volume combustion

\*Corresponding author's email: mhshf@iust.ac.ir

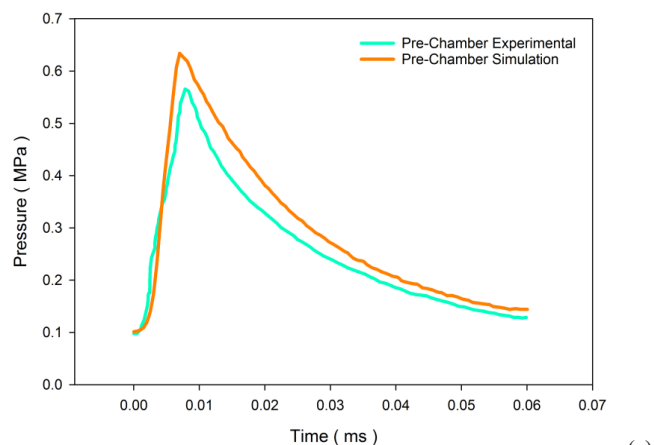




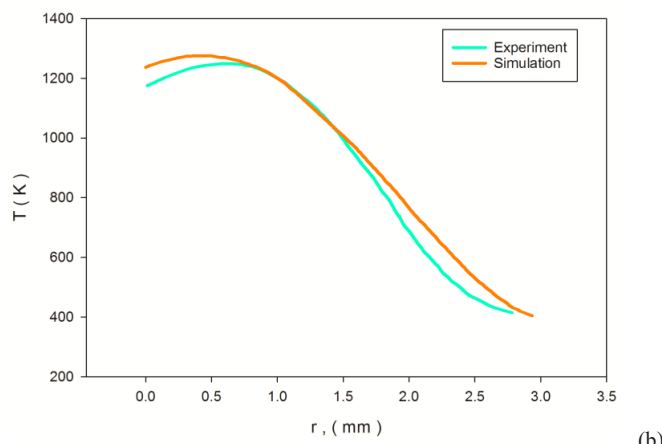
**Fig. 1. 3D and 2D view of the solution domain and the generated grid**

chamber (Fig. 3(a)), and the second stage is the independence of the grid in the simulation of a heavy gas engine as shown in Fig. 3(b) (40/35HIMSEN gas engine).

As shown in Fig. 5, the pressure inside the main chamber increases during the time, while the increase in pressure inside



(a)



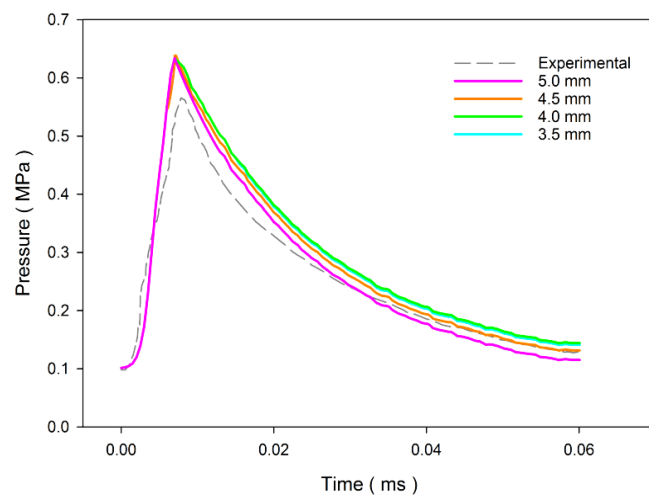
(b)

**Fig. 2. Comparison (a) of pre-chamber pressure trace and (b) cylinder temperature along radial distance from the cylinder axis, for experimental results and simulation results in CONVERGE software**

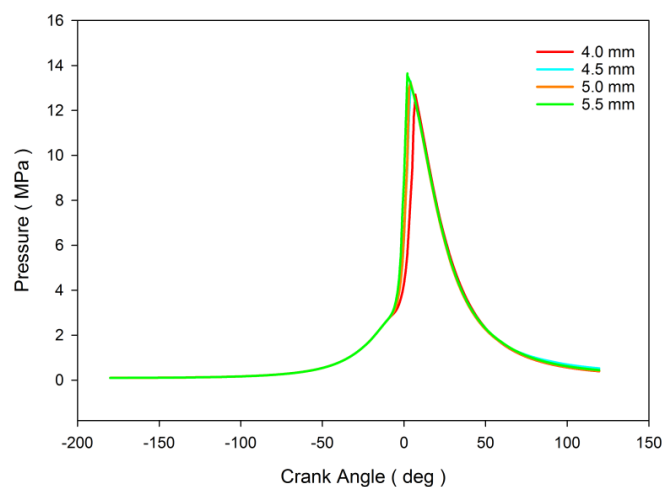
the pre-chamber is very small so that it can be ignored. This means that the pressure inside the pre-chamber is not affected by the increase in pressure inside the main chamber, because unlike light gas-fired engines [9], the nozzle dimensions are very small compared to the main chamber and pre-chamber, so it can be ignored when the pre-chamber pressure is still low during ignition. There is no mixture of fuel and air into the pre-chamber, so the pre-chamber pressure at the time of ignition will be lower than the desired value, and even after ignition and combustion.

#### 4. Conclusion

In general, it can be stated that in the HIMSEN 35/40 gas engine, the pre-chamber refueling system must be independent of the main chamber's refueling system, which is true for all large-scale heavy-duty gas engines, based on the reasons stated in result section the flame jet does not flow efficiently from the pre-chamber to the main chamber, so there is no effective combustion inside the main chamber.



**Fig. 3. Pre-chamber pressure trace for mesh sizes 5.0, 4.5, 4.0 and 3.5 mm in constant volume combustion chamber**



**Fig. 4. Main chamber pressure trace for mesh sizes 5.5, 5.0, 4.5 and 4.5 mm in HIMSEN 35/40 engine chamber**

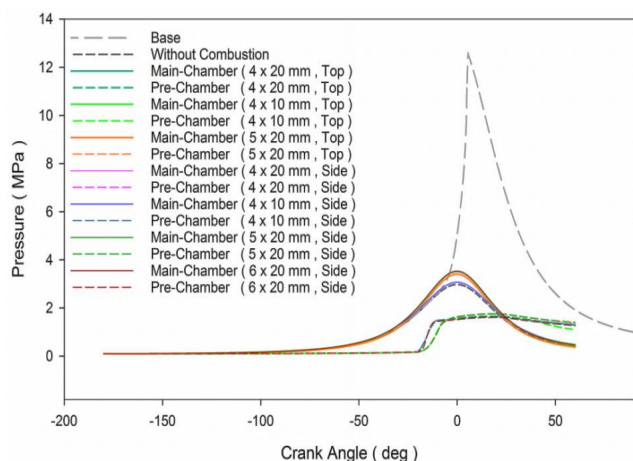


Fig. 5. Main chamber pressure trace for common main and pre-chamber fuel system

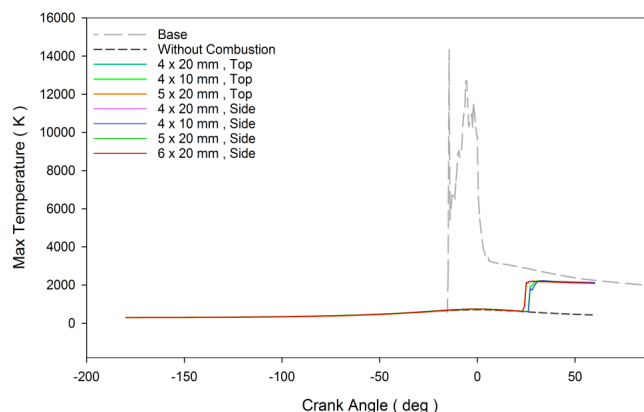


Fig. 6. Maximum temperature trace for the common main and pre-chamber fuel system

## References

- [1] E. Toulson, A. Huisjen, X. Chen, C. Squibb, G. Zhu, H. Schock, W.P. Attard, Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion, SAE International Journal of Engines, 5(4) (2012) 1821-1835.
- [2] A. Shah, P. Tunestål, B. Johansson, CFD Simulations of Pre-Chamber Jets' Mixing Characteristics in a Heavy Duty Natural Gas Engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2015.
- [3] G. Gentz, B. Thelen, P. Litke, J. Hoke, E. Toulson, Combustion visualization, performance, and CFD modeling of a pre-chamber turbulent jet ignition system in a rapid compression machine, SAE International Journal of Engines, 8(2) (2015) 538-546.
- [4] M.N. Khan, K.-y. Paik, M.R. Nalim, 3D computation for torch jet ignition of premixed methane-hydrogen-air blends in a pre-chamber constant volume combustor at variable pre-chamber pressure, in: 51st AIAA/SAE/ASEE joint propulsion conference, 2015, pp. 3784.
- [5] B.C. Thelen, E. Toulson, A computational study on the effect of the orifice size on the performance of a turbulent jet ignition system, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 231(4) (2017) 536-554.
- [6] C.E.C. Alvarez, G.E. Couto, V.R. Roso, A.B. Thiriet, R.M. Valle, A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines, Applied Thermal Engineering, 128 (2018) 107-120.
- [7] F. Qin, A. Shah, Z.-w. Huang, L.-n. Peng, P. Tunestal, X.-S. Bai, Detailed numerical simulation of transient mixing and combustion of premixed methane/air mixtures in a pre-chamber/main-chamber system relevant to internal combustion engines, Combustion and Flame, 188 (2018) 357-366.
- [8] K. Tanoue, T. Kimura, T. Jimoto, J. Hashimoto, Y. Moriyoshi, Study of prechamber combustion characteristics in a rapid compression and expansion machine, Applied Thermal Engineering, 115 (2017) 64-71.

### HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. H. Shojaeefard, A. Sadri Qahfarrokhi, Investigation to Set the Type of Pre-Chamber Fuel System in Heavy Gas Engine HIMSEN 35/40, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 693-696.

DOI: [10.22060/mej.2020.17404.6588](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17404.6588)







## بررسی و تعیین نوع سیستم سوخت‌رسانی پیش‌محفظه احتراق در موتور گازسوز سنگین هیمنسن ۴۰/۳۵

محمد حسن شجاعی فرد\*، آرش صدری قهفرخی

دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۹/۰۶

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۱/۳۱

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۲/۱۴

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۴/۰۶

### کلمات کلیدی:

موتور گازسوز سنگین

پیش‌محفظه احتراق

محفظه احتراق اصلی

نازل

سیستم سوخت‌رسانی.

**خلاصه:** به دنبال افزایش نگرانی‌ها در مورد آلودگی هوا و گرمایش زمین، در سال‌های گذشته استفاده از موتورهای گازسوز سنگین در صنایع بزرگ مانند صنایع دریایی و نیروگاه‌ها هرچه بیشتر مورد توجه قرار گرفته است، این موتورها در واقع بر پایه موتورهای دیزل سنگین که برای کاربری مشابه مورد استفاده قرار می‌گرفتند و با ایجاد تغییرات در ساختار آنها یا اضافه کردن قسمت‌های جدید به آنها و یا ترکیبی از این دو رویکرد، ساخته می‌شوند. علت این امر آن است که موتورهای گازسوز سنگین نسبت به موتورهای دیزل با کاربری مشابه آلودگی کمتری دارند اما از سوی دیگر توان تولیدی آنها نیز پایین‌تر است که برای حل این نقطه ضعف و افزایش توان موتور گازسوز تکنولوژی‌های مختلفی به آنها اضافه می‌شود. یکی از این تکنولوژی‌های جدید، پیش‌محفظه احتراق است که منجر به افزایش توان تولیدی می‌شود. پیش‌محفظه‌ها از نظر نحوه سوخت‌رسانی به دو دسته سوخت‌رسانی مشترک با محفظه اصلی و سوخت‌رسانی مستقل از محفظه اصلی دسته‌بندی می‌شوند. در این مقاله به بررسی این موضوع پرداخته می‌شود که در یک موتور گازسوز سنگین چه نوع سیستم سوخت‌رسانی برای پیش‌محفظه احتراق باید به کار برده شود تا کارایی پیش‌محفظه و به طور کلی کارایی موتور افزایش یابد که پس از بررسی استفاده از پیش‌محفظه احتراق با سیستم سوخت‌رسانی مستقل از محفظه اصلی پیشنهاد می‌شود.

### ۱- مقدمه

در چند دهه اخیر با توجه به لزوم اجرای قوانین در ارتباط با انتشار گازهای آلاینده و با توجه به افزایش نگرانی‌ها در ارتباط با انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از موتورهای احتراق داخلی، گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین مناسب برای نیروگاه‌های برق، پیش‌ران‌های دریایی و... مورد توجه قرار گرفته است. قانون هوای پاک که در سال ۱۹۹۰ تصویب شد، از لحاظ اثرگذاری بروی طراحی موتورها جهت کاهش انتشار آلاینده‌ها، بیانگر نقطه عطفی در دنیای موتورهای صنعتی جرقه‌اشتهالی بود. از این رو تلاش برای توسعه موتورهای گازسوز به عنوان جایگزینی برای موتورهای بنزنی و به خصوص موتورهای دیزلی افزایش یافت، زیرا این موتورها با وجود تولید توان پایین‌تر نسبت به موتورهای دیزلی آلودگی کمتری دارند که دلیل اصلی برای گرایش بیشتر به تولید و توسعه این موتورها شده است. از سوی دیگر در سال‌های اخیر تلاش‌های بسیار برای افزایش بازده موتورهای گازسوز صورت گرفته است تا این ضعف آنها نسبت به

موتورهای دیزلی برطرف شود.

موتورهای گازسوز سنگین اغلب به روش توسعه موتورهای دیزل تولید می‌شوند، این توسعه شامل تغییر در قسمت‌های مختلف موتورهای دیزل یا اضافه کردن قسمت‌های جدید به آنها و یا ترکیبی از این دو روش و در نتیجه دست‌یابی به یک موتور جدید و متناسب با سوخت‌گازی می‌باشد. یکی از موثرترین تکنولوژی‌های به کار رفته در این زمینه تکنولوژی پیش‌محفظه احتراق<sup>۱</sup> می‌باشد که منجر به بهبود قابل توجه فرایند احتراق می‌شود. مطالعات زیادی بر روی عملکرد پیش‌محفظه انجام شده است که در ادامه به آنها اشاره خواهد شد.

تولوسن و همکاران در سال ۲۰۰۹ [۱]، به انجام مدل‌سازی استفاده از سوخت‌های جایگزین بنزین و گاز مایع<sup>۲</sup> برای پیش‌محفظه در جت اشتعال آشفته<sup>۳</sup> پرداخته و به کمک نتایج مدل‌سازی احتراق با استفاده از کد استار/کینتیک<sup>۴</sup>، اثرات  $\lambda$  مربوط به سوخت درون

- 1 PC (Pre Combustion Chamber)
- 2 LPG (Liquefied Petroleum Gas)
- 3 TJI (Turbulent Jet Ignition)
- 4 STAR/KINetics

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mhshf@iust.ac.ir



و مهندسی به کمک کامپیوتر<sup>۳</sup> در شبیه‌سازی‌های موتور و با استفاده از کد استار-سی سی ام<sup>۴</sup> در ترکیب با مجموعه شیمیایی دارس<sup>۵</sup> برای فراهم کردن مجموعه‌ای از مولفه‌ها و ارزیابی عملکرد موتور، توضیح داده شده است.

سادانادان و همکاران [۴]، در یک مجموعه پیش‌محفظه و محفظه اصلی آزمایشگاهی به مطالعه بر روی کسر جرمی مخلوط در جت اشتعال خروجی از پیش‌محفظه پرداختند. مخلوط مورد نظر مخلوطی از هیدروژن و هوا بوده و این کار با ردیابی گونه کربن مونواکسید با استفاده از تکنولوژی لیزر القایی فلورسنت<sup>۶</sup> به کمک آنالیز پیوستگی انجام شده است.

چیرا و همکاران [۵]، به مطالعه بر روی مکانیزم احتراق به وسیله جت آشفته سرعت بالا و خروجی از پیش‌محفظه دارای شمع جرقه‌زن پرداختند. در این پژوهش به طور اساسی در مورد فیزیک پیش‌محفظه‌های دارای شمع جرقه‌ای جدید تحقیق کرده‌اند که دارای ویژگی‌هایی از جمله، تاخیر در اشتعال خودبخودی، احتراق سریع و ضریب تغییرات پایین به ازای  $1/8 > \lambda$  و همچنین بهبود مصرف سوخت به اندازه بیش از ۱٪ در موتور گازسوز دارای سوخت گاز طبیعی، از خود نشان داده‌اند.

شاه و همکاران [۶] به بررسی ویژگی‌های تکنیک یونیزاسیون به کمک جت اشتعالی پلاسما با استفاده از شمع جرقه‌زن درون پیش‌محفظه پرداخته‌اند که در موتورهای گازسوز سنگین به کار می‌رود. در این مطالعه بررسی فرایند یونیزاسیون به کمک ثبت سیگنال جریان یونیزاسیون و آن هم بر روی یک موتور گازسوز با سوخت گاز طبیعی دارای ۶ سیلندر و حجم ۹ لیتر مجهز به توربو شارژ و تکنولوژی بازگشت گازهای خروجی<sup>۷</sup> انجام شده است.

تولوسن و همکاران [۷] به بررسی سیستم‌های جرقه اشتعالی<sup>۸</sup> و اشتعال به وسیله پیش‌محفظه<sup>۹</sup> بر روی سوخت‌های گاز طبیعی و پروپان پرداخته‌اند. آنها با تصویربرداری از احتراق به وسیله سیستم اشتعال جرقه‌ای در یک موتور تک سیلندر آزمایشگاهی دارای سوخت گاز طبیعی و پروپان در نسبت تراکم‌های متفاوت و نقاط عملکرد

پیش‌محفظه و محفظه اصلی را بر روی احتراق تحلیل کردند. همچنین نمودارهای دما در راستای محور مرکزی را مورد بررسی قرار دادند و مشخص شد که وجود مخلوط غنی‌تر در پیش‌محفظه می‌تواند سوخت موجود در محفظه اصلی را سریع‌تر مشتعل کند که خود منجر به انتشار سریع شعله می‌شود. سپس اثرات استفاده از سوخت‌های دیگر در پیش‌محفظه، مانند گاز مایع و بنزین، را بر روی احتراق محفظه اصلی بررسی کردند.

آتارد و همکاران [۲] به بررسی احتراق ناشی از جت اشتعال آشفته خروجی از پیش‌محفظه پرداختند که این سیستم برای بهبود اقتصاد سوخت در سیستم‌های محرکه نوین به کار می‌رود. محور کلی فعالیت آتارد و همکاران [۲] را می‌توان به صورت خلاصه اینگونه بیان کرد؛ مقایسه مصرف سوخت و اثرات انتشار برای سیستم جرقه اشتعال معمولی و سیستم احتراق توسط جت آشفته اشتعال، مقایسه پارامترهای احتراق بین سیستم جرقه اشتعالی و جت اشتعالی آشفته، تعیین بیشترین سطح رقیق‌سازی مخلوط سوخت و هوا در حالی که پایداری احتراق همچنان در حالت مناسب باقی بماند، اندازه‌گیری حساسیت کنترل سیستم جت آشفته اشتعال برای زمان‌بندی جرقه پیش‌محفظه، زمان بندی پاشش جت از پیش‌محفظه به درون محفظه اصلی و نسبت سوخت پیش‌محفظه به محفظه اصلی.

بورتی و همکاران [۳]، خوداشتعالی هیدروژن در سیستم اشتعال پیش‌محفظه را مدل‌سازی کردند. این بررسی به دنبال آن صورت گرفت که در پایان مرحله تراکم، مقدار کمی هیدروژن به درون پیش‌محفظه پاشیده می‌شود، که با هوای ورودی از محفظه اصلی مخلوط می‌شود. سپس به دلیل دمای بالای شمع، احتراق مخلوط سوخت و هوا در پیش‌محفظه شروع می‌شود و سپس جت‌های ناشی از گازهای داغ احتراق جزئی وارد محفظه اصلی می‌شوند و مخلوط لایه‌ای فقیر از سوخت و هوا، در چندین نقطه داغ<sup>۱</sup>، مشتعل می‌شود. در این مطالعه عملکرد پیچیده پیش‌محفظه و محفظه اصلی شامل شکل‌گیری مخلوط، خوداشتعالی، رشد احتراق پیش‌محفظه، جت اشتعالی ورودی به مخلوط محفظه اصلی و رشد احتراق در محفظه اصلی با استفاده از کتابخانه‌های شیمیایی دقیق در ترکیب با محاسبات جریان آشفته، به کمک ترکیبی از روش دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۲</sup>

3 CAE (Computer Aided Engineering)  
4 STAR-CCM  
5 DARS  
6 LIF (Laser Induced Fluorescence)  
7 EGR (Exhaust Gas Return)  
8 SI (Spark Ignition)  
9 PCI (Pre-Chamber Ignition)

1 Hot Spot  
2 CFD (Computational Fluid Dynamic)

عددی دقیق پرداخته‌اند، که این سیستم متناسب برای استفاده در موتورهای احتراق داخلی می‌باشد.

امروزه مراکز تحقیقاتی و شرکت‌های زیادی در سراسر جهان به ویژه در ژاپن، سوئد و آمریکا در زمینه تولید و بهره‌برداری از موتورهای گازسوز سنگین فعالیت می‌کنند. صنایع سنگین میتسوبیشی ژاپن<sup>۲</sup>، صنایع سنگین کاوازاکی ژاپن<sup>۳</sup>، شرکت مهندسی و کشتی سازی میتسوی<sup>۴</sup>، اوساکا و دنزو<sup>۵</sup>، شرکت کره‌ای صنایع سنگین هیوندای<sup>۶</sup>، شرکت‌های آمریکایی کترپیلار<sup>۷</sup> و آلترونیک<sup>۸</sup>، شرکت آلمانی ام ذبلیو ام<sup>۹</sup> و شرکت استرالیایی ال ای سی<sup>۱۰</sup> از جمله شرکت‌هایی هستند که در زمینه توسعه، تولید و بهره‌برداری از موتورهای گازسوز فعالیت می‌کنند. فعالیت این شرکت‌ها در راستای توسعه موتورهای گازسوز بر روی طراحی، تغییر و بهینه سازی ساختار بخش‌های مختلف موتور از جمله سیستم اشتعال، سیستم هوارسانی، سیستم سوخت‌رسانی، ساختار پیستون و... متمرکز می‌شود. در این میان شرکت هیوندای در چند سال گذشته به توسعه موتورهای دیزل و تولید موتورهای گازسوز خانواده هیمنس پرداخته است. در این مقاله مطالعات و شبیه‌سازی‌ها بر روی یکی از موتورهای گازسوز این شرکت با عنوان هیمنس ۳۵/۴۰ انجام شده است [۱۴].

در مطالعات و فعالیت‌های انجام شده، مساله احتراق در پیش‌محفظه و محفظه 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 محفظه اصلی و پیش‌محفظه ممکن است دارای فشار، دما و غلظت متفاوت باشند، از این رو بی‌شک تاثیراتی بر روی یکدیگر خواهند گذاشت که در بیشتر مطالعات نادیده گرفته می‌شود. در این مقاله به این موضوع پرداخته می‌شود که از آنجا که در موتورهای احتراق داخلی، احتراق در انتهای مرحله تراکم و در پی افزایش فشار مخلوط درون محفظه اصلی رخ می‌دهد، چگونه می‌توان در زمان احتراق،

سرعت-بار تحقیقات خود را انجام داده‌اند.

شاه و همکاران [۸]، با استفاده از شبیه‌سازی ویژگی‌های مخلوط شدن جت تولید شده توسط پیش‌محفظه در یک موتور گازسوز سنگین به روش دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی اثرات ابعاد پیش‌محفظه و نازل بر روی احتراق ناشی از جت اشتعال آشفته در قالب دو نسبت، یکی نسبت حجم پیش‌محفظه  $V_{PC}$  به حجم محفظه اصلی در نقطه مرگ بالا  $V_c$  و دیگری نسبت سطح مقطع نازل  $A_{Nozzle}$  به حجم پیش‌محفظه پرداختند.

گنتز و همکاران [۹]، به استفاده از تصویربرداری احتراق و مدل‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی، عملکرد سیستم اشتعال پیش‌محفظه به وسیله جت اشتعال آشفته را در یک موتور تراکم سریع به ازای قطرهای مختلف نازل مورد بررسی قرار دادند و مشخص شد که قطر ۱/۵ میلی‌متر، به ازای نسبت هم‌ارزی نزدیک به استوکیومتریک بازه احتراق ۰ - ۱۰٪ کوتاه‌تری را نشان می‌دهد. خان و همکاران [۱۰]، با یک مدل‌سازی محاسباتی سه بعدی، به بررسی جت اشتعال در مخلوط پیش‌آمیخته متان-هیدروژن-هوا در یک محفظه احتراق حجم ثابت<sup>۱</sup> پرداختند. محفظه احتراق حجم ثابت شامل مخلوط هیدروژن-متان-هوای استوکیومتریک است در حالی که پیش‌محفظه شامل مخلوطی از همین جنس و کمی غنی‌تر می‌باشد. دو پارامتر عملکردی و طراحی با توجه به اثرات آنها بر زمان اشتعال بررسی شدند. در این مطالعه اثرات تغییرات دو پارامتر فشار پیش‌محفظه و نوع سوخت بر اساس درصد ترکیبات آن بر روی احتراق بررسی شد.

تلن و همکاران [۱۱]، اقدام به انجام یک تحلیل محاسباتی در مورد تاثیر اندازه نازل بر روی عملکرد سیستم جت اشتعال آشفته کردند. این شبیه‌سازی به روش دینامیک سیالات محاسباتی و در حالت سه بعدی به همراه شیمی دقیق احتراق سیستم اشتعال جت آشفته بر روی یک ماشین تراکم سریع ارائه شده است.

آلوارز و همکاران [۱۲]، اقدام به انجام یک مطالعه جامع به صورت مروری بر سیستم‌های اشتعال پیش‌محفظه به عنوان تکنولوژی‌های احتراق فقیر در موتورهای جرقه اشتعالی کردند.

کین و همکاران [۱۳]، به بررسی احتراق پیش‌آمیخته مخلوط متان-هوا در سیستم پیش‌محفظه و محفظه اصلی به کمک شبیه‌سازی

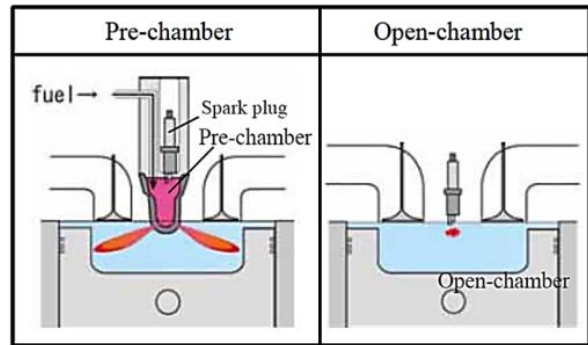
- 2 MHI (Mitsubishi Heavy Industries)
- 3 KHI (Kawazaki Heavy Industries)
- 4 MITSUI Engineering and Shipbuilding
- 5 Osaka and Denzo
- 6 HHI (Hyundai Heavy Industries)
- 7 Caterpillar
- 8 Altronic LLC
- 9 MWM GmbH
- 10 LEC

1 CVC (Constant Volume Combustor)

پیش‌محفظه توسط مخلوط سوخت و هوا اشغال می‌شود و پس از آنکه جرقه توسط شمع تعبیه شده در پیش‌محفظه زده شد، احتراق درون پیش‌محفظه رخ می‌دهد. به دلیل کوچک بودن حجم پیش‌محفظه، شعله به سرعت درون آن پیشروی می‌کند و فشار و دمای پیش‌محفظه به طور ناگهانی و به شدت افزایش می‌یابد، پس از مدت بسیار کوتاهی که شعله به انتهای پیش‌محفظه می‌رسد و در پی اختلاف فشار زیادی که بین پیش‌محفظه 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 [۱۵]. این فرایند در شکل ۲ به خوبی نشان داده شده است.

در خصوص عبور شعله از نازل لازم به ذکر است به طور کلی دو مکانیزم عملکردی برای نازل وجود دارد: احتراق به وسیله شعله خروجی از پیش‌محفظه<sup>۱</sup>، و احتراق به وسیله فراورده‌های احتراق پیش‌محفظه<sup>۲</sup> (در این مکانیزم شعله در عبور از نازل خاموش می‌شود اما فراورده‌های احتراق که دمای بسیار بالایی دارند عبور می‌کنند و وارد محفظه اصلی می‌شوند) که در هر دو صورت در محفظه اصلی احتراق رخ خواهد داد.

به طور کلی مخلوط سوخت و هوای موجود در پیش‌محفظه به دو روش تامین می‌شود: یکی به صورت مشترک با محفظه اصلی و دیگری به صورت مجزا از محفظه اصلی. در حالتی که سیستم سوخت‌رسانی مشترک باشد مخلوط سوخت و هوایی که به منظور احتراق اولیه در پیش‌محفظه وجود دارد به وسیله همان سیستم سوخت‌رسانی محفظه اصلی تامین 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 پیش‌محفظه جریان می‌یابد. در حالتی که سیستم سوخت‌رسانی مجزا باشد مخلوط سوخت و هوایی که به منظور احتراق اولیه درون پیش‌محفظه وجود دارد به کمک یک سیستم سوخت‌رسانی مجزا از سیستم سوخت‌رسانی محفظه اصلی تامین می‌شود؛ به بیان ساده‌تر پیش‌محفظه تقریباً همانند یک موتور کوچک‌تر عمل می‌کند و مخلوط سوخت و هوا از طریق یک سیستم مجزا وارد پیش‌محفظه می‌شود.

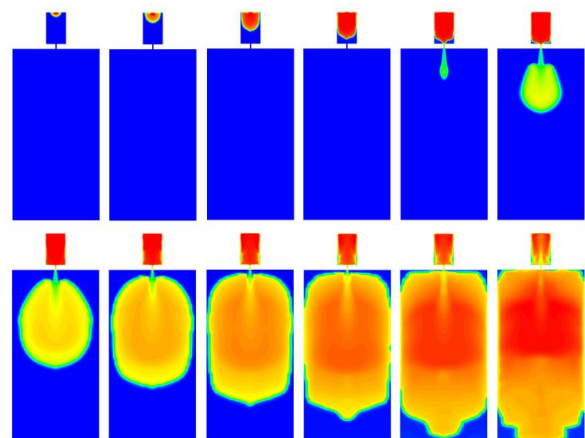


شکل ۱. مقایسه محفظه احتراق مدل‌های موتور گازسوز [۵]  
**Fig. 1. Comparison of combustion chamber models of gas engine**  
 شرایط مناسب را برای پیش‌محفظه فراهم کرد. منظور از شرایط مناسب، فشار، دما و غلظت مخلوط درون پیش‌محفظه می‌باشد.

### ۱-۱- آشنایی با مفهوم پیش‌محفظه

یکی از تکنولوژی‌های جدید و کارآمد که در توسعه موتورهای گازسوز به کار می‌رود، تکنولوژی پیش‌محفظه احتراق است که به طور کلی جایگزین سیستم جرقه در موتورهای اشتعال جرقه‌ای و سیستم انژکتور پاشش سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی به ویژه موتورهای دیزلی می‌شود.

پیش‌محفظه احتراق یک تکنولوژی جایگزین برای شمع مستقیم و انژکتور می‌باشد، که مستقیماً در محفظه احتراق نصب می‌شوند، (شکل ۱) و از یک حجم کوچک، سیستم اشتعال (که می‌تواند هر نوع سیستم از جمله شمع جرقه‌زن، شمع لیزری و... باشد و عموماً به صورت شمع جرقه‌زن می‌باشد) و نازل تشکیل می‌شود. حجم درون



شکل ۲. فرایند احتراق در موتور دارای پیش‌محفظه (انتقال شعله از پیش‌محفظه به محفظه اصلی)  
**Fig. 2. The combustion process in the engine with pre-chamber (Flame transfer from pre-chamber to main chamber)**

- 1 Flame Ignition
- 2 Jet Ignition



فایر<sup>۳</sup> و فلونت<sup>۴</sup> توانایی خوبی جهت بررسی فرآیند احتراق را دارا هستند، اما طی نزدیک به سه دهه، سری کد کیوا<sup>۵</sup> در امر مدل سازی موتورهای احتراق داخلی به طور وسیع و توسط محققین زیادی مورد استفاده قرار گرفته است.

## ۲-۱- شبیه سازی با کد کانورج

کانورج، کدی جدید و متفاوت برای شبیه سازی جریان در داخل موتور به روش دینامیک سیالات محاسباتی می باشد. در همه نرم افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی قبل از اجرای شبیه سازی لازم است هندسه مورد نظر در ابتدا شبکه بندی شده و تا معادلات انتگرالی حاکم بر مسأله تبدیل به معادلات جبری شده و قابل حل شوند. اما نرم افزار کانورج این احتیاج را از بین برده است بدین ترتیب که تولید شبکه توسط خود کانورج در طول اجرای شبیه سازی انجام می شود. بدین ترتیب موانع مربوط به اندازه شبکه و نحوه شبکه بندی برای نیل به حل واقع گرایانه که برای اهل فن مشخص است برداشته خواهد شد [۱۷]. همچنین مدل های اسپری، جریان آشفته، احتراق و انتقال حرارت در این کد بسیار مفصل تر و به روز تر از کد کیوا می باشد و نتایج دقیق تری را در پی خواهد داشت.

## ۲-۲- حل عددی در کد کانورج

کد کانورج، از شبکه کارترین یکپارچه و ثابت و از روش حجم محدود استفاده می کند. برای انتقال جرم، مومنتوم و انرژی، شارهای سلول با استفاده از روش تفاضل مرکزی مرتبه دوم محاسبه شدند. برای حل گذرا از روش ضمنی پیشروی زمانی استفاده شد. همچنین فرم پایسته برای حل معادلات حاکم استفاده شد. برای کوپلینگ فشار و سرعت در حل گذرا از روش پیروز<sup>۶</sup> استفاده شد؛ روش پیروز یک تکنیک پیش بینی گر-اصلاح گر است که ابتدا میدان سرعت را به طور ضمنی حل می کند و سپس با استفاده از حل ضمنی فشار، به طور مکرر آن را به روزرسانی می کند.

پایستگی جرم، مومنتوم، انرژی و گونه های شیمیایی، معادلات حاکم بر کانورج را تشکیل می دهند. برای اطمینان از صحت گرادیان فشار، معادلات دیفرانسیل جزئی جرم، مومنتوم و انرژی به طور همزمان حل

پیش محفظه های دارای سیستم سوخت رسانی مجزا دارای مزایایی از جمله کنترل نسبت سوخت به هوای درون پیش محفظه، کنترل دقیق تر فرآیند احتراق درون پیش محفظه (احتراق کنترل شده) و امکان تخلیه بهتر و موثرتر فرآورده های احتراق پیش محفظه به بیرون (با توجه به اینکه معمولاً برای پیش-محفظه ها سیستم تخلیه فرآورده های احتراق در نظر گرفته نمی شود) و معایبی از جمله طراحی پیچیده تر، اشغال فضای بیشتر و هزینه بالاتر می باشند. در پیش محفظه های دارای سیستم سوخت رسانی مشترک با محفظه اصلی از آنجایی که پیش محفظه مجهز به مکانیزم تغذیه سوخت نیست از این رو گازهای باقیمانده در پیش محفظه را می سوزاند. در نتیجه، برای اطمینان از اشتعال پذیری بالا، مخلوط شدن گازهای باقیمانده و گازهای جدید، همچنین کیفیت مخلوط سوخت و هوا بسیار مهم هستند [۱۵].

## ۲- الگوسازی نظری یا تجربی

در این مقاله با انتخاب موتور گازسوز هیمنسن ۳۵/۴۰ ساخت شرکت هیوندای کره با قطر سیلندر ۳۵۰ میلی متر و طول کورس ۴۰۰ میلی متر، به بررسی این موضوع پرداخته می شود که در صورت استفاده از تکنولوژی پیش محفظه احتراق برای این موتور که یک موتور گازسوز سنگین محسوب می شود، سیستم سوخت رسانی پیش محفظه باید چگونه باشد، مشترک با سیستم سوخت رسانی محفظه اصلی یا مجزا از آن. ابعاد و اندازه های مربوط به موتور هیمنسن ۳۵/۴۰ از سایت شرکت هیوندای به دست آمده است [۱۶]. این بررسی به روش حل عددی دینامیک سیالات محاسباتی و به کمک شبیه سازی در نرم افزار تجاری کانورج انجام می شود. این نرم افزار به تازگی و برای شبیه سازی فرآیند احتراق در انواع موتورهای احتراق داخلی ارائه شده است. کانورج یک برنامه جدید دینامیک سیالات محاسباتی مختص شبیه سازی موتورهای احتراقی است که معضل تولید شبکه را از فرآیند شبیه سازی برطرف می کند. برخلاف بسیاری از برنامه های دیگر، کانورج بطور خودکار براساس پارامترهای کنترل شبکه که توسط کاربر تعریف می شوند، شبکه ای با ساختار کاملاً متعامد در حین حل تولید می کند. با وجود اینکه نرم افزارهای استار سی دی<sup>۱</sup>،

3 Fire  
4 Fluent  
5 KIVA  
6 PISO

1 HIMSEN 35/40  
2 Star CD

برای معادلات انتقالی تراکم‌پذیر نیاز است، در این کار برای شبیه‌سازی از معادله حالت ردلیش-کوانگ<sup>۱</sup> همراه با فشار و دمای بحرانی هوا استفاده شده است.

برای عبارات نفوذی در معادلات انرژی و مومنتوم، به ویسکوزیته فاز گازی و هدایت گرمایی مخلوط نیاز داریم. به جای محاسبه خواص میانگین مخلوط، این خواص برای هوا به عنوان تابعی از دما داده شده، از آنجایی که معمولاً بیش از ۹۰٪ جرم ورودی، هوا است، این فرض در شبیه‌سازی‌های موتور، فرض معقولی است. خواص فاز گازی در فایل ورودی gas.dat تعریف می‌شود که در آن ویسکوزیته دینامیکی  $\mu$  و  $K$  ضریب رسانش گرمایی به عنوان تابعی از دما در گستره دمایی ۰ - ۵۰۰۰ کلوین آمده است [۷].

زمانی که اندازه گام زمانی توسط محدودیت‌های دقت و پایداری محدود می‌شود، از یک گام زمانی متغیر استفاده شد؛ برای مثال، برای کنترل گام زمانی از سه عدد مختلف لوی-فردریش-کوران<sup>۲</sup> به نام‌های عدد لوی-فردریش-کوران جابجایی، نفوذی و ماخ، استفاده گردیده است که به ترتیب، به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$CFL_u = u \frac{\Delta t}{\Delta x'} \quad (7)$$

$$CFL_v = v \frac{\Delta t}{\Delta x'} \quad (8)$$

$$CFL_{Mach} = a \frac{\Delta t}{\Delta x'} \quad (9)$$

در روابط بالا  $u$  سرعت،  $v$  ویسکوزیته سینماتیکی،  $a$  سرعت صوت،  $\Delta x$  عرض سلول و  $\Delta t$  اندازه گام زمانی است.

اگر  $CFL_u = 1$  باشد، گام زمانی محدود می‌شود، به گونه‌ای که یک ذره بدون جرم، در هیچ نقطه از دامنه شبیه‌سازی نمی‌تواند مسافتی بیشتر از عرض یک سلول را طی کند. علاوه بر این، گام زمانی براساس مدل اسپری و شیمی محدود می‌شود. زمانی که مدل اسپری فعال باشد، بیشینه گام زمانی مجاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta t_{Spray} = \min \left[ \frac{\Delta x}{parcel \ velocity} \right] \times mult\_dt\_spray \quad (10)$$

که  $mult\_dt\_spray$  یک ورودی مشخص می‌باشد. بنابراین اگر  $mult\_dt\_spray = 1$  باشد، گام زمانی به گونه‌ای محدود می‌شود

می‌شوند. با استفاده از نمادگذاری انیشتین، شکل تراکم‌پذیر معادلات جرم و مومنتوم به ترتیب به صورت زیر هستند:

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

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + S_i \quad (2)$$

تانسور تنش ویسکوز،  $\sigma_{ij}$  از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\sigma_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left( \mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

در معادلات بالا،  $\rho$  چگالی،  $u_i$  مولفه سرعت،  $P$  فشار،  $S_i$  جمله چشمه،  $\mu$  ویسکوزیته دینامیکی،  $\mu'$  ویسکوزیته اتساع (که برابر با صفر در نظر گرفته می‌شود)،  $g_i$  مولفه شتاب نیروی حجمی و  $\delta_{ij}$  دلتای کرونیکه است. معادله انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho e u_j}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (4)$$

در رابطه بالا  $e$  انرژی درونی ویژه،  $K$  ضریب رسانش گرمایی،  $T$  دما،  $D$  نفوذ جرمی،  $h_m$  انتالپی ویژه گونه  $m$ ،  $Y_m$  کسر جرمی گونه  $m$ ،  $S$  جمله چشمه انرژی است. معادله انتقالی گونه‌ها به صورت جداگانه حل و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (5)$$

در رابطه بالا  $\rho_m$  چگالی گونه  $m$  (یعنی  $\rho_m = \rho Y_m$ )،  $D$  نفوذ جرمی مولکولی و  $S_m$  جمله چشمه مربوط به گونه  $m$  می‌باشد که به دلیل واکنش شیمیایی پدید می‌آید. نفوذ جرمی مولکولی  $D$  براساس عدد اشمیت،  $Sc$  به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$D = \frac{\nu}{Sc} \quad (6)$$

در پایان، برای کوپل کردن فشار، چگالی و دما، به یک معادله حالت

1 Redlich-Kwong  
2 Courant-Friedrichs-Lewy

به عنوان دامنه حل (چه بر روی موتور آزمایشگاهی و چه بر روی موتور اصلی) علی‌رغم آنکه سب افزایش زمان شبیه‌سازی می‌شود اما شبیه‌سازی با دقت بالایی انجام می‌شود، انتخاب شده است. شبکه محاسباتی در شکل ۳ نشان داده شده است شبکه مورد استفاده در کانورج برای شبیه‌سازی توسط خود نرم‌افزار کانورج ایجاد شده است. تعداد سلول‌ها در نقطه مرگ پایین ۶۹۲۳۶۴ بوده و اندازه هر سلول ۴/۵ میلی‌متر می‌باشد.

## ۲-۴- مدل آشفستگی

مدل آشفستگی، نرخ نفوذ جرم، مومنتوم، انرژی و گونه‌های شیمیایی را به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌دهد. برای به دست آوردن نرخ واکنش شیمیایی در احتراق پیش مخلوط و غیر پیش مخلوط، نمایش دقیق نرخ‌های بالای نفوذ مهم است. در اینجا، برای شبیه‌سازی انجام گرفته، مدل آشفستگی ناویر استوکس رینولدز متوسط گیری شده<sup>۱</sup> استفاده شد. در این مدل، سرعت واقعی،  $u_i$  به یک مولفه سرعت میانگین  $\bar{u}_i$  و یک مولفه سرعت نوسانی  $u_i'$  تجزیه می‌شود که به تجزیه رینولدز معروف است.

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (12)$$

با جایگذاری تجزیه رینولدز در معادلات حاکم بر جریان‌های چگالی ثابت، معادلاتی با کمیت‌های متوسط و عبارات آشفستگی اضافی که باید مدل شود، به دست می‌آید. در جریان‌های سرعت بالا، مانند جریان‌های داخل موتور، چگالی ثابت نیست و بنابراین برای توصیف معادلات آشفته، خواص جریان وزنی چگالی<sup>۲</sup> مناسب‌تر هستند. وزن گیری چگالی با استفاده از میانگین گیری فاوره<sup>۳</sup> انجام می‌شود که با علامت مد بیان می‌شود. سرعت متوسط فاوره به این صورت زیر بیان می‌شود:

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (13)$$

تجزیه رینولدز، با استفاده از کمیت‌های میانگین گیری شده فاوره به صورت زیر بیان می‌شود:

که یک ذره بدون جرم، در هیچ نقطه از دامنه شبیه‌سازی نمی‌تواند مسافتی بیشتر از عرض یک سلول را طی کند. زمانی که حل‌گر شیمی‌فعال باشد، بیشینه گام زمانی مجاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

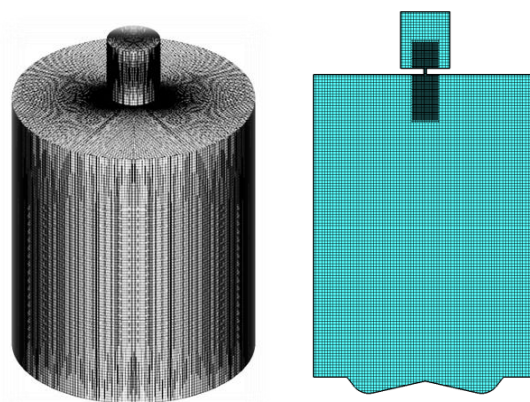
$$\Delta t_{chem} = \Delta t_{prev} \times \min \left[ \frac{T}{\Delta T} \right] \times mult\_dt\_chem \quad (11)$$

که  $\Delta t_{prev}$  گام زمانی پیشین.  $T$  دمای اولیه سلول،  $\Delta T$  تغییر دما به علت واکنش شیمیایی و  $mult\_dt\_chem$  یک ورودی مشخص می‌باشد، بنابراین اگر  $mult\_dt\_chem = 0.5$  باشد، گام زمانی به گونه‌ای محدود می‌شود که تغییرات دمایی در هر سلول کمتر از ۵۰٪ دمای اولیه سلول باشد.

## ۲-۳- هندسه

اغلب، مشکلات تولید شبکه و زمان می‌تواند یک مانع در شبیه‌سازی هندسه‌های در حال حرکت و پیچیده مانند موتور احتراق داخلی باشد. کانورج در این زمینه از دیدگاه متفاوت و بهتری استفاده می‌کند. دیدگاه منطبق مرزی خلاقانه کانورج نیاز به شبکه‌های محاسباتی برای انطباق با هندسه مورد نظر را از بین می‌برد. این دیدگاه دارای دو مزیت می‌باشد: اول، نوع شبکه‌ای که مورد استفاده قرار می‌گیرد به منظور اثربخشی محاسباتی به جای هندسه انتخاب می‌شود. دوم، پیچیدگی تولید شبکه و زمان به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.

در این مقاله شبیه‌سازی چرخه بسته بر روی شبکه کامل با استفاده از شرایط مرزی مشخص انجام شد. کل هندسه مورد نظر



شکل ۳. نمای سه بعدی و دو بعدی دامنه حل و شبکه بندی آن

Fig. 3. 3D and 2D view of the solution domain and its grid

- 1 RANS (Reynolds Averaged Navier-Stoke)
- 2 Density weighted flow quantities
- 3 Favre averaging

در این روابط  $q_t$  شار گرمایی اضافی در معادله انرژی و  $\dot{m}_{m,t}$  شار جرمی اضافی در معادله انرژی برای گونه m را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه هیچ معادله در دسترس برای عبارات رینولدز وجود ندارد سیستم قابل حل نیست.

جهت حل سیستم معادلات، برای عبارات نوسانی رینولدز، تئوری اضافی باید معرفی شود. این کار معمولاً توسط تقریب گرادیان انجام می‌شود می‌شود، که بین نرخ نفوذ افزایش یافته توسط نرخ نفوذ مولکولی و آشفتگی، که متناسب با گرادیان فضایی<sup>۱</sup> کمیت‌های انتقالی می‌باشند، از تشابهی استفاده می‌کند که به لحاظ فرمولی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$-\bar{\rho}u_i''\phi'' = \frac{\mu_t}{\sigma_\phi} \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_i'} \quad (22)$$

در این رابطه  $\phi$  کمیت اسکالر انتقالی،  $\mu_t$  ویسکوزیته آشفتگی، و  $\sigma_\phi$  یک عدد بدون بعد آشفته است که  $\mu_t$  را به ضریب تناسب آشفتگی برای  $\phi$  مربوط می‌کند. با اعمال تقریب گرادیان عبارات نوسانی رینولدز به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial \bar{\rho}_m}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho}_m \tilde{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{\rho} D \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} u_i'' Y_m'' \right) \quad (23)$$

$$-\bar{\rho} u_i'' e'' = \rho \alpha_t \frac{\partial \tilde{e}}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{e}}{\partial x_i'} \quad (24)$$

$$-\bar{\rho} u_i'' Y_m'' = \rho D_t \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_i'} \quad (25)$$

که  $\alpha_t$  نفوذ گرمایی آشفته،  $D_t$  نفوذ گونه آشفته و  $k$  انرژی جنبشی آشفته است که در ادامه توضیح داده می‌شود. در معادله (۲۴)  $Pr_t$  عدد پرانتل آشفته است، یعنی:

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} \alpha_t} \quad (26)$$

و  $Sc_t$  عدد اشمیت آشفته است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} D_t} \quad (27)$$

$$u_i = \tilde{u}_i + u_i'' \quad (14)$$

در این رابطه  $u_i''$  ولفه سرعت میانگین با توجه به سرعت میانگین فاوره است. با متوسط گیری از معادلات ناویر استوکس و جایگذاری در تجزیه متوسط گیری فاوره به منظور ساده کردن عبارات، به شکلی از معادلات مشابه حالت آرام، اما با کمیت‌های متوسط گیری فاوره برای متغیرها و یک عبارات اضافی برای توصیف تاثیرات آشفتگی می‌رسیم. شکل متوسط گیری شده معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی به ترتیب به صورت زیر هستند:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -P \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} u_i'' u_j'' \right) \quad (16)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}}{\partial x_j} = -P \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \bar{\sigma}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} u_i'' u_j'' \right) \quad (17)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_m}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho}_m \tilde{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{\rho} D \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} u_i'' Y_m'' \right) \quad (18)$$

با مقایسه شکل متوسط گیری شده معادله مومنتوم با شکل آرام می‌یابیم که هر عبارات متوسط گیری شده دارای یک عبارات مشابه آرام می‌باشد. با این حال، معادله مومنتوم متوسط گیری شده دارای یک عبارات اضافی به نام تانسور تنش رینولدز به صورت زیر می‌باشد:

$$\tau_{i,j,k} = -\bar{\rho} u_i'' u_j'' \quad (19)$$

هم چنین، معادلات متوسط گیری شده انرژی و گونه‌ها دارای عبارات آشفتگی رینولدز، به ترتیب به صورت زیر هستند:

$$q_t = -\bar{\rho} u_i'' e'' \quad (20)$$

$$\dot{m}_{m,t} = -\bar{\rho} u_i'' Y_m'' \quad (21)$$

1 Spatial gradient

برای  $k$  به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon + Sc \quad (31)$$

که  $Pr_k$  عدد پراگندگی است که نسبت نفوذ ویسکوز به نفوذ  $k$  را توصیف می‌کند و  $Sc$  عبارت چشمه است که توسط مدل اسپری برای نشان دادن انتقال انرژی جنبشی آشفته از فاز گاز به ذرات مایع به کار می‌رود. معادله انتقالی برای  $\varepsilon$  به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left( C_{\varepsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \tau_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_S S_S \right) \frac{\varepsilon}{k} \quad (32)$$

در مدل آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط عبارت  $R$  به صورت زیر بیان می‌شود:

$$R = \frac{C_\mu \eta^3}{(1 + \beta \eta^3)} \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (33)$$

عبارت  $\eta$  در معادله بالا به صورت زیر است:

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (34)$$

در معادله  $\varepsilon$ ،  $Pr_\varepsilon$  نسبت نفوذ ویسکوز به نفوذ  $\varepsilon$  را بیان می‌کند و  $C_{\varepsilon 1}$ ،  $C_{\varepsilon 2}$  و  $C_{\varepsilon 3}$  ثوابت مدل هستند، مدل آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط اصلاح شده مدل  $k - \varepsilon$  استاندارد ( $R = 0$ ) می‌باشد زیرا ثوابت مدل به طور تحلیلی می‌توانند از همبستگی<sup>۲</sup> آشفته‌گی ایزوتروپیک به دست آیند و بنابراین دیگر به تنظیم ثوابت مدل نیازی نیست. در مدل‌های آشفته‌گی مبتنی بر آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط، چنان که شبکه برای نمایش نرخ‌های نفوذ آشفته‌گی، به طور مناسبی حل شده باشد، یک مقیاس طولی آشفته به صورت زیر تعریف می‌شود:

در این رابطه  $C_\mu$  ثابت مدل می‌باشد. در نواحی که احتراق، برای اطمینان از دقت در نرخ احتراق رخ می‌دهد، عرض سلول باید کم‌تر

$$le = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (35)$$

در تمام شبیه‌سازی‌هایی که در اینجا ارائه شده است، برای  $Pr_\varepsilon$  و  $Sc_k$  به ترتیب، برابر با  $0/9$  و  $0/78$  که مقادیر معمول برای هوا هستند استفاده شده است. بنابراین برای نشان دادن تاثیر گردابه‌های آشفته در مدل‌های آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط گیری شده، از ویسکوزیته و نفوذ گونه‌های افزایش یافته استفاده می‌شود. با استفاده از حل به دست آمده از شبیه‌سازی‌های این مدل، جریان متوسط به دست می‌آید و هیچ ساختار گردابه آشفته ای که به طور تجربی مشاهده می‌شود، حل نمی‌شود. اغلب برای رسیدن به نتایج قابل استفاده شبیه‌سازی، رفتار متوسط کفایت می‌کند.

با فرض اعداد اشمیت و پراگندگی آشفته ثابت، ویسکوزیته آشفته آخرین کمیت مانده مورد نیاز برای بستن سیستم معادلات حاکم است. تعدادی روش برای مدل کردن ویسکوزیته آشفته وجود دارد. متداول ترین روش که در اینجا نیز مورد استفاده قرار گرفته است، یک مدل دو معادله ای است. در یک مدل آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط گیری شده دو معادله ای، برای انرژی جنبشی آشفته‌گی  $k$  و نرخ اتلاف آشفته‌گی  $\varepsilon$  دو معادله انتقالی اضافی حل می‌شوند و برای تعریف ویسکوزیته آشفته‌گی و هدایت آشفته‌گی برای هر سلول محاسباتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. انرژی جنبشی آشفته‌گی به این صورت تعریف می‌شود:

$$k = \frac{1}{2} u_i'' u_i'' \quad (28)$$

نرخ اتلاف آشفته‌گی نرخ است که در آن، انرژی جنبشی آشفته‌گی کوچکترین گردابه به انرژی گرمایی مولکولی تبدیل می‌شود. ویسکوزیته آشفته‌گی، سپس با مقادیری برای  $k$  و  $\varepsilon$  در مرکز هر سلول، و با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\mu = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (29)$$

در رابطه بالا  $C_\mu$  ثابت مدل است. با استفاده از تعریف  $k$  به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\tau_{ij} = \mu_i \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - k \right) \delta_{ij} \right) \quad (30)$$

برای شبیه‌سازی در این کار، مدل آشفته‌گی ناویر استوکس رینولدز متوسط استفاده شده، مدل رینرمالیزیشن هان و ریتز<sup>۱</sup>. معادله انتقالی

زنی<sup>۱۱</sup> کاربرد دارد. یک مکانیزم واکنش شیمیایی چند مرحله‌ای می‌تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,r} x_m \leftrightarrow \sum_{m=1}^M v''_{m,r} x_m \quad \text{for } r = 1, 2, \dots, R \quad (36)$$

که در آن  $v'_{m,r}$  و  $v''_{m,r}$  ضرایب استوکیومتریکی برای واکنشگرها و محصولات هستند. اگر تعداد گونه‌های موجود در واکنش  $m$  و تعداد کل واکنش‌ها  $R$  باشد، نرخ خالص تولید گونه  $m$  از رابطه زیر به دست می‌آید که در این رابطه  $M$  تعداد کل گونه‌ها است:

$$\dot{\omega}_m = \sum_{m=1}^M v''_{m,r} q_m \quad (37)$$

$$\text{for } m = 1, 2, \dots, M \quad v_{m,r} = v''_{m,r} - v'_{m,r}$$

$q_r$  همان متغیر نرخ پیشرفت برای واکنش  $r$  است و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v'_{m,r}} - k_{rr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v''_{m,r}} \quad (38)$$

در معادله بالا  $[X_m]$  غلظت مولی گونه  $m$  و  $k_{fr}$  و  $k_{rr}$  ضرایب نرخ واکنش رفت و برگشت هستند. در این مدل نرخ واکنش رفت از رابطه آرنیوس به دست می‌آید:

$$k_{fr} = A_r T^{b_r} e^{\left(-E_r/R_u T\right)} \quad (39)$$

که در این رابطه  $A_r$  ضریب نمایی،  $b_r$  توان دمایی،  $R_u$  ثابت جهانی گازها و  $E_r$  انرژی فعال‌سازی واکنش است. همچنین با داشتن ثابت تعادل  $K_{cr}$  و استفاده از رابطه  $K_{cr} = \frac{k_{fr}}{k_{rr}} \frac{k_{fr}}{K_{cr}}$  می‌توان ضریب نرخ واکنش برگشت را محاسبه کرد. ثابت تعادل واکنش نیز وابسته به ویژگی‌های ترمودینامیکی است و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$K_{cr} = K_{pr} \left( \frac{P_{atm}}{RT} \right)^{\sum_{m=1}^M v''_{m,r}} \quad (40)$$

که در این رابطه  $R$  ثابت گاز و  $T$  دما بر حسب کلون است. مقدار

از  $le$  باشد. در بیشتر مواقع فاصله سلول  $0.25$  میلی‌متر قادر به انجام این کار می‌باشد.

## ۲-۵- شرایط مرزی

در دیواره‌های محفظه اصلی و پیش‌محفظه برای فشار، گونه‌ها و انرژی جنبشی آشفته از شرط نیومن<sup>۱</sup> و در مورد نرخ اتلاف آشفته از شرایط دیریشله<sup>۲</sup> استفاده شد. برای شرایط مرزی دما و سرعت، قانون آشفته‌گی توابع دیواره استفاده گردید. قانون توابع دیواره توابع متناسب لگاریتمی یک لایه مرزی آشفته است و در جریان‌هایی با اعداد رینولدز بالا مورد نیاز است؛ چون که برای حل زیر لایه ویسکوز سلول‌هایی با اندازه خیلی کوچک نیاز داریم که به لحاظ محاسباتی پر هزینه هستند. موقع استفاده از یک مدل آشفته‌گی  $\epsilon$ - $k$ ، کانورج از قانون سرعت دیواره لاندرو<sup>۳</sup> و اسپالدینگ<sup>۴</sup> [۱۵] استفاده می‌کند که در آن از ثابت ون کارمن<sup>۵</sup>  $0.425$  استفاده شده است. برای دما، مدل انتقال گرمای آشفته‌گی آمسدن<sup>۶</sup> [۱۸] استفاده شد. این توابع دیواره به تفصیل در راهنمای تئوری کانورج توضیح داده شده‌اند [۱۷]. در شبیه‌سازی‌ها از نشت سوخت و فراورده‌های احتراق از شکاف‌های موجود در محفظه اصلی و پیش‌محفظه (مانند شکاف بین پیستون و دیواره سیلندر) چشم‌پوشی شده است.

## ۲-۶- مدل احتراقی سیج

این مدل برای وارد کردن جزئیات واکنش‌های شیمیایی در احتراق کاربرد دارد [۱۹] و به کاربر اجازه می‌دهد جزئیات سینتیک شیمیایی در شبیه‌سازی احتراق را به صورت فایل‌های ورودی مانند کمکین<sup>۶</sup> وارد کند. مدل سیج<sup>۷</sup> از حل گر سیودز<sup>۸</sup> استفاده می‌کند (مسائل مقدار اولیه را برای سیستم معادلات دیفرانسیل عادی حل می‌کند) این مدل نرخ واکنش را به صورت عددی حل می‌کند و برای رژیم‌های مختلف احتراقی از جمله کنترل ترکیبی<sup>۹</sup> و پیش‌آمیخته<sup>۱۰</sup> و جرقه

- 1 Neumann
- 2 Dirichlet
- 3 Launder
- 4 Spalding
- 5 Amsden
- 6 CHEMKIN
- 7 SAGE
- 8 CVODES
- 9 mixing-controlled
- 10 premixed

11 ignition

جدول ۱. مشخصات هندسی و کارکردی محفظه احتراق حجم ثابت [۲۰]

Table 1. Geometric and functional characteristics of constant volume combustion chamber

پارامتر	مقدار
حجم محفظه اصلی (۱۰ × ۶ × ۶ اینچ)	۲۵/۴ × ۱۵/۲۴ × ۱۵/۲۴ سانتیمتر
حجم پیش محفظه (۱۰ × ۲/۵ سانتیمتر)	۱۰۰ سی سی
نسبت حجم	۱ : ۱۰۰
طول نازل	۱۲/۵ میلیمتر
قطر نازل	۲/۵ میلیمتر
تعداد نازل	۱
سوخت	H <sub>۲</sub>
نسبت هم‌ارزی محفظه اصلی	۱/۰
نسبت هم‌ارزی پیش‌محفظه	۰/۷
دمای اولیه	۳۰۰ کلوین
فشار اولیه	۱۰۱۳۲۵ پاسکال (۱ اتمسفر)

۳۱۶ و حجم ۱۰۰ میلی لیتر (قطر ۵/۲ سانتیمتر و ارتفاع ۱۰ سانتیمتر) به صورت عمودی و در بالای محفظه اصلی مکعبی از جنس کربن استیل ۱۱۴ گرید C و ابعاد ۲۵/۴ × ۱۵/۲۴ × ۱۵/۲۴ سانتیمتر (۱۰ × ۶ × ۶ اینچ) متصل شده است که نسبت حجم پیش‌محفظه به محفظه اصلی برابر با ۱ : ۱۰۰ می‌باشد.

## ۲-۸ - مشخصات مجموعه آزمایشگاهی محفظه احتراق حجم ثابت

پیش‌محفظه و محفظه اصلی از طریق یک نازل به یکدیگر متصل شده‌اند، ارتباط بین پیش‌محفظه و محفظه اصلی به وسیله یک دیافراگم آلومینیمی به ضخامت ۰/۲۵ میلیمتر که در انتهای نازل نصب شده، قطع شده است. پس از وقوع احتراق در پیش‌محفظه، هنگامی که فشار درون پیش‌محفظه از حد معینی افزایش یابد دیافراگم پاره شده و شعله از طریق نازل وارد محفظه اصلی می‌شود و فرایند احتراق در محفظه اصلی رخ می‌دهد. زمان پاره شدن دیافراگم به کمک یک مدار الکتریکی تعیین می‌شود، ولتاژ مدار برابر با ۵ ولت می‌باشد و هنگامی که دیافراگم پاره می‌شود، مدار قطع و ولتاژ افت می‌کند.

احتراق در پیش‌محفظه با جرقه تولید شده توسط تخلیه الکتریکی یک خازن ۰ - ۴۰ کیلوولت رخ می‌دهد. فشار درون هر

$K_{pr}$  هم از رابطه  $K_{pr} = \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{RT}\right)$  به دست می‌آید و S و H انتروپی و انتالپی می‌باشند. با توجه به اطلاعات گفته شده معادلات حاکم بر پایداری جرم و انرژی برای یک سلول محاسباتی می‌تواند حل شوند. معادلات به قرار زیر هستند:

$$\dot{\omega}_m = \frac{d[X_m]}{dt} \quad (41)$$

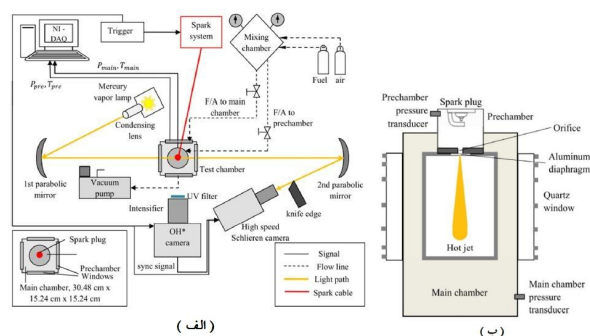
$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum(\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m([X_m] \bar{c}_{p,m})} \quad (42)$$

در معادلات بالا V حجم، T دما، P فشار،  $\bar{h}_m$  انتالپی ویژه مولی گونه m و  $\bar{c}_{p,m}$  گرمای ویژه مولی در فشار ثابت گونه m است. این معادلات در هر گام زمانی کانورج حل شده و گونه‌های واکنش بروز می‌شوند. باید به این نکته توجه کرد که دمای سلول بعد از اینکه محاسبات سینتیک مفصل همگرا شد، با استفاده از غلظت گونه‌های محاسبه شده، به روز می‌شود.

## ۲-۷ - اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با نرم‌افزار کانورج

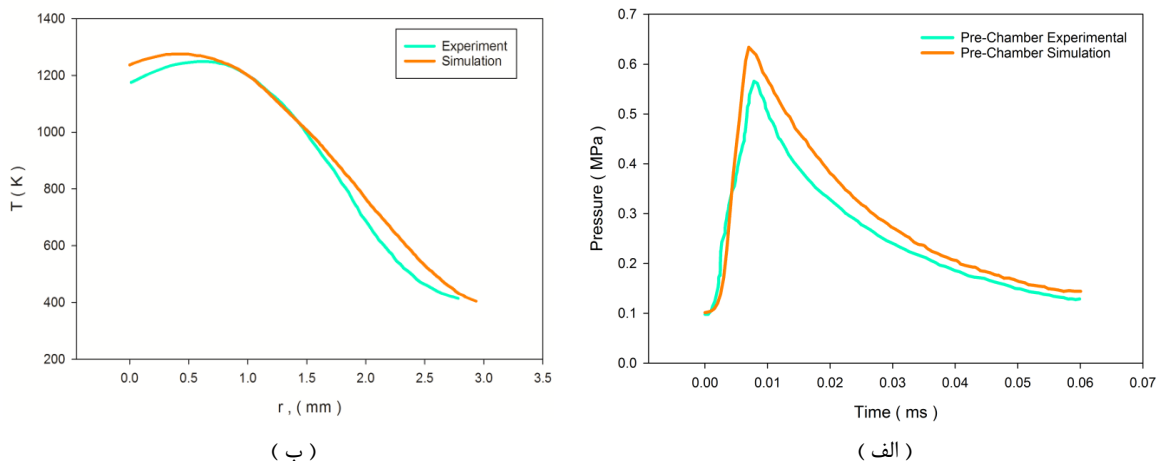
در این بخش شبیه‌سازی نرم‌افزار کانورج اعتبارسنجی می‌شود بدین صورت که نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی انجام شده به کمک نرم‌افزار با نتایج تجربی ثبت شده از آزمایش بر روی یک محفظه احتراق با حجم ثابت و دارای پیش‌محفظه احتراق که توسط سایان بیسوز و همکاران [۲۰] مورد آزمایش و بررسی قرار گرفته است، مقایسه می‌شود.

در این آزمایش پیش‌محفظه استوانه‌ای از جنس استینلس استیل



شکل ۴. نمای شماتیک مجموعه آزمایشگاهی محفظه احتراق حجم ثابت (الف) سیستم ثبت و تصویر برداری فشار (ب) نمای پیش‌محفظه و محفظه اصلی [۲۰]

Fig. 4. Schematic view of the laboratory set of constant volume combustion chamber (a) Pressure capture and imaging system (b) Pre-chamber and main chamber



شکل ۵. مقایسه ( الف ) منحنی فشار - زمان پیش محفظه و ( ب ) منحنی دما-فاصله شعاعی از محور سیلندر ، برای نتایج تجربی و نتایج شبیه سازی در نرم افزار کانورج

Fig. 5. Comparison (a) of pre-chamber pressure trace and (b) cylinder temperature along radial distance from the cylinder axis, for experimental results and simulation results in CONVERGE software

توجه هیدروژن از محفظه حاوی آن می شود. با توجه به این ویژگی هیدروژن درون پیش محفظه واقعی مقدار قابل توجهی هیدروژن به بیرون نشت پیدا می کند و در نتیجه فشار کاهش می یابد. در حالی که در شبیه سازی به کمک نرم افزار با ساده سازی از این موضوع چشم پوشی می شود و به همین دلیل منحنی فشار بدست آمده از شبیه سازی بالاتر از منحنی فشار بدست آمده از نتایج تجربی قرار می گیرد. با این وجود منحنی تجربی و منحنی شبیه سازی با دقت قابل قبولی بر یکدیگر منطبق هستند. در شکل ۵ ( ب ) منحنی دمای محفظه اصلی براساس فاصله شعاعی از محور محفظه اصلی در فاصله ۴ میلیمتر از خروجی نازل نشان داده شده است. در این نمودار نیز همانند شکل ۵ ( الف ) ، به علت نشت اتم هیدروژن از پیش محفظه و محفظه اصلی در حالت واقعی، هیدروژن کمتری در واکنش احتراق شرکت می کند و از آنجایی که از نشت هیدروژن در شبیه سازی چشم پوشی شده است، از این رو دمای شبیه سازی کمتر از دمای حالت تجربی است.

## ۲-۹- استقلال حل از اندازه شبکه

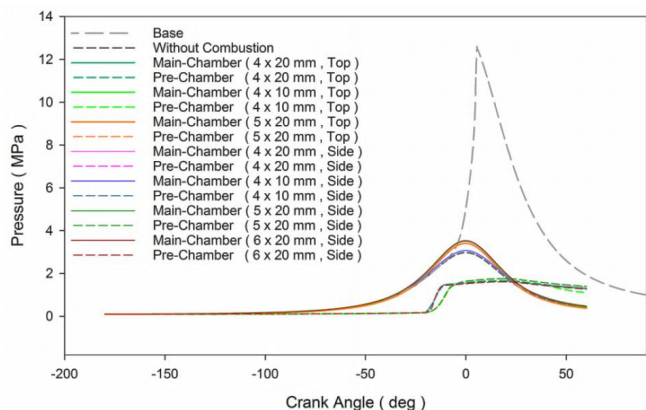
در این مقاله اعتبار سنجی نتایج در نرم افزار کانورج بر روی یک محفظه احتراق حجم ثابت انجام شده در حالی که موتور مورد نظر برای تحلیل و بررسی یک موتور گازسوز سنگین با ابعاد بزرگتر است، از این رو بررسی استقلال حل از اندازه شبکه در دو مرحله انجام می شود: مرحله اول، استقلال از شبکه در شبیه سازی محفظه احتراق

دو محفظه توسط مبدل فشار دقت بالای Kulite XTEL مدل ۱۹۰ با فرکانس ۵ کیلوهرتز ترکیب شده با مدول تبدیل کننده سیگنال و ثبت فشار NI مدل ۹۲۳۷، ثبت می شود. دو ترموکوپل مدل K در بالا و پایین محفظه اصلی برای اطمینان از یکسان بودن دما و نبود جریان همرفتی و شناوری در طول محفظه اصلی، تعبیه شده است. برای کاهش اتلاف گرما، یک پوشش پلیمری ضخیم اطراف پیش محفظه و محفظه اصلی پیچیده شده است. مخلوط سوخت-هوا موجود در محفظه اصلی در خود محفظه با یکدیگر مخلوط می شوند در حالی که مخلوط سوخت-هوا موجود در پیش محفظه در یک محفظه اختلاط کوچک با یکدیگر مخلوط می شوند و سپس وارد پیش محفظه می شود. نمای شماتیک مجموعه آزمایشگاهی در شکل ۴ نشان داده شده است.

نمودار فشار ثبت شده از آزمایش تجربی و نتایج به دست آمده از شبیه سازی با نرم افزار کانورج برای پیش محفظه براساس زمان برای حالت پیش محفظه دارای یک نازل استوانه ای (مستقیم) در شکل ۵ نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۵ ( الف ) دیده می شود منحنی فشار به دست آمده از شبیه سازی نسبت به منحنی فشار ثبت شده از آزمایش تجربی دارای شکل یکسان می باشد (روند تغییر منحنی ها نسبت به زمان یکسان است)، اما از زمان ۰/۰۰۵ میلی ثانیه به بعد، در هر لحظه فشار شبیه سازی بیشتر از فشار تجربی می باشد. علت این است که اتم هیدروژن بسیار کوچک است و همین موضوع سبب نشت قابل





شکل ۸. نمودار فشار - زاویه میل لنگ برای سیستم سوخت‌رسانی مشترک پیش‌محفظه و محفظه اصلی

Fig. 8. Main chamber pressure trace for common main and pre-chamber fuel system

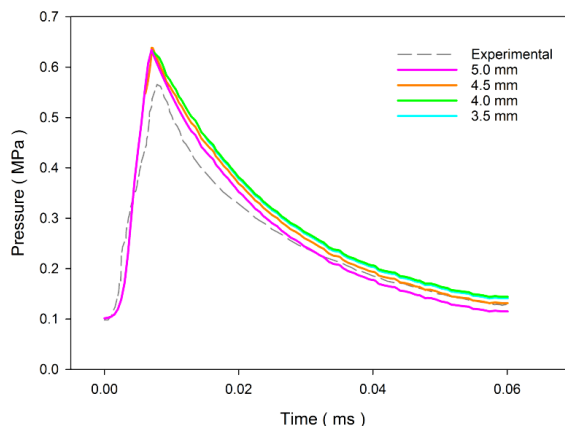
میلیمتر در شکل ۷ نشان داده شده است.

با توجه به اینکه به ازای کاهش اندازه از ۵/۵ به ۵/۰ میلیمتر تغییرات بسیار اندک می‌باشد از این رو مش ۵/۰ میلیمتر به عنوان مش نهایی در نظر گرفته می‌شود، اما با توجه به ابعاد نازل در مقایسه با اندازه مش، دقت حل در ناحیه نازل کاهش می‌یابد از این رو برای رفع این مشکل مش ۴/۵ میلیمتر به عنوان مش نهایی در نظر گرفته می‌شود. البته لازم به ذکر است که در طول شبیه‌سازی‌ها در ناحیه اطراف نازل برای افزایش دقت محاسبات یک مش متمرکز در نظر گرفته می‌شود، که اندازه مش در آن ۲۵٪ اندازه مش اصلی می‌باشد.

### ۳- نتایج و بحث

همانطور که پیشتر به آن اشاره شد، شبیه‌سازی‌های انجام شده بر روی مدل اصلی با نرم افزار کائورج انجام شده است و مدت زمان اجرای یک کد بر روی یک سیستم با حافظه<sup>۱</sup> ۵۶ گیگا بایت و ۱۲ هسته پردازنده<sup>۲</sup>، ۴۰ ساعت می‌باشد. در ادامه براساس نتایج شبیه‌سازی بر روی موتور هیمنسن ۳۵/۴۰، که مشخصات آن در جدول ۲ آورده شده است، به تعیین نوع سیستم سوخت‌رسانی پیش‌محفظه نصب شده بر روی موتور پرداخته می‌شود.

ابعاد نازل با توجه به مطالعات انجام شده، که عموماً بر روی موتورهای کوچک بوده است به صورت عدد بی بعد نسبت طول به قطر نازل مطرح می‌شود و این پارامتر در محدوده بین ۱ - ۵ می‌باشد



شکل ۶. نمودار فشار - زمان به ازای اندازه‌های مش ۵/۳، ۵/۴، ۴/۵ و ۵/۰ میلیمتر محفظه احتراق حجم ثابت

Fig. 6. Pre-chamber pressure trace for mesh sizes 5.0, 4.5, 4.0 and 3.5 mm in constant volume combustion chamber

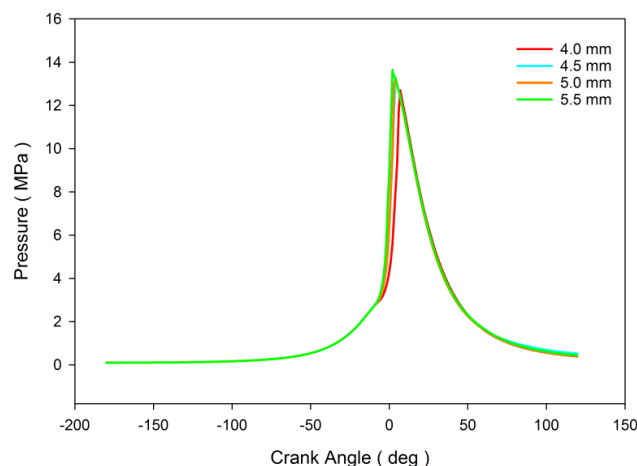
حجم ثابت و مرحله دوم استقلال از شبکه در شبیه‌سازی موتور گازسوز سنگین (موتور گازسوز هیمنسن ۳۵/۴۰).

### ۲-۹-۱- مرحله اول

شبیه‌سازی‌ها برای شبکه‌ای با اندازه‌های ۳/۵، ۴/۰، ۴/۵ و ۵/۰ میلیمتر انجام شده است و نتایج در شکل ۶ نشان داده شده است.

### ۲-۹-۲- مرحله دوم

در این بخش نیز همانند بخش قبل، بررسی استقلال حل از اندازه شبکه بر روی نمودار فشار - زاویه میل لنگ انجام می‌شود. نمودار در محفظه اصلی برای شبکه دارای سلول‌هایی به اندازه ۴/۰، ۴/۵ و ۵/۰



شکل ۷. نمودار فشار - زاویه میل لنگ به ازای اندازه‌های مش ۵/۳، ۵/۴، ۴/۵ و ۵/۰ میلیمتر موتور هیمنسن ۳۵/۴۰

Fig. 7. Main chamber pressure trace for mesh sizes 5.5, 5.0, 4.5 and 4.0 mm in HIMSEN 35/40 engine chamber

1 Ram  
2 Processor

جدول ۲. مشخصات هندسی موتور هیمنسن ۴۰/۳۵

Table 2. Geometric specifications of HIMSEN 35/40 engine

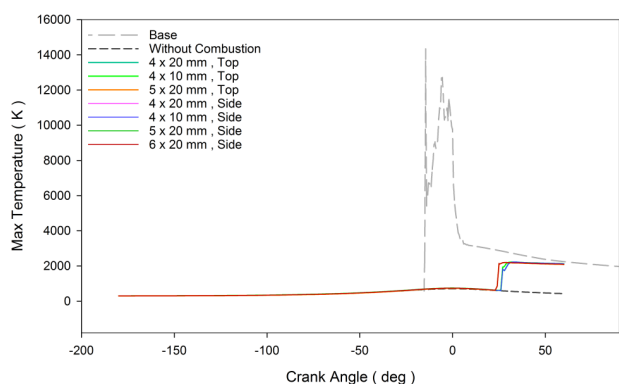
پارامتر	مقدار
محدوده سرعت	۷۲۰ - ۷۵۰ دور بر دقیقه
توان برای هر سیلندر	۴۸۰ کیلو وات
قطر سیلندر	۳۵۰ میلیمتر
طول کورس	۴۰۰ میلیمتر
سرعت پیستون	۹/۶ - ۱۰ متر بر ثانیه
فشار موثر متوسط	۲۰/۸ - ۲۰/۰ بار
نسبت تراکم	۱۲/۵ به ۱

جریان جت شعله به درون محفظه اصلی به صورت موثر برقرار نمی‌شود و درون محفظه اصلی احتراق بسیار ضعیف رخ می‌دهد که این موضوع با مقایسه منحنی‌های مختلف فشار با منحنی فشار موتور اولیه (که با عنوان Base در نمودار نشان داده شده است) کاملاً مشخص است. همچنین براساس نمودار دمای محفظه اصلی (شکل ۹) مشخص می‌شود که پس از احتراق در پیش‌محفظه دمای محفظه اصلی به مقدار بسیار کمی و آن هم پس از گذشت ۴۵ درجه میل‌لنگ از زمان جرقه افزایش می‌یابد که خود حاکی از احتراق ضعیف می‌باشد. دلیل عملکرد ضعیف پیش‌محفظه در این حالت را می‌توان با مشاهده کانتورهای دما در شکل ۱۰ نیز متوجه شد. همانطور که در شکل دیده می‌شود در زمان تراکم به دلیل اختلاف فشار زیاد بین محفظه اصلی و پیش‌محفظه که بیشتر بررسی شد جریان ورودی مخلوط سوخت و هوا به پیش‌محفظه مانع از برقراری جریان جت شعله از پیش‌محفظه به محفظه اصلی در زمان مناسب می‌شود و جت شعله با تاخیر وارد محفظه اصلی می‌شود.

#### ۴- نتیجه‌گیری

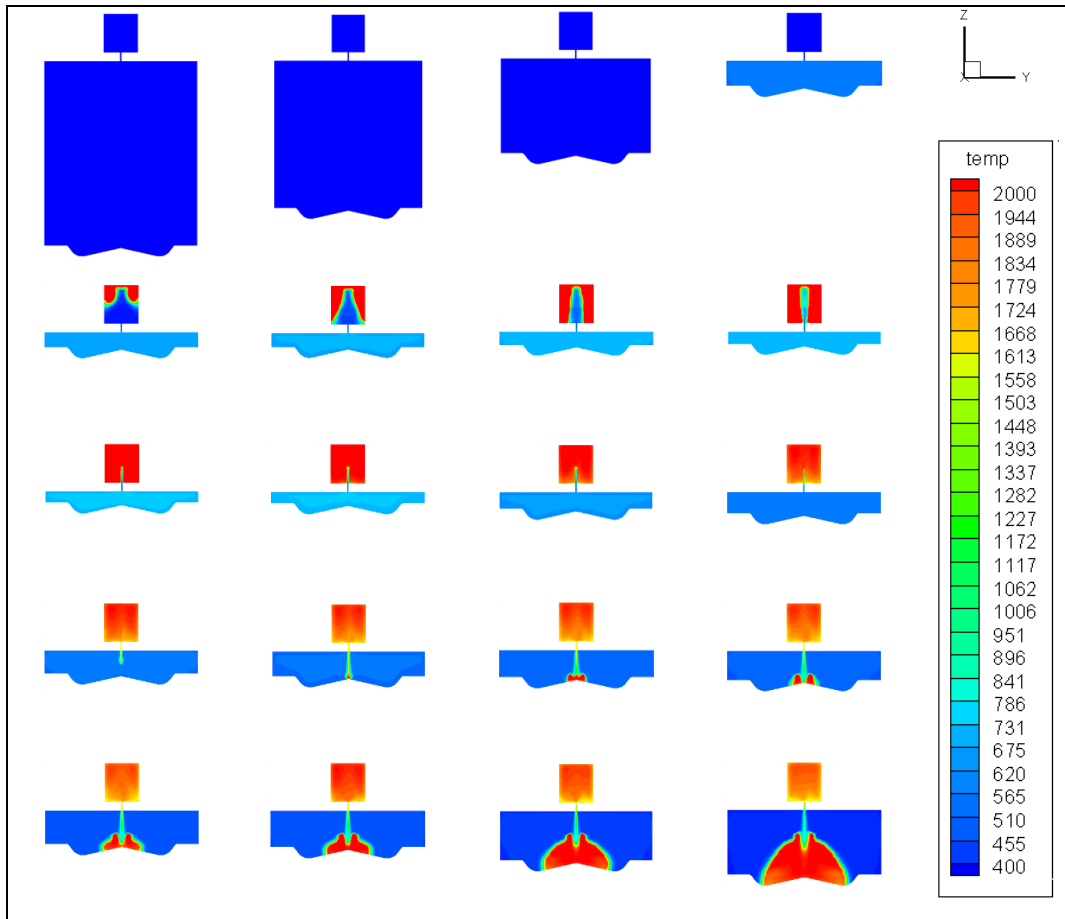
با توجه به شبیه‌سازی‌های انجام شده در بخش قبل و نمودارهای شکل ۸ و شکل ۹ و کانتورهای شکل ۱۰ در حالت کلی می‌توان بیان کرد که، در موتور گازسوز هیمنسن ۳۵/۴۰ که یک موتور گازسوز سنگین محسوب می‌شود باید سیستم سوخت‌رسانی پیش‌محفظه مستقل از سیستم سوخت‌رسانی محفظه اصلی باشد که این موضوع برای همه موتورهای گازسوز سنگین با ابعاد بزرگ صادق است زیرا در

که با توجه به شرایط می‌تواند متفاوت باشد. در مورد بررسی شده در این مقاله این نسبت برابر با ۵ می‌باشد. این عدد به صورت بهینه و براساس نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های گوناگون به دست آمده است. همانگونه که در نمودار فشار شکل ۸ دیده می‌شود با گذشت زمان و حرکت پیستون به سمت بالا، فشار درون محفظه اصلی افزایش می‌یابد این در حالی است که افزایش فشار درون پیش‌محفظه بسیار ناچیز است به گونه‌ای که می‌توان آن را نادیده گرفت. این موضوع به این معنا است که فشار درون پیش‌محفظه تحت تاثیر افزایش فشار درون محفظه اصلی قرار نمی‌گیرد؛ دلیل آن این است که برخلاف موتورهای گازسوز سبک (ابعاد کوچک [۲۱]) ابعاد نازل در مقایسه با محفظه اصلی و پیش‌محفظه بسیار کوچک است از این رو جریان ورودی مخلوط سوخت و هوا از محفظه اصلی به درون پیش‌محفظه به مقدار بسیار کم صورت می‌گیرد و با توجه به حجم بالای پیش‌محفظه زمان زیادی صرف می‌شود تا فشار درون پیش‌محفظه افزایش یابد بنابراین و می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد در زمان جرقه فشار پیش‌محفظه همچنان پایین است. از سوی دیگر سرعت بالای پیستون سبب می‌شود که در طول سیکل زمان کافی برای ورود کامل مخلوط سوخت و هوا به درون پیش‌محفظه وجود نداشته باشد. بنابراین فشار پیش‌محفظه در زمان جرقه پایین‌تر از مقدار مورد نظر خواهد بود و حتی پس جرقه و احتراق، فشار درون پیش‌محفظه به اندازه کافی افزایش نمی‌یابد و در نتیجه اختلاف فشار بین محفظه اصلی و پیش‌محفظه بسیار زیاد خواهد بود در نتیجه



شکل ۹. نمودار بیشینه دما - زاویه میل لنگ برای سیستم سوخت‌رسانی مشترک محفظه اصلی

Fig. 9. Maximum temperature trace for the common main and pre-chamber fuel system



شکل ۱۰. کانتور دما برای سیستم سوخت‌رسانی مشترک محفظه اصلی

Fig. 10. Temperature contour for common and pre-chamber fuel system

از این دسته از موتورهای گازسوز ابعاد نازل در مقایسه با محفظه اصلی و پیش‌محفظه بسیار کوچک است از این رو جریان ورود مخلوط سوخت و هوا از محفظه اصلی به درون پیش‌محفظه آنقدر کند صورت می‌گیرد که می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد و از سوی دیگر سرعت بالای پیستون سبب می‌شود که در طول سیکل زمان کافی برای ورود کامل مخلوط سوخت و هوا به درون پیش‌محفظه وجود نداشته باشد. بنابراین فشار پیش‌محفظه در زمان جرقه، پایین‌تر از فشار محفشه اصلی خواهد بود و حتی پس از زدن جرقه و شکل‌گیری احتراق، بیشترین فشار درون پیش‌محفظه بسیار کمتر از فشار محفظه اصلی در همان لحظه می‌باشد؛ یعنی فشار پیش‌محفظه به اندازه کافی افزایش نمی‌یابد. از سوی دیگر به دلیل اختلاف فشار زیاد بین محفظه اصلی و پیش‌محفظه جریان سوخت و هوای ورودی به پیش‌محفظه شدید خواهد بود و مانع برقراری جریان شعله یا فراورده‌های احتراق

از پیش‌محفظه به درون محفظه اصلی می‌شود. از این رو براساس دلایل گفته شده جریان جت شعله از پیش‌محفظه به درون محفظه اصلی به صورت موثر برقرار نمی‌شود و در نتیجه درون محفظه اصلی نیز احتراق موثر رخ نمی‌دهد؛ یعنی حتی در صورت احتراق در محفظه اصلی از تمام پتانسیل سوخت موجود در محفظه اصلی استفاده نمی‌شود و تمام انرژی که می‌تواند از مخلوط سوخت و هوا آزاد شود، آزاد سازی نمی‌شود. این در حالی است که در موتورهای گازسوز سبک سیستم سوخت‌رسانی پیش‌محفظه احتراق و محفظه اصلی مشترک است و مخلوط سوخت و هوای موجود در پیش‌محفظه، در مرحله تراکم و بر اثر حرکت پیستون به سمت بالا، از محفظه اصلی به درون پیش‌محفظه جریان می‌یابد و نیازی به تامین سوخت پیش‌محفظه به صورت مجزا نمی‌باشد [۲۱].

## ۵- فهرست علائم

- configuration using NO-LIF and correlation analysis, Flow, turbulence and combustion, 86(1) (2011) 45-62.
- [5] D. Chiera, M. Riley, G.J. Hampson, Mechanism for High Velocity Turbulent Jet Combustion from Passive Prechamber Spark Plug, in: ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012, pp. 11-21.
- [6] A. Shah, P. Tunestal, B. Johansson, Applicability of Ionization Current Sensing Technique with Plasma Jet Ignition Using Pre-Chamber Spark Plug in a Heavy Duty Natural Gas Engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2012.
- [7] E. Toulson, A. Huisjen, X. Chen, C. Squibb, G. Zhu, H. Schock, W.P. Attard, Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion, SAE International Journal of Engines, 5(4) (2012) 1821-1835.
- [8] A. Shah, P. Tunestål, B. Johansson, CFD Simulations of Pre-Chamber Jets' Mixing Characteristics in a Heavy Duty Natural Gas Engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2015.
- [9] G. Gentz, B. Thelen, P. Litke, J. Hoke, E. Toulson, Combustion visualization, performance, and CFD modeling of a pre-chamber turbulent jet ignition system in a rapid compression machine, SAE International Journal of Engines, 8(2) (2015) 538-546.
- [10] M.N. Khan, K.-y. Paik, M.R. Nalim, 3D computation for torch jet ignition of premixed methane-hydrogen-air blends in a pre-chamber constant volume combustor at variable pre-chamber pressure, in: 51st AIAA/SAE/ASEE joint propulsion conference, 2015, pp. 3784.
- [11] B.C. Thelen, E. Toulson, A computational study on the effect of the orifice size on the performance of a turbulent jet ignition system, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 231(4) (2017) 536-554.
- [12] C.E.C. Alvarez, G.E. Couto, V.R. Roso, A.B.

علائم انگلیسی		علائم یونانی	
$a$	سرعت صوت	$V$	حجم
$\bar{C}_v$	گرمای ویژه در حجم ثابت	$W_m$	وزن مولکولی گونه $m$
$\bar{C}_{p,m}$	گرمای ویژه مولی گونه $m$	$[X_m]$	غلظت مولی گونه $m$
$C\#$	تعداد اتم‌های کربن	$Y_m$	کسر جرمی گونه $m$
$D$	نفوذ جرمی		
$D_p$	نفوذ گونه آشفته		
$E_p$	انرژی فعال‌سازی واکنش	$\alpha_i$	نفوذ گرمایی آشفته
$e$	انرژی درونی ویژه	$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$g$	مولفه شتاب نیروی حجمی	$\delta_p$	دلتای کروئیکه
$H$	انتالپی	$\varepsilon$	نرخ اتلاف آشفتنگی
$h_m$	انتالپی ویژه گونه $m$	$\mu$	ویسکوزیته دینامیکی
$\bar{h}_i$	انتالپی ویژه مولی گونه $m$	$\mu'$	ویسکوزیته اتساع
$K$	ضریب رسانش گرمایی	$\mu_i$	ویسکوزیته آشفتنگی
$K_{cr}$	ثابت تعادل واکنش شیمیایی	$\nu$	ویسکوزیته سینماتیکی
$k$	انرژی جنبشی آشفته	$\rho$	چگالی
$P$	فشار	$\rho_m$	چگالی گونه $m$
$Pr$	عدد پراوتل	$\sigma$	تانسور تنش
$Pr_f$	عدد پراوتل آشفته	$\varphi$	کمیت اسکالر انتقالی
$R$	ثابت گاز		
$R_p$	ثابت جهانی گازها		
$S$	انتروپی		
$S$	جمله چشمه انرژی		
$S_m$	جمله چشمه مربوط به گونه $m$		
$Sc$	عدد اشمیت		
$T$	دما		
$u$	مولفه سرعت		
$u_i''$	مولفه سرعت میانگین (براساس سرعت میانگین فاوره)		

## ۶- مراجع

- [1] E. Toulson, H.C. Watson, W.P. Attard, Modeling alternative prechamber fuels in jet assisted ignition of gasoline and LPG, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2009.
- [2] W.P. Attard, N. Fraser, P. Parsons, E. Toulson, A turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain, SAE International Journal of Engines, 3(2) (2010) 20-37.
- [3] A.A. Boretti, Modelling auto ignition of hydrogen in a jet ignition pre-chamber, International Journal of Hydrogen Energy, 35(8) (2010) 3881-3890.
- [4] R. Sadanandan, R.A. Schiebl, D. Markus, U. Maas, 2D mixture fraction studies in a hot-jet ignition

- blockstructured KIVA program for engines with vertical or canted valves, Lawrence Livermore National Lab.(LLNL), Livermore, CA (United States), 1997.
- [17] P. Senecal, E. Pomraning, K. Richards, T. Briggs, C. Choi, R. McDavid, M. Patterson, Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry, SAE transactions, (2003) 1331-1351.
- [18] S. Biswas, L. Qiao, Prechamber hot jet ignition of ultra-lean H<sub>2</sub>/air mixtures: Effect of supersonic jets and combustion instability, SAE International Journal of Engines, 9(3) (2016) 1584-1592.
- [19] K. Tanoue, T. Kimura, T. Jimoto, J. Hashimoto, Y. Moriyoshi, Study of prechamber combustion characteristics in a rapid compression and expansion machine, Applied Thermal Engineering, 115 (2017) 64-71.
- Thiriet, R.M. Valle, A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines, Applied Thermal Engineering, 128 (2018) 107-120.
- [13] F. Qin, A. Shah, Z.-w. Huang, L.-n. Peng, P. Tunestal, X.-S. Bai, Detailed numerical simulation of transient mixing and combustion of premixed methane/air mixtures in a pre-chamber/main-chamber system relevant to internal combustion engines, Combustion and Flame, 188 (2018) 357-366.
- [14] H. Sakurai, Newly Developed KAWASAKI GREEN GAS ENGINE-Top performance GE, 26<sup>th</sup> CIMAC in 2010, (2010).
- [15] B.E. Launder, D.B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, in: Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion, Elsevier, 1983, pp. 96-116.
- [16] A.A. Amsden, M. Findley, KIVA-3V: A

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. H. Shojaeefard, A. Sadri Qahfarrokhi, Investigation to Set the Type of Pre-Chamber Fuel System in Heavy Gas Engine HIMSEN 35/40, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 2935-2952.

DOI: [10.22060/mej.2020.17404.6588](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17404.6588)



