



Numerical Simulation of the Effect of Fuel Injection Condition on the Diesel and Gasoline Spray Characteristics in a Direct Injection Compression Ignition Engine

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Nazemi Babadi M.¹ MSc,
Kheradmand S.*¹ PhD

How to cite this article

Nazemi Babadi M, Kheradmand S. Numerical Simulation of the Effect of Fuel Injection Condition on the Diesel and Gasoline Spray Characteristics in a Direct Injection Compression Ignition Engine. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(4): 901-910.

ABSTRACT

In this paper, the numerical simulation of the diesel and gasoline fuels injection in a constant volume chamber is conducted under the operating conditions of a compression ignition engine with openFoam software. In order to check out the possibility of using gasoline instead of diesel to increase the volumetric efficiency of the compression ignition engine and reduction air pollution, the spray characteristics of the gasoline and diesel under injection pressures of 40 and 80MPa, as well as temperatures of 243, 273 and 313K, is investigated. The simulation results are compared with the experimental data derived from fast imaging techniques. The results show that under the same conditions, the vapor penetration length for the two fuels is approximately equal. Also, due to the lower volatility of the diesel fuel, its liquid penetration length in 40 and 80MPa injection pressure was found to be 7 and 9 mm higher than gasoline, respectively, and high volatility of gasoline leads to enough time to make air and fuel mixtures in compression ignition engine. In addition, the reduction in fuel temperature from 313K to 243K resulted an increase in the penetration of gasoline and diesel liquids by 12 and 10 mm, respectively, and decrease in the evaporation rate, which causes a non-homogeneous mixture and an increase in unburned hydrocarbons and emissions.

Keywords Compression Ignition Engine; Fuel Temperature; Injection Pressure; Diesel and Gasoline; Numerical Simulation

¹Aerodynamic, Propulsion & Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr, Iran

*Correspondence

Address: Aerodynamic, Propulsion and Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr, Iran
Phone: +98 (31) 45914485
Fax: +98 (31) 45227136
kheradmand@mut-es.ac.ir

Article History

Received: May 19, 2018

Accepted: November 19, 2018

ePublished: April 06, 2019

CITATION LINKS

[1] Advanced compression-ignition engines-understanding ... [2] Application of double-injection strategy on gasoline compression ... [3] Spray and combustion characteristics of gasoline and diesel in a direct ... [4] Diesel fuel spray penetration at high injection pressures [5] Fuel temperature influence on spray and combustion characteristics in a constant volume combustion chamber (CVCC) ... [6] The influence of fuel volatility on the liquid-phase fuel ... [7] An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using ... [8] Gasoline effects on spray characteristics, mixing and auto-ignition processes in a CI engine ... [9] Effects of diesel fuel temperature on fuel ... [10] Numerical investigation of stratified air/fuel ... [11] Improvement of diesel combustion with ... [12] Schlieren, Shadowgraph, Mie-scattering visualization of diesel and gasoline ... [13] Macroscopic structure and atomization characteristics ... [14] Mixture formation in internal ... [15] On ability of standard k- ... [16] Physical modelling and advanced simulations of gas-liquid ... [17] Diesel engine reference ... [18] Structure and breakup properties of ... [19] Mechanism of atomization of a liquid ... [20] Injection of fuel at high pressure conditions: Les ... [21] Modeling the effects of fuel spray characteristics on diesel engine ... [22] Models for droplet transient heating: Effects on droplet ... [23] Collective drop effects on vaporizing liquid ... [24] Schlieren and shadowgraph techniques: Visualizing phenomena in ... [25] Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays ... [26] Liquid-phase fuel penetration in diesel ...

شبیه‌سازی عددی اثر شرایط پاشش سوخت بر مشخصات اسپری‌های دیزل و بنزین در یک موتور اشتعال تراکمی تزریق مستقیم

محمد ناظمی‌بابادی Msc

گروه آیرودینامیک، پيشرانش و تبديل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

سعید خردمند PhD

گروه آیرودینامیک، پيشرانش و تبديل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

چکیده

در این مقاله شبیه‌سازی عددی تزریق سوخت‌های دیزل و بنزین درون یک محفظه حجم ثابت تحت شرایط کاری یک موتور اشتعال تراکمی با نرم‌افزار این‌فوم انجام شده است. به‌منظور بررسی امکان استفاده از بنزین به جای دیزل برای افزایش بازده حجمی موتور اشتعال تراکمی و کاهش آلودگی هوا، مشخصات اسپری‌های دیزل و بنزین تحت فشارهای پاشش ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال و همچنین دماهای ۲۴۳، ۲۷۳ و ۳۱۳ کلوین بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی حاصل از روش‌های عکس‌برداری سریع، مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که تحت شرایط یکسان، عمق نفوذ بخار هر دو سوخت تقریباً مشابه است. همچنین به‌دلیل فراریت کمتر سوخت دیزل نفوذ مایع آن در فشارهای ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال به‌ترتیب به‌میزان ۷ و ۹ میلی‌متر بیشتر از بنزین مشاهده شده است و همین ویژگی فراریت بیشتر بنزین برای اطمینان از زمان کافی برای تشکیل مخلوط یکنواخت سوخت و هوا در موتورهای اشتعال تراکمی استفاده می‌شود. علاوه بر این کاهش دمای سوخت از ۳۱۳ به ۲۴۳ کلوین موجب افزایش نفوذ مایع بنزین و دیزل به‌ترتیب به میزان ۱۲ و ۱۰ میلی‌متر و کاهش نرخ تبخیر شده است که موجب تشکیل مخلوطی غیریکنواخت می‌شود و در نتیجه باعث افزایش هیدروکربن‌های سوخته‌نشده و آلایندگی می‌شود.

کلیدواژه‌ها: موتور اشتعال تراکمی، دمای سوخت، فشار پاشش، بنزین و دیزل، شبیه‌سازی عددی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۲۸

*نویسنده مسئول: kheradmand@mut-es.ac.ir

۱- مقدمه

موتورهای اشتعال تراکمی (CI) مرسوم که با سوخت دیزل کار می‌کنند، مقادیر بالایی از نیتروژن اکسید (NOX) و ذرات معلق (PM) را در هوا منتشر می‌کنند، در حالی که به‌دلیل نسبت تراکم بالا دارای بازده حرارتی بالا هستند و به همین دلیل از کاربردی‌ترین موتورهای احتراق داخلی به شمار می‌آیند^[1]. همچنین میزان مونواکسیدکربن و هیدروکربن تولیدشده در این گونه موتورهای نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای (SI) کمتر است. موتورهای اشتعال تراکمی نه‌تنها برای کاربردهای سنگین مانند کامیون، ماشین‌های راه‌سازی و کشتی مناسب بوده‌اند، بلکه برای وظایف سبک همانند ماشین‌های مسافرتی نیز مناسب هستند. قوانین سخت‌گیرانه آلایندگی برای نیتروژن اکسید و دوده، محققان و سازندگان را به بهبود موتورهای اشتعال تراکمی وادار کرده است. سوخت‌های دیزل معمول دارای عدد ستان بالاتر از ۴۰ هستند. علاوه بر عدد ستان بالا، فراریت پایین موجب ترکیب نامناسب سوخت و هوا در طول مرحله تراکم شده است که باعث می‌شود یک مخلوط غلیظ در بعضی از مناطق سیلندر ایجاد شود. در طول فرآیند اکسیداسیون در محل مخلوط غلیظ در اثر واکنش سوخت و هوا، دوده تشکیل می‌شود. سپس این مخلوط غلیظ در یک شعله دمابالا

در حاشیه جت سوخت می‌سوزد که منجر به تولید نیتروژن اکسید می‌شود^[2]. ماکزیمم عمق نفوذ سوخت، یک پارامتر کلیدی در عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم است و علاوه بر این که نرخ تبخیر سوخت را مشخص می‌کند، روی هوای مصرفی و کیفیت مخلوط سوخت و هوا نیز تأثیرگذار است. برخی ویژگی‌های سوخت همانند نقطه جوش میانی که میزان فراریت آن را مشخص می‌کند، تأثیر بسیار زیادی بر عمق نفوذ فاز مایع در موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم دارد. در نتیجه، سوزاندن سوخت‌هایی با نقطه جوش متفاوت تأثیر زیادی بر عملکرد موتور و میزان آلایندگی آن دارد. سوخت‌های دیزل، تمایل بالایی به خوداشتعالی دارند و دارای تاخیر اشتعال کوچکی قبل از اختلاط مناسب سوخت و هوا درون سیلندر هستند. در نتیجه، سوخت‌های بنزینی که دارای ویژگی‌هایی از قبیل فراریت بالا و مقاومت بالا در برابر خوداشتعالی هستند، برای استفاده در موتورهای اشتعال تراکمی پیشنهاد می‌شوند^[3]. به همین دلیل، موتور اشتعال تراکمی بنزینی به‌منظور کاهش آلایندگی و افزایش بازده از بنزین به‌جای سوخت دیزل مرسوم استفاده می‌کند. علاوه بر نوع سوخت به‌کاررفته در موتورهای اشتعال تراکمی، شرایط اولیه اسپری نظیر فشار و دمای تزریق سوخت، تأثیر بسزایی بر تشکیل یک مخلوط همگن درون سیلندر دارد. فشار پاشش سوخت، تأثیر مستقیم بر نرخ تبخیر سوخت و عمق نفوذ بخار تولیدشده دارد. طول نفوذ بیش از حد منجر به برخورد اسپری به دیواره سیلندر و عدم نفوذ مناسب منجر به ایجاد غیریکنواختی ترکیب سوخت و هوا در محفظه احتراق می‌شود^[4]. علاوه بر این در شرایط سرد، دمای پایین هوای اطراف موجب کاهش دمای تراکم ماکزیمم می‌شود و همچنین بیشتر گرمای تولیدشده در طول مرحله تراکم توسط سرسیلندر و بلوکه موتور جذب می‌شود، بنابراین فشار ماکزیمم نیز کاهش می‌یابد. علاوه بر این، مقدار زیاد هیدروکربن‌های سوخته‌نشده و همچنین احتراق ناپایدار، یک مساله جدی در موتورهای دیزل در شرایط دمای پایین سوخت است^[5]. بنابراین به‌منظور حل این مشکلات، باید اثر دما و فشار سوخت بر مشخصات اسپری سوخت مشخص شود.

با توجه به اهمیت تأثیر فراریت سوخت بر احتراق مخلوط سوخت و هوا، کانان و همکاران^[6] در سال ۱۹۹۸ به بررسی اثر آن بر ماکزیمم طول نفوذ مایع سوخت برای انواع سوخت‌های دیزل تحت شرایط عملکرد واقعی موتور دیزل پرداختند. آزمایش‌های تجربی آنها روی یک موتور دیزل سنگین با دور متوسط ۱۲۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است و نشان دادند برای تمام انواع سوخت‌ها در ابتدا با افزایش زاویه میل‌لنگ، عمق نفوذ مایع تا رسیدن به طول مشخصه ماکزیمم، تقریباً به‌طور خطی افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش نقطه جوش میانی سوخت از ۲۲۰ به ۳۴۰°C، عمق نفوذ مایع سوخت از ۲۱ به ۳۵ میلی‌متر افزایش یافت. با این وجود آنها یک رابطه کلی بین نقطه جوش میانی و تاخیر اشتعال مشاهده نکردند که نشان می‌دهد با توجه به اشتعال خودکار، فرآیندهای شیمیایی بر فرآیندهای فیزیکی غالب هستند. به‌دلیل تفاوت بین ویژگی‌های دیزل و بنزین در طول ده سال اخیر، مطالعاتی روی مشخصات اسپری این دو سوخت انجام شده است. پائیری و همکاران^[7] در سال ۲۰۱۲ به بررسی تجربی نرخ پاشش و مشخصات اسپری شامل طول نفوذ مایع و زاویه اسپری بنزین و دیزل در یک محفظه حجم ثابت در شرایط تبخیر و عدم تبخیر با استفاده از سیستم پاشش ریل مشترک پرداختند. آنها نشان دادند که در شرایط عدم تبخیر، مشخصات اسپری هر دو سوخت مشابه است. با این حال در شرایط

موتور اشتعال تراکمی با استفاده از شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار این‌فوم بررسی شده است. نتایج به‌دست‌آمده با داده‌های تجربی که با استفاده از روش‌های عکس‌برداری سریع تهیه شده، مقایسه شده‌اند. به‌منظور مدل‌سازی فرآیند پاشش سوخت، معادلات حاکم بر فاز گاز و مایع و همچنین مدل‌های لازم برای شبیه‌سازی اسپری سوخت بررسی شده‌اند. عمق نفوذ و نرخ تبخیر اسپری در سه دمای ۲۴۳، ۲۷۳ و ۳۱۳ کلوین مقایسه شده‌اند. همچنین اثر فشار پاشش سوخت بر مشخصات اسپری در دو فشار ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال بررسی شده است. مشخصات سوخت‌های دیزل و بنزین به‌کاررفته در جدول ۱ نشان داده شده است. ارزش حرارتی پایین دو سوخت تقریباً مشابه بوده، ولی چگالی و ویسکوزیته بنزین کمتر از دیزل است. با این حال، تفاوت میان منحنی تقطیر دو سوخت نقش مهمی در توضیح شکل‌گیری مخلوط درون سیلندر دارد که نشان می‌دهد کسر کوچکی از بنزین در دمای اتاق شروع به تبخیر می‌کند و اکثر آن در دمای ۴۵۶ کلوین، تبخیر و بر خلاف بنزین، دیزل تحت شرایط دمایی بالاتر تبخیر می‌شود [12].

جدول (۱) مشخصات سوخت [12]

بنزین	دیزل	مشخصات
-	۵۲	عدد ستان
۹۲/۴	-	عدد اکتان
۴۲/۶	۴۳/۱	ارزش حرارتی پایین
۷۵۰	۸۲۳	چگالی در دما ۲۷۳K (kgm ⁻³)
۰/۷	۲/۶	ویسکوزیته در دما ۳۱۳K (Nsm ⁻²)
۳۰۶/۸۵	۴۱۵/۴۵	نقطه جوش اولیه
۳۲۵/۳۵	۴۴۰/۰۵	T10
۳۳۰/۸۵	۴۵۴/۷۵	T20
۳۳۶/۳۵	۴۷۵/۹۵	T30
۳۴۲/۹۵	۵۰۳/۵۵	T40
۳۵۱/۶۵	۵۳۲/۴۵	T50
۳۶۳/۲۵	۵۵۵/۱۵	T60
۳۷۷/۸۵	۵۷۴/۷۵	T70
۳۹۶/۷۵	۵۹۴/۵۵	T80
۴۲۸/۵۵	۶۱۹/۲۵	T90
۴۵۶/۴۵	۶۸۴/۸۵	دمای جوش نهایی

۲- مدل‌سازی ریاضی

در جریان دوفازی مورد بررسی (حرکت مایع سوخت درون محفظه گاز)، یک مجموعه از مدل‌ها برای به‌حساب‌آوردن پدیده‌هایی نظیر فروپاشی قطرات، تبخیر، انتقال جرم و حرارت به‌عنوان ترم چشمه در معادلات حاکم به کار برده می‌شوند [13]. هوا درون محفظه احتراق به‌وسیله دیدگاه اویلری، بررسی و اسپری مایع به دسته‌های محاسباتی گسسته می‌شود که هر کدام توسط مختصات لاگرانژی توصیف می‌شوند. هر دسته می‌تواند شامل تعدادی قطره باشد و هر کدام تحت تاثیر فرآیندهایی نظیر انتقال حرارت است که برای بررسی باید مدل‌های مناسبی برای آنها در نظر گرفته شود.

۲-۱- معادلات حاکم مربوط به فاز گاز

معادلات حاکم بر فاز گاز شامل بقای جرم، مومنتوم، انرژی و گونه‌های مختلف سیال است که توسط معادلات ۱-۴ بیان می‌شوند [14].

بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = S_{ev} \quad (1)$$

رابطه ۱، تغییر جرم ناشی از جابه‌جایی را بیان می‌کند که در این

تبخیر به‌دلیل کسر جرمی سوخت بخار شده، نفوذ بنزین کمتر از دیزل بوده است. در سال ۲۰۱۳، مشخصات اسپری و احتراق بنزین و دیزل در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم که مجهز به سیستم ریل مشترک بوده، توسط کیم و همکاران [3] بررسی شده است. تحقیقات آنها مشخص کرد که در شرایط عدم تبخیر، عمق نفوذ مایع هر دو سوخت مشابه بوده، ولی زاویه هسته اسپری در سوخت بنزین بزرگ‌تر است. همچنین در شرایط تبخیر، طول نفوذ مایع بنزین به‌طور قابل ملاحظه‌ای از دیزل کوچک‌تر بوده و بنزین دارای اسپری باریک‌تر است. ماکزیمم عمق نفوذ مایع در شرایط تبخیر بدون توجه به فشار پاشش در هر دو سوخت ثابت می‌ماند. علاوه بر این، سوخت دیزل به‌دلیل عمق نفوذ بیشتر در زمانی زودتر یعنی در زاویه ۳۲ درجه بعد از مرگ بالا به دیوار برخورد می‌کند. جابویر-لوپز و همکاران [8] در سال ۲۰۱۴ یک تحقیق تجربی را به‌منظور بررسی اثر عمق نفوذ و زاویه هسته اسپری تحت شرایط عدم تبخیر برای هر دو سوخت دیزل و بنزین در یک محفظه حجم ثابت انجام دادند. همچنین طول نفوذ مایع و فرآیند احتراق تحت شرایط احتراق پیش‌مخلوط پاره‌ای در یک موتور تک‌سیلندر شفاف بررسی شده است. آنالیز نتایج برای هر دو سوخت نشان می‌دهد که تفاوت بزرگی بین عمق نفوذ و زاویه اسپری وجود ندارد. تحت شرایط تبخیر، سوخت دیزل به‌دلیل فراریت کمتر، عمق نفوذ بیشتری از خود نشان داده است. به عبارت دیگر، عمق نفوذ اسپری دیزل ۱/۸ تا ۲/۴ برابر بزرگ‌تر از اسپری بنزین است. مدل اسپری یک‌بعدی نتایج تجربی آنها را تایید می‌کند. از جمله مشخصات مهم اسپری سوخت نرخ پاشش آن است که پارک و همکاران [9] در سال ۲۰۱۵ به بررسی آن تحت تاثیر دما و فشارهای مختلف پاشش پرداختند. آنها نشان دادند که پروفیل نرخ پاشش سوخت در فشار ۳۰ مگاپاسکال در مقایسه با فشار پاشش ۱۰۰ مگاپاسکال کاملاً توسعه‌یافته نیست. این موضوع به‌دلیل ناکافی بودن مومنتوم سوخت درون نازل با فشار پایین است. همچنین برای هر دو فشار پاشش، دمای سوخت بر زمان باز و بسته‌شدن انژکتور و همچنین ماکزیمم نرخ پاشش تاثیر گذاشته است. علاوه بر این، با افزایش دمای سوخت، نرخ پاشش افزایش یافت. بانرجی و کومار [10] در سال ۲۰۱۶، یک آنالیز عددی را به‌منظور بررسی فرآیند اتمیزه‌شدن و ترکیب مناسب سوخت و هوا، تحت شرایط پاشش مستقیم بنزین انجام دادند. در ابتدا عملکرد یک انژکتور تک‌سوراخه را بررسی و اثر فشار و دمای محیط و سوخت روی طول نفوذ مایع و بخار را مشخص کردند. همچنین ترکیب مناسب سوخت و هوا برای یک انژکتور چندسوراخه بررسی شده است. برای شبیه‌سازی شرایط موتور، اسپری سوخت و مخلوط هوا و سوخت در طول مرحله تراکم بررسی شدند. آنها نشان دادند که قطر متوسط ذرات در طول محور اسپری کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش فشار محیط، طول نفوذ و قطر متوسط قطرات کاهش می‌یابد. هوانگ و همکاران [11] در سال ۲۰۱۷، یک سری آزمایش‌های تجربی روی احتراق دیزل به‌منظور بررسی اثر تزریق چندگانه در یک محفظه حجم ثابت انجام دادند. آزمایش‌ها تحت شرایط استارت سرد انجام شده است. آنالیز فشار داخل محفظه و همچنین تصویربرداری شعله به‌منظور بررسی استراتژی‌های مختلف پاشش انجام شده است. نتایج آنها نشان می‌دهد که تزریق چندگانه، شرایط استارت سرد بهتری نسبت به تزریق یگانه فراهم می‌کند.

با توجه به اهمیت بررسی سوخت‌های جایگزین مناسب در موتورهای اشتعال تراکمی، در این تحقیق اثر فشار و دمای پاشش سوخت بر مشخصات اسپری سوخت‌های دیزل و بنزین در یک

رابطه ρ چگالی کلی گاز، t زمان، $\vec{v}$ بردار سرعت گاز و ترم چشمه S_{ev} مربوط به تبخیر قطرات است. بقای مومنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \bar{\tau} + S_{mo} \quad (2)$$

که p فشار استاتیک، $\bar{\tau}$ تانسور تنش و S_{mo} نیروی بدنی ناشی از فعل و انفعال بین فاز گسسته (مایع) و فاز پیوسته (گاز) است. بقای انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \vec{\nabla} \cdot [(k_{eff})\vec{\nabla} T - h + \bar{\tau} \cdot \vec{v}] + S_{he} \quad (3)$$

ساختار معادله ۳ مشابه روابط ۱ و ۲ بوده که عبارات داخل براکت سمت راست تساوی به ترتیب بیانگر انتقال حرارت ناشی از هدایت، پخش گونه‌ها و تلفات لزجی است. همچنین T دما، k_{eff} ضریب هدایت گرمایی موثر، E انرژی داخلی، h آنتالپی و S_{he} ترم چشمه مربوط به انتقال حرارت از فاز مایع است. بقای گونه‌ها: فاز گاز عمدتاً از هوا و بخار سوخت تشکیل شده است. به‌منظور تعیین کسر جرمی سوخت (X_f) در هر نقطه از فاز گاز از معادله ۴ استفاده می‌شود که اثرات جابه‌جایی و پخش را در نظر می‌گیرد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho X_f) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} X_f) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{J}_f + S_{ev} \quad (4)$$

همچنین ترم چشمه S_{ev} مربوط به تبخیر سوخت و $\vec{J}_f$ شار پخش است.

مدل توربولانسی: برای مدل‌کردن اغتشاش جریان از مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ استفاده می‌شود. اغتشاش به‌وسیله معادلات انتقال انرژی جنبشی توربولانسی k و نرخ استهلاک توربولانسی ε به ترتیب با روابط ۵ و ۶ بیان می‌شوند [14].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} k) = -\frac{2}{3} \rho k \vec{\nabla} \cdot \vec{v} + \sigma \cdot \vec{\nabla} \vec{v} + \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \vec{\nabla} k \right] - \rho \varepsilon + W^s \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right) \rho \varepsilon \vec{\nabla} \cdot \vec{v} + \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon 1} \sigma \cdot \vec{\nabla} \vec{v} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s W^s] \quad (6)$$

مقدار ویسکوزیته موثر در روابط ۵ و ۶ از رابطه ۷ محاسبه می‌شود.

$$\mu = \mu_m + C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

که $\sigma \cdot \nabla v = \sigma_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$ عبارت چشمه در معادله انرژی جنبشی اغتشاشی در اثر حضور قطرات بوده، Pr_k عدد پرانتل متلاطم، Pr_ε عدد پرانتل نرخ استهلاک انرژی جنبشی اغتشاشی، μ_m ویسکوزیته مولکولی و ثابت‌های مدل در جدول ۲ [15] ارائه شده است:

جدول ۲) ثابت مدل $k - \varepsilon$ استاندارد [15]

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	Pr_k	Pr_ε	C_s
۰/۰۹	۱/۴۴	۱/۹۲	۱-	۱	۱/۳	۱/۵

۲-۲- معادلات حاکم مربوط به فاز مایع

فاز مایع از پراکنده شدن قطرات سوخت شکل می‌گیرد. بنابراین به‌کارگیری یک دیدگاه حرکت تصادفی که در آن قطرات به‌صورت

گسسته در نظر گرفته می‌شوند، در این مطالعه امکان‌پذیر است. توزیع قطرات توسط یک تابع احتمال با یازده متغیر بیان می‌شود. تابع زیر، تعداد احتمالی قطرات در واحد حجم در مکان داده شده x ، زمان t ، در سرعت مابین u و $u + du$ ، در شعاع بین r و $r + dr$ ، در دمای درون بازه T و $T + dT$ و پارامترهای اعوجاج قطره بین y و $y + dy$ و بین $\dot{y}$ و $\dot{y} + d\dot{y}$ را بیان می‌کند [16]:

$$f(x, u, t, r, T, y, \dot{y}) dx du dt dr dT dy d\dot{y}$$

معادله بقای احتمال توسط رابطه ۸ بیان می‌شود [17].

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x \cdot (fu) + \nabla_u \cdot \left(f \frac{\partial u}{\partial t} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(f \frac{\partial r}{\partial t} \right) + \frac{\partial}{\partial T} \left(f \frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (8)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y} \left(f \frac{\partial y}{\partial t} \right) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(f \frac{\partial \dot{y}}{\partial t} \right) = \dot{f}_{co} + \dot{f}_{br}$$

که ترم‌های چشمه $\dot{f}_{co}$ و $\dot{f}_{br}$ به ترتیب مربوط به برخورد و فروپاشی قطرات هستند. همچنین ∇_u و ∇_x به ترتیب دیورژانس نسبت به مختصات فضایی و سرعت هستند. ترم‌های چشمه مربوط به فاز اویبری با جمع نرخ تغییرات جرم، مومنتوم و انرژی کل قطرات در مکان x و زمان t تعیین می‌شوند.

$$S_{ev} = - \int f \rho 4\pi r^2 \frac{\partial r}{\partial t} du dr dT dy d\dot{y} \quad (9)$$

$$S_{mo} = - \int f \rho \left[\frac{4}{3} \pi r^3 \left(\frac{\partial u}{\partial t} - g \right) + 4\pi r^2 \frac{\partial r}{\partial t} u \right] du dr dT dy d\dot{y}$$

$$S_{he} = - \int f \rho \left\{ 4\pi r^2 \left[I_1 + \frac{1}{2} (u - v)^2 \right] + \frac{4}{3} \pi r^3 \right. \quad (10)$$

$$\left. \left[c_1 \frac{\partial T}{\partial t} + \left(\frac{\partial v}{\partial t} - g \right) \cdot (u - v - v') \right] \right\} dv dr dT dy d\dot{y} \quad (11)$$

که g شتاب گرانش، I_1 انرژی داخلی، c_1 گرمای ویژه و v' نوسان توربولانسی سرعت گاز است.

۳- مدل‌سازی اسپری سوخت

۳-۱- مدل فروپاشی قطرات

به‌طور کلی مدل فروپاشی شامل دو مدل اصلی فروپاشی اولیه و ثانویه است که در ادامه توضیح داده خواهند شد:

فروپاشی اولیه: شرایط قطرات در زمان خروج از نازل را بیان می‌کند. این قطرات، حاصل فروپاشی هسته مایع هستند. اثرات درون نازل مانند کاپیتاسیون و همچنین عبور از نازل به منطقه‌ای که تراکم اسپری درون آن زیاد بوده، روی این فروپاشی تأثیرگذار است. با وجود پیشرفت‌های زیادی که انجام شده است، هنوز مکانیزمی که باعث ایجاد فروپاشی اولیه در شرایط مختلف می‌شود، کاملاً واضح نیست. بررسی جریان نزدیک نازل در فشار بالای اسپری به دلیل کوچک بودن ابعاد هسته مایع و بالا بودن چگالی در آن منطقه بسیار پیچیده است. چون فشار پاشش بالا منجر به بهبود اتمیزه شدن می‌شود، پس می‌توان از فروپاشی هسته مایع صرف نظر کرد. رویکرد جایگزین این بوده که یک مدل اتمیزه شدن معرفی شود. به هر حال اشتباهات این روش اجتناب‌ناپذیر است، چون

$$\Lambda_{RT} = C_3 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \quad (16)$$

ثابت C_3 به اثراتی نظیر سطح اغتشاش بستگی دارد که معمولاً مقدار آن 0.1 در نظر گرفته می‌شود [21].

قطرات زمانی دچار فروپاشی می‌شوند که طول موج (Λ_{RT}) کمتر از قطر آنها باشد. در این صورت قطرات به قطراتی کوچک‌تر با قطری برابر طول موج ناپایدارترین قطره تبدیل می‌شوند. تعداد قطراتی که از این فروپاشی حاصل می‌شوند، از قانون بقای جرم قابل تعیین است.

ترکیب ناپایداری‌های KH و RT: در رژیم فروپاشی مخرب، هر دو ناپایداری KH و RT به‌طور هم‌زمان اتفاق می‌افتند. با توجه به مطالعات صورت‌گرفته، فرض قرارگیری پاشش سوخت با سرعت بالا درون این رژیم منطقی است [20]. بنابراین هر دو ناپایداری باید به‌طور هم‌زمان در مدل فروپاشی در نظر گرفته شوند. همچنین وجود یک معیار برای مشخص کردن مکانیزم غالب و تعیین ویژگی‌های نهایی قطرات ضروری است. این معیار نرخ رشد آشفستگی است که به شتاب و سرعت نسبی مایع-گاز بستگی دارد.

۲-۳- مدل‌سازی درگ قطرات

قطرات، سرعت بالاتری نسبت به فاز گاز دارند و این امر باعث ایجاد یک نیروی آیرودینامیک می‌شود که سرعت حرکت قطرات را کاهش می‌دهد. بزرگی این نیرو به سرعت نسبی قطره و مساحت سطح جلویی آن بستگی دارد [14]:

$$F_{aero} = \pi r^2 c_D \frac{\rho_g u_{rel}(u_d - u)}{2} = \rho_l \frac{4}{3} \pi r^3 \frac{du_d}{dt} \quad (17)$$

ضریب درگ به‌کاربرده‌شده با ضریب درگ یک کره در ارتباط است، چون قطرات تمایل دارند با داشتن شکل کروی، انرژی سطحی را به حداقل برسانند. وقتی نیروی آیرودینامیک از نیروهای تنشی سطحی بزرگ‌تر باشد، قطرات دچار اعوجاج می‌شوند. ضریب درگ برای کره به‌منظور در نظر گرفتن اثر اعوجاج توسط رابطه ۱۸ تعیین می‌شود.

$$c_{D,sphere} = \begin{cases} \frac{24}{Re_d} \left(1 + \frac{1}{6}\right) Re_d^{2/3}, & Re_d < 1000 \\ 0.424, & Re_d > 1000 \end{cases} \quad (18)$$

که Re_d عدد رینولدز قطره است. همچنین:

$$c_D = c_{D,sphere}(1 + 2632y) \quad (19)$$

اگر پارامتر اعوجاج y ، صفر باشد، به این معنی است که اعوجاج وجود ندارد و قطرات کروی شکل هستند و اگر یک باشد، اعوجاج ماکزیمم بوده و قطره به شکل یک دیسک مسطح است.

۳-۳- مدل‌سازی تبخیر

تبخیر قطرات سوخت در موتورهای پاشش مستقیم، یک مساله بسیار مهم است. سوخت زمانی می‌تواند واکنش دهد که در فاز گاز باشد. نرخ بالای تبخیر مطلوب است، چون عملکرد موتور را بهبود می‌بخشد. انرژی از گاز به قطرات به‌وسیله هدایتی، جابه‌جایی و تشعشعی منتقل می‌شود. اگر گرمای نهان تبخیر، غلبه پیدا کند، تبخیر قطره از پوسته خارجی به‌صورت پیوسته شروع می‌شود. انرژی کلی داده‌شده به قطره، ابتدا صرف افزایش دمای آن و سپس باعث تبخیر سوخت می‌شود که این موضوع با رابطه ۲۰ بیان می‌شود [22]:

فروپاشی اولیه در این نوع افشانه‌ها هنوز کاملاً فهمیده نشده‌اند. فروپاشی ثانویه: مهم‌ترین مکانیزم فروپاشی در اسپری‌های فشار بالا، فروپاشی ثانویه است و بر خلاف فروپاشی اولیه، شناخت بهتری از این پدیده وجود دارد. در فروپاشی ثانویه، قطرات هسته مایع به‌دلیل فعل و انفعالات آیرودینامیک با فاز گاز به قطرات کوچک‌تر تجزیه می‌شوند. مدل‌های مختلفی مربوط به فروپاشی ثانویه وجود دارد که مدل کلین-هلمهولتز-ریلی-تیلور (KHRT) بسیار معروف و کاربردی است. این مدل دو نوع مختلف ناپایداری (KH و RT) که در این نوع از جریان دوفازی به وجود می‌آید را در نظر می‌گیرد. این ناپایداری‌ها می‌توانند باعث رشد آشفستگی‌ها روی سطح قطره شوند که در نهایت موجب فروپاشی قطره می‌شوند [18].

ناپایداری‌های KH: آنالیز پایداری جت مایع، رابطه بین نرخ رشد یک آشفستگی سطحی (Ω_{KH}) بی‌نهایت کوچک و طول موج (Λ_{KH}) آن را نتیجه می‌دهد که در معادله‌های ۱۲ و ۱۳ آورده شده است [14, 19].

$$\Omega_{KH} = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r_0^3}} \frac{0.34 + 0.38 We_g^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4 Ta^{0.6})} \quad (12)$$

$$\Lambda_{KH} = 9.02 r_0 \frac{(1 + 0.45 \sqrt{Oh})(1 + 1.4 Ta^{0.7})}{(1 + 0.865 We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (13)$$

که $We_g = \frac{\rho_g r_0 u_{rel}^2}{\sigma}$ ، $Ta = Oh \sqrt{We_g}$ ، $Oh = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l}$ و $We_l = \frac{\rho_l r_0 u_{rel}^2}{\sigma}$ ، $Re_l = \frac{\rho_l r_0 u_{rel}}{\mu_l}$ و r_0 شعاع قطره قبل از فروپاشی، $u_{rel} = |u_d - u|$ سرعت نسبی بین قطره و گاز پیرامون آن، μ_l ویسکوزیته مایع، σ کشش سطحی، ρ_l و ρ_g به‌ترتیب چگالی گاز و مایع، Oh عدد اوهنسورگ، Ta عدد تیلور، Re_l عدد رینولدز مایع و نیز We_l و We_g به‌ترتیب عدد وبر گاز و مایع هستند.

ناپایداری‌های RT: ناپایداری‌های KH زمانی به وجود می‌آیند که گردان‌های سرعت عمود بر لایه برشی (مرز) باشند. با این حال، ناپایداری‌های مختلفی وجود دارند که بسته به موقعیت می‌توانند به وجود آیند که یکی از آنها ناپایداری RT است. این ناپایداری زمانی به وجود می‌آید که شتاب بر مرز اتصال دو سیال با چگالی متفاوت عمود باشد. در صورتی که شتاب به طرف سیال با چگالی کمتر باشد، آشفستگی‌های ناپایدار می‌توانند رشد کنند. بنابراین این نوع ناپایداری در طرف پشت قطرات به وجود می‌آید. شتاب مورد نظر از تقسیم نیروی آیرودینامیک بر جرم قطرات به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

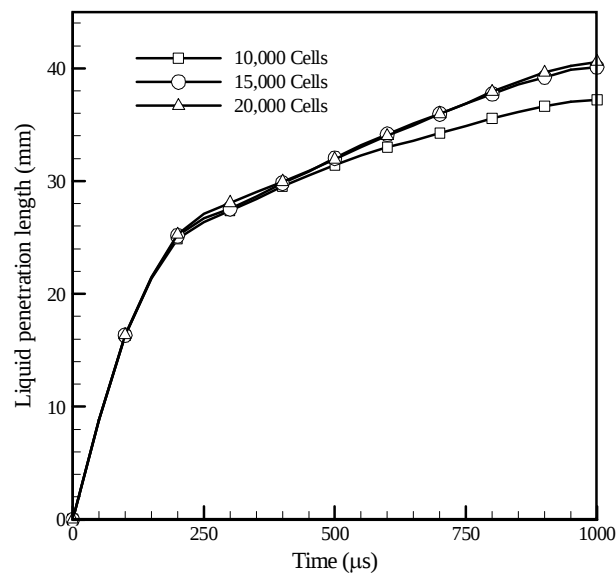
$$a = \frac{F_{aero}}{m_{drop}} = \frac{\pi r^2 c_D \frac{\rho_g u_{rel}^2}{2}}{\rho_l \frac{4}{3} \pi r^3} = \frac{3}{8} c_D \frac{\rho_g u_{rel}^2}{\rho_l r} \quad (14)$$

که c_D ضریب درگ است.

مشابه ناپایداری KH، طول موج و نرخ رشد سریع‌ترین موج رو به رشد را می‌توان از آنالیز پایداری خطی به دست آورد که در این محاسبات از جاذبه و ویسکوزیته مایع صرف نظر می‌شود [20]:

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma}} \frac{[a(\rho_l - \rho_g)]^{1.5}}{\rho_l + \rho_g} \quad (15)$$

هندسه‌ای که پاشش سوخت در آن انجام می‌شود، یک محفظه حجم ثابت مکعبی است که با توجه به این نوع هندسه، از یک مش مربعی ساختاریافته برای شبکه‌بندی آن استفاده می‌شود. همچنین برای بررسی شبکه محاسباتی مناسب برای شبیه‌سازی، عمق نفوذ اسپری دیزل برای سه مش مختلف محاسبه شده است. نتایج مربوط به بررسی شبکه محاسباتی در نمودار ۱ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، عمق نفوذ اسپری مربوط به شبکه ۱۵ و ۲۰ هزار سلولی تطابق خوبی با هم دارند، در نتیجه از مش ۱۵ هزار سلولی برای انجام محاسبات استفاده می‌شود.



نمودار ۱) استقلال شبکه برای سه مش ۱۵، ۲۰ هزار سلولی

۱-۴- اثر فشار پاشش سوخت

نتایج حاصل از شبیه‌سازی و همچنین داده‌های تجربی مربوط به عمق نفوذ مایع و بخار سوخت‌های بنزین و دیزل در فشارهای پاشش ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال در مدت زمان ۳۰۰۰ میکروثانیه بعد از شروع پاشش سوخت در نمودار ۲ نشان داده شده است. در هر دو فشار پاشش، درصد خطای متوسط نتایج شبیه‌سازی مربوط به عمق نفوذ مایع هر دو سوخت نسبت به نتایج تجربی حدود ۵٪ است و سازگاری مناسبی دارند. متوسط درصد خطای عمق نفوذ بخار بنزین و دیزل در فشار ۴۰ مگاپاسکال حدود ۲۱٪ و در فشار ۸۰ مگاپاسکال ۱۸٪ بوده که به دلیل عدم توانایی روش عکسبرداری در تشخیص صحیح نفوذ نوک بخار سوخت است.

به طور کلی، عمق نفوذ بخار هر دو سوخت تحت شرایط یکسان به دلیل عدم انتقال مومنتوم از قطره به فاز بخار مشابه بوده و مستقل از نوع سوخت است. با این حال، ماکزیمم عمق نفوذ مایع بنزین در فشارهای ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال به ترتیب به اندازه ۷ و ۹ میلی‌متر از دیزل کمتر است. همان طور که مشاهده می‌شود، عمق نفوذ فاز مایع در ابتدا با شیب تندی افزایش پیدا می‌کند و سپس این افزایش متوقف می‌شود و با نوسان حول یک مقدار متوسط پیشرفت می‌کند. پس از این نوسان، طول نفوذ مایع، افت ناگهانی از مقدار ماکزیمم را نشان می‌دهد. همچنین طول نفوذ مایع دیزل با یک تاخیر نسبت به بنزین افت می‌کند و در هر دو فشار پاشش حدود ۱۸۰ میکروثانیه دیرتر صفر می‌شود. فراریت کمتر سوخت دیزل موجب می‌شود که فاز مایع آن دارای مومنتوم اسپری بیشتری باشد که باعث می‌شود نسبت به بنزین بیشتر نفوذ کند. علاوه بر

$$m_d \frac{dh_d}{dt} = \dot{m}_d h_{vap}(T_d) + 2\pi r k_g Nu(T - T_d) \frac{\zeta}{e^{\zeta} - 1} \quad (20)$$

که

$$\zeta = -\frac{\dot{m}_d c_{p,vap}}{Nuk_g 2\pi r} \quad (21)$$

$c_{p,vap}$ ظرفیت گرمایی ویژه گاز و عدد ناسلت مربوطه با استفاده از رابطه رن-مارشال تعریف می‌شود:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot 2r}{k_g} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3} \quad (22)$$

همچنین عدد رینولدز و پراانتل قطره توسط روابط ۲۳ و ۲۴ تعریف می‌شوند.

$$Re_d = \frac{2\rho_g r u_{rel}}{\mu_g} \quad (23)$$

$$Pr_d = \frac{\mu_g c_p}{k_g} \quad (24)$$

که k_g و μ_g به ترتیب ضریب هدایت گرمایی و ویسکوزیته بخار است.

۳-۴- مدل سازی برخورد قطرات

مدل به کار برده شده یک الگوریتم تصادفی بوده که توسط /ورورک [23] بیان شده است. /ورورک فرض کرد که احتمال برخورد هر ذره با ذره دیگر در یک سلول محاسباتی به صورت رابطه ۲۵ است.

$$p_{ij} = \frac{\pi(r_i + r_j)^2 |u_{ij}| \Delta t}{V_{cell}} \quad (25)$$

که r_i و r_j شعاع قطرات، u_{ij} سرعت نسبی بین دو قطره، Δt گام زمانی است و V_{cell} حجم سلول را نشان می‌دهد.

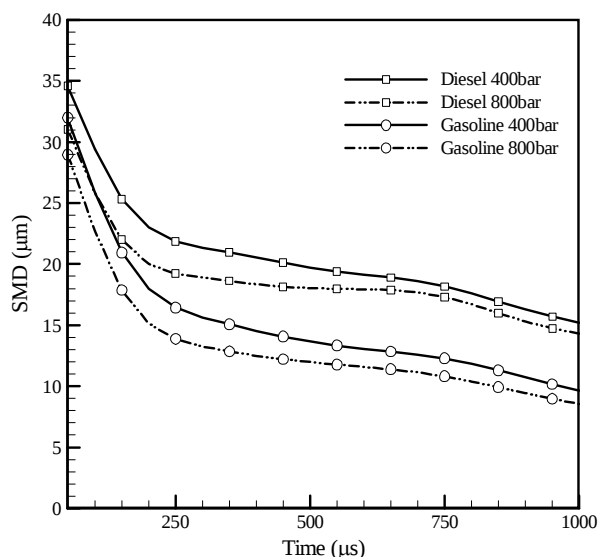
۴- نتایج

شرایط مورد استفاده برای شبیه‌سازی پاشش سوخت درون یک محفظه حجم ثابت مربوط به یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم بوده که در جدول ۳ نشان داده شده است. مدت زمان پاشش سوخت درون محفظه ۱۰۰۰ میکروثانیه و مدت زمان حل مساله ۳۰۰۰ میکروثانیه است. فشار پاشش استفاده شده مربوط به شرایط کم‌باری موتور مورد استفاده است. فشار و دمای محفظه مربوط به شرایط مرحله تراکم موتور در ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا هستند. همچنین برای بررسی اثر دمای سوخت بر عمق نفوذ اسپری از سه دمای مختلف ۲۴۳، ۲۷۳ و ۳۱۳ کلوین در شبیه‌سازی استفاده شده است. علاوه بر این جهت پاشش سوخت از یک انژکتور هشت سوراخه که نرخ پاشش سوخت درون سوراخ‌های آن یکسان بوده و زاویه پاشش آن ۱۳۸ درجه است، استفاده شد.

جدول ۳) شرایط شبیه‌سازی

پارامترها	مقادیر
طول زمان پاشش (μs)	۱۰۰۰
فشار پاشش (MPa)	۴۰-۸۰
دمای سوخت (K)	۲۴۳-۲۷۳-۳۱۳
دمای محفظه (K)	۶۷۷
فشار محفظه (MPa)	۱/۷
حجم محفظه (m³)	۰/۰۰۹۷۳
انژکتور	۸ سوراخه
قطر سوراخ‌های انژکتور (mm)	۰/۳
زاویه پاشش سوخت (درجه)	۱۳۸

۲-۴- اثر فشار پاشش سوخت بر قطر متوسط ساتر (SMD) قطرات
 نمودار ۳، اثر فشار پاشش بر قطر متوسط قطرات سوخت‌های دیزل و بنزین در مدت زمان ۱۰۰۰ میکروثانیه پس از شروع پاشش سوخت را نشان می‌دهد. همان طور که در این نمودار نشان داده شده، قطر متوسط قطرات هر دو سوخت در ابتدای شروع پاشش دارای یک افت ناگهانی است و هر چه به انتهای زمان پاشش نزدیک می‌شویم، اندازه قطرات رو به پایداری می‌رود که نشان‌دهنده بسته‌شدن انژکتور و عدم تولید قطرات جدید است. همچنین با افزایش فشار پاشش از ۴۰ به ۸۰ مگاپاسکال، قطر میانگین ساتر در هر لحظه برای دیزل و بنزین به ترتیب حدود ۱/۳ و ۱/۹ میکرومتر کاهش می‌یابد. این کاهش به دلیل افزایش فعل و انفعالات آیرودینامیک میان قطرات و گاز پیرامون است. علاوه بر این از زمان ۲۵۰ میکروثانیه به بعد اختلاف بین اندازه قطرات دو سوخت در فشار ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال در هر لحظه به ترتیب حدود ۵/۲ و ۵/۵ میکرومتر بوده که این موضوع به دلیل فراریت بیشتر بنزین و قابلیت بهتر آن برای تشکیل مخلوط بخار سوخت و هوا است.

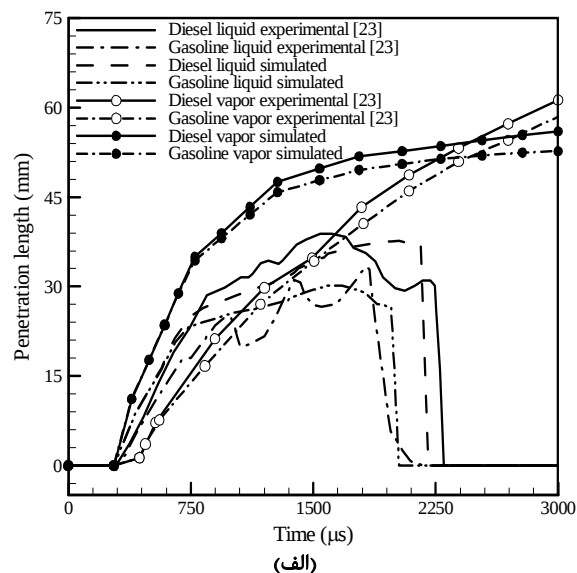


نمودار ۳) قطر متوسط قطرات دیزل و بنزین در دو فشار ۴۰ و ۸۰ مگاپاسکال

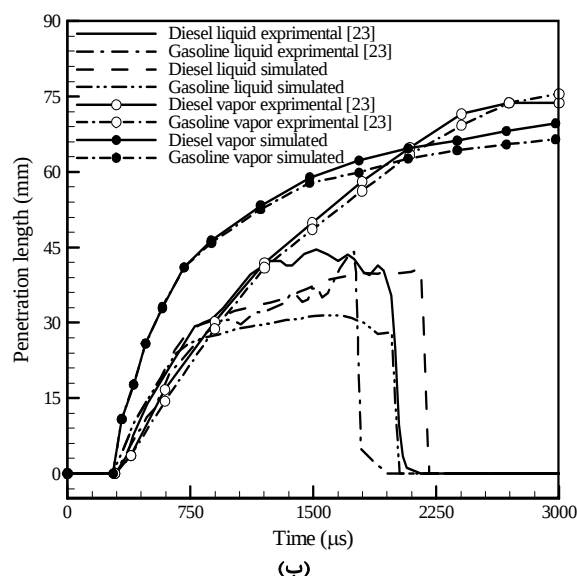
۳-۴- اثر دمای اولیه سوخت

نمودار ۴، اثر دمای سوخت بر عمق نفوذ مایع در مدت زمان ۱۰۰۰ میکروثانیه و عمق نفوذ بخار در مدت زمان ۲۰۰۰ میکروثانیه پس از پاشش سوخت‌های دیزل و بنزین را نشان می‌دهد. در ابتدا نفوذ مایع و بخار مشابه است، ولی پس از این که مقدار مایع سوخت در اثر تبخیر کاهش می‌یابد، روند افزایشی نفوذ مایع تا حدودی متوقف می‌شود، ولی نفوذ بخار سوخت به دلیل تداوم تولید آن، همچنان تا پایان افزایش می‌یابد. همان طور که مشاهده می‌شود، عمق نفوذ بخار بنزین و دیزل با کاهش دما از ۳۱۳ به ۲۴۳ کلوین به ترتیب به اندازه ۶/۵ و ۸ میلی‌متر افزایش یافته است. همچنین ماکزیمم طول نفوذ مایع بنزین و دیزل به ترتیب به میزان ۱۲ و ۱۰ میلی‌متر افزایش می‌یابد. بنابراین تاثیر کاهش دما بر عمق نفوذ مایع بیشتر بوده و نشان‌دهنده این حقیقت است که با کاهش دمای سوخت، مقدار انرژی مورد نیاز برای افزایش دمای سوخت و در نتیجه تبخیر آن افزایش می‌یابد^[26]. در این صورت نیاز به پیش‌گرمایش سوخت در شرایط سرد موضوعی مهم است، زیرا

این، از آنجایی که طول نفوذ مایع با نقطه جوش سوخت متناسب بوده^[24] و با توجه به این که نقطه جوش دیزل بالاتر از بنزین بوده، پس نرخ تبخیر بنزین بیشتر از دیزل است و همین موضوع باعث می‌شود که مایع بنزین زودتر، تبخیر و نفوذ آن قبل از دیزل صفر شود. از طرف دیگر، اختلاف عمق نفوذ مایع در هر دو فشار پاشش نشان می‌دهد که فشار پاشش، تاثیر زیادی بر عمق نفوذ مایع ندارد و مقدار این تفاوت برای بنزین ۱/۳۳ میلی‌متر و برای دیزل ۲/۵ میلی‌متر است. این موضوع به قانون سیبیرز^[25] مربوط است که می‌گوید طول نفوذ مایع، تابعی از فشار پاشش نیست. با این حال، افزایش فشار پاشش روی عمق نفوذ بخار تاثیر بیشتری دارد و با افزایش فشار پاشش سوخت از ۴۰ به ۸۰ مگاپاسکال، نفوذ بخار در سوخت دیزل به اندازه ۱۴ میلی‌متر و برای بنزین به اندازه ۱۶ میلی‌متر افزایش می‌یابد. این موضوع باعث می‌شود که افزایش کنترل شده فشار پاشش مخلوطی یکنواخت‌تر از سوخت و هوا تشکیل دهد که به نوبه خود موجب بهبود کیفیت احتراق و افزایش راندمان حجمی موتور می‌شود.



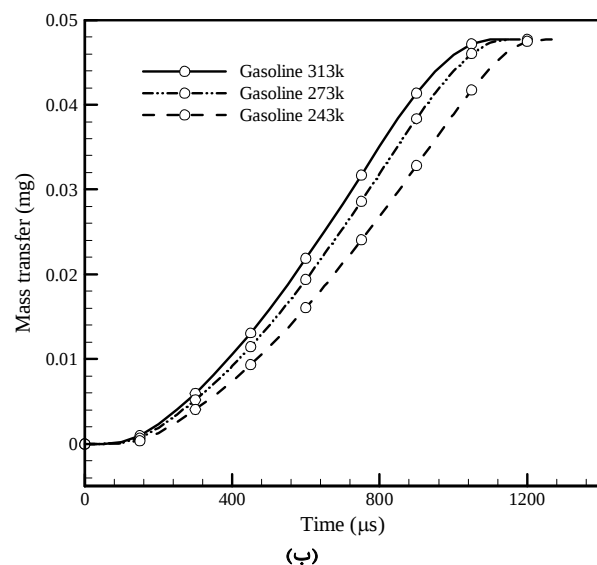
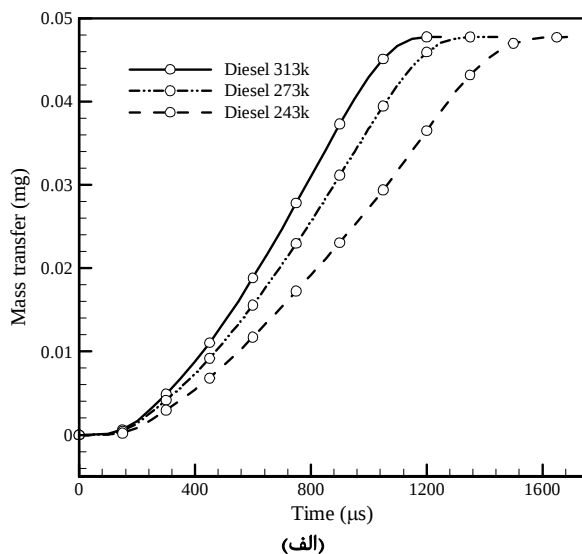
(الف)



(ب)

نمودار ۲) عمق نفوذ بنزین و دیزل در فشارهای پاشش: الف) ۴۰ مگاپاسکال ب) ۸۰ مگاپاسکال

به‌منظور احتراق است. همچنین تاثیر تغییر دما بر دیزل بیشتر بوده، زیرا ویسکوزیته دیزل بسیار بیشتر از بنزین است، پس تاثیر دما بر نرخ تبخیر دیزل بیشتر بوده و پایین‌بودن ویسکوزیته بنزین باعث شده است که با کاهش دما، نرخ تبخیر آن به مقدار کمتری تغییر کند.

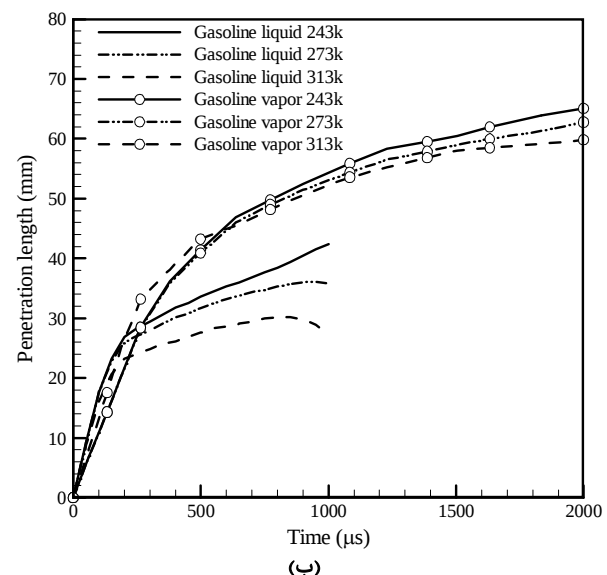
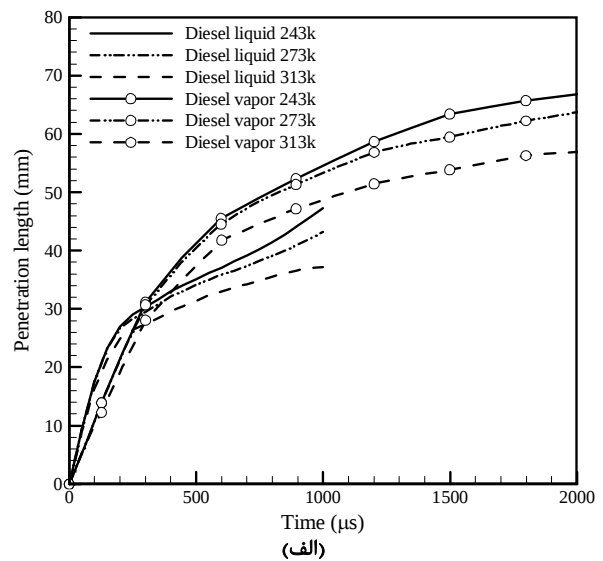


نمودار ۵) نرخ تبخیر در شرایط دمایی مختلف مربوط به دیزل و بنزین: الف) دیزل، ب) بنزین

۴-۵- اثر فراریت سوخت بر پراکندگی عرضی سوخت

شکل ۱، اثر فراریت سوخت بر زاویه هسته اسپری سوخت در سه زمان ۱۰۰۰، ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ میکروثانیه بعد از شروع پاشش را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، با گذشت زمان، میزان نفوذ بخار افزایش یافته و همچنین انتشار عرضی بخار سوخت بنزین نسبت به دیزل به دلیل فراریت بیشتر آن به میزان ۳ میلی‌متر بیشتر است. بنابراین استفاده از سوخت بنزین برای تشکیل یک مخلوط سوخت- هوای رقیق درون سیلندر قبل از اشتعال به‌منظور کاهش آلایندگی و افزایش بازده موثرتر است. با وجود این، از آنجایی که مخلوط رقیق همیشه موجب افزایش بازده نمی‌شود، بنابراین کنترل دقیق مخلوط سوخت و هوا برای احتراق پایدار به‌خصوص در شرایط کم‌باری مهم است.

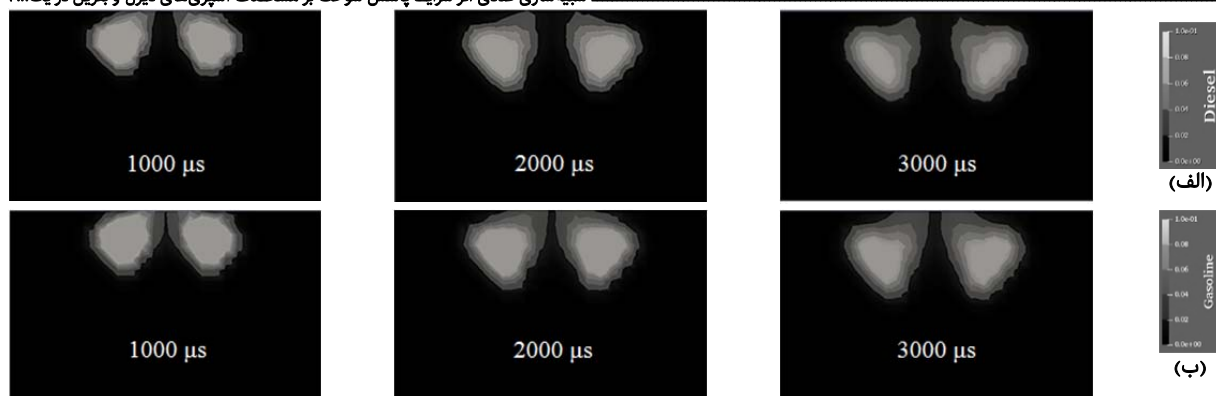
کاهش نرخ تبخیر موجب عدم شکل‌گیری یک مخلوط همگن سوخت و هوا می‌شود و در نتیجه کیفیت احتراق، کاهش و میزان هیدروکربن‌های سوخته‌نشده و آلایندگی افزایش می‌یابد.



نمودار ۴) عمق نفوذ در شرایط دمایی مختلف مربوط به دیزل و بنزین: الف) دیزل، ب) بنزین

۴-۴- اثر دمای سوخت بر نرخ تبخیر

نمودار ۵، اثر دمای سوخت بر نرخ انتقال جرم از فاز مایع به گاز برای سوخت‌های دیزل و بنزین را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با کاهش دما، نرخ تبخیر در هر لحظه برای هر دو سوخت کاهش یافته است. در مورد سوخت دیزل با کاهش دما از ۳۱۳ به ۲۴۳ کلوین مدت‌زمانی که طول می‌کشد تا نرخ تبخیر ثابت شود، حدود ۴۰۰ میکروثانیه افزایش یافته است. همچنین این زمان، در رابطه با سوخت بنزین حدود ۱۵۰ میکروثانیه بوده که نشان‌دهنده رابطه معکوس بین دمای سوخت و نرخ تبخیر آن است. از طرف دیگر، در تمام لحظات، نرخ انتقال جرم بنزین حدود ۰۰۲ میلی‌گرم از دیزل بیشتر است و همچنین ثابت‌شدن نرخ تبخیر بنزین، ۴۰۰ میکروثانیه زودتر اتفاق می‌افتد که بیانگر فراریت بیشتر سوخت بنزین و قابلیت بهتر آن برای تبخیر و اختلاط با هوا



شکل ۱) نفوذ بخار درون محفظه: الف) دیزل، ب) بنزین

منابع مالی: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

منابع

- 1- Dec JE. Advanced compression-ignition engines-understanding the in-cylinder processes. Proceedings of the Combustion Institute. 2009;32(2):2727-2742.
- 2- Kim D, Bae Ch. Application of double-injection strategy on gasoline compression ignition engine under low load condition. Fuel. 2017;203:792-801.
- 3- Kim K, Kim D, Jung Y, Bae Ch. Spray and combustion characteristics of gasoline and diesel in a direct injection compression ignition engine. Fuel. 2013;109:616-626.
- 4- Varde KS, Popa DM. Diesel fuel spray penetration at high injection pressures. SAE Transactions. 1983;92:265-278.
- 5- Hwang J, Park Y, Bae Ch, Lee J, Pyo S. Fuel temperature influence on spray and combustion characteristics in a constant volume combustion chamber (CVCC) under simulated engine operating conditions. Fuel. 2015;160:424-433.
- 6- Canaan RE, Dec JE, Green RM, Daly DT. The influence of fuel volatility on the liquid-phase fuel penetration in a heavy-duty D.I. diesel engine. SAE Transactions. 1998;107:583-602.
- 7- Payri R, García A, Domenech V, Durrett R, Plazas AH. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. Fuel. 2012;97:390-399.
- 8- Javier López J, García-Oliver JM, García A, Domenech V. Gasoline effects on spray characteristics, mixing and auto-ignition processes in a CI engine under Partially Premixed Combustion conditions. Applied Thermal Engineering. 2014;70(1):996-1006.
- 9- Park Y, Hwang J, Bae Ch, Kim K, Lee J, Pyo S. Effects of diesel fuel temperature on fuel flow and spray characteristics. Fuel. 2015;162:1-7.
- 10- Banerjee R, Kumar S. Numerical investigation of stratified air/fuel preparation in a GDI engine. Applied Thermal Engineering. 2016;104:414-428.
- 11- Hwang J, Park Y, Kim K, Lee J, Bae Ch. Improvement of diesel combustion with multiple injections at cold condition in a constant volume combustion chamber. Fuel. 2017;197:528-540.
- 12- Kim D, Park SS, Bae Ch. Schlieren, Shadowgraph, Mie-scattering visualization of diesel and gasoline sprays in high pressure/high temperature chamber under GDCI engine low load condition. International Journal of Automotive Technology. 2018;19(1):1-8.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، شبیه‌سازی عددی پاشش سوخت‌های بنزین و دیزل درون یک محفظه حجم ثابت تحت شرایط کاری یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم، انجام و نتایج حاصل با داده‌های تجربی موجود مقایسه شد. در این شبیه‌سازی، تاثیر فشار پاشش و دمای سوخت بر مشخصات سوخت مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاصل به شرح زیر است:

- ۱- تحت شرایط یکسان، عمق نفوذ بخار هر دو سوخت تقریباً مشابه است و نوع سوخت تاثیر کمی بر آن می‌گذارد.
- ۲- عمق نفوذ مایع بنزین به دلیل فراریت بیشتر آن، از عمق نفوذ مایع دیزل کمتر است. همین ویژگی فراریت بیشتر بنزین برای اطمینان از زمان کافی برای تشکیل مخلوط سوخت و هوا در موتورهای اشتعال تراکمی استفاده می‌شود.
- ۳- فشار پاشش، تاثیر قابل توجهی بر متوسط عمق نفوذ مایع هر دو سوخت را نشان نداد، ولی با افزایش فشار پاشش، عمق نفوذ بخار هر دو سوخت افزایش یافت.
- ۴- افزایش فشار پاشش موجب کاهش قطر متوسط قطرات می‌شود و در یک فشار مشخص، اندازه قطرات بنزین کوچک‌تر از دیزل است.
- ۵- کاهش دمای سوخت موجب افزایش عمق نفوذ مایع و کاهش نرخ تبخیر آن شد که این موضوع سبب عدم یکنواختی در مخلوط سوخت و هوا می‌شود. در نتیجه میزان هیدروکربن‌های سوخته‌نشده و آلاینده‌های موتور افزایش می‌یابد.
- ۶- با کاهش دمای سوخت، مدت زمانی که طول می‌کشد نرخ تبخیر ثابت شود، افزایش می‌یابد. همچنین نرخ تبخیر بنزین در هر لحظه از دیزل بیشتر مشاهده شد.
- ۷- به دلیل پراکندگی عرضی بیشتر بنزین نسبت به سوخت دیزل، استفاده از آن برای شکل‌گیری یک مخلوط همگن سوخت و هوا موثرتر است.

تشکر و قدردانی: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

تابیدیه اخلاقی: این نتایج حاصل پژوهش نویسندگان بوده و تاکنون در نشریه یا مجموعه مقالات کنفرانس دیگری چاپ نشده است و در دست بررسی نیز نیست.

تعارض منافع: در این مقاله تعارض منافع با هیچ شخصیت حقوقی و حقیقی وجود ندارد.

سهم نویسندگان: محمد ناظمی‌بابادی (نویسنده اول)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ سعید خردمند (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/نگارنده بحث (۵۰٪)

- Napoli. Warrendale: SAE International; 2011.
- 21- Patterson MA, Reitz RD. Modeling the effects of fuel spray characteristics on diesel engine combustion and emission. SAE International Congress & Exposition, 23-26 February, 1998, Detroit, Michigan. Warrendale: SAE International; 1998.
 - 22- Sazhin SS, Abdelghaffar WA, Sazhina EM, Heikal MR. Models for droplet transient heating: Effects on droplet evaporation, ignition, and break-up. International Journal of Thermal Sciences. 2005;44(7):610-622.
 - 23- O'Rourke PJ. Collective drop effects on vaporizing liquid sprays [Dissertation]. Princeton: Princeton University; 1981.
 - 24- Settles GS. Schlieren and shadowgraph techniques: Visualizing phenomena in transparent media. 1st Edition. Berlin: Springer-Verlag GmbH; 2001.
 - 25- Siebers DL. Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization. SAE International Congress & Exposition, 23-26 February, 1998, Detroit, Michigan. Warrendale: SAE International; 1999.
 - 26- Siebers DL. Liquid-phase fuel penetration in diesel sprays. SAE International Congress & Exposition, 23-26 February, 1998, Detroit, Michigan. Warrendale: SAE International; 1998.
 - 13- Lee CS, Park SW. Macroscopic structure and atomization characteristics of high-speed diesel spray. International Journal of Automotive Technology. 2003;4(4):157-164.
 - 14- Baumgarten C. Mixture formation in internal combustion engines. 1st Edition. Berlin: Springer; 2006.
 - 15- Poroseva SV, Bézard H. On ability of standard k-ε model to simulate aerodynamic turbulent flows. Computational Fluid Dynamics Journal. 2001 Jan;627-633.
 - 16- Jiang X, Siamas GA, Jagus K, Karayiannis TG. Physical modelling and advanced simulations of gas-liquid two-phase jet flows in atomization and sprays. Progress in Energy and Combustion Science. 2010;36(2):131-167.
 - 17- Challen B, Baranescu R. Diesel engine reference book. 2nd Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann; 1999.
 - 18- Faeth GM, Hsiang LP, Wu PK. Structure and breakup properties of sprays. International Journal of Multiphase Flow. 1995;21(Supplement):99-127.
 - 19- Reitz RD, Bracco FV. Mechanism of atomization of a liquid jet. Physics of Fluids. 1982;25:1730-1742.
 - 20- Solsjö R, Bai XS. Injection of fuel at high pressure conditions: Les study. 10th International Conference on Engines & Vehicles, 11-15 September, 2011, Capri,