



Investigation of the Response of a Multi-Zone Simulation Code Equipped with Blow-By Sub-Model in a Dual Fuel Spark-Ignition Engine

M. Sarabi, E. Abdi Aghdam *

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

ABSTRACT: In the present study, a single-cylinder research engine was utilized to capture experimental data at 9 compression ratio and 1800 rpm engine speed for dual fuel mixtures of 100%, 90%, 75% and 60% gasoline and the rest natural gas in skip-fire mode. Then, a gasoline- natural gas multi-zone thermodynamic entrainment simulation-code equipped with blow-by sub-model was developed. Two 200-cycle sets of free residual motoring and firing cycles were separated from the experimental data to check the response of the code. In motoring-case, the ensemble-average $P-\theta$ of the motoring set was compared with that of the code and the blow-by sub-model was verified. Next, in the firing-case, the results obtained from the code were compared with the ensemble-average $P-\theta$ of the firing set in each fuel combination and the code was validated. In the firing-case, the leakage to crevices was estimated to be considerably more than that of the motoring-case. In the firing mode of the code, the deviation of the obtained results of the code without blow-by option from the experimental results was more serious as compared to those of the code with blow-by, emphasizing the importance of the blow-by sub-model in the code.

Review History:

Received: Jan. 07, 2020

Revised: Mar. 29, 2020

Accepted: Jun. 20, 2020

Available Online: Jul. 02, 2020

Keywords:

Multi-zone model

Blow-by

Gasoline-natural gas

Dual fuel

Spark-ignition engine

1. Introduction

Basic functional research, as well as pollution and combustion studies, are required for developing the dual-fuel spark-ignition engine and upgrading the existing single-fuel engines to dual-fuel ones, necessitating a laboratory platform as well as a simulation model. A simulation model is considered as one of the well-established solutions in order to save time, costs, limitations and laboratory problems in the development of these engines [1]. Blow-by is also one of the most important problems in spark-ignition engines. blow-by through the piston-cylinder resulting from the pressure difference in the combustion chamber and the piston-cylinder crevices affects the engine performance.

The main structure of the equations in thermodynamic models is based on the mass conservation and thermodynamic rules [2] and therefore, this study aims to develop a thermodynamic simulation model of dual-fuel gasoline-NG spark-ignition engine and verify this model with experimental data.

The first simulations of spark-ignition engines were based on basic thermodynamics and focused on engine performance. For example, Patterson and Van Wylen [3] can be regarded as the pioneers in this field. Other combustion models include the Eddy burning model developed by Blizard and Keck [4]. In the present study, a multi-zone dual fuel gasoline-NG thermodynamic model is developed with the entrainment combustion sub-model and the blow-by sub-model and is verified by experimental results.

2. Thermodynamic Simulation Model

Given that the simulation code can predict different conditions in the approved range by observing the principle of mass conservation and thermodynamic rules, the present work focuses on the development and validation of a multi-zone dual fuel gasoline-NG thermodynamic simulation code using a blow-by sub-model. During the combustion, cylinder chamber is divided into two main zones of the burnt and unburned gases in the quasi-dimensional thermodynamic simulation model of the spark ignition using a common buffer layer called the entrained zone. The fuel/air mixture (unburned gases) and combustion products (burned gases) is assumed to be homogeneous in their zones and the chemical equilibrium between the species is established in each zone. The main equation for engine modeling is extracted from the energy conservation equation for cylinder volume [2]. To determine the turbulent burning velocity, the Zimont model based on the Reynolds and Damköhler numbers was used [5]. Zimont obtained the turbulent burning velocity as Eq. (1).

$$u_t = Cu'Da^{0.25} + u_l \quad (1)$$

where u' is the turbulence intensity, u_l is the laminar burning velocity, and Da is the Damköhler number. Moreover, the entrained unburned mixture mass to the flame front is calculated using the entrained turbulent burning

*Corresponding author's email: Email: Eaaghdam@uma.ac.ir



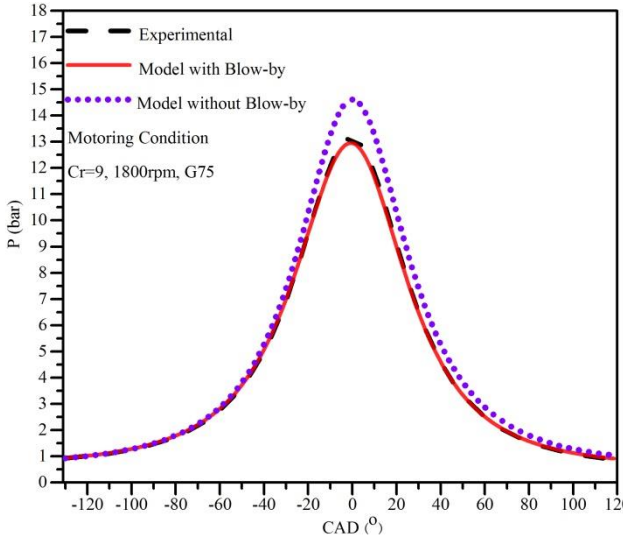


Fig. 1. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the motoring under experimental conditions, the model with and without blow-by

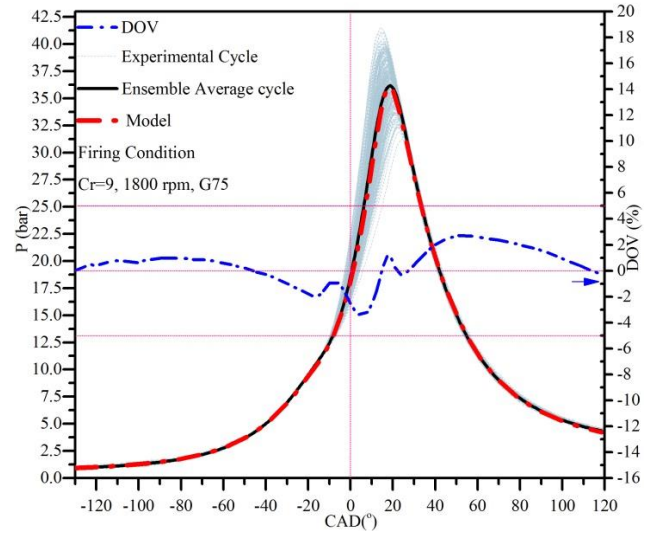


Fig. 2. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the firing conditions for the experimental data and simulation model

velocity. In the entrainment model proposed by Blizard and Keck [4], entrained unburned mass rate into turbulent flame front is expressed as Eq. (2).

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f u_{te} \quad (2)$$

where m_e is the entrained mass, ρ_u is the unburned mixture density, A_f is the average area of the flame front, u_{te} is the entrainment turbulent burning velocity. According to the entrainment combustion model, burning rate is achieved using the differential equation as follows:

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (3)$$

where m_b is the burnt mass, τ_b is the burning time scale that is defined as follows:

$$\tau_b = K_\tau \frac{l_x}{u_l} \quad (4)$$

where K_τ is the constant of proportionality, l_x is the characteristic of length scale and u_l is the laminar burning velocity.

3. Experiment Methodology

In the present study, a single-cylinder spark-ignition research engine coupled with an asynchronous dynamometer with speed adjustability is used. Engine management systems, equipment for measuring and recording the values were similar to those in [6-8].

In this study, the engine was set up and data mining was carried out to extract the experimental results under

the stoichiometric equivalence ratio, at 1800 rpm full load and compression ratio of 9 with skip fire mode for different combinations of G100, G90, G75 and G60 (designated as 100% gasoline, 90% gasoline, 75% gasoline, 60% gasoline and NG as the rest). In each combination, data-mining was carried out at least for six different spark advances, and at each advance, 1400 consecutive cycles with seven-cycle alternation including four consecutive motoring cycles, and three consecutive firing cycles. Then, the raw data were processed using computer code to the results for each cycle.

Out of 200 seven-cycle consecutive alternations, the first firing cycle of each alternation, which is easily considered to be free of residual gases [9] was selected and 200 firing cycles free from residual gases were provided as a suitable set for the development of simulation code in the free residual gas mode. Accordingly, 200 cycles of the last motoring cycle of each alternation were collected as a set of the motoring cycles with the fuel and free from the residual gas in order to validate the code. Then, the first firing cycles were used in spark ignition to validate the firing conditions.

4. Results and Discussion

First, experimental experiments were carried out. Then, the simulation code was used in motoring of G75 combination (between the combination of gasoline-NG with gasoline as the dominant fuel) with and without the blow-by sub-model and the $P-\theta$ results were compared with the experimental results of the motoring condition. Fig. 1 shows the cylinder pressure variation in terms of the crank angle in the motoring mode of the G75 combination in experimental conditions, the model with and without blow-by. The results of the model with the blow-by are consistent with experimental results and there is a significant difference between the results without blow-by and the experimental results.

Results of simulation code in firing conditions for G75 combination were extracted and compared with experimental results. Fig. 2 shows the cylinder pressure in terms of the crank

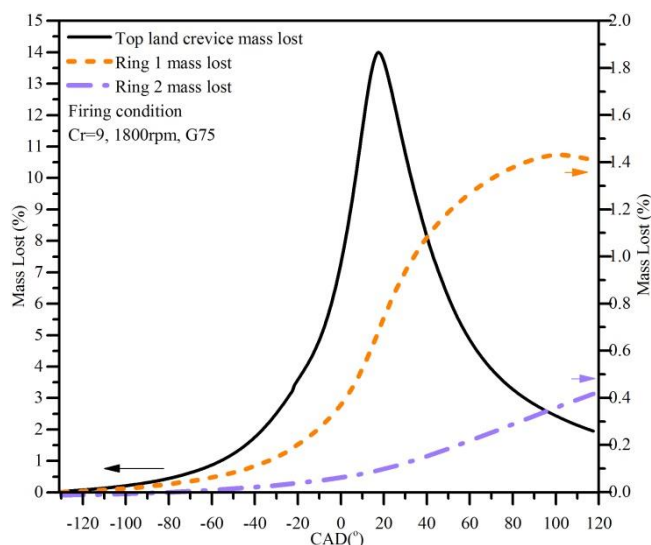


Fig. 3. Percentage of mass blow-by from crevices according to the crank angle in the firing conditions of the G75 combination

angle under the firing conditions for the experimental data and simulation model with the percentage of deviation. It is observed that the results of the simulation code are consistent with the ensemble average cycle of the experimental results and that is in the middle of the experimental cycles and the maximum deviation is below 4%. Fig. 3 shows the mass blow-by to the top land crevice percentage and the crevice between the first and second rings. The maximum mass blow-by to the top land crevice percentage is 14%, the maximum percentage of mass flow of the first ring and the second ring is 1.43% and 0.43%, respectively.

5. Conclusions

The research engine used in this study was a single-cylinder spark-ignition engine equipped with an electronic control system by the user. Experimental data were extracted under the conditions of a gasoline-NG with the gasoline as the dominant fuel and using the skip fire technique. The resulting database contains experimental data of $P-\theta$ consecutive cycles in different combinations and different spark advances, at 1800 rpm and compression ratio of 9. Experimental data were used to verify the thermodynamic simulation model in the stoichiometric equivalence ratio and were processed by a computer code in the FORTRAN. The following results can be summarized in the review and approval of the thermodynamic simulation model using the experimental data obtained from skip fire technique:

* Simulation model in motoring conditions with fuel as well as firing conditions at 1800 rpm and compression ratio

of 9 in different combinations were analyzed and compared with experimental results and the deviation percentage was below 4%.

* According to the study of appropriate data compliance of $P-\theta$ the model with the experimental results in motoring and firing conditions, the percentage of deviation below 4, the appropriate adaptation of the mass fraction burn of the simulation model and the experimental results of each combination, the thermodynamic simulation model can be considered valid.

References

- [1] K. Suzuki, M. Nemoto, K. Machida, Model-based calibration process for producing optimal spark advance in a gasoline engine equipped with a variable valve train, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2006.
- [2] S. Verhelst, C. Sheppard, Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion—an overview, Energy Conversion and management, 50(5) (2009) 1326-1335.
- [3] D. Patterson, G.J. VAN WYLEN, A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1963.
- [4] N.C. Blizard, J.C. Keck, Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1974.
- [5] V. Zimont, Theory of turbulent combustion of a homogeneous fuel mixture at high Reynolds numbers, Combustion, Explosion and Shock Waves, 15(3) (1979) 305-311.
- [6] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions, Modares Mechanical Engineering, 20(2) (2020) 287-295. (In Persian)
- [7] M. Sarabi, E.A. Aghdam, Experimental analysis of in-cylinder combustion characteristics and exhaust gas emissions of gasoline-natural gas dual-fuel combinations in a SI engine, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019; (113):1-14.
- [8] E. Abdi Aghdam, M. Ataee Tarzanagh, The Effect of Burned Residual Gases on Optimum Ignition Timing using Skip Fire Technique, The Journal of Engine Research, 50(50) (2018) 67-75. (In Persian)
- [9] C. Robinet, P. Higelin, Crossed Study of Residual Gas Rate-Firing Device for a Better Understanding of SI Engines Cycle-to-Cycle Variations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Investigation of the Response of a Multi-Zone Simulation Code Equipped with Blow-By Sub-Model in a Dual Fuel Spark-Ignition Engine, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 717-720.

DOI: [10.22060/mej.2020.17679.6646](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17679.6646)





بررسی پاسخ کد شبیه‌ساز چند منطقه‌ای مجهز به زیرمدل نشتی در موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز

مهرداد سرابی، ابراهیم عبدی‌اقدم*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۱۸
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۱/۱۰
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۳۱
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۴/۱۲

کلمات کلیدی:

مدل چند منطقه‌ای
نشتی
بنزین-گاز طبیعی
ترکیب‌سوز
موتور اشتعال جرقه‌ای

خلاصه: هزینه بالای تولید بنزین و ارزش حرارتی بالاتر و آلایندگی کمتر گاز طبیعی در قیاس با بنزین، ضرورت اخذ تصمیم‌هایی در جهت کم کردن مصرف بنزین و ترکیب آن با سایر سوخت‌ها از جمله گاز طبیعی را دوچندان می‌کند. کار حاضر از موتور تک سیلندر پژوهشی، نتایج تجربی سیکل‌های با مد پرش جرقه در نسبت تراکم ۹ و سرعت ۱۸۰۰ rpm برای ترکیب‌های ۱۰۰٪، ۹۰٪، ۷۵٪ و ۶۰٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی در نسبت هم‌ارزی استوکیومتری استخراج گردید. سپس یک کد شبیه‌ساز ورودی ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با زیر مدل نشتی توسعه داده شد. از نتایج تجربی با پرش جرقه، دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی موتورگردانی و احتراقی برای اهداف تایید کد فراهم گردید. در حالت موتورگردانی نتایج کد شبیه‌ساز با نشتی با میانگین داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مجموعه موتورگردانی مقایسه شد و زیر مدل نشتی کد شبیه‌ساز تایید گردید. سپس در حالت احتراقی نیز نتایج کد شبیه‌ساز با میانگین داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مجموعه احتراقی برای هر ترکیب بررسی و با خطای کمتر از ۴٪ تایید شد. در حالت احتراقی جرم نشتی به شکاف‌ها قابل توجه‌تر از حالت موتورگردانی برآورد شد و با توجه به اینکه انحراف نتایج کد بدون نشتی با نتایج تجربی در مقایسه با انحراف نتایج کد با نشتی در حالت موتورگردانی انحراف جدی داشت، اعمال زیر مدل نشتی در کد شبیه‌ساز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

۱- مقدمه

موتورهای اشتعال جرقه‌ای، در گرو درک روشن‌تری از فرآیند احتراق درون سیلندر این موتورها است. مدل‌های شبیه‌ساز یکی از روش‌ها و ابزارهای مناسب در جهت صرفه‌جویی در زمان، هزینه‌ها، محدودیت‌ها و مشکلات آزمایشگاهی پیش‌روی توسعه این موتورها می‌باشد [۳]. بدین منظور آنالیز احتراقی موتورهای اشتعال جرقه‌ای و بررسی این فرآیندها با استفاده از کد شبیه‌ساز را می‌توان امری لازم و ضروری قلمداد نمود.

پدیده نشتی از میان روزه‌های سیلندر-پیستون، ناشی از اختلاف فشار درون محفظه احتراق و شکاف‌های سیلندر-پیستون بوده و این امر منجر به تاثیرگذاری بر روی عملکرد موتورها می‌شود. در بررسی مدل نشتی نمازیان و هیوود [۴] جریان از محفظه احتراق به شکاف سیلندر-پیستون و بلعکس را مطالعه کرده و یک مدل برای این جریان تهیه نمودند. آنها دریافتند که در مرحله تراکم جرم نسوخته به داخل شکاف‌ها وارد می‌شود و در مرحله انبساط بازمی‌گردد. آنها همچنین

هزینه‌های غیر اقتصادی و بالای تولید بنزین در مقایسه با گاز طبیعی در ایران، محدودیت ذخایر نفت خام، ارزش حرارتی بالاتر گاز طبیعی [۱] در قیاس با بنزین و همچنین بالاتر بودن آلایندگی سوخت بنزین در موتورها [۲]، ضرورت اخذ تصمیم‌هایی در جهت کم کردن هزینه‌های سوخت و کاهش آلایندگی را برجسته می‌کند. توسعه موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز و ارتقا موتورهای تک‌سوز به ترکیب‌سوز نیازمند تحقیقات بنیادی عملکردی، آلایندگی و احتراقی برای شرایط ترکیب‌سوز است که این تحقیقات نیازمند بستر آزمایشگاهی و همچنین مدل شبیه‌ساز می‌باشد.

موتورهای احتراق داخلی از جمله تجهیزات برای تولید توان در زمینه‌های گوناگون بوده و منجر به پیشرفت روزافزون آنها و همچنین توسعه کدهای شبیه‌ساز در این عرصه شده است، اما تایید این کدها نیازمند نتایج تجربی موتور پژوهشی و تجهیزات آزمایشگاهی متناسب می‌باشد. از سوی دیگر تحلیل پارامترهای احتراقی و اثرات عملکردی



تاباکزینسکی^۶ و همکاران [۹] یک مدل متلاطم ورودی را برای پردازش احتراق تلاطمی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای بسط دادند که در مدل مورد بررسی از مقادیر پایه‌ای جریان تلاطم از جمله: مقیاس طولی انتگرال و مشخصه شدت تلاطم استفاده کرده‌اند. آنها در مدل پیش‌رو مکانیزم فیزیکی حاکم بر گسترش شعله را توسعه داده و مدعی شدند که موجب فهم بهتر تعامل بین احتراق و تلاطم شده و امکان توسعه روابط همبستگی تاخیر در اشتعال و مدت زمان احتراق را فراهم می‌آورد.

ما^۷ و همکاران [۱۰] یک مدل دو منطقه‌ای شبه بعدی احتراق ورودی را برای مخلوط متان و هیدروژن با درصدهای حجمی مختلف به عنوان سوخت به کمک تعادل شیمیایی گونه‌ها ارائه کرده و تمامی اثرات ناشی روزه‌ها را نادیده گرفتند. آنها از یک موتور شش سیلندر اشتعال جرقه‌ای برای اعتبارسنجی نتایج مدل با نتایج تجربی استفاده نموده و مدعی شدند که نتایج تطابق مناسبی به جز در شرایط فقیرسوز از خود نشان می‌دهد. ونکویلی^۸ و همکاران [۱۱] یک مدل شبه بعدی دو منطقه‌ای ورودی را برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های متانول و اتانول بر روی دو موتور تک سیلندر و تحقیقاتی^۹ در نسبت تراکم، بار، آوانس جرقه، نسبت هم‌ارزی و درصد گازهای برگشتی از سیکل^{۱۰} قبلی مختلف بررسی کرده و یک مدل پیشگویی کوبش را ارائه دادند. ژانگ^{۱۱} و همکاران [۱۲] یک مدل ترمودینامیکی بر پایه تابع ویبی^{۱۲} را برای یک موتور اشتعال جرقه‌ای توربوشارژ با سوخت گاز طبیعی توسعه داده و برای محاسبه انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و مخلوط درون سیلندر از روابط انتقال حرارت و شنی استفاده کردند. باراتا^{۱۳} و همکاران [۱۳] یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی را توسعه داده و نشان دادند که نتایج کد شبیه‌ساز با داده‌های تجربی از انطباق مناسبی برخوردار است. فتحی و همکاران [۱۴] یک مدل ترموسینتیکی تک ناحیه‌ای را در موتورهای احتراقی بار همگن توسعه داده و بیان کردند که مدل توسعه یافته قادر به پیشگویی توان تولیدی موتور با دقت

مقدار جرم جریان یافته در شکاف‌ها را به کمک مدل جریان تخمین زده و بیان کردند که در مرحله انبساط گاز نسوخته از میان شکاف‌ها باز می‌گردد. در یک پژوهش دیگر عبدی‌اقدم و زمزم [۵] اثر مدت کارکرد موتور را در یک مدل شبیه‌ساز در یک موتور اشتعال جرقه‌ای در شرایط موتورگردانی بررسی کرده و بیان کردند که با افزایش کارکرد موتور، سطح مقطع روزنه رینگ‌ها و شکاف بالای سیلندر-پیستون افزایش یافته و ناشی جرم بیشتر شده است.

در شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتورهای اشتعال جرقه‌ای، کدهای شبیه‌سازی مختلفی توسعه داده شده‌اند که بطور کلی آنها را می‌توان به مدل‌های ترمودینامیکی و دینامیک سیالات محاسباتی دسته بندی کرد. در بررسی مدل‌های ترمودینامیکی ساختار اصلی معادلات متشکله بر پایه بقای جرم و قوانین ترمودینامیک بوده، اما مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی دارای معادلات حاکم مبتنی بر معادلات ناویر-استوکس^۱ با شرط بقای انرژی و جرم می‌باشند [۶]. از عوامل مهم و موثر در انتخاب و استفاده از مدل‌های ترمودینامیکی به جای مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی می‌توان به بررسی پارامتری و شبیه‌سازی موتور در مدت زمان کوتاه، دقت مناسب و حجم کم محاسبات و همچنین بررسی بازه وسیع شرایط عملکردی موتور اشاره نمود. بدین ترتیب هدف این پژوهش توسعه یک مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی و تایید این مدل با داده‌های تجربی است.

اولین شبیه‌سازی‌های موتورهای اشتعال جرقه‌ای بر اساس ترمودینامیک پایه و متمرکز بر عملکرد موتور که تابعی از شرایط کارکردی از جمله نسبت هم‌ارزی و دور موتور، همچنین متغیرهای طراحی موتور مانند زمان باز و بسته شدن سوپاپ و نسبت تراکم بودند، بطور مثال پترسون^۲ و ون وایلن^۳ [۷] را می‌توان از اولین‌های عرصه مزبور نام برد. از دیگر مدل‌های احتراقی می‌توان به مدل سوختن ادی ارائه شده توسط بلیزارد^۴ و کک^۵ [۸] اشاره کرد. در این مدل فرض می‌شود که ادی‌های بزرگ وظیفه انتقال مخلوط تازه به منطقه شعله را داشته و ادی‌های کوچک وظیفه احتراق آنها را بر عهده دارند.

6 Tabaczynski

7 Ma

8 Vancoillie

9 Cooperative fuel research (CFR)

10 Exhaust gas recirculation (EGR)

11 Zhang

12 Wiebe function

13 Baratta

1 Navier–Stokes

2 Patterson

3 Van Wylen

4 Blizard

5 Keck

نسبت هم‌ارزی، نوع سوخت و کسر گازهای سوخته روی پیشروی شعله را شامل می‌شود. از روش‌های مورد اشاره در بررسی سرعت سوختن آرام می‌توان به تکنیک ثبت فشار-زمان در بمب حجم ثابت اشاره کرد. مدق‌الچی و کک [۱۷ و ۱۸] به صورت تجربی سرعت سوختن آرام مخلوط‌های هوا با سوخت‌های مختلف از جمله ایزواکتان و متان در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف اندازه‌گیری کردند و رابطه (۱) را ارائه دادند.

$$u_l = u_{l,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^\beta \quad (1)$$

که در آن T_u و P_u بترتیب دما و فشار مخلوط نسوخته و $u_{l,0}$ ، α ، β ثابت‌های مربوط به مخلوط سوخت-هوا می‌باشند. از دیگر روابط ارائه شده برای سرعت سوختن آرام می‌توان به رابطه پیشینگر^۲ و هیوود [۱۹] برای سرعت سوختن آرام غیر آدیاباتیک اشاره نمود. مشابه رابطه (۱)، لیاو^۳ و همکاران [۲۰] سرعت سوختن آرام گازطبیعی را در یک بمب حجم ثابت مکعبی در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف اندازه‌گیری نمودند.

با استفاده از روش فیلم‌برداری سریع رشد شعله، بالو و همکاران [۲۱] سرعت سوختن آرام و ناپایداری شعله مخلوط متان و ایزواکتان را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد که با افزودن متان به ایزواکتان سرعت گسترش بدون کشیدگی شعله در بازه فقیرسوز افزایش یافته ولی این سرعت در منطقه غنی کاهش یافته‌است. بررسی آنها در دمای $K^{۳۶۳}$ و فشار ۱ bar انجام یافته‌است. همچنین آنها [۲۲] در یک تحقیق دیگر بر روی مخلوط سوخت متان و ایزواکتان روابطی را برای سرعت سوختن آرام مخلوط ارائه دادند. این روابط با فرض برابری دمای آدیاباتیک سوخت‌های خالص قابلیت انطباق با نتایج تجربی را دارا می‌باشد. آنها رابطه (۲) را برای مخلوط متان و ایزواکتان پیشنهاد دادند.

$$u_{l,blend}(\phi, P_u, T_u) = \exp\left(Y_{CH_4} \cdot \ln\left(u_{L,CH_4}^0(\phi, P_u, T_u)\right) + (1 - Y_{CH_4}) \cdot \ln\left(u_{L,C_8H_{18}}^0(\phi, P_u, T_u)\right)\right) \quad (2)$$

۹۰٪ بود. سرابی و عبدی اقدام [۱۵ و ۱۶] بر روی یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی، پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی را در نسبت تراکم‌های ۹ و ۱۰ و سرعت rpm ۱۸۰۰ سنجیده و نشان دادند که با افزایش درصد گازطبیعی در ترکیب، مقادیر فشار موثر متوسط اندیکاتوری^۱، گشتاور خروجی و تغییرات سیکی کاهش یافته و تولید آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دی‌اکسید کربن کم می‌شود.

در مطالعات پیشین در مورد موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی پاشش راهگامی، خلا ملموسی در پژوهش‌های شبیه‌سازی مشاهده می‌شود و عموماً در مدل‌های شبیه‌ساز احتراقی، بررسی نشتی از میان روزنه‌های سیلندر-پیستون مورد توجه قرار نگرفته‌است. همچنین در تایید مدل‌ها از نتایج تجربی همراه با گاز سوخته باقیمانده که تعیین آنها با تغییر پارامترها عملاً با عدم قطعیت‌هایی همراه می‌باشد، انجام گرفته‌است. از سویی دیگر در بخش ترکیب‌سوزی مطالعات روشنی در خصوص شبیه‌سازی کدهای ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی گزارش نشده‌است. در این پژوهش ابتدا با انجام آزمایش‌هایی روی یک موتور پژوهشی اشتعال جرقه‌ای تک سیلندر سیکل‌های تجربی عاری از گازهای سوخته از سیکل قبلی به کمک تکنیک پرش جرقه استخراج شده‌است. سپس یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با زیر مدل احتراق ورودی و زیر مدل نشتی توسعه داده شده و با نتایج تجربی فوق‌الذکر مورد تایید قرار گرفته‌است. در ادامه به مباحثی اجمالی در خصوص سرعت سوختن آرام، متلاطم و مولفه‌های تلاطم مرتبط با مدل شبیه‌ساز اشاره می‌گردد.

۲- آهنگ سوختن مخلوط در موتورهای اشتعال جرقه‌ای

برای مدل‌سازی پیش‌روی شعله در موتورهای اشتعال جرقه‌ای با مخلوط همگن، سرعت سوختن متلاطم حائز اهمیت است. این سرعت به سرعت سوختن آرام و مشخصه‌های تلاطم وابسته است که بطور مختصر در این قسمت تشریح می‌شوند.

۲-۱- سرعت سوختن آرام مخلوط پیش‌آمیخته

سرعت سوختن آرام اثرات متغیرهای مختلف مثل دما، فشار،

2 Pischinger

3 Liao

1 Indicated mean effective pressure (IMEP)

۲-۳- سرعت سوختن متلاطم

اولین بار دامکولر^۶ [۲۸] طی کار کلاسیک خود سرعت شعله متلاطم را با مشابهت به شعله‌های آرام و فرض حاکم بودن مشخصه اساسی آن به احتراق متلاطم پیش‌آمیخته ارائه کرد. این نگرش به مدت چندین دهه نافذ بر مطالعات تجربی و تئوری بسیاری بوده- است. علی‌رغم تلاش‌های زیادی که انجام گرفته است هنوز یک روش اساسی برای برآورد سرعت شعله متلاطم حاصل نشده است اما درخصوص حساسیت قابل توجه سرعت شعله متلاطم به هندسه شعله و روش‌های تجربی مقالات زیادی انتشار یافته است. رابطه (۴) به عنوان رابطه دامکولر به نقل از بلیزارد و کک [۸] ارائه شده است.

$$u_t = Cu' + u_l \quad (4)$$

که در آن C ضریب ثابت، u' شدت تلاطم، u_l سرعت سوختن آرام و u_t سرعت سوختن متلاطم است. از دیگر عبارتهای سرعت سوختن متلاطم می‌توان به مدل زیمونت^۷ اشاره نمود [۲۹] که بر پایه عدد رینولدز و دامکولر بالا توسعه یافته است. فرض اساسی این مدل بر موازنه بین ورود مخلوط تازه به منطقه شعله و مصرف آن در منطقه واکنشی استوار است. زیمونت سرعت سوختن متلاطم را به صورت رابطه (۵) بدست آورده است.

$$u_t = Cu'Da^{0.25} + u_l \quad (5)$$

که u' شدت تلاطم، u_l سرعت سوختن آرام و Da عدد دامکولر است. گولدر^۸ [۳۰] در پژوهش دیگری سرعت سوختن متلاطم را به کمک شدت تلاطم و عدد رینولدز به صورت رابطه (۶) بدست آورد.

$$u_t = 0.6Cu'^{0.5}u_l^{0.5}Re_t^{0.25} + u_l \quad (6)$$

برادلی و همکاران [۳۱] به کمک داده‌های تجربی وسیع رابطه (۷) را برای سرعت سوختن متلاطم بدست آوردند.

$$u_t = 0.88Cu'(KaLe)^{-0.3} + u_l \quad (7)$$

که در آن Y_{CH_4} کسر جرمی سوخت متان در مخلوط دو سوخت می‌باشد. با استفاده از سوخت‌های رایج بنزین و گاز طبیعی، عبدی‌ا قدم و همکاران [۲۳] با افزودن گاز طبیعی به بنزین در بمب حرارتی کروی با فشار اولیه ۵ bar از روی داده‌های تجربی سرعت سوختن آرام مخلوط را با استفاده از روش فشار-مینا محاسبه کرده و صحت رابطه (۲) را در ترکیبات مختلف دو سوخت بنزین-گاز طبیعی بررسی کردند و نشان دادند که این رابطه با درصد خطای کمی قابل قبول می‌باشد.

۲-۲- مشخصه‌های تلاطم در جریان درون سیلندر

میدان جریان درون سیلندر در موتورهای احتراق داخلی تلاطمی است که سبب افزایش نرخ اختلاط و انتقال جرم و گرما می‌شود. اگرچه جریان تلاطمی در همه سیکل‌ها اتفاق می‌افتد اما تلاطم جریان بصورت یکسان نبوده و می‌تواند منجر به تغییرات سیکلی قابل توجهی شود.

در موتورهای با محفظه احتراق دیسکی شکل، هال^۱ و براکو^۲ [۲۴] یک ارتباط تقریباً خطی بین شدت تلاطم در نقطه مرگ بالا و سرعت متوسط پیستون یافتند. هان^۳ و همکاران [۲۵] شدت تلاطم را در یک موتور احتراق داخلی در سرعت‌های مختلف بررسی کردند و دریافتند که با افزایش سرعت متوسط پیستون شدت تلاطم درون سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین آتشکاری [۲۶] شدت تلاطم درون سیلندر یک موتور احتراق داخلی دیسکی شکل را بطور دو بعدی بررسی کرده و مقادیر شدت تلاطم (u'_x و u'_y) را بر اساس سرعت متوسط پیستون V_p در نقطه مرگ بالا^۴ به صورت رابطه (۳) بدست آورد.

$$u'_{x,y} = 0.47 + 0.49V_p \quad (3)$$

همچنین جاکوبیک^۵ [۲۷] شدت تلاطم را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای برای شرایط متفاوت بررسی کرده و نتایج مشابهی با آتشکاری را بدست آورد.

-
- 1 Hall
 - 2 Bracco
 - 3 Han
 - 4 Top death center (TDC)
 - 5 Jakubik

-
- 6 Damköhler
 - 7 Zimont
 - 8 Gülder

استوار بود [۳۳]، یک مدل ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای برای سوخت ترکیبی با زیر مدل نشتی ارتقا داده شد. با توجه به اینکه پایه اولیه شبیه‌ساز لوسی موتور اشتعال جرقه‌ای دو زمانه تک‌سوخت بود، مدل شبیه‌ساز جدید (عمدتاً در زیر مدل نشتی) برای موتورهای اشتعال جرقه‌ای چهار زمانه ترکیب‌سوز ارتقا داده شد و اساساً بر روی کد اولیه یک سری تغییرات عمده و عمیق در بخش‌های مختلف از جمله هندسه، زیر مدل نشتی و شرایط ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با درصد جرمی مختلف ترکیب دو سوخت اعمال شد. بنابراین یک کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی با ساختار، سیستم عملکردی و کاربری جدید حاصل شد که منبسط از آن با عنوان موسی^۶ یاد می‌شود. این کد از بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی عمل می‌کند و دو گزینه موتورگردانی و احتراق دارد. فلوجارت مربوط به گزینه موتورگردانی از مرجع [۵] در پیوست (ب) ارائه شده است و گزینه احتراق تا زمان زدن جرقه مشابه موتورگردانی عمل می‌کند. می‌توان گفت که گزینه احتراق سه بخش اصلی تراکم، احتراق و انبساط را دارد. در بخش تراکم محاسبات بر حسب گام زاویه‌ای میل لنگ و مبتنی بر تراکم توام با تبادل گرما و جرم است. در هر گام، جرم نشتی از سیلندر با زیر مدل نشتی و انتقال گرما توسط رابطه پیشنهادی اناند^۷ [۳۴] با استفاده از خواص گاز موجود در سیلندر محاسبه می‌شود. احتراق در این کد، مبتنی بر مدل سرعت سوختن متلاطم ورودی است و به صورت مستند اولین بار توسط بیلزارد و کک [۸] ارائه شده است. در طول هر گام محاسباتی داخل پرپود احتراق پدیده‌های هم‌زمان مختلفی از جمله تغییر حجم، فشار و دمای درون سیلندر صرفاً با حرکت پیستون، ورود جرم نسوخته به جبهه شعله، سوختن قسمتی از جرم وارد شده به پشت جبهه، انتقال گرما از نواحی سوخته و نسوخته به دیواره‌ها و تبادل جرم بین سیلندر و شکاف‌های مرتبط اتفاق می‌افتد و از روی هم‌گذاری آنها حالت انتهای گام برآورد می‌شود. فلوجارت اختصاری مربوط به این بخش در پیوست (ب) ارائه و جزئیات آن در مرجع [۳۵] آمده است. در شکل ۱(الف) مقطع آبی شماتیکی از داخل سیلندر به نمایش گذاشته شده است که در آن منطقه نسوخته بیرون شعله و منطقه کاملاً سوخته مشخص است و منطقه‌ای بین آنها قرار گرفته که در داخل آن گردابه‌های نسوخته‌ای

که در آن فاکتور کشیدگی شعله کارلوویتز^۱ و Le عدد لوییس^۲، است. همچنین موپالا^۳ و همکاران [۳۲] رابطه (۸) را برای سرعت سوختن متلاطم بیان کردند.

$$u_t = u_l + \frac{0.46C.u_l}{Le} Re_t^{0.25} \left(\frac{u'}{u_l}\right)^{0.3} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{0.2} \quad (8)$$

۳- مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی

با در نظر گرفتن این نکته که کد شبیه‌ساز توانایی پیشگویی شرایط مختلف در محدوده تایید شده را دارد، کار حاضر متمرکز بر توسعه و تایید یک کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با لحاظ کردن زیر مدل نشتی است. محفظه سیلندر طی فرآیند احتراق در مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی شبه‌بعدی اشتعال جرقه‌ای مورد نظر، به دو ناحیه عمده گازهای سوخته و نسوخته که توسط یک لایه حائل به نام منطقه ورودی^۴ تقسیم می‌شود. مخلوط سوخت و هوا (گازهای نسوخته) و محصولات احتراق (گازهای سوخته) در نواحی خود هم‌گن فرض شده و تعادل شیمیایی گونه‌ها در هر ناحیه برقرار است. رابطه اساسی برای مدل‌سازی موتور از معادله بقای انرژی برای حجم سیلندر توسط رابطه (۹) استخراج می‌شود [۶].

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta} - \sum_e h_e \frac{dm_e}{d\theta} \quad (9)$$

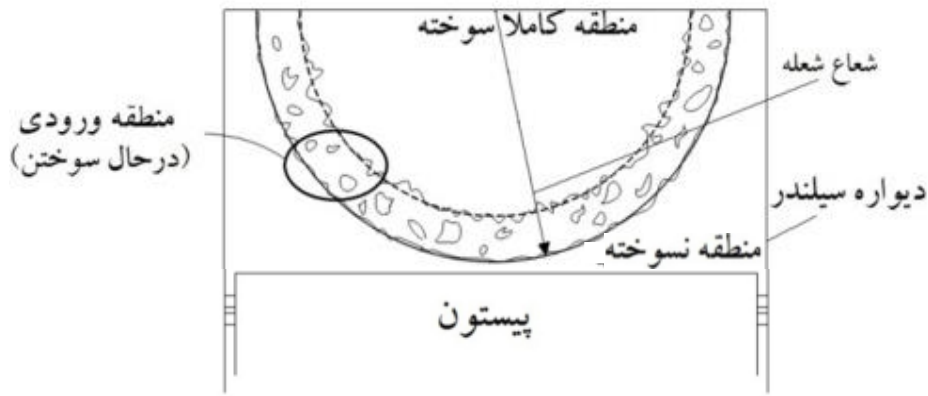
که در آن U انرژی درونی مخلوط گاز داخل سیلندر، Q گرمای انتقال یافته به محتویات سیلندر از دیواره ($Q > 0$) انتقال گرما از دیواره به گاز، W کار مرزی که از تغییرات فشار سیلندر برحسب حجم آن قابل محاسبه است. h_i و h_e بترتیب آنتالپی‌های ویژه ورودی و خروجی از سیلندر و m_i و m_e بترتیب مقدار جرم‌های ورودی و خروجی به سیلندر است.

با استفاده از کد ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای تک سوخت لوسی^۵ که بر پایه احتراق ورودی شبه‌بعدی و تعادل شیمیایی گونه‌ها

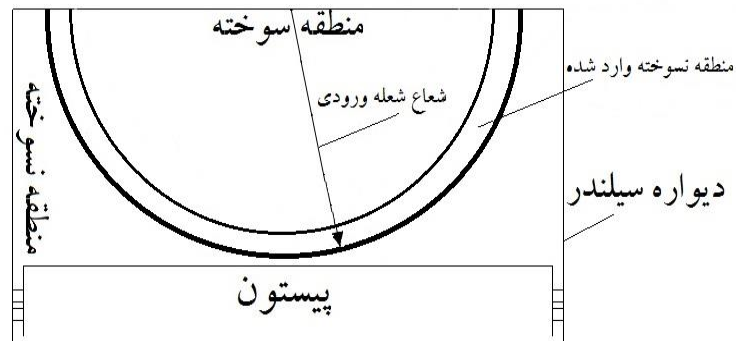
-
- 1 Karlovitz flame stretch factor
 - 2 Lewis
 - 3 Muppala
 - 4 entrained
 - 5 Leeds University spark ignition engine (LUSIE)

6 Mohaghegh Ardabili University spark ignition engine (MAUSIE)

7 Annand



(a)
(الف)



(b)
(ب)

شکل ۱. مقطع آنی از داخل سیلندر (الف) بصورت ظاهری از شعله‌ی پیشرونده و (ب) مدل‌ریزی شده از آن در کد ترمودینامیکی

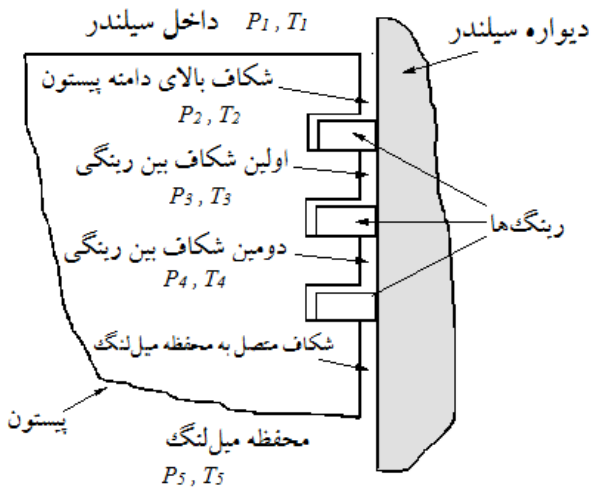
Fig. 1. The instantaneous section of the inside of the cylinder (a) apparently from a progressive flame and (b) modelled in the thermodynamic code

از سرعت سوختن متلاطم ورودی، مقدار جرم مخلوط نسوخته ورودی به جبهه شعله برآورد می‌شود. در ادبیات فن روابط سرعت‌های سوختن متلاطم متعددی بر پایه مطالعات تجربی و نظری قید شده است. بطور نمونه با استفاده از داده‌های تجربی برادلی^۱ و همکاران [۳۶] و مرجانی و شپارد^۲ [۳۷] رابطه‌ای برای سرعت سوختن متلاطم ارائه کرده‌اند. در مدل ورودی بیلینزارد و کک [۸] نرخ جرم گاز نسوخته وارد شده به جبهه شعله متلاطم به صورت رابطه (۱۰) بیان می‌شود.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f u_{te} \quad (10)$$

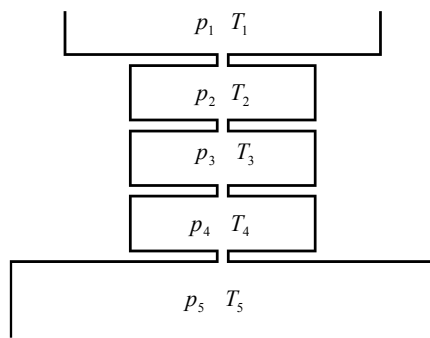
در داخل آن در محاصره شعله‌های پیشرونده به مرکز آنهاست. اندازه گردابه‌های نسوخته سوزنده از جبهه شعله به سمت منطقه کاملاً سوخته کوچکتر می‌شود. در مدل ورودی احتراق، بخش سوخته منطقه حائل به همراه منطقه کاملاً سوخته، منطقه سوخته مدل، مخلوط وارد شده به شعله اما نسوخته به عنوان منطقه نسوخته وارد شده و مخلوط نسوخته وارد نشده به شعله به عنوان منطقه نسوخته در مدل مطابق شکل (ب) شناخته می‌شود. گام زاویه‌ای ۰/۵ درجه میل‌لنگ و دمای سیلندر و پیستون نیز ثابت فرض شده است. پس از خاتمه احتراق در بخش انبساط کد شبیه‌ساز، گونه‌های سوخته تا دمای ۱۶۰۰ K در تعادل شیمیایی فرض می‌شود و کمتر از آن با فرض ثابت بودن کسر گونه‌ها محاسبات دنبال می‌شود.

1 Bradley
2 Sheppard



شکل ۲. شماتیک محل و نحوه قرارگیری پیستون و رینگ‌ها در سیلندر [۳۸]

Fig. 2. Schematic of the location and placement of pistons and rings in the cylinder [38]



شکل ۳. شماتیک مدل حجم روزنه برای مجموعه‌ی رینگ-پیستون [۳۸]

Fig. 3. Schematic of the crevices volume model for piston-ring

مقطع شکاف‌ها و مسیر جریان مفروض برای حالت سه رینگ نمایش داده شده است. شکاف بین پیستون و سیلندر به حجم بزرگ محفظه میل‌لنگ با فشار پایین متصل است. بالای پیستون حجم سیلندر واقع شده است که می‌تواند تغییرات جدی در فشار را داشته باشد. با در نظر گرفتن این حجم‌ها و روزنه‌های مرتبط آنها می‌توان مدل معادل حجم روزنه شکل ۳ را در نظر گرفت [۳۸]. همچنین در بخش زیر مدل نشتی مفروضات زیر در نظر گرفته شده است:

* حجم شکاف‌ها و اندازه روزنه‌ها طی سیکل ثابت در نظر گرفته شده است.

* دمای شکاف‌ها معادل میانگین دمای سیلندر و پیستون فرض شده است.

که در آن m_e جرم وارد شده، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته، A_f سطح متوسط جبهه شعله و u_{te} سرعت سوختن متلاطم ورودی است. برای ارزیابی جرم ورودی در هر گام ابتدا سرعت سوختن متلاطم ورودی بر اساس خواص گاز نسوخته تخمین زده می‌شود. سپس تغییرات شعاع شعله با جرم ورودی در هر گام به صورت رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

$$r_{fe2} - r_{fe1} = u_{te} \Delta t \quad (11)$$

که در آن r_{fe1} و r_{fe2} شعاع شعله قبل و بعد از فرآیند ورودی است و Δt گام زمانی می‌باشد. حجم ورودی در هر گام به کمک r_{fe1} و r_{fe2} و هندسه محفظه سیلندر بدست می‌آید و جرم ورودی در هر گام (۱۲) از رابطه (۱۲) بدست می‌آید.

$$\Delta m_e = \rho_u \Delta V_e \quad (12)$$

که ΔV_e حجم ورودی گام است. براساس مدل ورودی احتراق، آهنگ سوختن از معادله دیفرانسیل رابطه (۱۳) تعیین می‌شود.

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (13)$$

که در آن m_b جرم سوخته و τ_b مقیاس زمان سوختن است که بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$\tau_b = K_\tau \frac{l_X}{u_l} \quad (14)$$

که در آن K_τ ثابت تناسب، l_X مشخصه مقیاس طولی و u_l سرعت سوختن آرام است.

۴- زیر مدل نشتی

نظر به اینکه فشار داخل سیلندر در مراحل تراکم و انبساط متغیر بوده و بدلیل اختلاف فشار بین سیلندر و حجم شکاف قسمت بالای پیستون و همچنین اختلاف فشار بین شکاف‌ها با محفظه میل‌لنگ، وجود جریان گاز از سیلندر به شکاف‌ها و محفظه میل‌لنگ طی مرحله تراکم و جریان معکوس از شکاف‌ها به داخل سیلندر و در عین حال به محفظه میل‌لنگ طی مرحله انبساط قابل درک است. در شکل ۲

۵- ابزار و تجهیزات تجربی

در کار حاضر از سکوی آزمایش ساخت شرکت گونت آلمان مدل سی تی ۱۳۰۰ با یک موتور پژوهشی تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای کوپله شده به یک دینامومتر آسنکرون با قابلیت تنظیم سرعت استفاده شده است. سیستم‌های مدیریت موتور، تجهیزات سنجش و ثبت مقادیر مشابه پژوهش‌های [۱۶، ۱۵، ۳۹] بوده است. مشخصات موتور پژوهشی مورد استفاده در جدول ۱ ذکر شده است.

در کار حاضر فرمول شیمیایی متوسط بنزین $C_{7.76}H_{13.1}$ [۱] در نظر گرفته شده و گاز طبیعی دارای محتویات به شرح جدول ۲ بر پایه درصد حجمی گونه‌ها [۲۳] با فرمول شیمیایی متوسط بخش هیدروکربن $C_{1.04}H_{3.97}$ است.

بدلیل اهمیت هندسه ناشی در کار حاضر، قطر پیستون، موقعیت و ابعاد شیار رینگ‌ها در دامنه آن، قطر سیلندر و سطح مقطع رینگ‌ها و دهانه باز آنها وقتی بتنهایی در سیلندر قرار می‌گیرند، در دمای محیط اندازه‌گیری شدند. سپس این اندازه‌ها در دمای تخمینی جداره‌ها در مد پرش جرقه ($90^{\circ}C$) با استفاده از ضرایب انبساط حرارتی اجزا تصحیح و احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزه‌های مرتبط محاسبه و در زیرمدل ناشی استفاده شده است. مقادیر برآورد شده در جدول ۳ آمده است.

در این پژوهش برای استخراج نتایج تجربی، موتور ابتدا در حالت بنزین راه‌اندازی شد تا گرم شود و به حالت پایا برسد. سپس تحت شرایط نسبت هم‌ارزی استوکیومتری، سرعت موتور 1800 rpm ، بار کامل و نسبت تراکم ۹ در مد با پرش جرقه برای ترکیبات مختلف جی ۲۱۰۰، جی ۲۹۰، جی ۷۵۴ و جی ۵۶۰ (۱۰۰٪ بنزین، ۹۰٪ بنزین، ۷۵٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی) داده برداری شد. در هر ترکیب حداقل برای ۶ آوانس مختلف جرقه و در هر آوانس جرقه ۱۴۰۰ سیکل پشت‌سرهم با تناوب ۷ سیکلی شامل چهار سیکل متوالی موتورگردانی و سه سیکل متوالی احتراقی داده‌برداری انجام گرفت و داده‌های خام ثبت شد. سپس داده‌های خام به کمک کد کامپیوتری به نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ^۶ برای هر سیکل تبدیل و

* از حرکت موضعی رینگ صرف‌نظر شده است.

* از اثرات حرکت پیستون چشم‌پوشی شده است.

لازم به توضیح است که در موتورهای احتراق داخلی، جریان بین احجام حالت ناپایا دارد و می‌توان برای تحلیل آنها از معادلات حالت پایا در بازه‌های زمانی بسیار کوچک پشت سر هم استفاده کرد. با توجه به تئوری جریان از روزه و تئوری حجم روزه مدل ناشی، حالت‌های مختلفی را در امتداد جریان می‌توان انتظار داشت.

با توجه به شکل ۳ اگر $\frac{P_{i+1}}{P_i} \leq 1$ و $\frac{P_{i+1}}{P_i} > \left(\frac{2}{\gamma_i + 1}\right)^{\gamma_i/(\gamma_i - 1)}$ بشود، آنگاه جریان جرمی از روزه موجود بین حجم i ام و $i+1$ ام به صورت رابطه (۱۵) قابل بیان است.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d,i,i+1} A_{i,i+1} \left[\frac{2\gamma_i}{(\gamma_i - 1)RT_i} \right]^{\frac{1}{2}} \times P_i \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma_i}} \left[1 - \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

که $C_{d,i,i+1}$ ضریب تخلیه و $A_{i,i+1}$ سطح مقطع روزه است و مقادیر C_d با بررسی مدل ناشی در حالت موتورگردانی و تایید آن، تعیین و تثبیت می‌شود.

اگر $\frac{P_{i+1}}{P_i} \leq 1$ و $\frac{P_{i+1}}{P_i} < \left(\frac{2}{\gamma_i + 1}\right)^{\gamma_i/(\gamma_i - 1)}$ بشود، آنگاه خفگی رخ می‌دهد و جریان جرمی از روزه بین احجام i ام و $i+1$ ام به صورت رابطه (۱۶) خواهد شد.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d,i,i+1} A_{i,i+1} \left[\frac{\gamma_i}{RT_i} \right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma_i + 1} \right)^{\frac{(\gamma_i + 1)/2}{\gamma_i - 1}} P_i \quad (16)$$

با فرض حضور گاز ایده‌آل با دمای معین در احجام ثابت شکاف‌ها، آهنگ تغییر فشار به صورت رابطه (۱۷) به آهنگ‌های جرمی از روزه‌ها ربط پیدا خواهد کرد.

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{RT_j}{V_j} \left(\frac{dm_{j-1,j}}{dt} - \frac{dm_{j+1,j}}{dt} \right) \quad (17)$$

- 1 Gunt (CT300)
- 2 G100
- 3 G90
- 4 G75
- 5 G60
- 6 Pressure-Crank Angle ($P-\theta$)

جدول ۱. مشخصات موتور پژوهشی سی تی ۳۰۰
Table 1. Specifications of the CT300 research engine

قطر سیلندر	۹۰ mm
کورس پیستون	۷۰ mm
حجم جابجایی	۴۷۰ cm ³
نسبت تراکم	۹
سیستم جرقه زنی	الکترونیکی با قابلیت تنظیم یک درجه میل لنگ
سیستم سوخت رسانی	پاشش به مسیر ورودی موتور
سیستم روغن کاری	فشاری
روش خنک کاری	با آب (تک جریانی)
تعداد و موقعیت سوپاپ	۲ سوپاپ از بالای سیلندر
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ ورودی	۰° مرگ بالا باز و ۵۰° بعد مرگ پایین بسته
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ خروجی	۴۰° قبل مرگ پایین باز و ۸° بعد مرگ بالا بسته
نوع تنفس	طبیعی با صافی و مخزن آرامش
شکل محفظه	دیسکی با پیستون سر تخت

موتورگردانی با سوخت و عاری از گاز سوخته برای مقاصد تایید کد جمع آوری شد. سپس برای هر حالت، فشار موثر متوسط اندیکاتور سیکل های اول احتراقی محاسبه شد و آوانس بهینه هر ترکیب بر اساس حداکثر مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتور در شرایط غیر کوبشی تعیین گردید. در بخش معتبرسازی نتایج کد شبیه ساز، از نتایج تجربی موتور پژوهشی در شرایط موتورگردانی با سوخت بهره گرفته شد. به همین ترتیب برای اعتبارسنجی شرایط احتراقی آن، از مجموعه سیکل های احتراقی اول در حالت پرش جرقه استفاده شد. لازم به توضیح است که برای معتبرسازی و تایید مدل از سیکل معادل فرضی مجموعه سیکل های تجربی هر حالت استفاده شد [۱۶].

در توسعه مدل شبیه ساز از سرعت سوختن آرام بنزین و گاز طبیعی متقارچی و کک [۱۷ و ۱۸] و برای سرعت سوختن آرام ترکیب بنزین-گاز طبیعی از رابطه (۱) استفاده شد. همچنین برای روابط شدت تلاطم از رابطه (۶) و در محاسبه سرعت سوختن متلاطم رابطه زیمنت [۲۹] و مشخصه مقیاس طول انتگرالی به کار برده شد.

۶- بحث و نتایج

ابتدا آزمایش های تجربی در شرایط با پرش چرقه در نسبت تراکم

جدول ۲. اجزاء سازنده گاز طبیعی [۲۳]

Table 2. Constituents of natural gas

ترکیبات سازنده	درصد اجزا
CH ₄	٪ ۸۸٫۳۳۲
C ₂ H ₆	٪ ۴٫۶۷۲
C ₃ H ₈	٪ ۱٫۱۳۷
C ₄ H ₁₀	٪ ۰٫۴۸۴
C ₅ H ₁₂	٪ ۰٫۱۸۱
CO ₂	٪ ۰٫۶۹۴
N ₂	٪ ۴٫۵

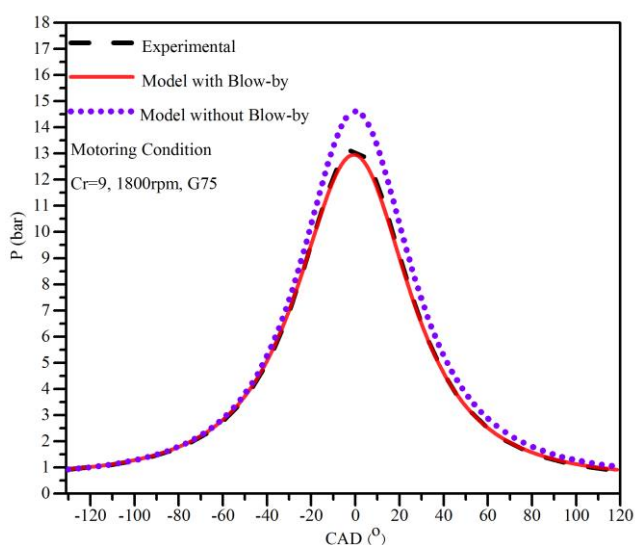
مورد استفاده قرار گرفت.

از ۲۰۰ تناوب پشت سرهم هفت سیکلی، اولین سیکل احتراقی هر تناوب، که به راحتی می توان آن را عاری از گازهای سوخته تلقی کرد [۴۰] انتخاب شد و ۲۰۰ سیکل احتراقی عاری از گازهای سوخته بعنوان مجموعه مناسبی برای توسعه کد شبیه ساز در حالت بدون گاز سوخته باقیمانده فراهم گردید. به همین ترتیب ۲۰۰ سیکل از آخرین سیکل موتورگردانی هر تناوب نیز بعنوان مجموعه سیکل های

جدول ۳. احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزنه‌های مفروض

Table 3. The volumes of the crevices and the cross-sectional area of the assumed crevices

اندازه	مشخصه هندسی
$۱/۶۴۵۵\text{cm}^3$	حجم شکاف بالای پیستون
$۱/۱۱۲۹\text{cm}^3$	حجم بین دو رینگ
$۰/۸۲۴\text{cm}^2$	مساحت سطح مقطع ورودی شکاف بالای پیستون
$۱/۶ \times ۱۰^{-۳}\text{cm}^2$	مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۱
$۱/۸ \times ۱۰^{-۳}\text{cm}^2$	مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۲



شکل ۴. تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ موتورگردانی در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی

Fig. 4. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the motoring under experimental conditions, the model with and without blow-by

احتراق به شکاف بالای سیلندر-پیستون، روزنه رینگ اول و دوم را

$$DOV(\%) = \frac{x_s - x_p}{x_p} \times 100 \quad (18)$$

در هر زاویه لنگ دارد و در شکل ۶ (الف) و (ب) تغییرات فشارهای سیلندر، شکاف بالای دامنه پیستون و شکاف بین‌رینگی و درصد نشتی روزنه‌ها را برحسب زاویه میل‌لنگ برای ترکیب جی ۷۵ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که بخاطر اختلاف فشارها حداکثر درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون در حدود ۴/۷٪، از روزنه رینگ اول ۰/۵۷٪ و از روزنه رینگ دوم ۰/۲۳٪ است.

۹ و سرعت ۱۸۰۰ rpm در ترکیب‌های مختلف جی ۱۰۰، جی ۹۰، جی ۷۵ و جی ۶۰ انجام شد و سیکل‌های اول احتراقی و چهارم موتورگردانی هر تناوب استخراج، و برای هر آوانس جرقه دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی احتراق اول و موتورگردانی چهارم تفکیک شد. سپس بر اساس مجموعه سیکل‌های اول احتراقی در هر آوانس، مقادیر فشار موثر متوسط اندیکاتوری محاسبه و برای هر ترکیب آوانس بهینه جرقه بر اساس حداکثر فشار موثر متوسط اندیکاتوری در بازه غیرکوبشی تعیین شد. کد شبیه‌ساز توسعه داده شده ابتدا در شرایط موتورگردانی ترکیب جی ۷۵ (میان ترکیب بنزین-گاز طبیعی با سوخت غالب بنزین) با زیر مدل نشتی و بدون آن اجرا و نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ حاصله با نتایج تجربی موتورگردانی متناظر مقایسه شد. شکل ۴ تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ را در شرایط موتورگردانی ترکیب جی ۷۵ در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که نتایج مدل با نشتی انطباق بسیار خوبی با نتایج تجربی و نتایج بدون نشتی اختلاف فاحشی با آن دارد.

با توجه به اینکه انحراف نسبی در فشارهای پایین شکل ۴ قابل رویت نبود، درصد انحراف مدل بانشتی و بدون نشتی با نتایج تجربی محاسبه و در شکل ۵ درصد انحراف نتایج مدل‌ها از نتایج تجربی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که حداکثر انحراف مدل با نشتی حدود ۴٪ و مدل بدون نشتی بیش از ۱۵٪ است. درصد انحراف از مقدار میانگین^۱ از رابطه (۱۸) برآورد شده است.

که در آن x_p داده‌های تجربی و x_s داده‌های مدل می‌باشد. مدل با نشتی قابلیت پیشگویی مقدار جرم نشتی از محفظه

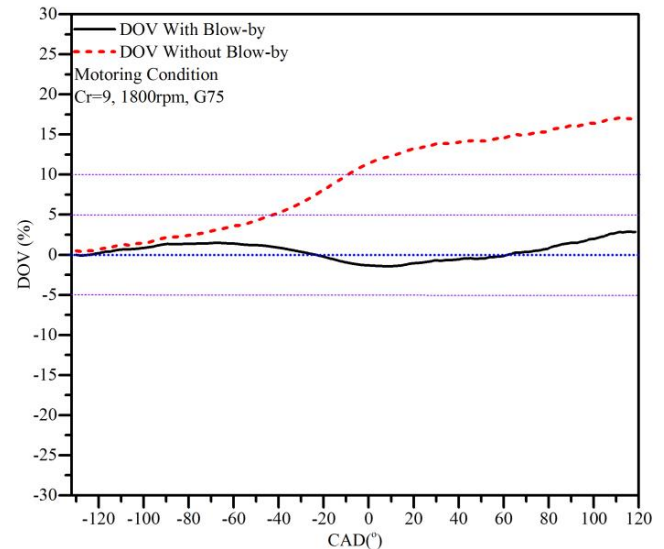
1 deviation of variation (DOV)

تجربی به کد استخراج گردید. شکل‌های ۹ (الف)، ۹ (ب) و ۹ (ج) تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل‌لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز را در حالت‌های جی ۱۰۰، جی ۹۰ و جی ۶۰ نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که برای تمامی ترکیب‌ها نتایج کد شبیه‌ساز و نتایج تجربی انطباق مناسبی دارد و انحراف نتایج کد شبیه‌ساز از نتایج تجربی زیر ۴٪ است.

در تحلیل احتراقی موتورهای درون‌سوز کسر جرم سوخته و نرخ رشد آن بر حسب زاویه میل‌لنگ مورد توجه است. در تعیین کسر جرم سوخته درون محفظه احتراق موتورهای اشتعال جرقه‌ای متداول که مخلوط قبل از احتراق نسبتاً همگن است، استفاده از روش راسوایلر و ویدروت متداول است [۴۱-۴۴]. در کار حاضر برای استخراج کسر جرم سوخته در طول احتراق برای سیکل‌های تجربی و سیکل‌های مستخرج از کد شبیه‌ساز ترکیبات مختلف از این روش [۴۱] استفاده شده است. شکل ۱۰ آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته بر حسب زاویه میل‌لنگ از زمان زدن جرقه^۱ را برای سیکل‌های تجربی و سیکل‌های مستخرج از کد شبیه‌ساز در ترکیب‌های مختلف سوخت نشان داد. ملاحظه می‌شود که آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته هر ترکیب برای سیکل تجربی و سیکل کد شبیه‌ساز دارای همگرایی مناسبی است و با افزودن گاز طبیعی به ترکیب آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته کاهش یافته است. دلیل آن می‌تواند پایین بودن سرعت سوختن آرام گاز طبیعی نسبت به بنزین باشد که در حالت ترکیب‌سوزی با افزایش کسر گاز طبیعی این سرعت کاهش می‌یابد. در مرحله اولیه احتراق که اندازه شعله کوچک‌تر است و طیف کوچکی از گرده‌های تلاطمی روی رشد شعله موثرند، سرعت سوختن آرام نقش مهمی دارد.

۷- نتیجه‌گیری:

موتور پژوهشی مورد استفاده در این پژوهش یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای مجهز به سیستم کنترل الکترونیکی توسط کاربر بود. داده‌های تجربی مورد نیاز از این موتور تحت حالت‌های ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با سوخت غالب بنزین و با تکنیک پرش جرقه استخراج شد. بانک داده حاصله مشتمل بر داده‌های تجربی فشار-زاویه میل‌لنگ سیکل‌های پشت سر هم در ترکیب‌های جی ۱۰۰، جی ۹۰، جی ۷۵ و جی ۶۰ در آوانس‌های مختلف جرقه،



شکل ۵. درصد تغییرات انحراف فشار درون سیلندر از مقدار تجربی بر حسب زاویه میل‌لنگ موتورگردانی برای مدل با نشتی و بدون نشتی

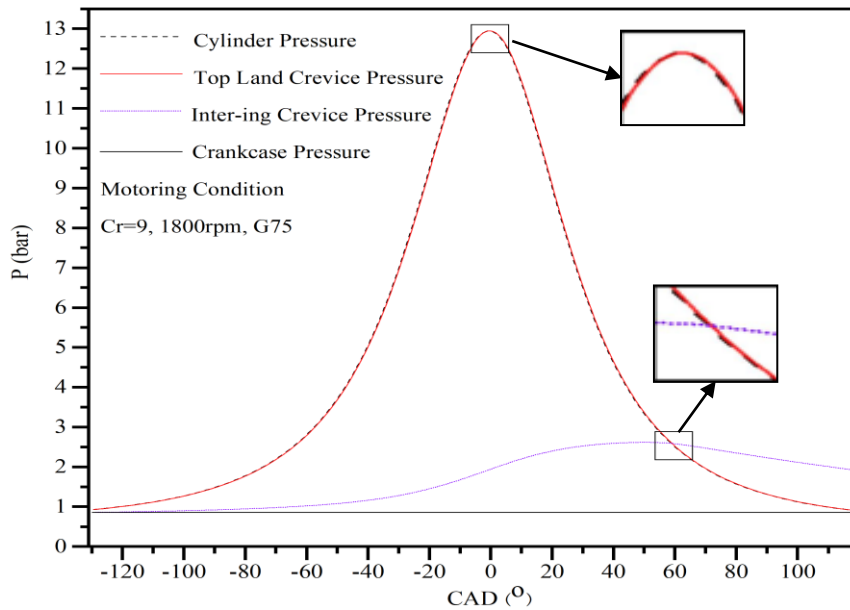
Fig. 5. Percentage of variation in cylinder pressure deviation from the experimental value according to the crankshaft angle of motoring for the model with and without blow-by

نتایج کد شبیه‌ساز در شرایط احتراقی برای ترکیب جی ۷۵ استخراج و با نتایج تجربی مقایسه شد. شکل ۷ تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در شرایط احتراقی را برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز به همراه درصد انحراف نمایش می‌دهد. و مشاهده می‌شود که نتایج کد شبیه‌ساز با سیکل معادل فرضی نتایج تجربی انطباق بسیار خوبی داشته و در میانه سیکل‌های تجربی قرار دارد و حداکثر انحراف زیر ۴٪ است.

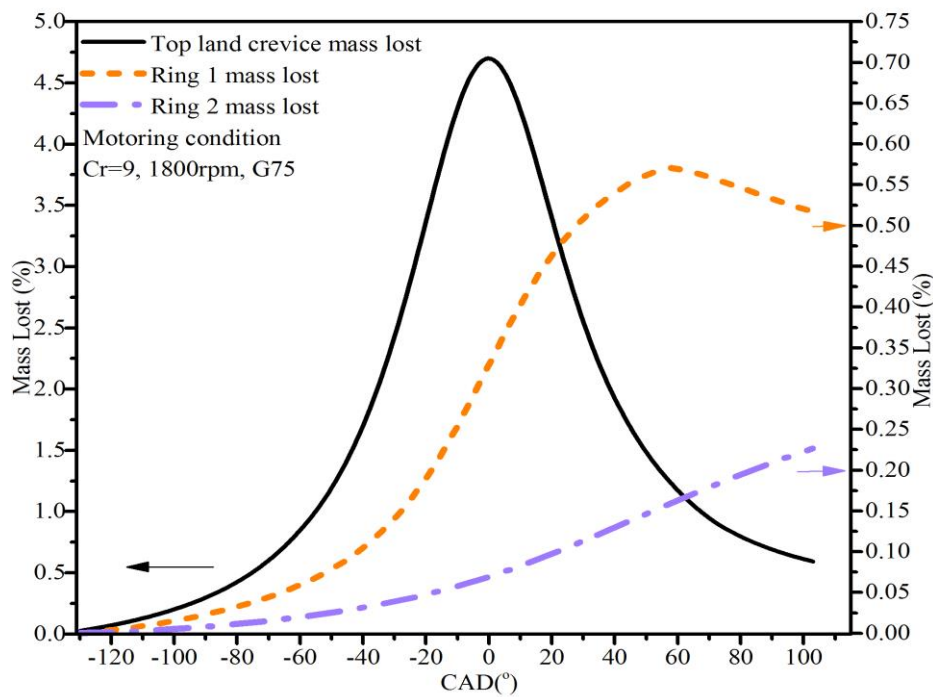
شکل ۸ درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون و شکاف بین رینگ اول و دوم را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون ۱۴٪، حداکثر درصد جرم عبوری از روزنه رینگ اول ۱/۴۳٪ و از روزنه رینگ دوم ۰/۴۳٪ است. از مقایسه نتایج حاصله از شکل ۶ و شکل ۸ می‌توان دریافت که درصد جرم نشتی در شرایط احتراقی افزایش چشمگیری یافته و به بیش از سه برابر شرایط موتورگردانی رسیده است. با توجه به مقادیر جرم نشتی در شرایط موتورگردانی و به خصوص احتراقی می‌توان بیان نمود که در توسعه کدهای شبیه‌ساز لحاظ نمودن زیر مدل نشتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

نتایج کد شبیه‌ساز برای حالت تک‌سوخت جی ۱۰۰ و همچنین برای حالت‌های ترکیب‌سوز جی ۹۰ و جی ۶۰ نیز با اعمال شرایط اولیه

1 Crank angle from ignition timing (CAIT)



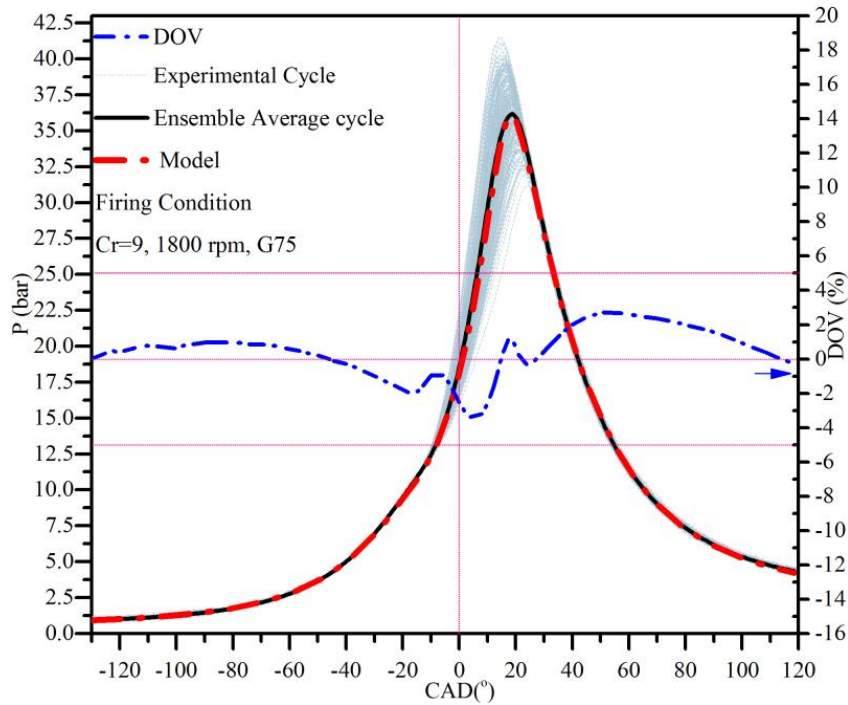
(a)
(الف)



(b)
(ب)

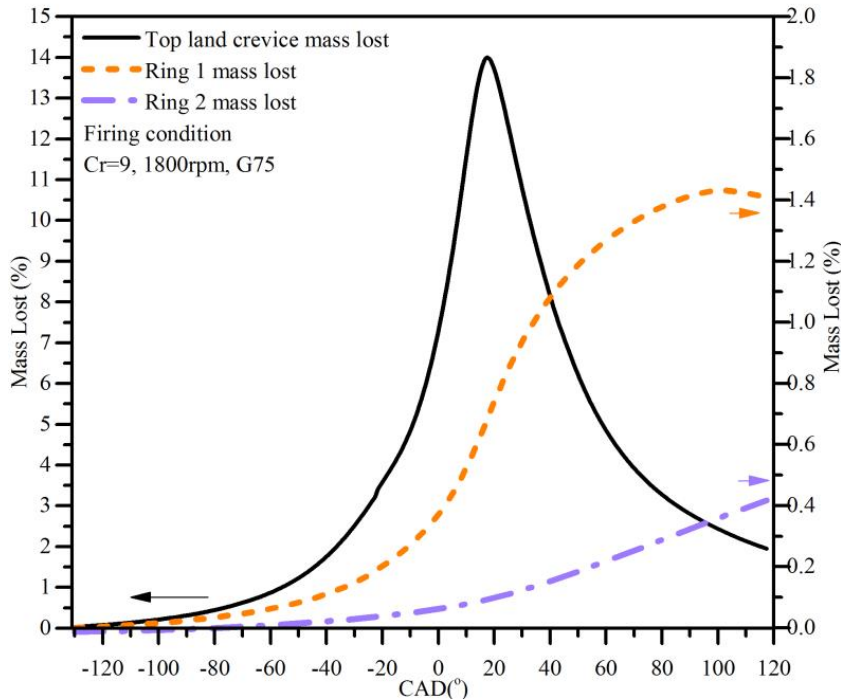
شکل ۶. (الف) تغییرات فشارهای سیلندر، شکاف بالای دامنه پیستون و شکاف بین‌رینگی و (ب) درصد جرم نشتی از شکاف‌ها برحسب زاویه میل‌لنگ در شرایط موتورگردانی ترکیب جی ۷۵

Fig. 6. (a) cylinder pressure variation, top land crevice and inter-ring crevices; and (b) the percentage of mass leakage from the crevices in terms of the crank angle in the motoring conditions of G75 combination



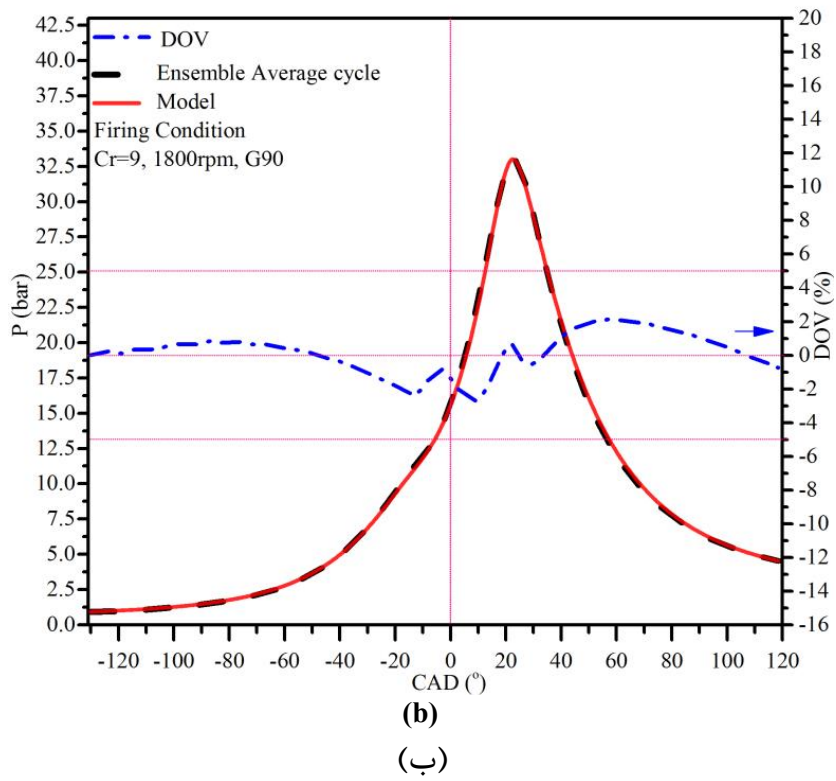
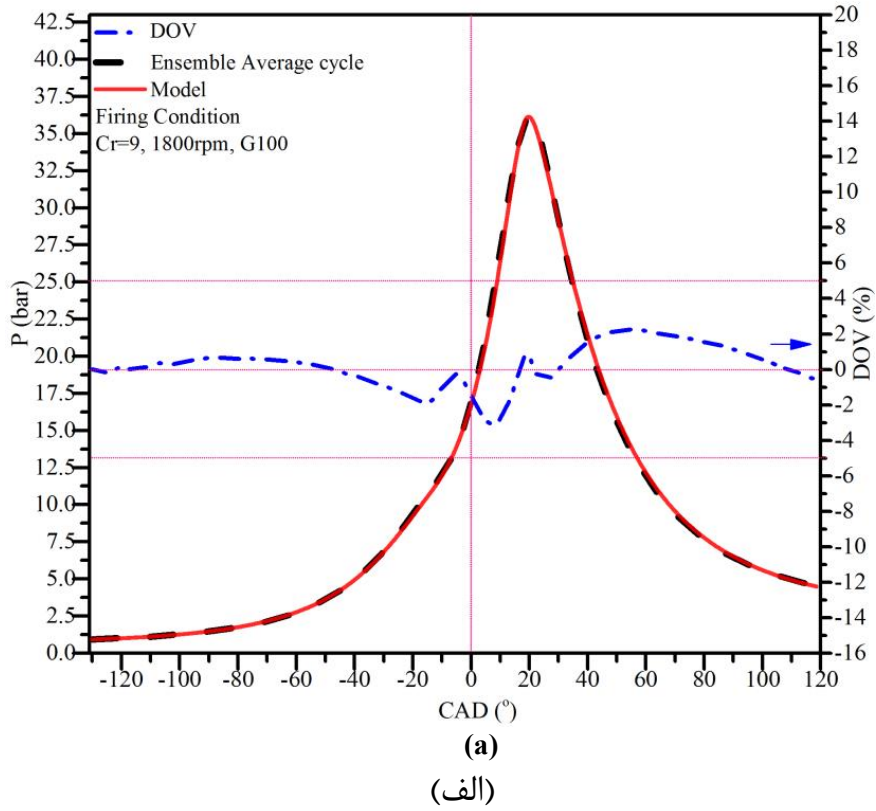
شکل ۷. تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل‌لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز

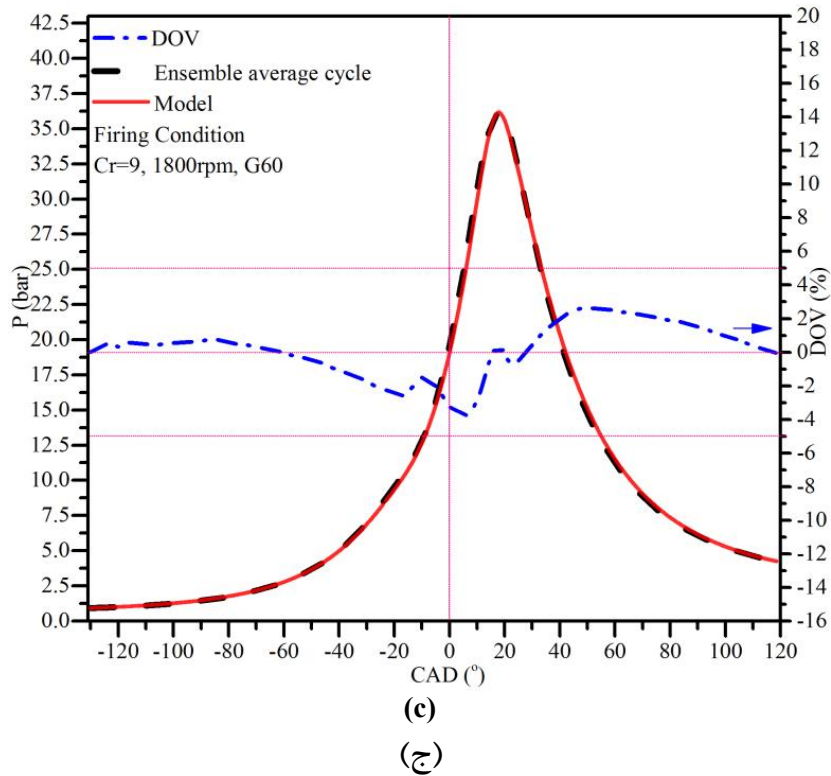
Fig. 7. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the firing conditions for the experimental data and simulation model



شکل ۸. درصد جرم نشتی از شکاف‌ها بر حسب زاویه میل‌لنگ در شرایط احتراقی ترکیب جی ۷۵

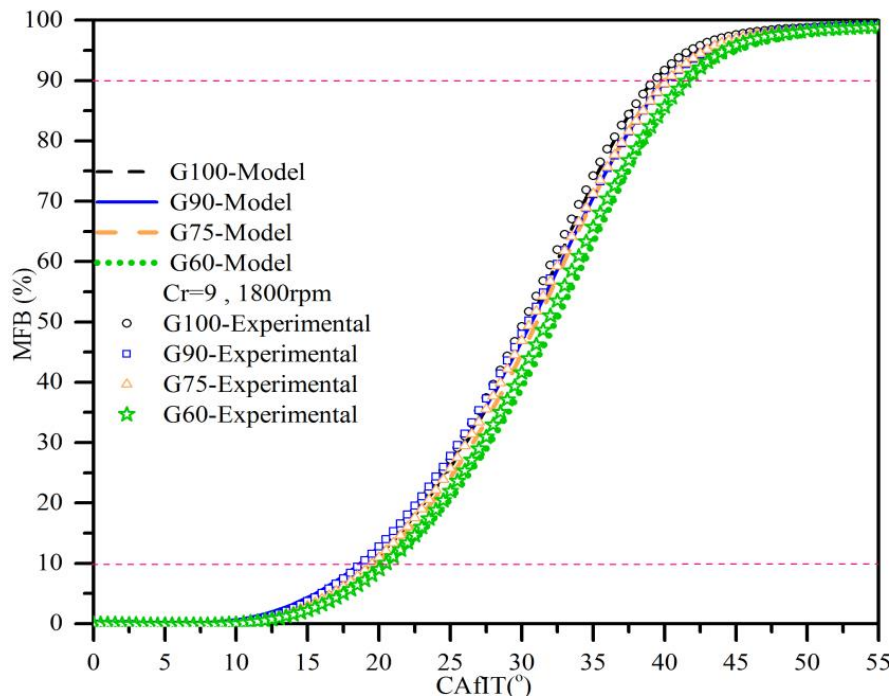
Fig. 8. Percentage of mass blow-by from crevices according to the crank angle in the firing conditions of the G75 combination





شکل ۹. تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز در حالت‌های (الف) جی ۱۰۰، (ب) جی ۹۰ و (ج) جی ۶۰

Fig. 9. Cylinder pressure variation and the percentage of deviation according to the crankshaft angle in firing conditions for experimental data and simulation model in (a) G100, (b) G90, (c) G60



شکل ۱۰. تغییرات کسر جرم سوخته بر حسب زاویه میل لنگ از زمان زدن جرقه در ترکیب‌های مختلف نتایج تجربی و کد شبیه‌ساز

Fig.10. Mass fraction burn variation according to the crank angle from ignition timing in different combinations of experimental results and simulation model

سرعت ۱۸۰۰ rpm، نسبت تراکم ۹ بود. داده‌برداری تجربی به منظور تایید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه داده شده در نسبت هم‌ارزی مبنای استوکیومتری انجام گرفت و پردازش آنها توسط یک کد کامپیوتری به زبان فرترن صورت گرفت. در بررسی و تایید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی به کمک داده‌های تجربی با پرش جرقه نتایج زیر را می‌توان به اجمال بیان کرد:

* مدل شبیه‌ساز در شرایط موتورگردانی با سوخت در سرعت ۱۸۰۰ rpm و نسبت تراکم ۹ در ترکیب جی ۷۵ با نتایج تجربی بررسی و مقایسه شد و درصد انحراف زیر ۴٪ مشاهده شد، این مدل تحت شرایط بدون نشتی نیز اجرا شد و انحراف جدی آن با نتایج تجربی نمایان بود.

* در شرایط احتراقی نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ حاصله از مدل شبیه‌ساز در ترکیب‌های جی ۱۰۰، جی ۹۰، جی ۷۵ و جی ۶۰ در سرعت ۱۸۰۰ rpm و نسبت تراکم ۹ با نتایج تجربی مربوطه مقایسه شد و انحراف فشار-زاویه میل‌لنگ مدل شبیه‌ساز از نتایج تجربی کمتر از ۴٪ حاصل گردید.

* در شرایط احتراقی درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون بسیار بیشتر از شرایط موتورگردانی برآورد شد و با توجه به اینکه در شرایط موتورگردانی انحراف فشار-زاویه میل‌لنگ مدل بدون نشتی جدی‌تر از حالت با نشتی بود، بنابراین اعمال زیر مدل نشتی در مدل‌های شبیه‌ساز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

* کسر جرم سوخته مدل شبیه‌ساز و نتایج تجربی هر ترکیب دارای انطباق مناسبی بوده و با افزایش درصد گازطبیعی در ترکیب آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته کاهش یافت.

* بدین ترتیب با توجه به بررسی انطباق مناسب داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مدل با نتایج تجربی در شرایط موتورگردانی و احتراقی و درصد انحراف زیر ۴٪ و همچنین انطباق مناسب کسر جرم سوخته مدل شبیه‌ساز و نتایج تجربی هر ترکیب، می‌توان مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه داده شده را معتبر در نظر گرفت.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

Af سطح فعال شعله، m^2

$A_{i,i+1}$ سطح مقطع روزنه، m^2

C ضریب

C_d ضریب تخلیه

$C_{d,i,i+1}$ ضریب تخلیه

CAFIT زاویه میل‌لنگ از زمان زدن جرقه، deg

Cr نسبت تراکم

Da عدد دامکولر

DOV درصد انحراف از مقدار تجربی، %

G_{100} ۱۰۰٪ جرمی بنزین

G_{90} ۹۰٪ جرمی بنزین-۱۰٪ جرمی گازطبیعی

G_{75} ۷۵٪ جرمی بنزین-۲۵٪ جرمی گازطبیعی

G_{60} ۶۰٪ جرمی بنزین-۴۰٪ جرمی گازطبیعی

he آنتالپی ویژه خروجی،

hi آنتالپی ویژه ورودی،

imep فشار موثر متوسط اندیکاتوری، bar

Ka فاکتور کشیدگی شعله کارلوویتز

K_T ثابت تناسب

Le عدد لوییسی

IX مولفه طولی انتگرالی

m_e جرم خروجی، kg

m_i جرم ورودی، kg

LUSIE کد شبیه‌ساز موتور اشتعال جرقه ای دانشگاه

لیدز

MAUSIE کد شبیه‌ساز موتور اشتعال جرقه ای دانشگاه

محقق اردبیلی

MFB کسر جرم سوخته، %

P فشار، bar

Pi فشار ورودی، bar

Pu فشار خروجی، bar

Q گرمای انتقال یافته، kJ

R ثابت گاز، kJ/kg K

θ زاویه لنگ، deg

r_{fe1} شعاع شعله اولیه، m

r_{fe1} شعاع شعله ثانویه، m

T دما، K

- advance in a gasoline engine equipped with a variable valve train, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2006.
- [4] M. Namazian, J.B. Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, SAE transactions, (1982) 261-288.
- [5] E. Abdi aghdam, A. Zamzam, Study of the Effect of Engine Speed and the Operating life on Blowby in Fueled Motoring for XU7JP/L3 Engine, Journal of Mechanical Engineering, 2019; 48(4): 209-218. (In Persian)
- [6] S. Verhelst, C. Sheppard, Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion—an overview, Energy Conversion and management, 50(5) (2009) 1326-1335.
- [7] D. Patterson, G.J. VAN WYLEN, A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1963.
- [8] N.C. Blizard, J.C. Keck, Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1974.
- [9] R.J. Tabaczynski, C.R. Ferguson, K. Radhakrishnan, A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion, SAE transactions, (1977) 2414-2433.
- [10] F. Ma, Y. Wang, M. Wang, H. Liu, J. Wang, S. Ding, S. Zhao, Development and validation of a quasi-dimensional combustion model for SI engines fuelled by HCNG with variable hydrogen fractions, International journal of hydrogen energy, 33(18) (2008) 4863-4875.
- [11] J. Vancoillie, L. Sileghem, S. Verhelst, Development and validation of a quasi-dimensional model for methanol and ethanol fueled SI engines, Applied energy, 132 (2014) 412-425.
- [12] Y. Zhang, J. Fu, J. Shu, M. Xie, J. Liu, Y. Yin, Use of a convenient thermodynamic model to study the effects of operating parameters on nitrogen oxides emissions for a liquefied methane fueled spark-ignition engine, Fuel, 257 (2019) 116001.
- [13] M. Baratta, A. Ferrari, Q. Zhang, Multi-zone
- T_i دمای ورودی، K
- T_u دمای خروجی، K
- TDC مرگ بالای پیستون
- U انرژی درونی، kJ
- u_i سرعت سوختن آرام، m/s
- u_t سرعت سوختن متلاطم، m/s
- u_{te} سرعت سوختن متلاطم ورودی، m/s
- u' شدت تلاطم
- u'_x شدت تلاطم مولفه x
- u'_y شدت تلاطم مولفه y
- V حجم سیلندر، m^3
- V_p سرعت خطی پیستون، m/s
- W کار انجام یافته، kJ
- x_s داده مدل شبیه‌ساز
- x_p داده تجربی
- Y_{CH_4} کسر جرم گاز طبیعی
- علائم یونانی**
- α ضریب
- β ضریب
- ϕ نسبت هم‌ارزی سوخت هوا
- γ_i نسبت گرماهای ویژه
- ρ_u چگالی گاز نسوخته، kg/m^3
- τ_b مقیاس زمانی سوختن، sec
- Δm_e تغییرات جرم ورودی، kg
- Δt گام زمانی، sec
- ΔV_e تغییرات حجمی، m^3
- مراجع**
- [1] J.B. HEYWOOD, Internal combustion engine fundamentals, Mcgraw-hill New York, (1988).
- [2] H. Chen, J. He, X. Zhong, Engine combustion and emission fuelled with natural gas: a review, Journal of the Energy Institute, 92(4) (2019) 1123-1136.
- [3] K. Suzuki, M. Nemoto, K. Machida, Model-based calibration process for producing optimal spark

- Khomeyrani, Experimental study of laminar burning velocity for dual fuel (Gasoline-NG)-Air mixture using pressure record in a spherical combustion bomb at higher primary pressure, *Fuel and Combustion*, 11(1) (2018) 121-134. (In Persian)
- [24] M.J. Hall, F. Bracco, A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1987.
- [25] S.B. Han, Y.J. Chung, S. Lee, Effect of engine variables on the turbulent flow of a spark ignition engine, *Ksme Journal*, 9(4) (1995) 492-501.
- [26] K. Atashkari, Experimental Study of Flow and Turbulence in a V-flame Burner and a SI Engine, Ph. D. thesis, Department of Mech. Eng., University of Leeds, 1997.
- [27] D. Jakubík, Exploratory Search in Digital Libraries, Masarykova univerzita, Fakulta informatiky, 2013.
- [28] G. Damköhler, Der einfluss der turbulenz auf die flammengeschwindigkeit in gasgemischen, *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, 46(11) (1940) 601-626.
- [29] V. Zimont, Theory of turbulent combustion of a homogeneous fuel mixture at high Reynolds numbers, *Combustion, Explosion and Shock Waves*, 15(3) (1979) 305-311.
- [30] Ö.L. Gülder, Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes, in: *Symposium (International) on Combustion*, Elsevier, 1991, pp. 743-750.
- [31] D. Bradley, A. Lau, M. Lawes, F. Smith, Flame stretch rate as a determinant of turbulent burning velocity, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Physical and Engineering Sciences*, 338(1650) (1992) 359-387.
- [32] S.R. Muppala, N.K. Aluri, F. Dinkelacker, A. Leipertz, Development of an algebraic reaction rate closure for the numerical calculation of turbulent premixed methane, ethylene, and propane/air flames for pressures up to 1.0 MPa, *Combustion and Flame*, 140(4) (2005) 257-266..
- [33] E. Abdi Aghdam, Improvement and validation thermodynamic modeling of combustion and emission formation in CNG engines using detailed chemical kinetics, *Fuel*, 231 (2018) 396-403.
- [14] M. Fathi, O. Jahanian, D. Domiri Ganji, Single-zone Thermo-kinetic Modeling of Direct Injection Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) Engines, *Journal of Mechanical Engineering*, 2019; 49(3): 249-258. (In Persian)
- [15] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions, *Modares Mechanical Engineering*, 20(2) (2020) 287-295. (In Persian)
- [16] M. Sarabi, E.A. Aghdam, Experimental analysis of in-cylinder combustion characteristics and exhaust gas emissions of gasoline-natural gas dual-fuel combinations in a SI engine, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2019; (113):1-14.
- [17] M. Metghalchi, Laminar burning velocity of iso-octane-air, methane-air, and methanol-air mixtures at high temperature and pressure, *Massachusetts Institute of Technology*, 1977.
- [18] M. Metghalchi, J.C. Keck, Burning velocities of mixtures of air with methanol, iso-octane, and indolene at high pressure and temperature, *Combustion and flame*, 48 (1982) 191-210.
- [19] S. Pischinger, J.B. Heywood, A model for flame kernel development in a spark-ignition engine, in: *Symposium (international) on Combustion*, Elsevier, 1991, pp. 1033-1040.
- [20] S. Liao, D. Jiang, Q. Cheng, Determination of laminar burning velocities for natural gas, *Fuel*, 83(9) (2004) 1247-1250.
- [21] M. Baloo, B.M. Dariani, M. Akhlaghi, I. Chitsaz, Effect of iso-octane/methane blend on laminar burning velocity and flame instability, *Fuel*, 144 (2015) 264-273.
- [22] M. Baloo, B.M. Dariani, M. Akhlaghi, M. AghaMirsalim, Effects of pressure and temperature on laminar burning velocity and flame instability of iso-octane/methane fuel blend, *Fuel*, 170 (2016) 235-244.
- [23] E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, M. Mehrbod

- and engine speed, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2) (2010) 197-209.
- [39] E. Abdi Aghdam, M. Ataee Tarzanagh, The Effect of Burned Residual Gases on Optimum Ignition Timing using Skip Fire Technique, *The Journal of Engine Research*, 50(50) (2018) 67-75. (In Persian)
- [40] C. Robinet, P. Higelin, Crossed Study of Residual Gas Rate-Firing Device for a Better Understanding of SI Engines Cycle-to-Cycle Variations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998.
- [41] G.M. Rassweiler, L. Withrow, Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards, *SaE transactions*, (1938) 185-204.
- [42] W.C. Nadaleti, G. Przybyla, P. Belli Filho, S. Souza, Methane-hydrogen fuel blends for SI engines in Brazilian public transport: Efficiency and pollutant emissions, *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(49) (2017) 29585-29596.
- [43] Z. Chen, H. Yuan, T.M. Foong, Y. Yang, M. Brear, The impact of nitric oxide on knock in the octane rating engine, *Fuel*, 235 (2019) 495-503.
- [44] A. Djouadi, F. Bentahar, Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles, *Energy*, 101 (2016) 211-217.
- of a thermodynamic SI engine simulation code, University of Leeds, 2003.
- [34] Thermodynamics, F.M. Group, W. Annand, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1) (1963) 973-996.
- [35] Sarabi, M, Simulation and development, and validation of dual-fuel (Gasoline-Natural gas) thermodynamic multi zone SI engine code using experimental results obtained from CT300 research engine, University of Mohaghegh Ardabili, PhD thesis, Jan. 2020.
- [36] D. Bradley, R. Hicks, M. Lawes, C. Sheppard, R. Woolley, The measurement of laminar burning velocities and Markstein numbers for iso-octane-air and iso-octane-n-heptane-air mixtures at elevated temperatures and pressures in an explosion bomb, *Combustion and flame*, 115(1-2) (1998) 126-144.
- [37] S. Merdjani, C. Sheppard, Gasoline engine cycle simulation using the Leeds turbulent burning velocity correlations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1993.
- [38] E.A. Aghdam, M. Kabir, Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, *Investigation of the Response of a Multi-Zone Simulation Code Equipped with Blow-By Sub-Model in a Dual Fuel Spark-Ignition Engine*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 3035- 3056.

DOI: [10.22060/mej.2020.17679.6646](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17679.6646)



پیوست‌ها

(الف) فلوجارت بخش موتورگردانی

فلوجارت بخش موتورگردانی زیر از مرجع [۵] استخراج شده و جزئیات بیشتر در آن ارائه شده است.

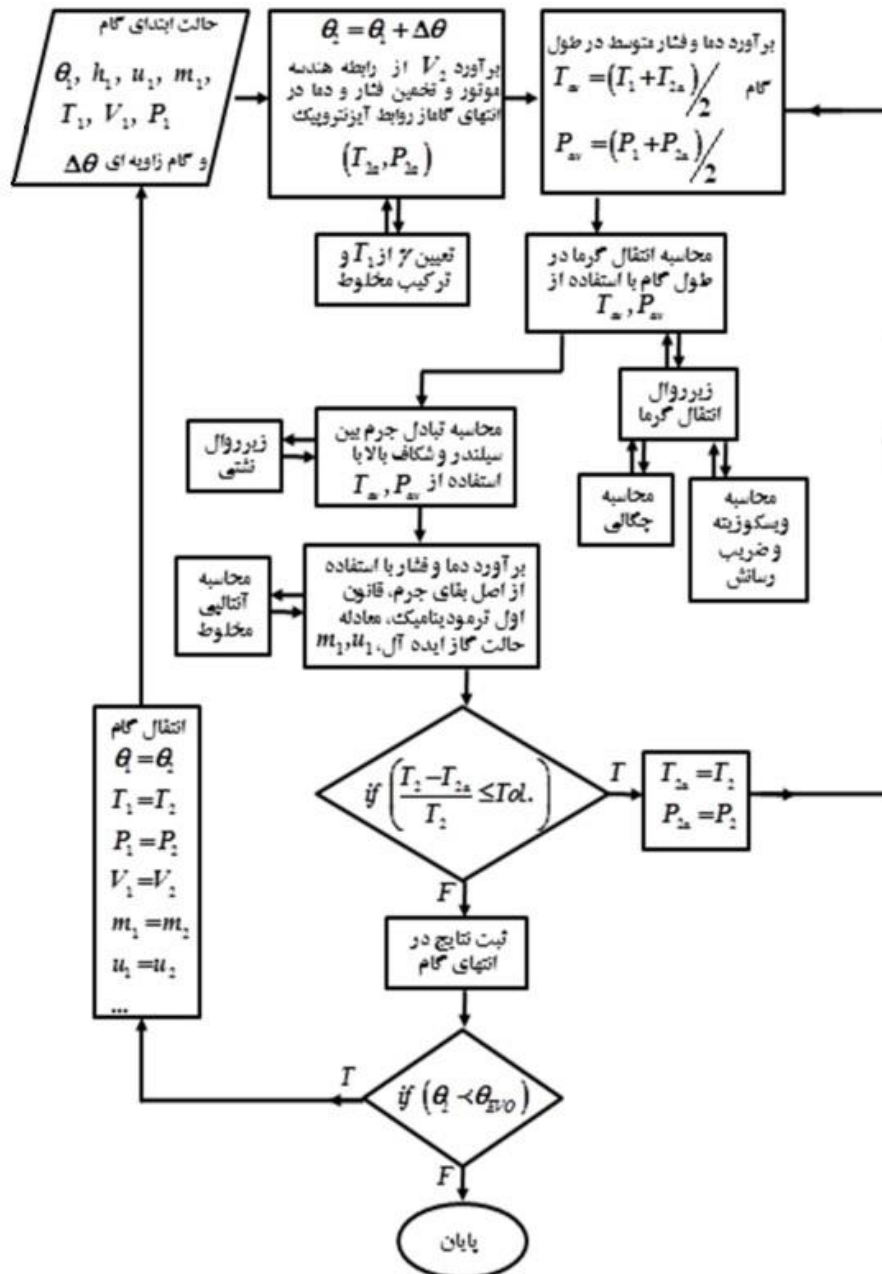


Fig. A1. Motoring condition flowchart of the thermodynamic simulation model [5]

شکل پ ۱: فلوجارت موتورگردانی کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی [۵].

پیوست (ب) فلوچارت پریرود احتراق

در این پیوست حلقه محاسبات گامی متشکل از پدیده‌های مشخص در طول احتراق مطابق شکل پ ۲ که با رعایت قوانین اول و دوم ترمودینامیک در کد شبیه‌ساز لحاظ شده است.

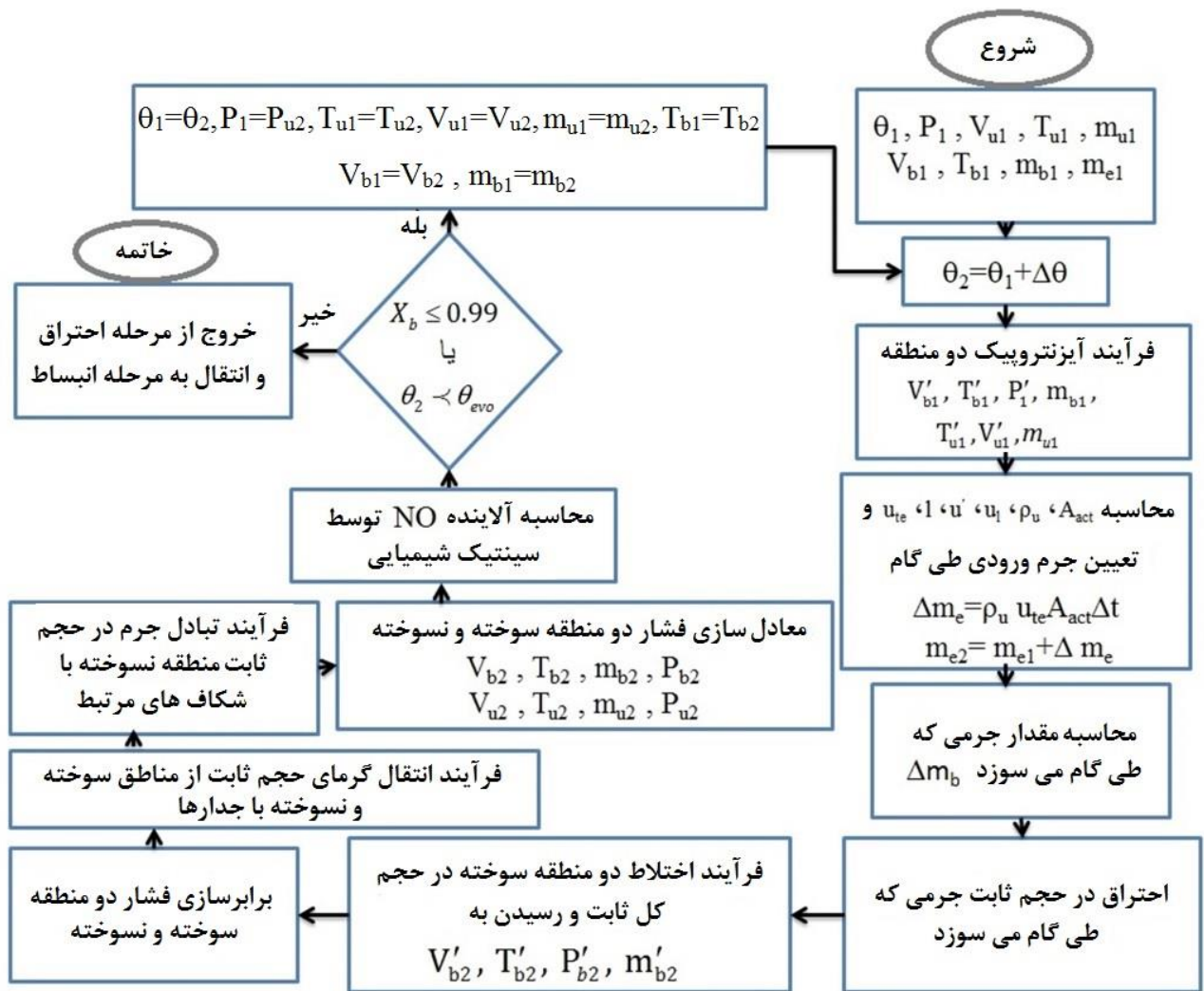


Fig. A2. Step by step firing calculation flowchart [35]

شکل پ ۲. فلوچارت محاسبات گامی احتراق [۳۵].

