

## اثرات پاشش چندگانه سوخت بر کاهش میزان آلاینده ها و افزایش بازده موتورهای دیزلی

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و تحقیقات بوشهر، بوشهر، ایران  
 استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه دامغان، دامغان، ایران  
 استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران

علی گوران  
 رسول محبی\*  
 امین امیری دلویی

### چکیده

در این مطالعه راهکار پاشش دومرحله‌ای سوخت به‌عنوان یک روش مؤثر برای کاهش همزمان آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن و همچنین افزایش راندمان موتور مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی عددی احتراق از نرم‌افزار AVL FIRE بهره گرفته شده است. موتور مورد مطالعه، موتور دیزلی پاشش مستقیم OM-355 مرکز تحقیقات موتوری شرکت ایدم تبریز در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در تزریق دومرحله‌ای سوخت، فشار و دمای متوسط محفظه احتراق در طرحی که در آن ۷۰٪ سوخت در مرحله اول و ۳۰٪ مابقی سوخت در مرحله دوم پاشیده می‌شود، بیشتر است. بهترین عملکرد به لحاظ کاهش میزان آلاینده دوده و آلاینده اکسیدهای نیتروژن به ترتیب مربوط به طرح‌هایی است که در آن‌ها ۹۰٪ و ۷۰٪ سوخت در مرحله اول پاشیده می‌شود. در نظر گرفتن فاصله زمانی ۲۰ درجه میل‌لنگ برای شروع مرحله دوم می‌تواند باعث بهینه شدن فرآیند احتراق و کاهش میزان آلاینده‌های موتور گردد.

واژه‌های کلیدی: موتور دیزل پاشش مستقیم، پاشش چندمرحله‌ای سوخت، OM-355، دوده، اکسیدهای نیتروژن.

## Effects of Multiple Injection on the Emission reduction and Efficiency Increase of Diesel Engines

**A. Gouran** Mechanical Engineering Department, Islamic Azad University Science & Research Branch, Bushehr, Iran  
**R. Mohebbi** School of Engineering, Damghan University, Damghan, Iran  
**A. Amiri Delouei** Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

### Abstract

In this study, the two-stage fuel injection strategy as an effective method for the simultaneous reduction of soot and nitrogen oxides emissions and also increase engine efficiency is investigated. AVL FIRE software for numerical simulation of combustion is used. The direct injection diesel engine OM355 of the research center of Idem Tabriz is selected as the studied engine. The results of the simulation show that for the two-stage fuel injection, the average temperature and pressure in the combustion chamber are the most when 70% and 30% of the fuel is injected in the first and second stages, respectively. The best performance in terms of reducing the emissions of carbon and nitrogen oxides emissions have been achieved by using a design which 90% and 70% of the fuel is sprayed in the first stage, respectively. Considering the interval of 20 degrees of the crankshaft for the start of the second injection can optimize the combustion process and reduce emissions of the engine.

**Keywords:** Direct Diesel Engine, Multiple Injections, OM-355, Soot, Nitrogen oxides.

انداختن زمان تزریق سوخت است. با استفاده از این روش امکان کاهش اکسیدهای نیتروژن فراهم می‌شود ولی میزان دوده افزایش می‌یابد. برای کاهش دوده می‌توان فشار پاشش سوخت را افزایش داد. از طرفی محدودیت‌هایی برای افزایش فشار پاشش وجود دارد که استفاده از این روش را محدود می‌کند. پاشش چند مرحله‌ای سوخت یک ابزار قدرتمند برای کاهش همزمان این دو آلاینده است.

فطرسی [۱] در تحقیق خود به بررسی تجربی و عددی تولید اکسیدهای نیتروژن در یک موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخته است. در این تحقیق از مدل زلدوویچ برای نحوه تولید اکسیدهای نیتروژن استفاده شده است. او همچنین در تحقیق مشابهی [۲] روی یک موتور پرسرعت پاشش

### ۱- مقدمه

موتورهای دیزلی به دلیل مصرف سوخت پایین و توان تولیدی بالا نسبت به انواع موتورهای احتراق داخلی مزیت داشته و از این رو برای کاربردهای گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند. از مشکلات اصلی موتورهای دیزلی تولید عمده آلاینده‌هایی نظیر اکسیدهای نیتروژن<sup>۱</sup> و دوده<sup>۲</sup> است که تا حدود زیادی به آهنگ آزادسازی گرمای اولیه بستگی دارد. کاهش آلاینده‌های تولیدی موتور همواره مورد توجه تولیدکنندگان موتور بوده است و روش‌های مختلفی برای این منظور تا به امروز پیشنهاد شده است. یکی از روش‌های مرسوم در کاهش آلاینده‌گی، به تأخیر

<sup>۱</sup> NOx

<sup>۲</sup> Soot

مصرف سوخت کاهش یافته است. باشی و همکارش [۸] در تحقیق خود به مطالعه تجربی اثر تغییرات سیکی بر روی آلایندة های هیدروکربن نسوخته در یک موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخته‌اند. در این تحقیق با استفاده از یک موتور تک سیلندر پژوهشی اقدام به ثبت مجموعه‌ای از سیکل‌های پایپی و سپس بررسی آماری آن‌ها شده است. نتایج تحقیق ایشان حاکی از آن است که تغییرات سیکی سبب کاهش هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی موتور شده است. جعفری و همکاران [۹] نوع پاشش در محفظه احتراق یک موتور دیزلی سنگین و تأثیر آن در شکل‌گیری آلایندة ها را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این تحقیق از نرم‌افزار فایر<sup>۵</sup> برای شبیه‌سازی فرایندهای پاشش و احتراق در پنج شکل پاشش مختلف استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که کمترین میزان آلایندة اکسید نیتروژن در پاشش مثلثی حاصل شده است و هم‌چنین با پیش پاشش و پس پاشش میزان دوده نیز کاهش یافته است. امی و همکاران [۱۰] در تحقیق خود به بررسی چگونگی کاهش آلایندة های دوده و مونواکسید نیتروژن در پاشش چندمرحله‌ای سوخت به‌عنوان یک راهکار مؤثر در کنترل آلایندگی موتور دیزل MT\_4.244 پرداخته‌اند. آن‌ها مقدار سوخت در هر پالس پاشش و فاصله زمانی بین دو پالس را مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها برای بررسی عددی و شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتور از مدل آشفستگی K-ε برای جریان متلاطم داخل محفظه سیلندر، مدل احتراق ماگنوسن-هرتاگر، مدل زلدوویچ توسعه‌یافته برای محاسبه مونوکسید نیتروژن و مدل هیروپاسو برای محاسبه دوده استفاده کرده‌اند. نتایج حاصل شده حاکی از آن است که حالت بهینه پاشش چندمرحله‌ای برای موتور، حالت ۲۵(۳۵)۷۵ است که در آن مونوکسید کربن ۱۱ درصد و دوده ۳۳ درصد کاهش یافته‌اند. خباز و همکاران [۱۱] در تحقیق خود به بررسی نظری اثرات فشار پاشش سوخت بر عملکرد و آلایندگی یک موتور دیزل مجهز به پرخوران در قالب شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار فایر پرداخته‌اند. آن‌ها در نرم‌افزار مذکور از مدل ادی - بریک - آپ برای الگوی فرآیند احتراق، مدل پاشش سوخت موج<sup>۶</sup>، مدل زلدوویچ برای سنجش آلایندة اکسیدهای نیتروژن و مدل هیروپاسو برای تشکیل و اکسایش دوده استفاده نموده‌اند. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهند که با افزایش فشار پاشش، بازده موتور افزایش و آلایندة ها کاهش می‌یابند. ذهنی و همکاران [۱۲] در مطالعه خود به بررسی فرآیند احتراق و آلایندگی موتور دیزل OM-355 دوگانه‌سوز پرداخته و نتایج حاصل را با موتور مشابه دیزلی مقایسه نموده‌اند. آن‌ها برای دوگانه‌سوز کردن موتور گاز متان را به سوخت افزوده‌اند و از مدل‌های اصلی به‌کاررفته در نرم‌افزار فایر، مدل آشفستگی K-ε یافته برای محاسبه مونوکسید نیتروژن و مدل هیروپاسو برای محاسبه دوده استفاده نموده‌اند.

در این مقاله تلاش بر آن است که راهکاری جهت شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی برای دستیابی به بازده بالاتر و آلایندگی کمتر یافته شود. در این صورت هزینه تحقیقات کمتر شده و شرکت‌های خودروسازی از محققین در این زمینه حمایت بیشتری خواهند کرد. در این تحقیق،

مستقیم دیزل، روند احتراق را مورد مطالعه قرار داده است. در این تحقیق از مدل k-ε برای نحوه انتشار آشفستگی استفاده شده است. ویکنم و همکاران [۳] تأثیر فشار و شکل پاشش سوخت در موتور دیزل را بررسی کرده و نتیجه گرفته‌اند که شکل پاشش نزولی روند شکل‌گیری دوده را کاهش داده است. روش‌های محاسباتی بکار گرفته‌شده در مدل‌های چند بعدی تحلیل جریان در موتورهای احتراق داخلی، نخستین بار توسط آگوستا و هامر [۴] معرفی شده است و شامل دو روش متفاوت است. اولین روش برای محاسبه جریان سیال در داخل سیلندر استفاده‌شده است. آن‌ها ضمن تکمیل این مدل، به محاسبه زمان تأخیر حساس و ضریب اندرکنش فشاری قطره اکسیژن در محیطی با نوسانات آکوستیکی پرداخته‌اند. دومین روش استفاده از الگوریتم فشار مینا است. از جمله تحقیقات انجام‌شده با روش‌های فوق، تحقیقات ماس [۵] است که برای حل جریان‌های دوبعدی (جریان‌های متقارن محوری) در داخل سیلندر موتورهای احتراق استفاده شده است. در بررسی انجام‌گرفته در این مقاله مدل‌های آشفستگی مختلف برای شبیه‌سازی جریان سیال در داخل محفظه احتراق مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور از مدل اسپالارت آلماراس<sup>۱</sup> و نرم‌افزار ای-وی - ال- فایر<sup>۲</sup> برای شبیه‌سازی موتور دیزل شش سیلندر OM-355 استفاده شده است. این نرم‌افزار با استفاده از روش حجم محدود، اقدام به گسسته‌سازی معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی به همراه مدلی برای آشفستگی نموده و سپس با یک الگوریتم تکراری اقدام به حل معادلات جبری حاصل می‌کند. در این بررسی از مدل داکوویچ برای تبخیر قطرات سوخت و مدل ادی بریک آپ<sup>۳</sup> برای فرآیند احتراق و مکانیزم آلایندگی توسعه یافته زلدوویچ<sup>۴</sup> برای تشکیل اکسیدهای نیتروژن بهره گرفته شده است.

پریم و بریساچر [۶] نیز روشی را در شرکت ائروجت، با استفاده از بسط سری فوریه برای مدل‌سازی همزمان نوسانات آکوستیکی و پاسخ احتراق ارائه کرده‌اند. این پژوهش با هدف ایجاد راهکاری جهت مدل‌سازی دینامیک احتراق با استفاده از نظریه زمان تأخیر حساس انجام شده است تا در نرم‌افزاری که برای تحلیل ناپایداری احتراق فرکانس بالا ایجاد می‌شود بکار رود. آن‌ها ابتدا شرح مختصری از نظریه زمان تأخیر حساس ارائه داده‌اند و سپس مدل‌سازی دینامیک احتراق را برای یک تک قطره و همچنین قطرات خروجی از انژکتور بیان کرده‌اند. درنهایت با مقایسه تابع پاسخ احتراق حاصل از مدل‌سازی و تابع پاسخ ارائه شده توسط نظریه زمان تأخیر حساس، پارامترهای کلیدی دینامیک احتراق را به دست آورده‌اند. فلاح و همکارش [۷] در تحقیق خود قابلیت کنترل دمای خنک کاری موتور را به‌منظور کاهش آلایندة های اکسید نیتروژن در موتورهای دیزلی سنگین به‌صورت تجربی مورد ارزیابی و آزمایش قرار داده‌اند. در این تحقیق به‌منظور توازن در کاهش آلایندة اکسید نیتروژن و دیگر آلایندة ها نظیر دوده و مصرف سوخت، اثرات پارامترهای زمان‌بندی پاشش و درصد EGR سرد نیز به‌صورت هم‌زمان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل شده حاکی از آن است که با تغییر در دمای خنک کاری موتور و پارامترهای زمان‌بندی پاشش، مقدار آلایندة ها و

<sup>۵</sup> Fire

<sup>۶</sup> Wave Model

<sup>۱</sup> Spalart Allmaras Model

<sup>۲</sup> Avl Fire Software

<sup>۳</sup> Eddy Breakup Model

<sup>۴</sup> Zeldovich Model

حل معادلات فوق برای کلیه محاسبات مقدار  $0/0001$  در نظر گرفته شده است.

## ۱-۲- الگوی احتراقی

برای شبیه‌سازی فرایند احتراق در موتور اشتعال تراکمی از مدل احتراقی ادی - بریک - آپ استفاده شده است. در این مدل فرض بر این بوده که واکنش‌گرها و محصولات احتراق شامل گردابه‌های مجزا از یکدیگر هستند؛ با این فرض مقیاس زمانی واکنش شیمیایی در مقیاسه با مقیاس زمانی پدیده انتقال بسیار کوتاه‌تر خواهد بود [۱۱] و در نتیجه فرآیند احتراق توسط یک اختلاط توربولانس در جبهه شعله کنترل خواهد شد. با توجه به رابطه ارائه شده توسط ماگنوسن و هرتاگر [۱۳]، نرخ واکنش احتراق برابر خواهد بود با:

$$\overline{\rho r_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \bar{\rho} \min\left(\overline{y_{fu}}, \frac{\overline{y_{ox}}}{S}, \frac{C_{pr} \cdot \overline{y_{pr}}}{1+S}\right) \quad (1)$$

در رابطه فوق،  $y_{fu}$  دسترس‌پذیری سوخت،  $y_{ox}$  دسترس‌پذیری اکسیژن و  $\frac{\overline{y_{ox}}}{S}$  احتمال تحقق واکنش است که بیان‌کننده آن است که پخش شعله در غیاب محصولات بسیار گرم امکان‌پذیر نیست.  $\bar{\rho}$  نرخ چگالی،  $C_{fu}$  ثابت تجربی سوخت،  $C_{pr}$  ثابت تجربی محصولات احتراق،  $\tau_R$  مدت‌زمان اختلاط توربولانس،  $y$  کسر جرمی،  $S$  نرخ مصرف سوخت و  $\dot{r}_{fu}$  دوره کسری شیمیایی سوخت می‌باشد.

## ۲-۲- الگوی پاشش

شبیه‌سازی پاشش، شامل یک پدیده جریان چند فازی است و نیازمند حل عددی معادلات پایستاری برای فاز گاز و مایع به‌صورت همزمان است. همه محاسبات پاشش مبتنی بر روش آماری (گسسته سازی قطرات<sup>۲</sup>) هستند.

## ۱-۲-۲- مدل گسسته سازی قطرات

در مدل‌های پیشنهادی توصیه شده است که قطر ابتدایی قطرات باید در حد قطر سوراخ نازل در نظر گرفته شود. برای نازل‌ها با ورودی تیز به علت کاویتاسیون، قطر قطرات کوچک‌تر از قطر سوراخ نازل‌ها خواهد بود. در این تحقیق از مدل موج استاندارد<sup>۳</sup> برای مدل‌سازی گسسته سازی قطرات استفاده شده است.

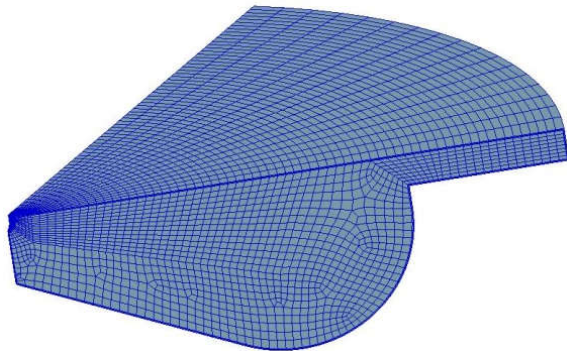
## ۲-۲-۲- مدل تبخیر قطرات

مدل استفاده شده برای تبخیر قطرات، مدل داکوویچ<sup>۴</sup> است که ضرورتاً بر مبنای فرضیات کروی متقارن بودن قطره، جریان نیمه آرام فیلم گاز اطراف قطره، دمای قطره یکنواخت در طول قطر قطره، خواص فیزیکی یکنواخت سیال احاطه‌کننده، تعادل گرمایی مایع - بخار بروی سطح قطره شکل گرفته است

موضوع اصلی پیرامون پاشش چندمرحله‌ای در موتور دیزل مورد بحث است. از نظر فنی پاشش چند مرحله موضوعی نوین در موتور دیزل است چرا که با بهبود سرعت حسگرها و عملگرهای الکترومکانیکی امکان قطع و وصل پاشش در بازه‌های زمانی کوتاه‌تر میسر شده است. برای دستیابی به دانش فنی شبیه‌سازی پاشش چندمرحله‌ای در موتور دیزل ابتدا شرایط مرزی کارکرد موتور در تحقیقات مشابه استخراج می‌شود. سپس مدل محفظه احتراق در یک نرم‌افزار ایجاد می‌شود و شبکه محاسبات در آن معلوم می‌گردد. در ادامه عملکرد موتور در نرم‌افزار آی-سی-ای-ام - سی-اف-دی<sup>۱</sup> شبیه‌سازی می‌شود. در نهایت پاشش تک مرحله و چندمرحله‌ای شبیه‌سازی شده و مورد اعتبار سنجی و بحث قرار می‌گیرد. هدف از شبیه‌سازی دستیابی به نمودار فشار-زاویه لنگ و دما-زاویه لنگ در دور موتور معین است.

## ۲- شبیه‌سازی عددی

برای شبیه‌سازی فرآیندهای مختلف یک موتور احتراق داخلی ابتدا نیاز به تهیه مدل محفظه احتراق مورد استفاده در موتور است. به‌طور کلی شبیه‌سازی در سه مرحله انجام می‌شود. در مرحله اول محفظه احتراق موتور فوق توسط نرم‌افزار SolidWorks مدل‌سازی می‌شود. در مرحله دوم، محفظه احتراق مدل‌سازی شده به نرم‌افزار CFD-ICEM منتقل شده و فرایند ایجاد شبکه بر روی طرح موردنظر صورت می‌پذیرد. این شبکه‌ها از نوع شش‌وجهی هستند. در مرحله سوم، طرح آماده شده از محفظه احتراق برای تحلیل مراحل تراکم، احتراق و انبساط به محیط نرم‌افزار AVL FIRE منتقل شده و تحلیل سیالاتی و احتراق بر روی مدل پس از تعریف شرایط مرزی و انجام مراحل مش متحرک صورت می‌پذیرد. در شکل ۱ حجم کنترل محفظه احتراق مورد نظر در محیط نرم‌افزار FIRE AVL نشان داده شده است.



شکل ۱- حجم کنترل محفظه احتراق موردنظر در محیط نرم‌افزار FIRE AVL

معادلات مورد استفاده در نرم‌افزار AVL FIRE که جهت انجام محاسبات در فضای محاسباتی نرم‌افزار مورد استفاده قرار عبارت‌اند از: (۱) معادله مومنتم، (۲) معادله پیوستگی، (۳) معادله انرژی و (۴) معادله توربولانس. در شبیه‌سازی موتور از مدل دو معادله‌ای توربولانت k-ε استفاده شده است. به‌طور کلی، در پژوهش حاضر دقت همگرایی جهت

<sup>۴</sup> Dukuwich Model

<sup>۱</sup> Icem Cfd Soft Ware

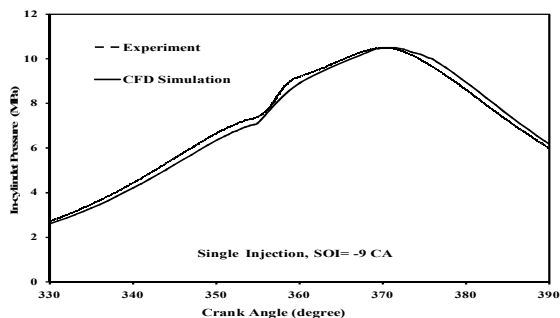
<sup>۲</sup> Spray Model

<sup>۳</sup> Wave Standard Model

جنبشی اغتشاش مربوط به اکسید دوده و  $K_f$  انرژی جنبشی اغتشاش مربوط به تشکیل دوده هستند.

### ۳- بحث و نتایج

شکل ۲، فشار موتور برحسب زاویه میل لنگ در سرعت ۱۴۰۰ (دور بر دقیقه)، یعنی سرعتی که به ازای آن گشتاور ماکزیمم است را نشان می‌دهد. هم‌چنین جدول شماره ۱ مشخصات کلی موتور مورد بررسی را نشان می‌دهد. با توجه به نمودار فوق توافق قابل قبولی بین نتایج عددی به‌دست‌آمده از فشار داخل سیلندر و نتایج تجربی متناظر مشاهده می‌شود.



شکل ۲- فشار داخل سیلندر، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل OM-355

نام موتور	مرسدس بنز OM-355
نوع موتور	دیزلی سنگین چهارزمانه
تعداد سیلندر	۶ سیلندر
تعداد سوراخ‌های انژکتور	۴ عدد
قطر پیستون	۱۲۸ میلی‌متر
کورس پیستون	۱۵۰ میلی‌متر
نسبت تراکم	۱۶/۱
گنجایش	۱۱/۵۸ لیتر
فشار پاشش سوخت	۱۹۷ بار
دور موتور در حداکثر گشتاور	۱۴۰۰ دور در دقیقه
حداکثر گشتاور خروجی	۸۲۴ نیوتن متر
دور موتور در حداکثر توان	۲۲۰۰ دور در دقیقه
حداکثر توان خروجی	۲۴۰ اسب بخار

در شکل ۳ مقایسه بین آلاینده اکسیدهای نیتروژن که توسط نرم‌افزار به‌دست‌آمده در مقایسه با مقدار تجربی نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل مشهود است مقدار خروجی نرم‌افزار در انتهای مرحله احتراق به مقدار تجربی بسیار نزدیک است.

### ۳-۲-۲- مدل تعامل پاشش - دیواره

مدلی که برای تعامل پاشش با دیواره استفاده شده، مدل وال جت وان<sup>۱</sup> است که این مدل در اصل بر مبنای مدل اصابت اسپری - وال<sup>۲</sup> است. مفهوم این مدل آن است که یک بالشتک بخار در اطراف قطره‌ها تشکیل و با دیواره سیلندر برخورد می‌کنند در نتیجه بخشی از قطرات منعکس شده و بخشی نیز در طول دیواره لیز می‌خورند. در این مدل فرض شده است که هنگام برخورد قطره با دیواره یکی از دو نتیجه بازگشت یا انعکاس قطره رخ می‌دهد که به عدد وبر وابسته است. معیار گذار این دو رژیم توسط عدد وبر بحرانی توصیف می‌شود که این عدد بحرانی برابر ۸۰ است.

### ۳-۲-۳- فرآیند تولید آلاینده اکسید نیتروژن

اکسیدهای نیتروژن در موتور دیزل، شامل اکسید نیتروژن و مقدار کمی دی‌اکسید نیتروژن هستند. دی‌اکسید نیتروژن از اکسید نیتروژن حاصل می‌گردد. منابع اصلی آلاینده اکسید نیتروژن را می‌توان به سه دسته تقسیم کرد: (۱) اکسید نیتروژن گرمایی که به‌واسطه تجزیه مولکول‌های هوا و نیتروژن شکل می‌گیرد، (۲) اکسید نیتروژن سریع که بر اثر هجوم هیدروکربن‌ها به نیتروژن موجود در هوا شکل می‌گیرد و (۳) اکسید نیتروژن سوخت که به‌واسطه نیتروژن موجود در سوخت به وجود می‌آید. به خاطر کوچک بودن نرخ تشکیل اکسید نیتروژن سوخت و اکسید نیتروژن سریع، در مقایسه با اکسید نیتروژن گرمایی، از آن‌ها صرف نظر می‌شود. در موتور فشار استوانه در خلال فرایند احتراق افزایش می‌یابد و گازهای سوخته شده در دمای بالا متراکم می‌شوند. به همین دلیل نرخ شکل‌گیری اکسید نیتروژن گرمایی، در مقایسه با انواع دیگر چشمگیر است. جهت مدل‌سازی فرآیند تولید آلاینده اکسید نیتروژن در نرم‌افزار فایر از مکانیسم زلدوویچ [۱۴] استفاده شده است.

### ۴-۲- تشکیل و اکسایش دوده

در این تحقیق از مدل هیروياسو [۱۵] برای تشکیل و اکسایش دوده استفاده شده است. این الگو شامل دو فرآیند شکل‌گیری و اکسایش دوده است و بر اساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن است. نرخ شکل‌گیری و اکسایش دوده با روابط زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = k_f M_{fv} \quad (3)$$

$$k_f = A_f P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_f}{RT}\right) \quad (4)$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = K_o M_s X_{O_2} \quad (5)$$

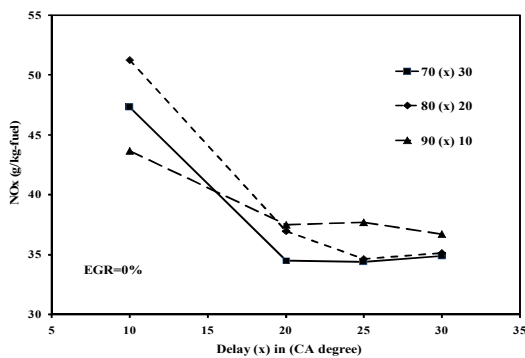
$$k_o = A_o P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_o}{RT}\right) \quad (6)$$

در روابط بالا  $M_{sf}$  جرم دوده تشکیل شده،  $M_{so}$  جرم دوده اکسید شده،  $M_s$  تغییر جرم دوده،  $T$  دما برحسب کلوین،  $A_f$  و  $A_o$  ثابت‌های پیش توان آرینوس،  $P$  فشار برحسب بار،  $R$  ثابت عمومی گاز،  $E$  انرژی فعال‌سازی هیروياسو،  $M_s$  جرم دوده،  $X_{O_2}$  کسر مولی اکسیژن،  $k_o$  انرژی

<sup>۲</sup> Spray-Wall Model

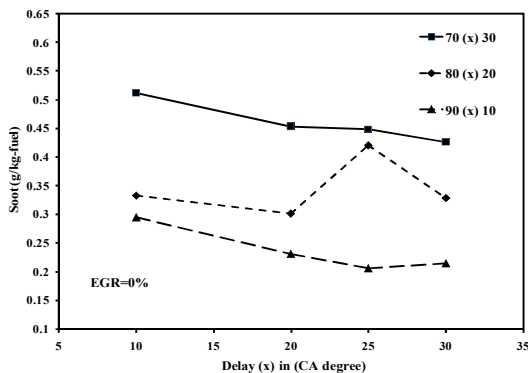
<sup>۱</sup> Walljet1 Spray-wall Interaction Model

در شکل ۶ نتایج حاصل از شبیه‌سازی آلایندگی نیتروژن برای طرح‌های مختلف پاشش چندمرحله‌ای سوخت نشان داده شده است. میزان پارامتر  $x$  که در پراکنش نشان داده شده است معرف فواصل زمانی مختلف بین دو مرحله پاشش سوخت است. چنانچه در شکل ۶ مشهود است بهترین عملکرد به لحاظ کاهش میزان آلایندگی نیتروژن با استفاده از طرحی حاصل شده است که در آن ۷۰٪ سوخت در مرحله اول پاشیده شده است و ۳۰٪ مابقی سوخت در مرحله دوم پاشیده شده است. نتایج نشان می‌دهد که هر چه مقدار سوخت در پاشش ثانویه بیشتر باشد مقدار آلایندگی نیتروژن کاهش می‌یابد که دلیل آن کاهش بیشینه نرخ آزادسازی گرما و احتراق پیش آمیخته است. علاوه بر این چنانچه در شکل مشهود است اگر فاصله زمانی ۲۰ درجه میل‌لنگ بین دو مرحله پاشش در نظر گرفته شود حالت بهینه به دست خواهد آمد.



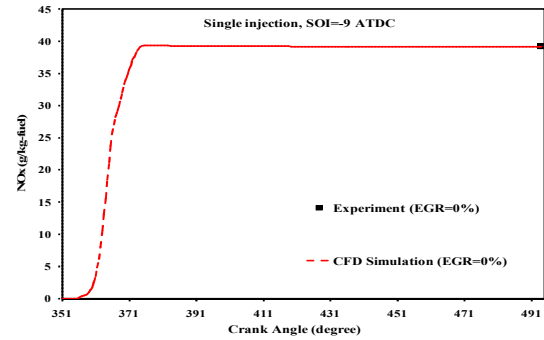
شکل ۶- آلایندگی نیتروژن برای حالت‌های مختلف پاشش چندمرحله‌ای سوخت

در شکل ۷ نتایج حاصل از شبیه‌سازی آلایندگی دوده برای طرح‌های مختلف پاشش چندمرحله‌ای سوخت نشان داده شده است.



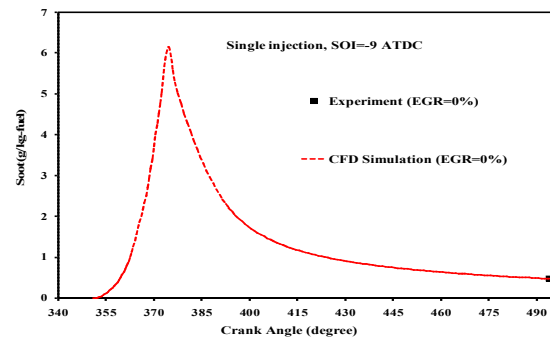
شکل ۷- آلایندگی دوده برای حالت‌های مختلف پاشش چندمرحله‌ای سوخت

چنانچه در شکل ۷ مشهود است بهترین عملکرد به لحاظ کاهش میزان آلایندگی دوده با استفاده از طرحی حاصل شده است که در آن ۹۰٪ سوخت در مرحله اول و ۱۰٪ مابقی سوخت در مرحله دوم پاشیده شده است. پاشش دومرحله‌ای سوخت نسبت به پاشش یک مرحله‌ای بدون کاهش توان موتور مقدار دوده را تا سطح زیادی کاهش می‌دهد زیرا در



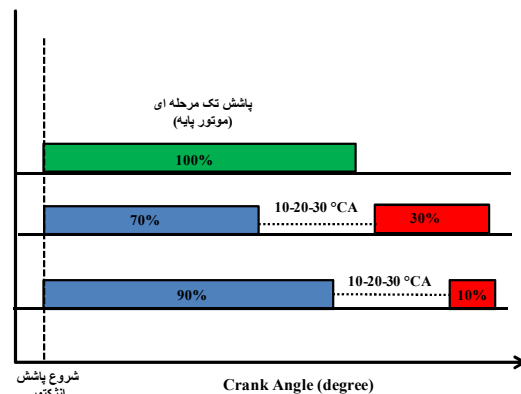
شکل ۳- آلایندگی نیتروژن، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی

در شکل ۴ به صورت مشابه، مقایسه‌ای برای میزان آلایندگی دوده انجام گرفته است. در این شکل نیز چنانچه مشهود است تطابق بسیار نزدیکی به لحاظ عددی بین خروجی نرم‌افزار و نتایج تست آزمایشگاهی مشاهده می‌شود.

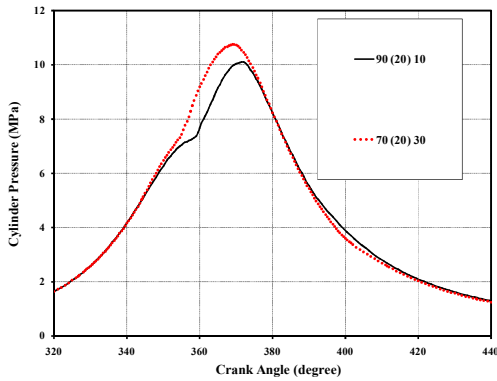


شکل ۴- آلایندگی دوده، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی

در شکل ۵ طرح کلی فرآیندهای مختلف پاشش چندمرحله‌ای که در این مطالعه به انجام رسیده است در مقایسه با پاشش تک‌مرحله‌ای در موتور پایه نشان داده شده است. در ردیف دوم از این شکل چنانچه با رنگ آبی مشخص شده است ۷۰٪ از سوخت در مرحله اول و ۳۰٪ سوخت (رنگ قرمز) در مرحله دوم پاشیده شده است. فاصله زمانی بین دو مرحله پاشش در سه حالت مختلف ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درجه میل‌لنگ در نظر گرفته شده است.

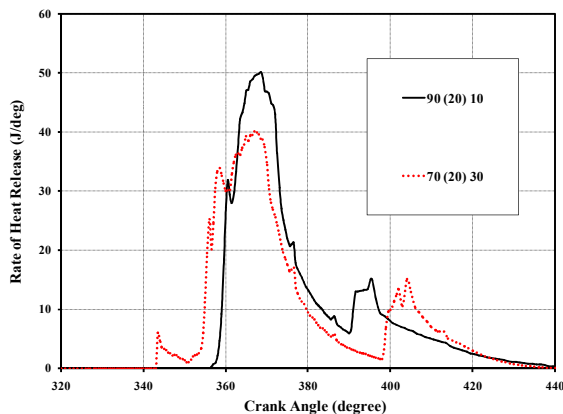


شکل ۵- طرح‌های مختلف پاشش چندمرحله‌ای سوخت در مقایسه با طرح موتور پایه



شکل ۹- فشار داخل سیلندر برای دو طرح بهینه پاشش دومرحله‌ای سوخت

در شکل ۱۰ نتایج حاصل از شبیه‌سازی آهنگ آزادسازی گرما داخل سیلندر برای دو طرح بهینه نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۰ مشهود است سطح آزادسازی گرما برای طرحی که در آن ۷۰ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده می‌شود بیشتر است. دلیل این امر را می‌توان امکان تولید بیشتر گرما در مرحله اول تزریق، برای طرحی که میزان بیشتری سوخت را در مرحله اول پاشش به وجود می‌آورد، بیان کرد.

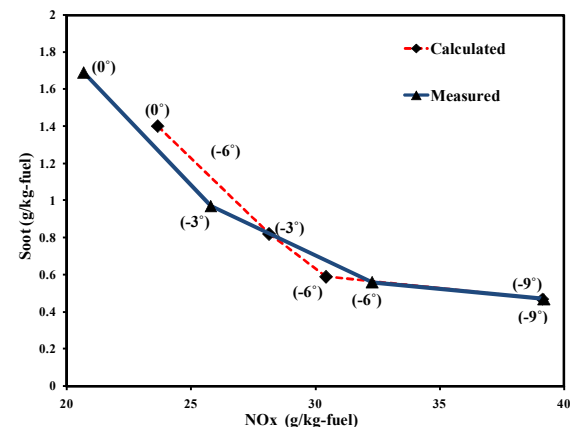


شکل ۱۰- آهنگ آزادسازی گرما برای دو طرح بهینه پاشش دومرحله‌ای سوخت

در شکل ۱۱ نتایج حاصل از شبیه‌سازی دمای داخل سیلندر برای دو طرح بهینه نشان داده شده است. در این چنانچه مشهود است دمای طرحی که ۷۰ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده می‌شود بیشتر است.

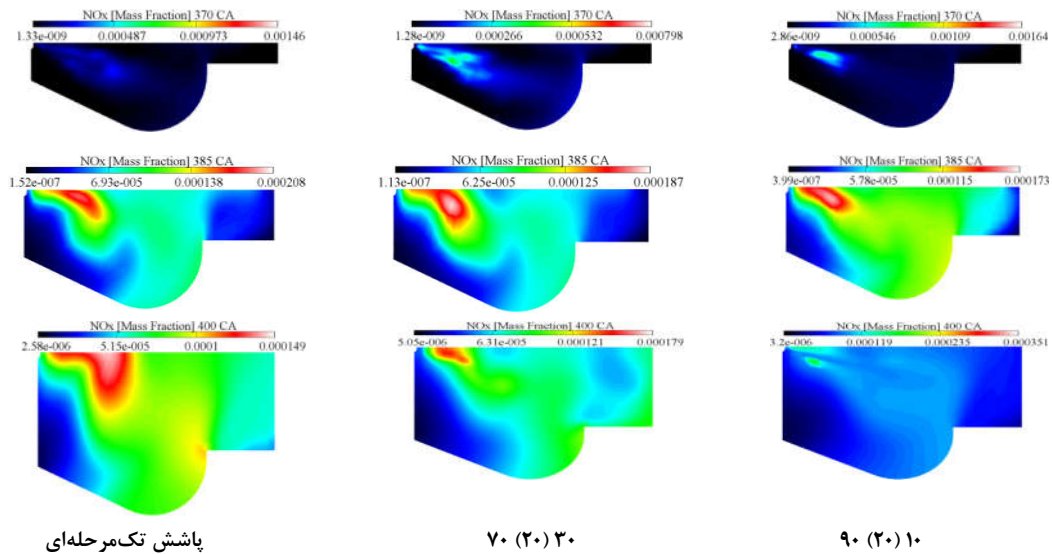
پاشش دومرحله‌ای به دلیل وقفه بین دو مرحله پاشش، ناحیه غنی از سوخت در نوک انژکتور که عامل تولید دوده است، حذف می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که هرچه مقدار سوخت در پالس اول پاشش بیشتر شود دوده تولیدی زمان کافی برای اکسیدشدن پیدا می‌کند، لذا مقدار نهایی آن کاهش می‌یابد؛ بنابراین در حالتی که ۹۰٪ سوخت در مرحله اول پاشش می‌شود مقدار دوده تولیدی کم‌تر است. علاوه بر این چنانچه در شکل مشهود است اگر فاصله زمانی ۲۵ درجه میل‌لنگ بین دو مرحله پاشش در نظر گرفته شود حالت بهینه به دست خواهد آمد.

در شکل ۸ نتایج حاصل از شبیه‌سازی آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن به‌طور هم‌زمان برای حالتی که در آن ۷۰٪ سوخت در مرحله اول پاشیده می‌شود نشان داده شده است. ضمن اینکه در این طرح زمان اولیه پاشش سوخت به‌عنوان به متغیر بررسی شده است. همان‌گونه که از مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی صورت گرفته استنباط می‌شود چنانچه مرحله اولیه شروع پاشش در زاویه ۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در نظر گرفته شود حالت بهینه به دست خواهد آمد. در این حالت میزان تولید هم‌زمان آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن به کمترین مقدار خود در مقایسه با سایر حالت‌ها خواهد رسید؛ زیرا از یک طرف با کاهش سهم احتراق پیش‌آمیخته تولید اکسید نیتروژن کاهش می‌یابد و از طرف دیگر در این فاصله زمانی دمای محفظه احتراق برای سوختن دوده تولید شده ناشی از پاشش پالس اول مناسب‌تر خواهد بود.

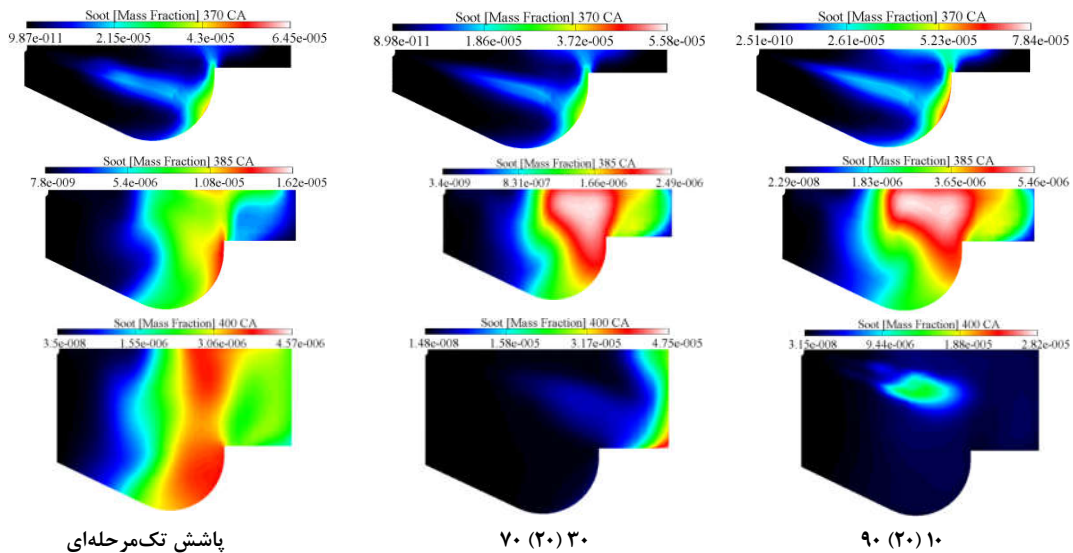


شکل ۸- آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن برای حالت‌های مختلف شروع مرحله اول پاشش

در شکل ۹ نتایج حاصل از شبیه‌سازی فشار داخل سیلندر برای دو طرح بهینه نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل مشهود است سطح فشار داخل سیلندر برای طرحی که در آن ۷۰ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده می‌شود بیشتر است. علت این امر آن است که پس از شروع فرآیند احتراق به سبب باقی ماندن میزان بیشتری از سوخت (۳۰٪) جهت پاشش در مرحله دوم تزریق سوخت، امکان افزایش بیشینه فشار در این حالت بیشتر مهیا می‌گردد. از طرفی دیگر با توجه به افت فشار داخل سیلندر در برخی از حالت‌های پاشش، حالت بهینه زمانی است که قسمت بیشتر سوخت در مرحله اول تزریق شود تا توان موتور کاهش نیابد [۱۶].



شکل ۱۲- کانتور اکسیدهای نیتروژن برای دو طرح بهینه در مقایسه با طرح پاشش تک مرحله‌ای موتور پایه



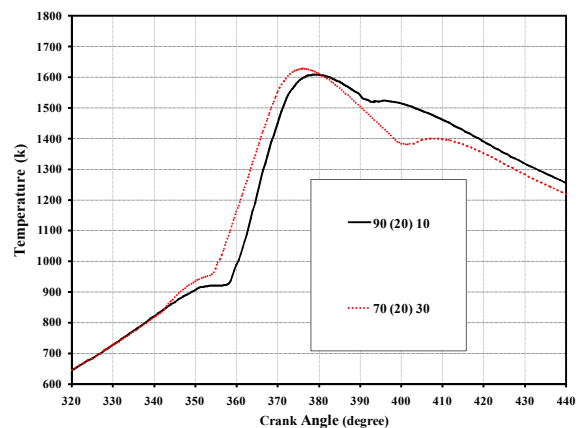
شکل ۱۳- کانتور دوده برای دو طرح بهینه در مقایسه با طرح پاشش تک مرحله‌ای موتور پایه

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ کانتورهای مربوط به شکل‌گیری آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن در دو طرح بهینه و طرح پاشش تک مرحله‌ای موتور پایه را نشان می‌دهند. چنانچه در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ مشهود است کاهش چشمگیری در شکل‌گیری آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن در دو طرح پاشش بهینه در مقایسه با طرح پاشش تک مرحله‌ای مشاهده می‌شود.

#### ۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، تأثیر پاشش دومرحله‌ای سوخت بر روی عملکرد و آلاینده‌گی یک موتور دیزلی مورد بررسی و شبیه‌سازی عددی قرار گرفته است. مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده عبارت‌اند از:

- ۱- میزان فشار تجربی داخل سیلندر با نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی تطابق بسیار نزدیکی داشته که این امر نشان‌دهنده دقت بالای



شکل ۱۱- دمای داخل سیلندر برای دو طرح بهینه پاشش دومرحله‌ای سوخت

$\tau_R$  مدت زمان اختلاط توربلانس

### زیر نویس ها

f	تشکیل دوده
fu	سوخت
fv	تبخیر دوده
o	اکسید دوده
ox	اکسیژن
pr	محصولات احتراق
R	اختلاط توربولانس
s	دوده
sf	دوده تشکیل شده
so	دوده اکسید شده

### ۶- مراجع

- [1] Fotrosi, Yahya.2009, Modeling of a Spark Ignition Engine Combustion: A Computational and Experimental Study of Combustion Process Effect on NOx Emission, Asian Journal of Applied Sciences 2 (4):318-330
- [2] Fotrosi, Yahya.2011, Simulation of Combustion and Emission Characteristics in a HSDI Diesel Engine, Proceeding of Combustion Institute – Canadian Section, Spring Technical Meeting, University of Manitoba, Winnipeg, May 8-11.
- [3] Wickman, D.D. Tanin, K.V. Senecal, P.K. Reitz, R.D. Gebert, K. Barkhi RL, Beck NJ.2000, "Methods and Results from the Development of a 2600 bar BiFuel Injection System", SAE Technical Paper.
- [4] Agosta, V.D. Hammer, S.S.1975, "Vaporization Response of Evaporating Droplets with Finite thermal Conductivity, NASA CR-2510.
- [5] Muss, J. Nguyen, T.V.1991, "User Manual of Rocket Combustor Interactive Design (ROCCID) and Analysis Computer Program", NASA CR-187110.
- [6] Priem, R.J. and Breisacher, K.J.1995, "Calculations of Combustion Response Profiles and Oscillations, Progress in AIAA, V. 169.
- [7] Fallah.M,Mohammadpourfard.M,"Experimental investigation of effects of engine cooling temperature, EGR and injection timing to reduce NOx emissions in the diesel engines", Journal of Modarres Mechanical Engineering, January 20, 2012.
- [8] Bashi.M,Abdi Aghdam.E,"Experimental study on the effect of cycles in unburned hydrocarbon emissions in a spark ignition engine", Eighth Conference Combustion Engines,2014.
- [9] Jafari.B, Pourfallah.M,Mirsalim.M,Gangi,D, "The Effect of Different Injection Configuration on Combustion and Emissions Formation in a Heavy Duty Diesel Engine",Journal Scientific Research Engine,No 16,2010.
- [10] Ommi.F,pourghasemi.k,Esfahanian.V,Mirmohammadi .A,"Investigation on Effect of Multiple Injection on Performance and Emission Reduction in a DI Diesel Engine,Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering).AJSR - ME,Tehran,Iran,2011(In Persian).
- [11] Khabbaz.S.A, khosbakhti saray.R, Theoretical Investigation of the Effect of Injection Pressure, Duration and Time Injection on Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine, The Journal of Engine Research,Vol. 19, Summer 2010.

فرآیند شبیه سازی صورت گرفته جهت بهینه کردن سایر پارامترهای طراحی موتور از جمله پارامترهای مربوط به پاشش سوخت است.

۲- دقت پیش بینی آلاینده های تولیدی موتور شامل اکسیدهای نیتروژن و دوده در مقایسه با نتایج موجود برای طرح موتور پایه بسیار بالا است که می تواند دقت شبیه سازی را جهت انجام سایر قسمت های مربوط به بهینه سازی موتور تضمین کند.

۳- سطح فشار داخل سیلندر برای طرحی که در آن ۷۰ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده می شود بیشتر است. علت این امر را می توان به این دلیل دانست که پس از شروع فرآیند احتراق به سبب باقی ماندن میزان بیشتری از سوخت (۳۰٪) جهت پاشش در مرحله دوم تزریق سوخت، امکان افزایش بیشینه فشار در این حالت بیشتر مهیا می گردد و از طرفی با توجه به افت فشار داخل سیلندر در برخی از حالت های پاشش، حالت بهینه زمانی است که قسمت بیشتر سوخت در مرحله اول تزریق شود تا توان موتور کاهش نیابد.

۴- سطح آزادسازی گرما برای طرحی که در آن ۷۰ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده می شود بیشتر است. دلیل این امر می توان امکان تولید بیشتر گرما در مرحله اول تزریق برای طرحی که میزان بیشتری سوخت را در مرحله اول پاشش به وجود می آورد دانست.

۵- در تزریق دومرحله ای، سوخت تزریق شده در مرحله دوم وارد یک منطقه دما بالا و فقیر سوخت که از احتراق حاصل از مرحله اول پاشش برجای مانده است می شود. سوخت تزریق شده در این مرحله به سرعت توسط احتراق ایجاد شده مصرف می شود و از تشکیل و انباشتگی منطقه تولید دوده جلوگیری می کند.

۶- نتایج نشان می دهد که هر چه مقدار سوخت در پاشش ثانویه بیشتر باشد مقدار آلاینده اکسید نیتروژن کاهش می یابد که دلیل آن کاهش بیشینه نرخ آزادسازی گرما و احتراق پیش آمیخته است.

۷- تزریق دومرحله ای بافاصله زمانی ۲۰ درجه میل لنگ می تواند باعث بهینه شدن فرآیند احتراق و کاهش میزان آلاینده های موتور گردد.

### ۵- نمادها

A	ثابت پیش توان آرنوس
C	ثابت تجربی
E	انرژی فعال سازی هیدروکربن
K	انرژی جنبشی اغتشاش
M	جرم (kg)
P	فشار (MPa)
r	دوره کسری شیمیایی
R	ثابت عمومی گاز
S	نرخ مصرف سوخت
y	دسترس پذیری
Y	کسر جرمی
X	کسر مولی اکسیژن
$\bar{p}$	نرخ چگالی



- [12] Zehni.A, Pirouzpanah.V, Jafarmedar.S, The Effect of combustion and Emission Reduction in DI and Doual fuel Diesel Engine, The Journal of Engine Research,2008.
- [13] Magnussen, B.F. and Hjertager, B.H. "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. Sixteenth International Symposium on Combustion. Pittsburgh: The Combustion Institute.
- [14] Zeldovich, Y. B. Sadovnikov, P. Y. and Frank-Kamenetskii, D. A. Oxidation of Nitrogen in Combustion. Translation by M. Shelef, Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
- [15] Hiroyasu, H. and Nishida, K. "Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine. SAE 890269, 1989.
- [16] Poorghasemi.k,Ommi.F, Esfahanian.V,Tanabi,H, "Investigation of the Soot and NO Emission Reduction Mechanism in DI Diesel Engines by Means of Split Injection Strategy",Journal - Combustion Research, Issue Three,2011.