



شبیه‌سازی عددی اسپری و احتراق و بررسی شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای هوا و سوخت در موتور پاشش مستقیم بنزینی

سپیده سرمست سخویدی¹، امیرحسین شامخی^{2*}، مسعود ضیابشرحق²، امیرحسین پریور³

1- دانشجوی کارشناسی‌ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- کارشناسی‌ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (IPCO)، تهران

* تهران، صندوق پستی 1999143344، shamekhi@kntu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 01 دی 1395

پذیرش: 03 اسفند 1395

ارائه در سایت: 14 فروردین 1396

کلید واژگان:

دینامیک سیالات محاسباتی

شبیه‌سازی اسپری و احتراق

شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای

موتور پاشش مستقیم بنزینی

هدف اصلی این مقاله، بررسی عددی شکل‌گیری مخلوط هوا و سوخت و ویژگی‌های اسپری و احتراق در محفظه موتور EF7 مجهز به سیستم پاشش مستقیم سوخت از نوع هدایت اسپری است. برای این منظور، ابتدا یک انژکتور شش‌سوراخه در سه فشار پاشش 6، 10 و 20 مگاپاسکال شبیه‌سازی و به منظور صحت‌سنجی ویژگی‌های پاشش، از نتایج تجربی انستیتو موتور ایتالیا استفاده شده‌است. سپس با قرارگیری انژکتور در نزدیکی شمع و تغییر زاویه قرارگیری آن نسبت به محور محفظه، زاویه مناسب برای شکل‌گیری مخلوط لایه‌ای مناسب بدست آمده‌است. در ادامه، اثر فشار پاشش سوخت، شروع پاشش اولیه و ثانویه و همچنین، اثر پاشش دو مرحله‌ای سوخت با نسبت‌های مختلف جرم سوخت در پاشش اولیه و ثانویه بر روی شکل‌گیری مخلوط، تشکیل فیلم سوخت روی دیواره و آلاینده‌ی موتور بررسی شده‌است. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که زاویه قرارگیری انژکتور به دلیل تأثیر مستقیم آن بر جرم فیلم سوخت روی دیواره، به شدت بر روی شکل‌گیری مخلوط، افزایش توان موتور و مقدار هیدروکربن‌های نسوخته مؤثر است. همچنین، در پاشش دو مرحله‌ای سوخت، مخلوط نسبتاً همگن و فقیر نسبت به مخلوط لایه‌ای احتراق بهتری را در دور و بار متوسط موتور نتیجه می‌دهد.

Numerical Simulation of Spray and Combustion and Investigation of Stratified Air-Fuel Mixture Formation in Gasoline Direct Injection Engine

Sepideh Sarmast Sakhvidi¹, Amir Hossein Shamekhi^{1*}, Masoud ZiaBasharhagh¹, Amir Hossein Parivar²

1- Department of Mechanical Engineering, Khaje Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Combustion Development Department, IPCO, Tehran, Iran

* P.O.B. 1999143344, Tehran, shamekhi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 21 December 2016

Accepted 21 February 2017

Available Online 03 April 2017

Keywords:

Computational Fluid Dynamics

Gasoline Direct Injection Engine

Spray and Combustion Simulation

Stratified Mixture Formation

ABSTRACT

The main aim of this paper is the numerical investigation of air-fuel mixture formation and spray and combustion characteristics of EF7 engine equipped with spray-guided direct injection system. For this purpose, first, a six-hole injector is simulated in three injection pressures 6, 10 and 20 MPa and to validate the fuel injection characteristics, the results are validated against the Istituto Motori-CNR experimental data. Then, the injector position is selected near the spark plug and by changing the injector angle relative to the axis of combustion chamber, the appropriate angle for optimization of mixture formation is obtained. Then, the effect of injection pressure, start of first and second injection as well as the effect of two-stage fuel injection with different ratios of fuel mass at first and second injection are studied on the mixture formation, wall film and engine emissions. The results showed that the injector angle is extremely effective on the mixture formation, pressure and the amount of unburned hydrocarbons due to its direct impact on wall film mass. Also, in the two-stage injection, relatively homogeneous lean mixture compared to the stratified mixture results in better combustion at part load condition.

1- مقدمه

که در آن سوخت به‌طور مستقیم به محفظه احتراق پاشش می‌شود [1]. این نوع از احتراق یک راه‌حل امیدوارکننده برای کاهش شکاف بین موتورهای بنزینی و دیزل است تا دستیابی به ویژگی‌های مثبت هر دو احتراق، از جمله کاهش ابعاد موتور، کاهش قیمت و مقدار سوخت مصرفی، افزایش بازده و

موتورهای اشتعال جرقه‌ای با پاشش مستقیم¹ ترکیبی از دو موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای (موتور بنزینی) و اشتعال تراکمی (موتور دیزل) است

¹ Direct Injection Spark Ignition Engine (DISI)

Please cite this article using:

S. Sarmast sakhvidi, A. H. Shamekhi, M. ZiaBasharhagh, A. H. Parivar, Numerical Simulation of Spray and Combustion and Investigation of Stratified Air-Fuel Mixture Formation in Gasoline Direct Injection Engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 385-396, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

مرحله‌ای سوخت مخلوطی غنی پیرامون شمع تشکیل می‌شود [2].

2- مروری بر ادبیات موضوع

چالش اصلی در تحقیق و توسعه موتورهای پاشش مستقیم بنزینی، نحوه شکل‌گیری مخلوط هوا و سوخت در محفظه احتراق است [4]. در میان سه روش کلی شکل‌گیری مخلوط در موتورهای پاشش مستقیم (شکل 2)، سیستم هدایت اسپری دستیابی به مخلوط قابل اشتعال در نزدیکی شمع در زمان جرقه‌زنی را تضمین می‌کند [5]. در سال‌های اخیر، تعیین مکان و زاویه مناسب انژکتور، زمان پاشش سوخت و به کارگیری پاشش‌های چند مرحله‌ای جهت دستیابی به مخلوط مناسب هوا و سوخت در موتورهای پاشش مستقیم بنزینی مورد مطالعه قرار گرفته‌است [6-8].

در سال 2009 آیر و همکارانش اثرات الگوی اسپری در شکل‌گیری مخلوط سوخت و هوا، توسعه جریان داخلی سیلندر و ترشدن دیواره موتورهای بنزینی پاشش مستقیم را در شرایط کاری مختلف مورد بررسی قرار دادند [9]. نتایج نشان داد بهینه‌سازی الگوی پاشش و جهت‌گیری جت‌ها در هر دو شرایط کاری بار جزئی و کامل در شکل‌گیری مناسب مخلوط اثر به‌سزایی دارد. در سال 2012، کاستا و همکارانش با بهینه‌سازی زمان پاشش یک و دو مرحله‌ای سوخت، دستیابی به مخلوط بهینه در یک موتور تک سیلندر جهت افزایش عملکرد و توان موتور پاشش مستقیم بنزینی را مورد مطالعه قرار دادند [7]. نتایج نشان می‌دهد که در پاشش یک مرحله‌ای سوخت، زاویه 45° CA و در پاشش دو مرحله‌ای، زاویه 45° CA با در نظرگرفتن زمان 80° CA بین پاشش اولیه و ثانویه، مناسب‌ترین زمان برای شروع پاشش سوخت در شرایط کاری بار جزئی موتور می‌باشد. در سال 2015، ژنگ و همکارانش تأثیر پاشش دو مرحله‌ای و زمان پاشش ثانویه را بر روی شکل‌گیری مخلوط هوا و سوخت لایه‌ای بررسی نمودند [8]. نتایج نشان داد زمان پاشش ثانویه مهم‌ترین عامل مؤثر بر نسبت هم‌ارزی مخلوط در نزدیکی شمع است. همچنین، تعیین نسبت جرم سوخت پاشش‌شده در دو مرحله جهت دستیابی به بالاترین توان خروجی موتور از اهمیت بالایی برخوردار است، زیرا غنای بیش از حد مخلوط حول شمع در لحظه جرقه‌زنی سبب کاهش توان موتور می‌شود. بر اساس نتایج پژوهش فوق، در شرایط کاری مورد مطالعه، در نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا 1.1 تا 1.2 حول شمع، احتراق به‌صورت کامل انجام می‌شود. در سال 2016، بوکاردی و همکارانش به کمک شبیه‌سازی یک‌بعدی و سه‌بعدی عملکرد موتور پاشش مستقیم را در شرایط کاری تمام بار و با مخلوط استوکیومتری مورد مطالعه قرار دادند [5]. در این پژوهش، زمان جرقه‌زنی و پاشش سوخت به‌منظور دستیابی به بیشترین توان خروجی و تولید کمترین مقدار اکسیدهای نیتروژن بهینه شده‌است. در سال 2016، کاستا و همکارانش با استفاده از شبیه‌سازی عددی و آزمایشگاهی (به کارگیری موتور با دسترسی نوری) به مطالعه احتراق موتور پاشش مستقیم بنزینی با مخلوط استوکیومتری و مخلوط رقیق و همگن پرداختند [10]. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که مخلوط ناهمگن در لحظه جرقه‌زنی مهم‌ترین عامل احتراق ناقص محسوب می‌شود. همچنین، مخلوط ناهمگن سبب گسترش شعله نامتقارن می‌شود که می‌تواند منجر به خوداشتعالی مخلوط نسوخته در یک سمت محفظه و افزایش هیدروکربن‌های نسوخته و دوده⁶ شود. در سال 2014، زمانی و همکارانش احتراق پاشش مستقیم موتور EF7 را برای دور 3000 دور بر دقیقه و فشار مؤثر متوسط ترمزی⁷ 1 bar مطالعه نمودند [11]. در این پژوهش، انژکتور با زاویه 30°

کاهش آلاینده‌گی به‌طور همزمان امکان‌پذیر باشد. در حال حاضر، احتراق پاشش مستقیم با سیستم هدایت اسپری پتانسیل کافی برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های خروجی را دارد. در نتیجه، امروزه تمایل خودروسازان به سمت استفاده از موتورهای پاشش مستقیم بنزینی به‌جای موتورهای بنزینی پاشش راهگامی است. اگرچه با قطعیت می‌توان گفت که احتراق پاشش مستقیم در موتورهای اشتعال جرقه‌ای یک مفهوم جدید نیست، اما دستیابی به چنین سیستم احتراقی و بهینه‌سازی مخلوط سوخت و هوا قبل از مرحله احتراق امری دشوار است. در نتیجه، مشکل ساخت و طراحی هرچه بهتر این سیستم احتراقی موجب تحقیقات و شبیه‌سازی این موتور در سال‌های اخیر شده‌است.

با توجه به زمان پاشش سوخت، دو نوع احتراق در موتورهای بنزینی پاشش مستقیم وجود دارد [2]: احتراق با مخلوط همگن¹ که در آن سوخت در مرحله مکش پاشش می‌شود تا زمان کافی برای اختلاط با هوا را داشته باشد (شکل 1- a)، و احتراق با مخلوط لایه‌ای که سوخت در انتهای مرحله تراکم پاشش می‌شود (شکل 1- b). همچنین، با توجه به محل قرارگیری انژکتور و روش هدایت سوخت به سمت شمع، سه روش اصلی برای احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش مستقیم با مخلوط لایه‌ای، وجود دارد (شکل 2). در روش اول، سوخت از طریق پیستون کاسه‌ای شکل² (شکل 2- a: هدایت با دیواره³) و در روش دوم، سوخت توسط جریان هوای چرخشی ورودی از راهگاه هوا به محفظه (شکل 2- b: هدایت با هوا⁴)، به سمت شمع هدایت می‌شود. در هر دو روش فوق، انژکتور در قسمت جانبی محفظه نصب می‌شود. در روش سوم، انژکتور در موقعیت مرکزی سرسیلندر و در نزدیکی شمع قرار می‌گیرد (شکل 2- c: هدایت اسپری⁵) و معمولاً با پاشش دیر هنگام و با دو

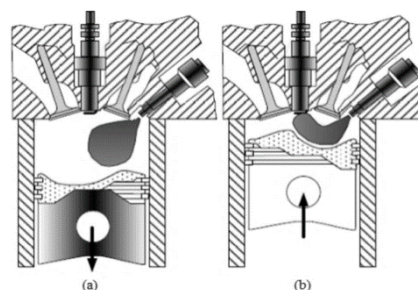


Fig. 1 Different injection time for mixture formation in DISI engines (a) homogeneous charge, (b) stratified charge [2].

شکل 1 زمان پاشش متفاوت برای شکل‌گیری مخلوط در موتور پاشش مستقیم اشتعال جرقه‌ای (a) مخلوط همگن، (b) مخلوط لایه‌ای [2].

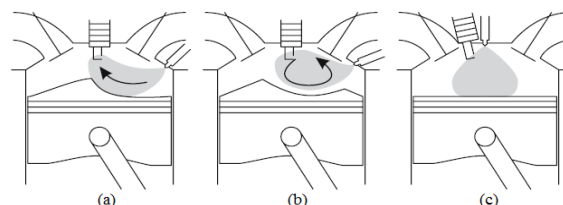


Fig. 2 Different methods of fuel guided to spark plug in stratified combustion (a) wall-guided, (b) air-guided, (c) spray-guided [3].

شکل 2 روش‌های مختلف هدایت سوخت به سمت شمع در احتراق لایه‌ای (a) هدایت با دیواره، (b) هدایت با هوا، (c) هدایت اسپری [3].

¹ Homogeneous Charge

² Bowl Shaped Piston

³ Wall Guided

⁴ Air Guided

⁵ Spray Guided

⁶ Soot

⁷ Break Mean Effective Pressure (BMEP)

$$d_{mn} = \frac{\int_0^\infty f(d) d^m dd}{\int_0^\infty f(d) d^n dd} \quad (1)$$

$$\Pi_1 = \frac{d_{avg}}{D} = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5) \quad (2)$$

$$\Pi_2 = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (3)$$

$$\Pi_3 = \frac{\mu_l}{\mu_g} \quad (4)$$

$$\Pi_4 = \frac{\rho_g u_{rel}^2 D}{\sigma} \quad (5)$$

$$\Pi_5 = \frac{\rho_l \sigma D}{\mu_l^2} \quad (6)$$

در این مقاله، اسپری انژکتور شش‌سوراخه با قطر نازل 0.193 میلی‌متر که داده‌های آزمایشگاهی آن، شامل نرخ جرمی پاشش در فشارهای مختلف، زاویه مخروطی اسپری، میانگین قطر اولیه قطرات در فروپاشی اولیه و جهت پاشش هر نازل از مقالات موجود استخراج شده [14]، با استفاده از نرم‌افزار فایر شبیه‌سازی شده‌است. شکل 3 تصویری از پاشش سوخت و جهت‌گیری جت‌ها در صفحه نازل‌ها و در فاصله 30 میلی‌متری از سر نازل‌ها را نشان می‌دهد. دامنه محاسباتی یک استوانه به شعاع 40 و ارتفاع 120 میلی‌متر است که مطابق با شرایط آزمایشگاهی، شامل گاز نیتروژن با دمای 298 کلوین و فشار 1 اتمسفر می‌باشد. برای بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی، چهار شبکه متفاوت مطابق شکل 4 برای فشار پاشش 10 مگاپاسکال بررسی و طول نفوذ اسپری بدست آمده‌است. برای تخمین اندازه اولیه قطرات، می‌توان از تابع توزیع لگاریتمی نرمال استفاده کرد. در این توزیع، قطر میانگین و انحراف از معیار باید معلوم باشد. رابطه نیمه‌تجربی (7) برای یافتن قطر میانگین و رابطه (8) انحراف از معیار را بر حسب فشار تعیین می‌کند [14]. رابطه (9) نیز تابع توزیع لگاریتمی نرمال را نشان می‌دهد. در روابط (7) تا (9)، σ کشش سطحی، λ^* طول موج بی‌بعد ناپایداریترین موج در سطح تماس مایع-گاز، ρ_g چگالی فاز بخار، u_{rel} سرعت نسبی جت مایع با گاز پیرامون، P_{inj} فشار پاشش سوخت، s انحراف از معیار و d_{avg} قطر میانگین قطرات است.

$$d_{avg} = C \frac{2\pi\sigma\lambda^*}{\rho_g u_{rel}^2} \quad (7)$$

$$s = 0.1(0.1P_{inj} - 1) + 0.5 \quad (8)$$

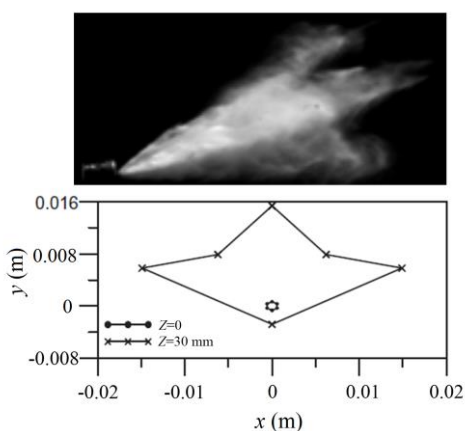


Fig. 3 Spray image and holes distribution and spray footprint on a plane placed at 30 mm from the injector tip [14].

شکل 3 تصویر اسپری و توزیع سوراخ‌ها و جهت جت‌ها در فاصله 30 میلی‌متری از سر نازل‌ها [14].

قسمت جانبی محفظه قرار گرفته‌است. نتایج نشان داد که با 11% افزایش مصرف سوخت، توان خروجی در حالت پاشش یک مرحله‌ای سوخت در زاویه 470 CA، 11% افزایش می‌یابد، اما مقایسه‌ای بین آلاینده‌گی موتور پاشش مستقیم و پاشش راهگامی صورت نگرفته‌است.

در مقاله پیش‌رو، ابتدا یک اسپری شش‌سوراخه با استفاده از نرم‌افزار ای‌وی‌ال فایر¹ شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج تجربی انستیتو موتوری ایتالیا صحت‌گذاری شده‌است. سپس، تأثیر پاشش مستقیم سوخت در موتور EF7 در شرایط کاری 3000 دور بر دقیقه و بار جزئی بر روی توان خروجی و مقادیر آلاینده‌ها بررسی شده‌است. جهت شکل‌گیری مناسب مخلوط و بررسی پاشش چند مرحله‌ای، انژکتور در نزدیکی شمع تعبیه و زاویه قرارگیری آن، زمان پاشش اولیه و ثانویه، اثر پاشش دو مرحله‌ای و همچنین اثر فشار پاشش بر روی شکل‌گیری مخلوط مورد مطالعه قرار گرفته‌است. لازم به ذکر است که در شبیه‌سازی‌های انجام‌شده بر روی موتور EF7، از هم‌پوشانی سوپاپ‌های هوا و دود صرف نظر شده‌است [11]. در این مقاله، با در نظر گرفتن این هم‌پوشانی می‌توان به دقت بالاتری از نتایج شبیه‌سازی دست یافت.

3- انواع رویکردها در شبیه‌سازی اسپری

در شبیه‌سازی اسپری، هر دو رویکرد اویلری² و لاگرانژی³ کاربرد زیادی دارد. در روش اویلری، سیال مانند یک محیط پیوسته رفتار می‌کند درحالی‌که در رویکرد لاگرانژی، مدل‌سازی بر ردیابی مسیر قطرات متمرکز است. یکی از ویژگی‌های برجسته مدل اسپری لاگرانژی تمرکز آن بر فروپاشی جت مایع و قطره است. از آنجاکه در نزدیکی خروجی نازل اسپری غلیظ⁴ است، رویکرد لاگرانژی برای این ناحیه مناسب نیست. از طرفی، شبیه‌سازی اسپری با رویکرد اویلری در نواحی دور از نازل که اسپری رقیق⁵ است، توصیه نمی‌شود. بنابراین، شبیه‌سازی اویلری-لاگرانژی به‌طور کلی روشی ایده‌آل است. این روش نیازمند ایجاد شبکه‌های متمایز در نزدیک نازل است که با شبکه اصلی (محفظه احتراق) سطوح مشترکی دارد [12]. رویکرد متداول تر، روش مدل قطره گسسته⁶ است که در آن فاز گازی اطراف از فرمول‌بندی اویلری و قطرات گسسته از دیدگاه لاگرانژی پیروی می‌کنند. در این مقاله از این رویکرد استفاده شده‌است.

4- شبیه‌سازی اسپری

به‌منظور شبیه‌سازی اسپری معمولاً از توابع توزیع حول یک قطر مشخص و یا مدل‌های فروپاشی اولیه استفاده می‌شود. قطر میانگین (d_{mn}) از فرمول (1) قابل محاسبه است [13] که در آن d قطر قطرات، $f(d)$ تابع توزیع و m و n اعدادی ثابت است. اگر نسبت قطر میانگین (d_{avg}) به قطر نازل (D) را متغیر بی‌بعد Π_1 و عوامل موثر بر مسئله را D ، d_{avg} ، ρ_l ، ρ_g ، μ_l ، μ_g و σ در نظر بگیریم، می‌توان پارامترهای بی‌بعد حاکم بر مسئله را بدست آورد. در این روابط، Π_4 عدد وبر (We) بیانگر نسبت نیروهای دینامیکی گاز به کشش سطحی و Π_5 عدد اونسورگ⁷ (Oh) بیانگر نسبت نیروهای کشش سطحی به ویسکوزیته مایع می‌باشد. ρ_g و μ_g به ترتیب چگالی و ویسکوزیته بخار، ρ_l و μ_l به ترتیب چگالی و ویسکوزیته مایع، σ کشش سطحی و u_{rel} سرعت نسبی جت مایع نسبت به محیط گازی پیرامون است.

¹ AVL Fire
² Eulerian
³ Lagrangian
⁴ Dense Spray
⁵ Dilute Spray
⁶ Discrete Droplet Model
⁷ Ohnesorge Number

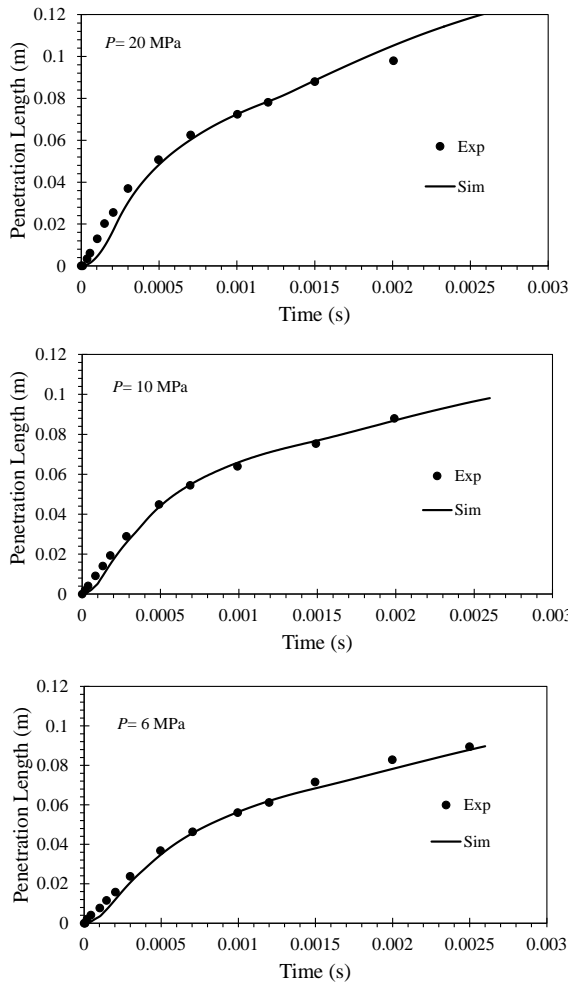


Fig. 5 The spray penetration length in different injection pressure. شکل 5 طول نفوذ اسپری در فشارهای مختلف پاشش.

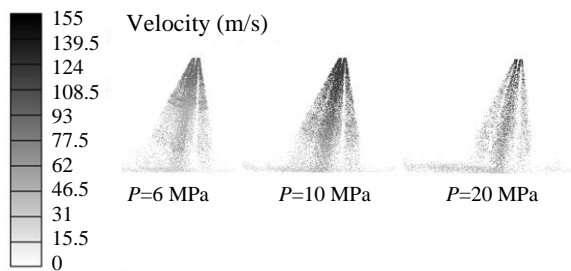


Fig. 6 Spray droplet velocity at $t = 0.5$ ms. شکل 6 سرعت قطرات اسپری در $t = 0.5$ ms.

5-2- شبیه‌سازی دبی ورودی به محفظه و تعیین مدل‌های آشفته‌گی و احتراق

برای شبیه‌سازی ورود جریان هوا به محفظه احتراق، دبی جرمی لحظه‌ای به‌عنوان شرط مرزی در ورودی راهگاه هوا باید معلوم باشد. به دلیل در اختیار نبودن داده آزمایشگاهی، مقدار فوق با استفاده از شبیه‌سازی یک بعدی موتور در نرم‌افزار جی‌تی پاور⁴ بدست آمده‌است.

از آنجاکه شبیه‌سازی یک بعدی قادر به حل دقیق احتراق نمی‌باشد، لازم

⁴ GT-Power

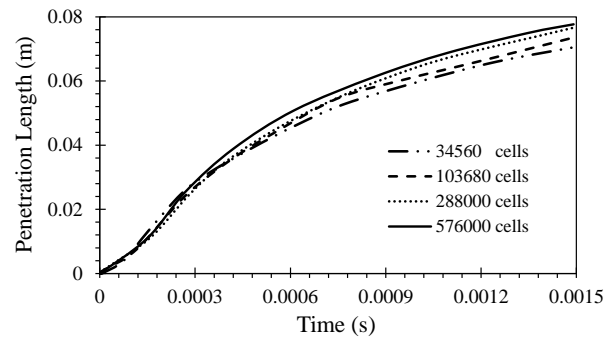


Fig. 4 Investigation of independency on the grid size ($P=10$ MPa). شکل 4 بررسی استقلال از شبکه ($P=10$ MPa).

$$f(d) = \frac{1}{d\sqrt{2\pi}s} \exp\left(-\frac{[\log(d) - \log(d_{avg})]^2}{2s^2}\right) \quad (9)$$

در شبیه‌سازی اسپری از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ استفاده شده است. حد همگرایی مومنوم و نرخ اتلاف از مرتبه $e-06$ و انرژی جنبشی از مرتبه $e-015$ است. برای فروپاشی ثانویه از مدل ها-گاسمن¹ (مناسب برای انژکتورهای چندسوراخه) [14]، برای تبخیر مدل داکوویکز² [15] و برای برخورد قطرات مدل نوردین³ [16] استفاده شده‌است. ضرایب مدل ها-گاسمن در جدول 1 آمده‌است. در شکل 5 طول نفوذ اسپری در فشارهای مختلف پاشش نشان داده شده‌است. همانطور که انتظار می‌رود با افزایش فشار پاشش سوخت، طول نفوذ اسپری افزایش می‌یابد. شکل 6 سرعت جت سوخت و شکل 7 سرعت و بردارهای آن را در صفحه گذرنده از محور استوانه (ارتفاع استوانه پس از تعیین ضرایب مدل ها-گاسمن 20 میلی‌متر در نظر گرفته شده‌است) نشان می‌دهد. مطابق شکل 6 و 7، با افزایش فشار پاشش سوخت، سرعت خروج جت از نازل و مقدار سطح تر دیواره افزایش می‌یابد. از آنجاکه با افزایش فشار پاشش، اتمیزه‌شدن سوخت و تبخیر آن بهتر انجام می‌شود، تعیین پارامترهای مؤثر بر تشکیل فیلم سوخت برای به‌کارگیری انژکتورهای فشار بالا (فشارهای پاشش حدود 5 تا 25 مگاپاسکال)، از اهمیت بالایی برخوردار است.

5-3- شبیه‌سازی احتراق موتور بنزینی پاشش راهگاهی

برای شبیه‌سازی احتراق، محفظه موتور EF7 با حجم 1645 سی‌سی در دور 3000 دور بر دقیقه و در دو شرایط کاری تمام بار و بار جزئی مورد مطالعه قرار گرفته‌است تا از کالیبره‌بودن مدل احتراقی اطمینان حاصل شود.

5-1- نتایج آزمایشگاهی

در این مقاله، به‌منظور صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی از نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) استفاده شده‌است. مشخصات موتور EF7 در جدول 2 آمده‌است. جدول 3 شرایط آزمون و جدول 4 نتایج آزمایشگاهی آنالیز گازهای خروجی موتور را نشان می‌دهد.

جدول 1 ثابت C_1 در مدل ها-گاسمن.

P_{inj} (MPa)	20	10	6
C_1	6	4	4

¹ Huh-Gosman
² Dukowicz
³ Nordin

بازخورانی شده⁵ و قسمت سوم ناحیه اختلاط است که شامل گازهای سوخته و نسوخته می‌باشد. مدل توربولانسی به پیشنهاد نرم‌افزار فایر k-zeta-f و برای سرعت شعله آرام از مدل متقالچی و کک⁶ [3] استفاده شده است. معیار همگرایی نیز از مرتبه e-06 می‌باشد. برای کوپل فشار- مومنتوم از الگوریتم SIMPLE-PISO⁷ استفاده شده است. الگوریتم فوق به دلیل مناسب بودن برای جریان‌های تراکم‌پذیر و گذرا برای شبیه‌سازی احتراق توصیه می‌شود. در این مقاله، با توجه به مدل احتراقی و گونه‌های حاصل از احتراق، سیال داخل محفظه در لحظه شروع شبیه‌سازی به صورت محصولات ناشی از احتراق چرخه قبل در نظر گرفته شده است. همچنین، با در نظر گرفتن هم‌پوشانی سوپاپ هوا و دود، خطای ناشی از شبیه‌سازی فشار محفظه در مرحله مکش بسیار کم است. لازم به ذکر است که در خروجی راهگاه دود از فشار متوسط به عنوان شرط مرزی استفاده شده است.

5-3- بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی

از آنجاکه موتور EF7 براساس زمان‌بندی پیوسته متغیر سوپاپ‌ها⁸ کار می‌کند، باید در هر شرایط کاری شبکه‌بندی مجزا ایجاد شود. برای بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی، سه شبکه‌بندی مختلف (مطابق شکل 9) برای حالت بار کامل که مشخصات آن‌ها در جدول 5 آمده است، مورد بررسی قرار

جدول 3 شرایط آزمون موتور EF7.

مقدار	پارامتر
3000	دور موتور (دور بر دقیقه)
4.015 (بار جزئی)	فشار مؤثر متوسط ترمزی (بار)
11.045 (بار کامل)	زاویه باز شدن سوپاپ هوا
57 درجه قبل TDC (بار جزئی)	زاویه بسته شدن سوپاپ هوا
54 درجه قبل TDC (بار کامل)	نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت
38 درجه بعد BDC (بار جزئی)	دمای هوای ورودی (کلوین)
41 درجه بعد BDC (بار کامل)	فشار اولیه محفظه (پاسکال)
45 درجه قبل BDC	زاویه باز شدن سوپاپ دود
32 درجه بعد TDC	زاویه بسته شدن سوپاپ دود
4.899 (بار جزئی)	مصرف سوخت (کیلوگرم بر ساعت)
12.373 (بار کامل)	نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت
0.99 (بار جزئی)	دمای هوای ورودی (کلوین)
0.901 (بار کامل)	فشار اولیه محفظه (پاسکال)
316.2 (بار جزئی)	
309.2 (بار کامل)	
106450 (بار جزئی)	
122150 (بار کامل)	

جدول 4 آنالیز گازهای خروجی.

بار کامل	بار جزئی	پارامتر
975.73	2003.67	اکسیدهای نیتروژن (NO _x) (PPM)
1172.8	943.1	هیدروکربن‌های نسوخته (UHC) (PPM)
12.68%	14.71%	دی‌اکسید کربن (CO ₂) (درصد حجمی)
3.47%	0.64%	مونوکسید کربن (CO) (درصد حجمی)
0.07%	0.4%	اکسیژن (O ₂) (درصد حجمی)

⁵ Exhaust Gas Recirculation

⁶ Metghalchi and keck

⁷ Pressure Implicit With Splitting of Operators

⁸ continues variable valve Timing(CVVT)

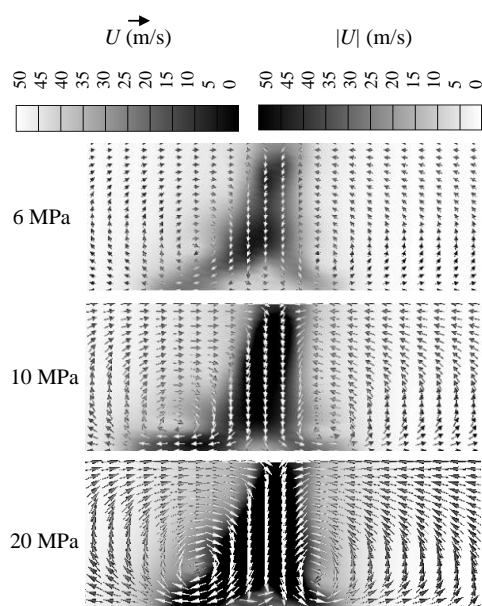


Fig. 7 Velocity in plate through the center of cylinder at $t = 0.5$ ms.

شکل 7 سرعت در صفحه گذرنده از مرکز استوانه در $t = 0.5$ ms.

جدول 2 مشخصات موتور EF7.

Table 2 The EF7 engine specifications.

مقدار	پارامتر
4	تعداد سیلندر
16	تعداد سوپاپ
78.6	قطر داخلی سیلندر (میلی‌متر)
85	کورس پیستون (میلی‌متر)
134.5	طول بازوی لنگ (میلی‌متر)
11	نسبت تراکم

است نرخ گرمای آزاد شده به‌عنوان الگوی احتراقی و رفتار آزادسازی حرارت درون سیلندر به نرم افزار داده شود. سپس، با تغییر ضرایب مجهول و شبیه‌سازی‌های متعدد الگوی احتراقی کالیبره می‌شود. پرواضح است که در شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور، از دستگاه معادلات غیرلزج یک‌بعدی استفاده و اساساً جریان به‌صورت کاملاً توسعه‌یافته شبیه‌سازی می‌شود. فرض مذکور باعث ایجاد خطای کم و قابل قبولی (4.5 درصد) در جرم هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق می‌شود. در نرم‌افزار فایر برای کالیبره کردن احتراق مدل شعله منسجم¹ و زیر شاخه ECFM-3z² باید دو متغیر ضریب کشیدگی³ و چگالی سطحی شعله اولیه⁴ به‌گونه‌ای تعیین شوند که فرآیند احتراق در دور و بار مربوطه پاسخی درست دهد. این مدل، احتراق همگن و غیرهمگن موتور بنزینی را به‌خوبی شبیه‌سازی می‌کند و قابل استفاده برای احتراق‌های رقیق‌سوز است [17]. در واقع مدل فوق به‌خوبی قابلیت کوپل شدن با اسپری را برای ایجاد احتراق لایه‌ای در موتورهای اشتعال جرقه‌ای بنزینی دارد. ضریب کشیدگی سرعت احتراق و چگالی سطحی شعله اولیه تأخیر در اشتعال را تعیین می‌کند. شکل 8 احتراق مدل ECFM-3z را با گونه‌های خروجی نشان می‌دهد [17]. این مدل احتراقی شامل سه ناحیه است: ناحیه‌ای شامل سوخت، ناحیه‌ای شامل هوا و گازهای خروجی

¹ Coherent Flame

² Extended Coherent Flame Model-3 zone

³ Stretch Factor

⁴ Initial Flame Surface Density

موجود در نمودار فشار برای زوایای هم‌پوشانی سوپاپ‌ها ناشی از قراردادن شرط مرزی فشار متوسط در خروجی راهگاه دود است که باتوجه به دقت قابل قبول در ادامه شبیه‌سازی مرحله مکش، از آن صرف‌نظر شده‌است. شکل 11 منحنی فشار-حجم و جدول 6 آنالیز گازهای خروجی را نشان می‌دهد. در شبیه‌سازی با نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی، مقدار سوخت

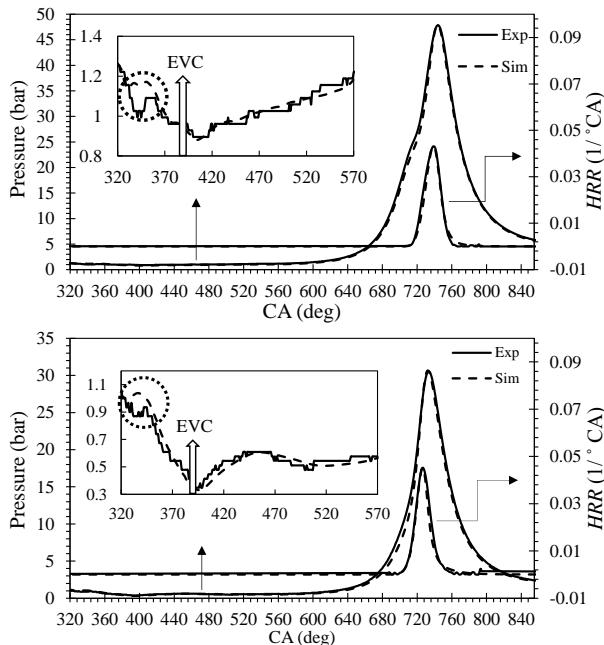


Fig. 10 Comparison of simulated and experimental results of pressure and heat release rate: full load (top) and part load (bottom).

شکل 10 مقایسه نتایج شبیه‌سازی فشار و کسر مطلق گرمای آزاد شده با نتایج آزمایشگاهی: بار کامل (بالا) و بار جزئی (پایین).

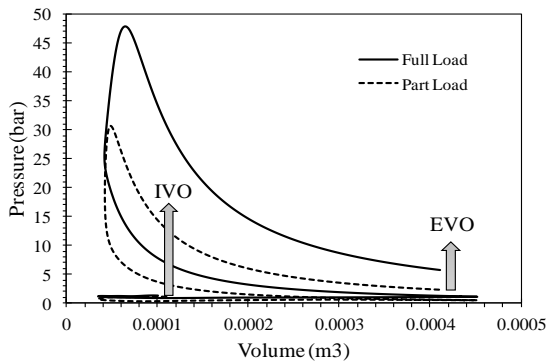


Fig. 11 The P-V diagram.

شکل 11 منحنی فشار-حجم.

جدول 6 نتایج شبیه‌سازی آنالیز گازهای خروجی.

Table 6 Simulating results of Exhaust gas analysis.

پارامتر	بار جزئی	بار کامل
اکسیدهای نیتروژن (NO _x) (PPM)	1940	993
دی‌اکسید کربن (CO ₂) (درصد حجمی)	12.59%	10.77%
مونوکسید کربن (CO) (درصد حجمی)	0.57%	2.89%
اکسیژن (O ₂) (درصد حجمی)	0.35%	0.052%
نیتروژن (N ₂) (درصد حجمی)	71.56%	71.78%
آب (H ₂ O) (درصد حجمی)	13.47%	13.48%

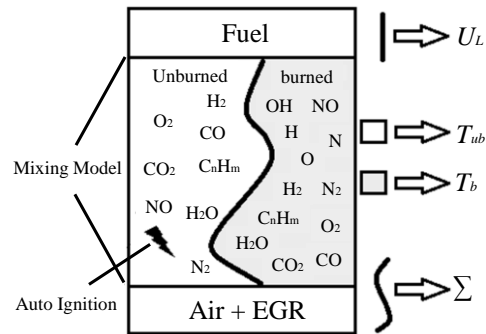


Fig. 8 ECFM-3z model [17].

شکل 8 مدل ECFM-3z [17].

گرفت. باتوجه به نتایج، اختلاف ناچیزی بین شبکه 2 و 3 وجود دارد، بنابراین بهتر است برای کاهش هزینه محاسباتی از شبکه 2 که شامل ~800000 سلول در نقطه مرگ پایین¹ است، استفاده شود. استفاده از این شبکه سبب می‌شود نوساناتی در مقادیر مانده‌های² حل عددی در برخی از گام‌های زمانی زمانی مشاهده شود. از آنجاکه یک حل عددی باید پایداری³ و دقت⁴ کافی برای رسیدن به همگرایی (نه لزوماً همگرا بودن حل بلکه همگرایی به حل دقیق) را داشته باشد، در این پژوهش از شبکه 1 استفاده شده‌است تا در هر گام زمانی مانده‌های حل بدون نوسان پیوسته کاهش یابد.

4-5- صحنه‌گذاری نتایج

شکل 10 نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی فشار محفظه احتراق و گرمای آزاد شده را مقایسه می‌کند. به منظور صحنه‌گذاری نرخ گرمای آزاد شده از مقادیر آزمایشگاهی فشار درون سیلندر و رابطه تجربی (10) استفاده شده‌است [18].

$$HRR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (10)$$

که V ، P و γ به ترتیب فشار، حجم و نسبت گرمای ویژه است. خطای

جدول 5 مشخصات شبکه‌های مورد استفاده.

Table 5 The specification of used meshes.

شبکه	تعداد سلول	ابعاد سلول محفظه	ابعاد سلول راهگاه‌ها	زمان محاسبه (ساعت)	ماکزیم فشار (بار)
1	~1300000	0.5	1	44	47.87
2	~800000	1	1	36	48.86
3	~550000	2	2	31	45.75

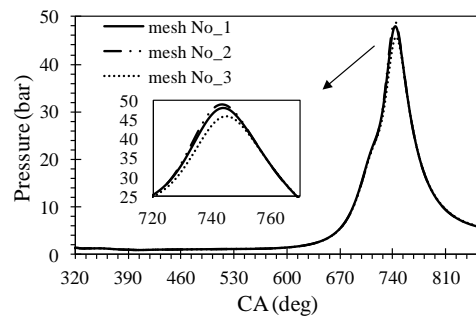


Fig. 9 Mesh independency.

شکل 9 استقلال حل از شبکه.

¹ Bottom Dead Center (BDC)

² Residual

³ Stabbility

⁴ Accuracy

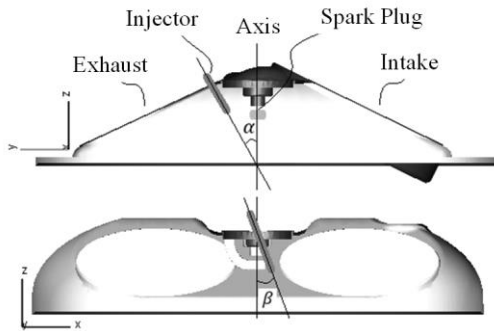


Fig. 12 The injector location in EF7 engine cylinder head.

شکل 12 محل قرارگیری انژکتور در سرسیلندر موتور EF7.

راهگاهی آن در بخش 5 انجام شد، استفاده می‌شود با این تفاوت که سوخت به‌طور مستقیم توسط انژکتور فشار بالا به محفظه احتراق پاشش می‌شود.

6-3-1- تأثیر زاویه قرارگیری نازل در صفحه $z - y$ بر احتراق

به دلیل متقارن نبودن جهت جت‌ها و همچنین تشکیل مخلوط مناسب در لحظه جرقه‌زنی می‌بایست مناسب‌ترین زاویه جهت قرارگیری انژکتور در نزدیکی شمع تعیین گردد. شکل 13 اثر تغییر زاویه α را بر روی جرم فیلم سوخت روی دیواره در زاویه 760° CA و ماکزیمم فشار احتراق نشان می‌دهد. در تمامی حالت‌ها سوخت در زاویه 450° CA و با فشار 6 مگاپاسکال [6] پاشش شده‌است. با توجه به شکل 13، زاویه $\alpha = 40^\circ$ زاویه‌ای مناسب به جهت کاهش فیلم سوخت و افزایش توان خروجی است.

6-3-2- تأثیر زاویه قرارگیری نازل در صفحه $z - x$ بر احتراق

از آنجاکه جهت‌گیری جت‌های انژکتور نامتقارن است، در این بخش تأثیر زاویه β مورد بررسی قرار خواهد گرفت. برای این منظور، زوایای 0° ، 10° ، 20° و 30° انتخاب و شبیه‌سازی با پاشش یک مرحله‌ای سوخت در فشار پاشش 6 مگاپاسکال در زاویه 450° CA و زاویه $\alpha = 40^\circ$ انجام شده‌است. شکل 14 اثر تغییر زاویه β را بر روی جرم فیلم سوخت روی دیواره در زاویه 760° CA و ماکزیمم فشار احتراق نشان می‌دهد. با توجه به نتایج شبیه‌سازی، زاویه $\beta = 10^\circ$ مناسب‌ترین زاویه در بین حالات شبیه‌سازی شده است. با توجه به این موضوع، شبیه‌سازی برای دو زاویه 8.5° و 11.5° انجام شد. نتایج نشان داد که زاویه 10° کمترین جرم فیلم سوخت را نسبت به زوایای مجاور خود دارد.

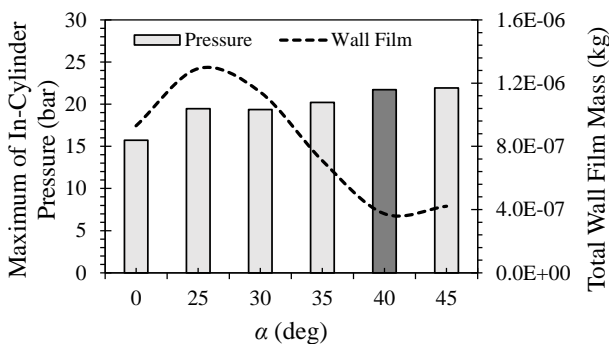


Fig. 13 The effect of angle α on wall film mass and maximum of cylinder pressure ($P_{inj} = 6$ MPa, SOI 450 CA).

شکل 13 تأثیر زاویه α بر جرم فیلم سوخت روی دیواره و ماکزیمم فشار احتراق ($P_{inj} = 6$ MPa, SOI 450 CA).

نسوخته به عنوان تنها عامل تولید هیدروکربن‌های نسوخته شناخته می‌شود درحالی‌که در شرایط آزمایشگاهی عوامل دیگری چون مقدار سوختی که در ناحیه بین پیستون و رینگ‌ها قرار می‌گیرد نیز از عوامل تولید هیدروکربن‌های نسوخته است. بنابراین، شبیه‌سازی هیدروکربن‌های نسوخته به‌علت تعدد عوامل دخیل در تولید آن به‌وسیله نرم‌افزارهای موجود ممکن نیست.

6- شیب‌سازی احتراق موتور بنزینی پاشش مستقیم

در این بخش، احتراق پاشش مستقیم موتور EF7 بررسی می‌شود. از آنجاکه تشکیل مخلوط بهینه سوخت و هوا از اهمیت بالایی برخوردار است، سعی شده‌است اثر زاویه انژکتور، فشار و زمان پاشش سوخت و پاشش دو مرحله‌ای به‌منظور تشکیل مخلوط مناسب در لحظه جرقه‌زنی بررسی گردد.

6-1- معادلات حاکم

در موتورهای پاشش مستقیم به دلیل پاشش اسپری درون محفظه احتراق، ترم‌هایی به روابط پایستگی جرم، مومنتوم و انرژی اضافه می‌گردد [19]. فرم دیفرانسیلی روابط به‌صورت زیر می‌باشد (i بیانگر جهت مختصات است).

- معادله پایستگی جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_i \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = S_m \quad (11)$$

که S_m تولید جرم به‌واسطه تبخیر قطرات اسپری است.

- معادله پایستگی مومنتوم (معادله ناویر-استوکس)

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 v_j \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho F_{V,i} + F_{p,i} \quad (12)$$

τ_{ij} برای سیالات نیوتونی از رابطه (13) بدست می‌آید که در آن δ_{ij} دلتای کرونگر است. همچنین $F_{V,i}$ بیانگر نیروهای حجمی است. $F_{p,i}$ نیز عمدتاً به نیروی فشاری در جریان دو فاز اشاره دارد.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (13)$$

- معادله پایستگی انرژی

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial (\rho v_j h)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\tau_{ij} \partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial t} + v_i \frac{\partial P}{\partial x_i} - \sum_i \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} + S_h \quad (14)$$

که h آنتالپی بر واحد جرم و برابر $e + \frac{P}{\rho}$ است. e نیز انرژی داخلی بر واحد جرم است. \dot{q}_i شار حرارتی در جهت i به‌واسطه گرادیان دما است که از قانون فوریه برابر $-k \frac{\partial T}{\partial x_i}$ است که k ضریب هدایت حرارتی سیال می‌باشد. S_h نیز تولید انرژی به‌واسطه جرم تبخیر شده قطرات است.

6-2- احتراق هدایت اسپری

در این نوع احتراق، انژکتور در نزدیکی شمع قرار می‌گیرد و زاویه آن نسبت به محور محفظه احتراق می‌تواند تأثیر به‌سزایی بر شکل‌گیری مخلوط هوا و سوخت و مقدار ترشدن دیواره داشته باشد. همچنین قرارگیری انژکتور در نزدیکی شمع امکان پاشش دو مرحله‌ای سوخت برای ایجاد مخلوط لایه‌ای را مهیا می‌کند. بنابراین در این مقاله محل انژکتور برای هدایت اسپری در بالای سرسیلندر انتخاب شده‌است (شکل 12).

6-3- شرایط کاری دور متوسط - بار متوسط

برای این منظور، از نتایج احتراق بار جزئی که شبیه‌سازی احتراق پاشش

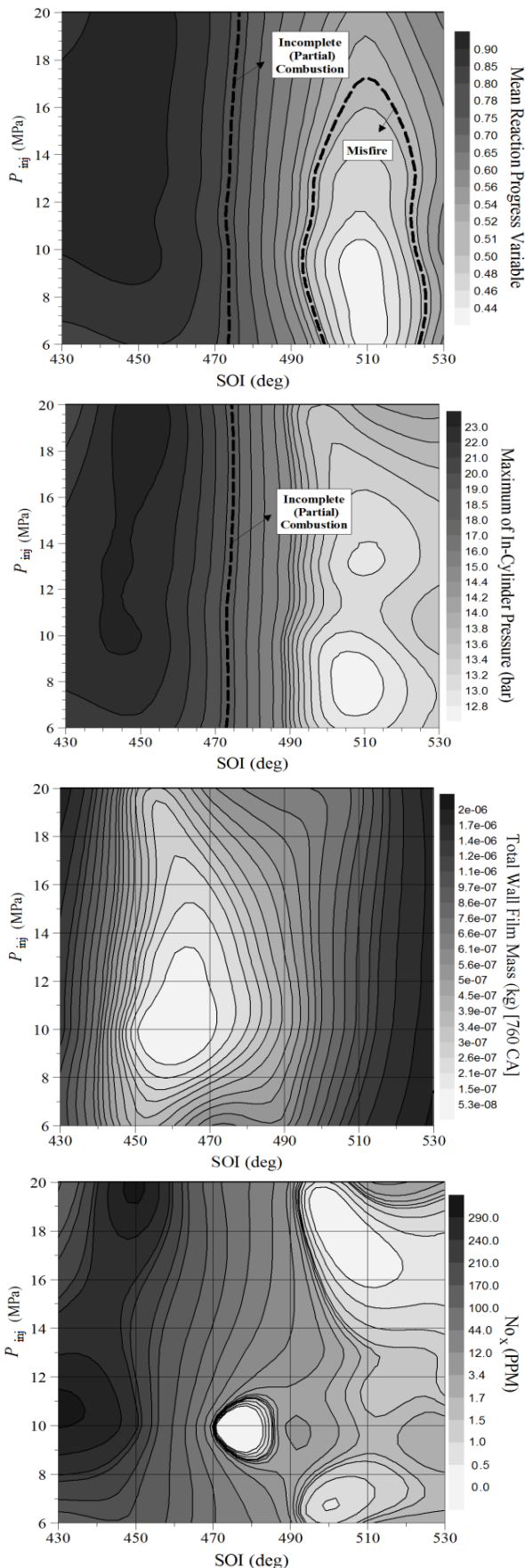


Fig. 15 Comparison of combustion parameters at different time and pressure fuel injection.

شکل 15 مقایسه پارامترهای احتراقی در زمان و فشار مختلف پاشش سوخت.

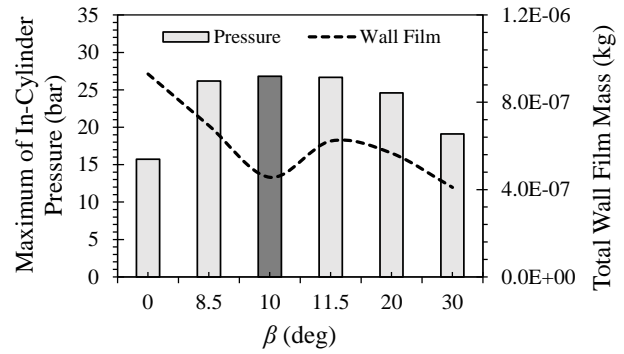


Fig. 14 The effect of angle β on wall film mass and maximum of cylinder pressure ($P_{inj} = 6 \text{ MPa}$, SOI 450 CA, $\alpha = 40^\circ$).

شکل 14 تأثیر زاویه β بر جرم فیلم سوخت روی دیواره و ماکزیمم فشار احتراق ($P_{inj} = 6 \text{ MPa}$, SOI 450 CA, $\alpha = 40^\circ$)

3-3-6- تأثیر شروع پاشش و فشار پاشش سوخت بر احتراق

برای یافتن بهترین زمان پاشش، سوخت در سه فشار 6، 10 و 20 مگاپاسکال و در زمان 430 تا 530 درجه میل‌لنگ (هر 10 درجه میل‌لنگ) پاشش شده است. پاشش زود هنگام‌تر سبب افزایش فیلم سوخت و در نتیجه کاهش ماکزیمم فشار محفظه می‌گردد. همچنین در پاشش یک مرحله‌ای سوخت، تأخیر در پاشش مانع از تشکیل مخلوط مناسب در لحظه جرقه‌زنی می‌شود. شکل 15 تأثیر زمان پاشش سوخت را بر متغیر متوسط پیشرفت واکنش (بیانگر احتراق کامل و سوختن کامل برای مقدار برابر یک)، ماکزیمم فشار احتراق، جرم فیلم سوخت و اکسیدهای نیتروژن نشان می‌دهد. با توجه به نتایج، زاویه شروع پاشش 450° CA در هر سه فشار پاشش منجر به تولید بیشترین توان خروجی (به دلیل کاهش جرم فیلم سوخت روی دیواره در این زاویه) می‌شود. مقدار اکسیدهای نیتروژن به دلیل احتراق ناقص و کاهش دمای ناشی از احتراق در بیشتر حالت‌های شبیه‌سازی، بسیار کم بدست آمده‌است. لازم به ذکر است که در نمودارهای شکل 15، نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت برابر 1.03 می‌باشد که این افزایش نسبت به حالت پاشش راهگامی به دلیل ورود هوای بیشتر در موتور پاشش مستقیم است. با توجه به شکل 16، پس از تعیین زاویه انژکتور ($\beta = 10^\circ$, $\alpha = 40^\circ$) و زمان پاشش سوخت (450° CA)، فشار پاشش 10 مگاپاسکال بهترین عملکرد را در احتراق دور و بار متوسط موتور دارد.

این نتیجه را این‌گونه می‌توان توجیه کرد که در فشار پاشش 10 مگاپاسکال سوخت به‌خوبی اتمیزه و تبخیر می‌شود و علاوه‌براین، مقدار جرم فیلم سوخت در این فشار پاشش نسبت به دو فشار دیگر کمتر است. شکل 17 این موضوع را به‌خوبی نشان می‌دهد. در این شکل نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا در صفحه‌ای به فاصله 60 سانتی‌متری از ناحیه تخت سرسیلندر (اسکوئیش) پس از پایان پاشش سوخت نشان داده شده‌است.

4-3-6- تأثیر زمان جرقه‌زنی بر احتراق

در موتورهای پاشش مستقیم بنزینی، به دلیل ورود جریان هوای بیشتر به درون محفظه و در نتیجه تشکیل مخلوطی با نسبت هوا به سوخت بیشتر (در این مقاله 15.36 برای پاشش یک مرحله‌ای سوخت) می‌توان با افزایش آوانس جرقه¹ بر توان خروجی حاصل از احتراق افزود. جرقه‌زنی زود هنگام به دلیل احتمال خوداشتعالی مخلوط نسوخته پیش از رسیدن جبهه شعله به آن ممکن است سبب کوبش شود، بنابراین انتخاب دقیق زمان جرقه‌زنی از

¹ Spark Advance (SA)

جدول 8 مقایسه پارامترهای عملکردی موتور برای حالت‌های مختلف جرقه‌زنی.

GDI 4	GDI 3	GDI 2	GDI 1	PFI	پارامتر
1820	1420	1095	627	2000	اکسیدهای نیتروژن (PPM)
0.51	0.43	0.43	0.48	0.59	مونوکسیدکربن (%)
11.83	11.76	11.75	11.69	12.59	دی‌اکسیدکربن (%)
5.26	5.31	5.28	5.18	5.05	فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری (بار)
1.045	1.045	1.045	1.045	1.045	لامبدا

برتری دارد. حالت‌های GDI 2 و GDI 3 به ترتیب با کاهش 45 و 29 درصدی اکسیدهای نیتروژن، کاهش 28 درصدی مونوکسیدکربن، کاهش 6.6 درصدی دی‌اکسیدکربن و افزایش 4.32 و 4.82 درصدی فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری بیشترین افزایش توان خروجی را دارند. همچنین با شبیه‌سازی موتور پاشش راهگامی با نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت 0.99 (شرایط آزمون موتور پاشش راهگامی) مقدار فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری برابر 5.242 است. این موضوع نشان می‌دهد که با مصرف سوخت یکسان در هر دو احتراق پاشش راهگامی و مستقیم، علاوه بر افزایش توان موتور در حالت پاشش مستقیم، بازده تنفسی موتور نیز افزایش یافته‌است.

6-3-5- تأثیر زمان شروع پاشش مرحله دوم سوخت بر احتراق

پاشش دو مرحله‌ای سوخت سبب شکل‌گیری بهتر مخلوط سوخت و هوا در موتورهای پاشش مستقیم می‌شود. به‌طور کلی با افزایش بار موتور استفاده از پاشش زود هنگام جهت تشکیل مخلوط همگن و افزایش توان و در بارهای بسیار کم و شرایط درجا، پاشش دیر هنگام جهت تشکیل مخلوط غنی حول شمع و کاهش مصرف سوخت توصیه می‌شود. در این مقاله سعی شده‌است اثر زمان پاشش مرحله دوم سوخت و نسبت‌های مختلف جرم سوخت پاشش شده در دو مرحله مورد بررسی قرار گیرد. برای این منظور، فشار پاشش 10 مگاپاسکال، زمان پاشش اولیه CA 450° انتخاب و 70 درصد سوخت در مرحله اول و 30 درصد مابقی در مرحله دوم پاشش شده‌است. در شکل 18 نسبت هم‌ارزی در صفحه‌های گذرنده از شمع و مقدار اکسیدهای نیتروژن در لحظه باز شدن سوپاپ دود برای زمان‌های مختلف پاشش مرحله دوم سوخت نشان داده شده‌است. شکل 19 نیز فشار محفظه را در این حالت‌ها نشان می‌دهد. با توجه به شکل 18، با تأخیر در پاشش ثانویه (CA 620° تا 640°) مخلوطی غنی با نسبت هم‌ارزی بالاتر از 1.6 حول شمع تشکیل می‌شود، اما نتایج فشار محفظه نشان می‌دهد که تشکیل مخلوط همگن می‌تواند احتراق بهتری را ایجاد کند.

6-3-6- تأثیر نسبت سوخت پاشش شده در پاشش دو مرحله‌ای بر احتراق

در این بخش تأثیر نسبت جرم سوخت پاشش شده در هر مرحله از پاشش بر نسبت هم‌ارزی حول شمع در لحظه جرقه‌زنی، فشار محفظه و مقدار اکسیدهای نیتروژن در لحظه باز شدن سوپاپ دود بررسی شده‌است. برای این منظور پاشش اولیه در CA 450° و ثانویه در CA 500° انجام شده‌است. نسبت جرم سوخت در پاشش اولیه به ثانویه از مقدار 0%-100% (بیانگر پاشش یک مرحله‌ای در زاویه CA 450°) تا 100%-0% (بیانگر پاشش یک مرحله‌ای در زاویه CA 500°) تغییر داده شده‌است. شکل 20 نسبت هم‌ارزی در لحظه جرقه‌زنی و مقدار اکسیدهای نیتروژن در لحظه باز شدن سوپاپ دود و شکل 21 فشار محفظه را برای حالت‌های بررسی شده نشان می‌دهد. با

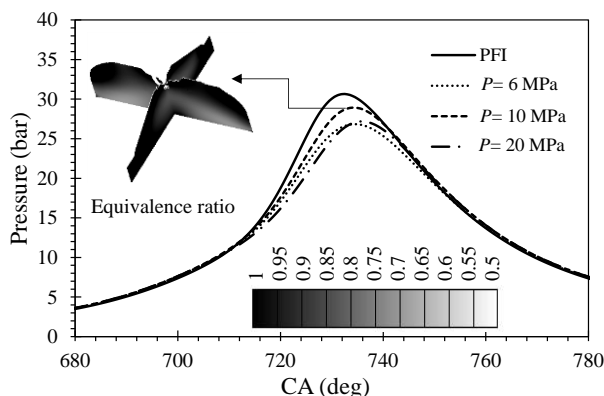


Fig. 16 The effect of injection on in-cylinder pressure.

شکل 16 تأثیر فشار پاشش سوخت بر فشار محفظه احتراق.

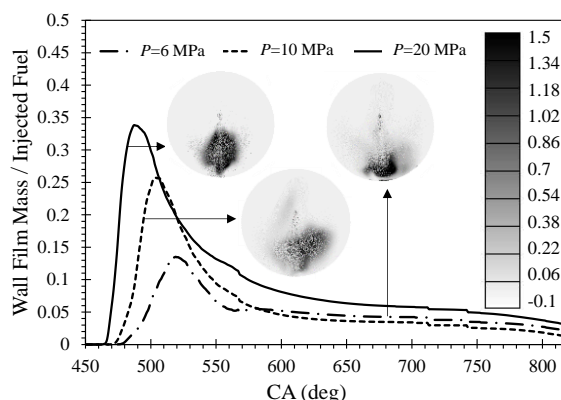


Fig. 17 The effect of injection pressure on wall film mass.

شکل 17 تأثیر فشار پاشش سوخت بر جرم فیلم سوخت.

اهمیت زیادی برخوردار است. برای این منظور، از مدل خوداشتعالی تجربی¹ در نرم‌افزار فایور استفاده شده‌است. این مدل برای خوداشتعالی انواع احتراق قابل استفاده است و به مقدار گازهای بازخورانی شده، دما و کسر مولی مخلوط وابسته است. در جدول 7 حالت‌های مورد بررسی موتور پاشش مستقیم که تنها در لحظه جرقه‌زنی تفاوت دارند آمده‌است. جدول 8 نیز نتایج توان خروجی و آلایندگی موتور پاشش مستقیم را برای چهار زمان جرقه‌زنی و در مقایسه با موتور پاشش راهگامی نشان می‌دهد. برای مقایسه توان خروجی، فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری ناخالص² (از لحظه بسته شدن سوپاپ هوا تا لحظه باز شدن سوپاپ دود) از فرمول (15) محاسبه شده‌است. که V_d حجم جابجایی، P و V به ترتیب فشار و حجم لحظه‌ای محفظه است.

$$(gIMEP)_{\text{close valves}} = \frac{1}{V_d} \int_{\text{IVC}}^{\text{EVO}} P dV \quad (15)$$

با توجه به نتایج جدول 8، برای پاشش یک مرحله‌ای سوخت، تمام حالت‌های بررسی شده موتور پاشش مستقیم نسبت به موتور پاشش راهگامی

جدول 7 زمان‌های مختلف جرقه‌زنی.

Table 7 Different ignition timings.

زمان جرقه‌زنی	حالت
690.15	GDI 1
686.15	GDI 2
683.15	GDI 3
680.15	GDI 4

¹ Empirical Knock Model

² Gross Indicated Mean Effective Pressure

راهگاهی و مستقیم، علاوه بر افزایش توان موتور در حالت پاشش مستقیم، بازده تنفسی موتور نیز افزایش یافته‌است.

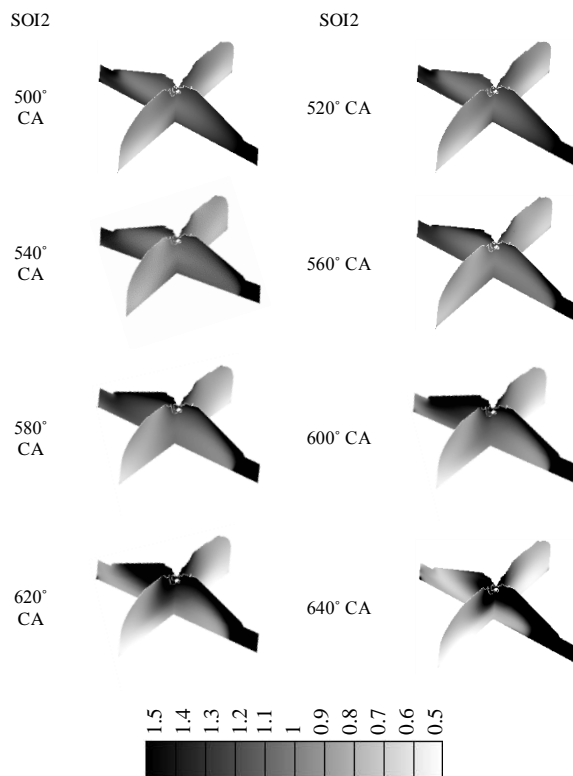
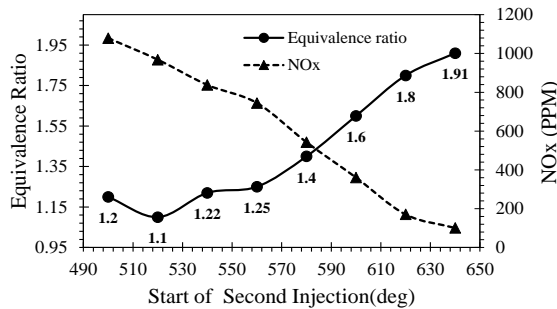


Fig. 18 The equivalence ratio near the spark plug at ignition timing and NO_x emission at exhaust valve opening for different start of secondary injection.

شکل 18 نسبت هم‌ارزی در نزدیکی شمع در لحظه جرقه‌زنی و مقادیر اکسیدهای نیتروژن در لحظه باز شدن سوپاپ دود برای زمان‌های مختلف پاشش ثانویه.

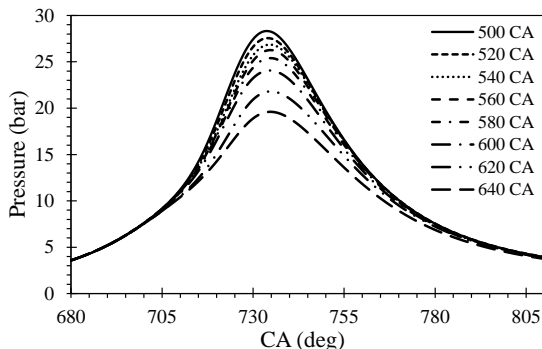


Fig. 19 The effect of start of secondary injection on in-cylinder pressure.

شکل 19 تأثیر زمان پاشش ثانویه بر فشار محفظه.

توجه به نتایج شکل 20، در نسبت‌های 20%-80% و 10%-90% مخلوط تشکیل شده همگن‌تر است. این در حالی است که در نسبت‌های 10%-90% و 80%-20% یک سمت محفظه بسیار رقیق‌تر از سمت دیگر آن است. با توجه به شکل 21، نسبت 20%-80% می‌تواند بتوان بیشتری نسبت به نسبت‌های دیگر ایجاد کند اما افزایش این توان نسبت به پاشش یک مرحله‌ای سوخت بسیار ناچیز است در حالی که اکسیدهای نیتروژن در این حالت بیشتر است. در جدول 9 مشخصات عملکردی و مقادیر آلاینده‌ی موتور در سه حالت پاشش راهگاهی، پاشش یک مرحله‌ای سوخت در 450° CA و پاشش دو مرحله‌ای با نسبت‌های پاشش 80%-20% و 90%-10% مقایسه شده‌است.

7- نتیجه‌گیری

در این مقاله اسپری فشار بالای چندسوراخه و احتراق پاشش راهگاهی و پاشش مستقیم موتور EF7 در شرایط کاری 3000 دوربردقیقه و فشار مؤثر متوسط ترمزی 4bar با استفاده از نرم‌افزار ای‌وی‌ال فایر و به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده‌است. در این مقاله سعی شده‌است تا تأثیر زاویه انژکتور، فشار پاشش سوخت، زمان پاشش اولیه و ثانویه سوخت و همچنین تأثیر نسبت‌های مختلف جرم سوخت پاشش شده در دو مرحله بر عملکرد و مقادیر آلاینده‌ی موتور بررسی شود. در ادامه به نتایج بدست‌آمده اشاره شده‌است.

الف) نتایج شبیه‌سازی پاشش یک مرحله‌ای نشان داد که زاویه قرارگیری انژکتور تأثیر زیادی بر جرم فیلم سوخت روی دیواره و به‌دنبال آن مقدار ماکزیمم فشار محفظه و در نتیجه توان خروجی موتور دارد. در این مقاله زاویه $\alpha = 40^\circ$ در صفحه $\gamma - z$ و $\beta = 10^\circ$ در صفحه $x - z$ باعث تشکیل حداقل فیلم سوخت و بیشترین توان خروجی موتور می‌شود.

ب) با قطعیت می‌توان گفت در موتورهای اشتعال تراکمی افزایش فشار پاشش به‌دلیل اتمیزه‌شدن بهتر سوخت در پاشش دیر هنگام سبب عملکرد بهتر موتور می‌شود. در موتور پاشش مستقیم بنزینی تنها زمانی فشار پاشش اهمیت پیدا می‌کند که پاشش دیر هنگام و در مرحله تراکم انجام شود [10].

بنابراین در شرایط دور و بار متوسط موتور که معمولاً پاشش زود هنگام انجام می‌شود، زمان کافی برای تبخیر سوخت پارامتر مهم است و اتمیزه‌شدن و فشار پاشش تأثیر کمتری بر نتایج دارد. در این مقاله، در فشار پاشش 10 مگاپاسکال، جرم فیلم سوخت نسبت به فشار پاشش 20 مگاپاسکال کمتر است و در نتیجه توان خروجی بهتری را نتیجه می‌دهد.

ج) نتایج نشان داد که بهترین زمان پاشش یک مرحله‌ای در هر سه فشار پاشش 450° CA است. در این زمان پاشش، مخلوطی نسبتاً همگن و رقیق با نسبت هم‌ارزی بالاتر از یک حول شمع (حدود 1.1) و رقیق‌تر در نواحی دورتر در محفظه احتراق تشکیل می‌شود. در فشار پاشش 10 مگاپاسکال برای حالت GDI 2 و GDI 3 (مطابق مقادیر جدول 7)، به‌ترتیب با کاهش 27.8 و 28 درصدی مونوکسیدکربن، کاهش 6.6 درصدی دی‌اکسیدکربن، کاهش 45 و 29 درصدی اکسیدهای نیتروژن و افزایش 4.32 و 4.82 درصدی فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری نسبت به حالت‌های دیگر برتری دارد. نتایج شبیه‌سازی موتور پاشش راهگاهی با نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت 0.99 (شرایط آزمون موتور پاشش راهگاهی) نشان داد که مقدار فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری برابر 5.24 است. این موضوع نشان می‌دهد که با مصرف سوخت یکسان در هر دو احتراق پاشش

جدول 9 مقایسه عملکرد و آلاینده‌ی موتور EF7 در شرایط مختلف.

Table 9 The comparison of performance and emissions of EF7 engine for different conditions.

پاشش دو مرحله‌ای	پاشش دو مرحله‌ای	پاشش یک مرحله‌ای	پاشش راهگامی	پارامتر
90% - 10%	80% - 20%			
5.30	5.32	5.28	5.05	فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری (بار)
0.43	0.48	0.43	0.59	مونواکسید کربن (%)
11.78	11.79	11.75	12.59	دی‌اکسید کربن (%)
1238	1380	1095	2000	اکسیدهای نیتروژن (PPM)
1.041	1.034	1.045	1.045	لامپدا
5.34e-08	6.90e-08	6.82e-08	جرم فیلم سوخت (kg)
2315	2318	2312	2420	ماکزیمم دمای احتراق (K)

د) در پاشش دو مرحله‌ای سوخت تأخیر زیاد در پاشش ثانویه سبب تشکیل مخلوط غنی حول شمع می‌شود اما نتایج نشان داد که اشتعال‌پذیری مخلوط همگن با پاشش ثانویه سوخت در 500° CA به مراتب بیشتر است. همچنین با تغییر نسبت سوخت پاشش شده در دو مرحله می‌توان کنترل بیشتری بر نسبت هم‌ارزی مخلوط در لحظه جرقه‌زنی داشت. نتایج نشان داد که مخلوط نسبتاً همگن در نسبت پاشش 20%-80% با نسبت هم‌ارزی 1.15 حول شمع احتراق بهتری را نسبت به سایر حالت‌ها نتیجه می‌دهد. در پاشش دو مرحله‌ای سوخت با نسبت‌های 80%-20% و 90%-10%، توان خروجی به ترتیب 5.1 و 4.7 درصد افزایش، اکسیدهای نیتروژن 31 و 38.1 درصد، مونواکسید کربن 19.4 و 28.3 درصد و دی‌اکسید کربن 6.4 درصد کاهش یافته‌است.

8- فهرست علائم

زاویه میل لنگ	CA
قطر قطره (m)	d
قطر نازل (m)	D
انرژی داخلی (kgm ² s ⁻²)	e
نیرو (kgms ⁻²)	F
نرخ آزادسازی گرما (kgm ² s ⁻² θ ⁻¹)	HRR
ضریب هدایت حرارتی (kgmK ⁻¹ s ⁻³)	k
عدد اونسورگ	Oh
فشار (kgm ⁻¹ s ⁻²)	P
شار حرارتی (kgs ⁻³)	q̇
انحراف از معیار	s
زمان (s)	t
سرعت (ms ⁻¹)	u
حجم (m ³)	v
عدد وبر	We
علائم یونانی	
لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)	μ
نسبت گرمای ویژه	γ
چگالی (kgm ⁻³)	ρ
کشش سطحی (kgs ⁻²)	σ

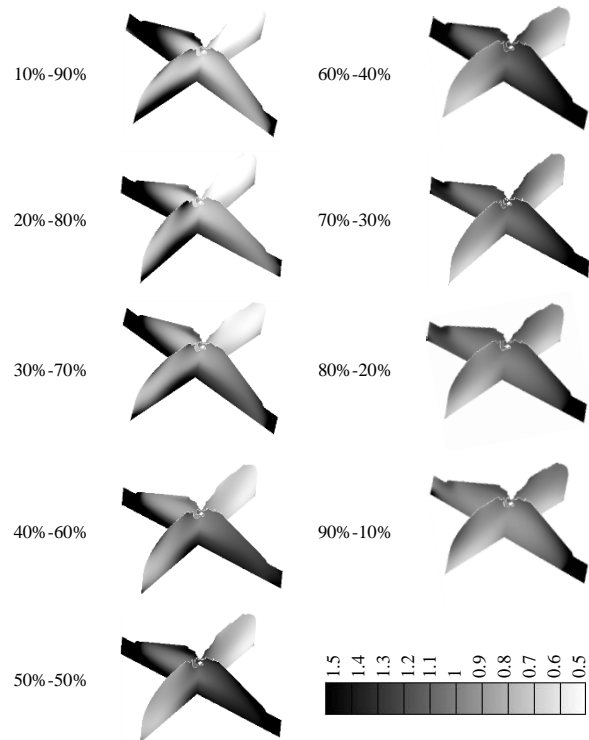
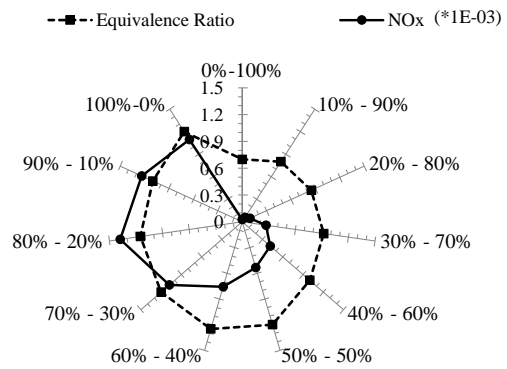


Fig. 20 The equivalence ratio near the spark plug at ignition timing and NO_x emission at exhaust valve opening for different proportions of primary and secondary injection.

شکل 20 نسبت هم‌ارزی در نزدیکی شمع در لحظه جرقه‌زنی و مقادیر اکسیدهای نیتروژن در لحظه باز شدن سوپاپ دود برای نسبت‌های مختلف پاشش اولیه و ثانویه.

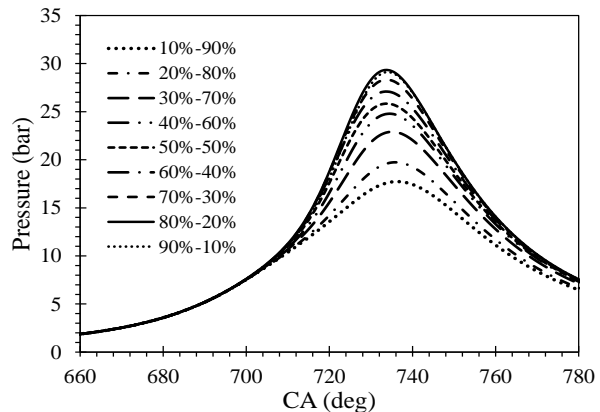


Fig. 21 The effect of injected fuel mass proportions at two-stage injection.

شکل 21 تأثیر نسبت‌های جرم سوخت پاشش شده در پاشش دو مرحله‌ای بر فشار محفظه.

- No. 1, pp. 38-50, 2016.
- [6] S. Sarmast, A. Shamekhi, M. Zia Bashargh, A. Parivar, The effect of injector angle and start of injection on spray-wall interaction in gasoline direct injection engine, *Motors Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 95-105, 2017. (in Persian فارسی)
- [7] M. Costa, U. Sorge, L. Allocca, Increasing energy efficiency of a gasoline direct injection engine through optimal synchronization of single or double injection strategies, *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, No. 1, pp. 77-86, 2012.
- [8] Zhaolei Zheng, Xuefeng Tian, Xiaoyu Zhang, Effects of split injection proportion and the second injection time on the mixture formation in a GDI engine under catalyst heating mode using stratified charge strategy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 84, No. 1, pp. 237-245, 2015.
- [9] C. Iyer, J. Yi, Spray Pattern Optimization for the Duratec 3.5L EcoBoost Engine, *SAE International Journal*, Vol. 2, No. 1, pp. 1679-1689, No. 2009-01-1916, 2009.
- [10] M. Costa, F. Catapano, P. Sementa, U. Sorge, B.M. Vaglieco, Mixture preparation and combustion in a GDI engine under stoichiometric or lean charge: an experimental and numerical study on an optically accessible engine, *Applied Energy*, Vol. 180, No. 1, pp. 86-103, 2016.
- [11] H. Zamani Haghighi, V. Hosseini, H. Afshin, L. Allocca, M. Baloo, Fuel direct injection to EF7 national engine in order to investigate of effect of late injection on mixture formation and combustion, *9th International Conference on Internal Combustion Engines and Oil (ICICE&O-9)*, Tehran, Iran, February 16-18, 2016. (in Persian فارسی)
- [12] W. Edelbauer, Coupling of 3D Eulerian and Lagrangian Spray Approaches in Industrial Combustion Engine Simulations, *Journal of Energy and Power Engineering*, Vol. 8, No. 1, pp. 190-200, 2014.
- [13] W. A. Sirignano, *Fluid dynamics and transport of droplets and sprays*, Second Edition, pp. 4-6, United Kingdom: Cambridge University Press, 1999.
- [14] M. Costa, U. Sorge, L. Allocca, Numerical study of the mixture formation process in a four-stroke GDI engine for two-wheel applications, *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 19, No. 4, pp. 1212-1226, 2011.
- [15] I. Semenov, P. Utkin, I. Akhmedyanov, P. Pasyukov, A. Popov, Mathematical models and numerical algorithm for the dynamics of gas-droplets flows investigations using high performance computing, *International Conference on Parallel and Distributed Computing Systems*, Ukraine, Kharkiv, March 13-14, 2013.
- [16] M.M. Naghizadeh, A.R. Ghahremani, M.H. Saidi, Numerical simulation of spray characteristics of bio-ethanol and its blend with gasoline in a direct injection combustion chamber, *Motors Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 4, pp. 112-122, 2015. (in Persian فارسی)
- [17] M. Zellat, D. Abouri, T. Conte, Advanced modeling of DI Diesel Engines: Investigations on Combustion, High EGR level and multiple-injection Application to DI Diesel Combustion Optimization, *15th International Multidimensional Engine User's Meeting at the SAE Congress*, Detroit, April-10, , 2005.
- [18] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp. 386-388, New York: McGraw-Hill, 1988.
- [19] M. Mhlbauer, *Modelling wall interactions of a high-pressure, hollow cone spray*, PhD thesis, Technical University of Darmstadt, 2009.

τ	تنش برشی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
λ^*	طول موج بی‌بعد ناپایدارترین موج در سطح تماس مایع-گاز
δ	دلتهای کرونگر
Π	عدد بی‌بعد
θ	زاویه میل‌لنگ
زیر نویس‌ها	
Ave	مقدار متوسط
g	بخار
h	آنتالپی
i, j, k	جهت مختصات
l	مایع
m	جرم
p	فشاری
rel	نسبی
V	حجمی

9- تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله بدین وسیله تشکر و قدردانی خود را از مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران‌خودرو (ایپکو) و مرکز پردازش‌های سریع دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی ابراز می‌دارند.

10- مراجع

- [1] F. Zhao, T. W. Asmus, D. N. Assanis, J. E. Dec, J. A. Eng, P. M. Najt, *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues*, pp. 1-15, United States: SAE International, 2003.
- [2] M. Bahattin Celik, B. Ozdalyan, *Fuel Injection*, Daniela Siano (Ed.), *Gasoline Direct Injection*, pp. 6-10, InTechOpen, 2010.
- [3] G. P. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto, *Simulating Combustion: Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*, First Edition, pp. 83-85, Springer: Verlag Berlin Heidelberg, 2004.
- [4] A. M. K. P. Taylor, Science review of internal combustion engines, *Energy Policy*, Vol. 36, No. 12, pp. 4657-4667, 2008.
- [5] S. Boccardi, F. Catapano, M. Costa, P. Sementa, U. Sorge, B. M. Vaglieco, Optimization of a GDI engine operation in the absence of knocking through numerical 1D and 3D modeling, *Advances in Engineering Software*, Vol. 95,