

بررسی تاثیر فشار تزریق انژکتور مقطع حلقوی و شرایط محفظه احتراق بر روی عملکرد موتور دیزل

محمدتقی شروانی تبار*

رسول اسمعیل نژاد

سید اسماعیل رضوی

محرم جعفری

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

انژکتور یکی از مهم‌ترین قسمت‌های موتور دیزل است که تأثیر چشمگیری بر روی عملکرد موتور دارد. در این مقاله از انژکتور مقطع حلقوی برای پاشش سوخت در موتور کوبوتا ۷۳۳۰۰ استفاده شده است و تأثیر تغییر فشار پاشش انژکتور و همچنین مقدار پرخورانی بر روی این نوع از انژکتورها مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج عددی نشان می‌دهد که در حالت پرخورانی با افزایش فشار پاشش، احتراق به صورت کامل‌تر اتفاق افتاده و مقدار SFC تا مقدار ۰/۱۹۵ کاهش می‌یابد. نتایج همچنین نشان می‌دهد که با افزایش فشار ورودی مقدار توان و گشتاور و نیز مقدار آلاینده‌های تولیدی افزایش می‌یابند. نتایج همچنین نشان می‌دهند که در حالت مکش طبیعی، با کاهش فشار پاشش مقدار SFC کاهش یافته و مقدار آن برای فشار پاششی 60MPa به ۰/۲۱ می‌رسد. در این حالت نیز با افزایش فشار پاشش مقدار توان، گشتاور و مقدار آلاینده‌های تولیدی افزایش می‌یابند. مقایسه‌ی دو حالت پرخورانی و مکش طبیعی نشان می‌دهد که مقدار دوده در حالت پرخورانی کمتر از حالت مکش طبیعی است. همچنین این مقایسه نشان می‌دهد که مقدار تولید NO در حالت مکش طبیعی کمتر از حالت پرخورانی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: انژکتور مقطع حلقوی، فشار ورودی انژکتور، فشار محفظه‌ی احتراق، عملکرد موتور دیزل.

A Study on the Effects of the Injection Pressure of an Annulus Nozzle and Combustion Chamber on the Performance of a Diesel Engine

M. T. Shervani-Tabar

R. Esmaelnajad

S. E. Razavi

M. Jafari

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Injection system of a diesel engine is heart of the engine and could have significant effects on its performance. In this paper an annulus nozzle has been considered in the injection system of the Kubota V3300 diesel engine and the engine's performance has been investigated by considering different fuel injection pressures and different pressure of the combustion chamber due to the turbocharging. Numerical results show that under turbocharging circumstances, increasing the injection pressure leads to more perfect combustion and the magnitude of SFC decreases to 0.195. Results also show that increasing the injection pressure during turbocharging lead to the increasing of engine's power and torque and to the increasing of pollutants. It is found that in the absence of turbocharging, increasing the injection pressure leads to the increasing of SFC. It is also found that for the injection pressure equal to 60MP, SFC is equal to 0.21. Numerical results indicate that in the absence of turbocharging, increasing the injection pressure leads to the increase of the engine's power, torque and its pollutants. Comparisons between both cases of presence and absence of turbocharging show that amount of soot in the case of turbocharging is less than its amount when the engine is naturally aspirated. These comparisons also show that NO emission in the absence of turbocharging is considerably less than generation of NO in the other case.

Keyword: Annulus injector, Injector inlet pressure, Combustion chamber pressure, Diesel engine performance.

داخل سیلندرمیشود. به علت پخش یکنواخت قطرات و توزیع ریزتر قطرات داخل سیلندر، عملکرد موتور بهتر شده و مقدار آلاینده‌های تولیدی کم می‌شود. در این زمینه کارهای متعدد عددی و تجربی صورت گرفته است [۲-۵]. علی‌رغم بهبود نسبی کیفیت اتیمزاسیون در انژکتورهای چندسوراخه در مقایسه با انژکتورهای تک سوراخه ولی باز در اسپری این نوع از انژکتورها نواحی فقیر و غنی از سوخت وجود دارد. یکی از طرح‌های جایگزین انژکتور چندسوراخه که برای رفع این مشکل مطرح شده است، استفاده از سوراخ‌های گروهی میکرونی است. در این فناوری از تعداد سوراخ‌های بیشتر با قطر کمتر برای روزه نازل

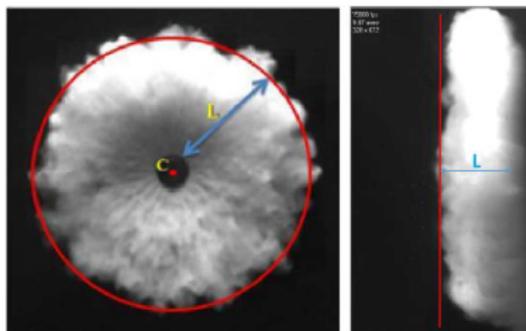
۱- مقدمه

بهبود عملکرد موتورهای دیزلی همواره مورد توجه سازندگان موتورهای درون‌سوز می‌باشد. برای دسترسی به این هدف از روش‌های مختلفی استفاده می‌شود. تمام این روش‌ها، به‌طور مستقیم و غیرمستقیم به مقدار سوخت، نوع سوخت، نحوه پاشش سوخت و نحوه اختلاط سوخت و هوا وابسته‌اند [۱].

استفاده از تعداد زیاد اریفیس‌ها موجب بهبود عملکرد انژکتورها شده است. تعداد زیاد روزه‌ها باعث پخش یکنواخت‌تر قطرات در

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: msherv@tabrizu.ac.ir

مقطع حلقوی که در این تحقیق آمده است در شکل (۱) آورده شده است.



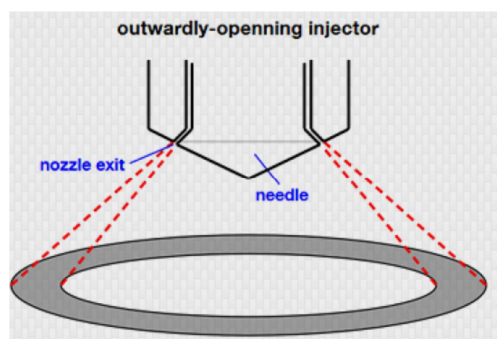
شکل ۱- اسپری انژکتور مقطع حلقوی

در مقاله‌ی حاضر، ارتقاء توان و بهبود عملکرد موتور دیزل با تغییر هندسه انژکتور و تغییر فشار تزریق برای دو حالت پرخورانی و مکش طبیعی مدنظر می‌باشد. به همین منظور انژکتور با مقطع خروجی حلقوی معرفی شده است این نوع از انژکتور دارای اریفیس خروجی، با مقطع حلقه‌ای شکل می‌باشد. بررسی موارد ذکر شده، به روش دینامیک سیالات محاسباتی با شبیه‌سازی در نرم‌افزار AVL Fire انجام شده است.

۲- روش عددی

۱-۲- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی نحوه رفتار اسپری در داخل سیلندر از مدل ورقه‌ای^۱ استفاده شده است. این مدل نشان‌دهنده‌ی یک مدل نیمه تجربی برای شکست اولیه^۲ می‌باشد که به‌منظور تعیین شرایط اولیه‌ی اسپری مانند ضخامت ورق (لایه)، سرعت و طول شکست، مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل (۲-الف) نحوه تشکیل ورقه‌ای سوخت مایع را در خروجی از انژکتور حلقوی نشان می‌دهد. همچنین شکل (۲-ب) شکست سوخت ورقه ای را به لیگامنت‌ها و شکست لیگامنت‌ها را به قطره‌ها نشان می‌دهد [۲۱].



شکل (۲-الف) نحوه تشکیل ورقه‌ای سوخت مایع [۲۱]

1 Sheet
2 Primary break-up

استفاده می‌شود که در آن سوراخ‌ها با زوایا و فاصله کمی نسبت به هم به‌صورت جفت قرار می‌گیرند. این نوع از انژکتورها نیز توانسته‌اند رفتار اسپری سوخت را در داخل محفظه‌ی احتراق بهبود بخشیده و به مقدار مناسبی تشکیل دوده و NO را در موتورهای دیزلی کاهش دهند [۶-۸].

محمدی و همکاران [۹] با ایجاد شیارهایی در داخل اریفیس انژکتورهای چند سوراخه توانستند در سوخت وارده به داخل سیلندر جریان چرخشی ایجاد کنند. در نتیجه این تغییر سوخت و هوا بهتر اختلاط یافتند. بر اساس نتایج کار آن‌ها زاویه مخروط اسپری سوخت افزایش یافت.

قطر سوراخ انژکتور نیز یک پارامتر اساسی در عملکرد موتور دیزلی می‌باشد. افزایش قطر روزنه نازل منجر به خروج قطرات با قطر بزرگتر شده که این امر باعث افزایش طول نفوذ و افزایش احتمال برخورد قطرات به تاج پیستون می‌شود. کاهش قطر روزنه موجب کاهش جرم ورودی و در نتیجه موجب کاهش طول نفوذ می‌شود، هر دو پارامتر طول نفوذ و قطر قطرات تاثیر مستقیم در عملکرد موتور دیزلی دارند بنابراین بهینه نمودن قطر اریفیس انژکتور از پارامترهای اساسی می‌باشد [۱۰ و ۱۱]. با برخورد سوخت به محفظه‌ی احتراق در سرعت‌های بالا، توزیع سوخت در محفظه احتراق و مخلوط شدن با هوا تضعیف خواهد شد که این مسئله خود مقدار هوای نفوذ یافته به درون اسپری سوخت را کاهش می‌دهد و موجب افزایش دوده می‌شود.

با افزایش مقدار هوای ورودی به داخل سیلندر می‌توان سوخت بیشتری را وارد محفظه‌ی احتراق نمود و توان موتور را افزایش داد. در زمینه‌ی بهبود عملکرد پرخوران‌ها و رفتار اسپری سوخت در داخل محفظه‌ی احتراق این نوع از موتورها، مطالعات گسترده و متعددی با هدف ارتقاء توان به‌ویژه در موتورهای دیزل سنگین انجام شده است [۱۲-۱۴].

با توسعه‌ی انژکتورهای ریل مشترک فشارهای پاشش بسیار بالا در انژکتورها قابل ایجاد می‌باشد. پاشش سوخت در فشارهای بالا عموماً موجب بهبود رفتار اسپری سوخت شده و عملکرد موتور دیزلی را افزایش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش فشار پاشش سوخت عملکرد موتور بهبود یافته و توان خروجی نیز افزایش می‌یابد [۱۵-۱۷]. شارما و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۵ انواع انژکتورها با سوراخ‌های غیر دایروی را از لحاظ رفتار اسپری آن‌ها با هم مقایسه نمودند. در این کار تاثیر فشار ورودی مختلف انژکتور بر روی عملکرد انژکتورها به‌صورت تجربی بررسی شد. انواع مقاطع اریفیس استفاده شده در این کار، به شکل‌های مربعی، دایره‌ای، مستطیلی و مثلثی بود. نتایج کار آن‌ها نشان می‌داد که مقطع مستطیلی دارای اسپری مناسب‌تری می‌باشد. آن‌ها در سال ۲۰۱۴ بر روی نحوه شکست جت سوخت و رفتار اسپری در حالت‌های انژکتور با مقاطع غیر دایروی تحقیق انجام داده بودند [۱۹]. نمونه‌ای از انژکتور مقطع حلقوی توسط میگلکیو و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۷ ارائه شد. در این کار تجربی-عددی آنان اسپری سوخت دیزل حاصل از انژکتور مقطع حلقوی در فشارهای بسیار بالا را مورد بررسی قرار دادند. بر اساس نتایج کار آن‌ها، اسپری حاصل از انژکتور مقطع حلقوی دارای زاویه‌ی پاشش بالا و طول نفوذ کم می‌باشد که می‌توان با استفاده از آن مقدار زیادی از سوخت را در زمان کم به داخل محفظه‌ی احتراق تزریق نمود. نمونه‌ای از پاشش انژکتور

$$\bar{y}_{fu} = \frac{m_{fu,u}}{m_{tot}}$$

عبارت اول و دوم داخل پارانتز تعیین می‌نماید که سوخت یا اکسیژن در محدود احتراق وجود دارد. عبارت آخر احتمال وجود واکنش می‌باشد و این اطمینان را حاصل می‌نماید که شعله در عدم حضور محصولات احتراقی دما بالا توسعه نمی‌یابد. مقادیر C_{pr} و C_{fu} به صورت تجربی محاسبه می‌شوند. مقدار C_{fu} بین ۳ تا ۲۵ است که مطابق مشخصات موتور تنظیم می‌شود مقادیر بالای این ثابت موجب تقویت شدت آهنگ واکنش آشفته است. مقدار C_{pr} به‌طور دلخواه تغییر داده نمی‌شود. مقدار آن برای موتورهای دیزل برابر ۱ می‌باشد. τ_r مقیاس زمانی اختلاط آشفته واکنش است.

در این کار تحقیقاتی برای الگوی آلاینده‌ی دوده مدل هیرو یاسو استفاده شد. این مدل ترکیب دو فرایند فیزیکی و شیمیایی به‌منظور نمایش رویداد اکسایش است. در این مدل تشکیل ذرات دوده و رشد رویه به ترتیب، تابعی از سوخت در جایی معین از محفظه‌ی احتراق و غلظت هسته‌ی دوده‌ی آن ناحیه است [۲۵]. در این مدل دوده‌ی تشکیل شده و دوده اکسید شده مدل می‌شوند:

$$\frac{dM_{soot}}{dt} = \frac{dM_{form}}{dt} - \frac{dM_{oxide}}{dt} \quad (8)$$

به‌طوری که تشکیل دوده عبارت است از:

$$\frac{dM_{form}}{dt} = A_f M_{fv} P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (9)$$

آهنگ اکسیداسیون دوده نیز بر طبق معادله زیر به دست می‌آید:

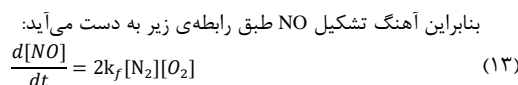
$$\frac{dM_{oxide}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{tot} \quad (10)$$

آهنگ کاهش مخلوط قبل از آهنگ مقدار محلی انرژی سینتیک آشفته و آهنگ اضمحلال آن تعیین می‌شود.

یکی از مهم‌ترین آلاینده‌های تولیدی موتور دیزل نیتروژن اکسید است. غلظت نیتروژن اکسید، تأثیر بسیار کمی روی جریان احتراق دارد و بازه زمانی واکنش‌های نیتروژن اکسید، بیشتر از بازه زمانی است که برای آشفته‌گی فرایند اختلاط و همچنین احتراق است. از این‌رو، محاسبات نیتروژن اکسید می‌تواند جدای از محاسباتی واکنش اصلی احتراق باشد. الگوی نیتروژن اکسید مورد استفاده در نرم‌افزار AVL Fire، مدل زلدویچ می‌باشد. این مدل به شدت وابسته به دما بوده، با واکنش نیتروژن و اکسیژن موجود در محفظه‌ی احتراق در دماهای بالا، اکسید نیتروژن تولید می‌شود. در این مدل کاهش سیستماتیک شیمیایی چند مرحله‌ای براساس فرضیات تعادل جزئی واکنش‌های مقدماتی، می‌باشند.

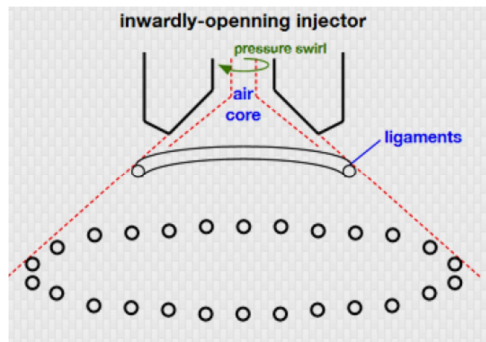


از جمع کردن طرف‌های راست و چپ معادله بالا واکنش کلی زیر به دست می‌آید:



آهنگ واکنش نیز از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید [22 و 25]:

$$k_f = \frac{A}{\sqrt{T}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (14)$$



شکل (۲-ب) شکست سوخت ورقه ای به لیگامنت ها و شکست لیگامنت ها به قطره ها [۲۱]

ضخامت ورق سیال با استفاده از معادله‌ی زیر محاسبه می‌شود [۲۲]:

$$h = \left[\frac{A \cdot 12 \cdot m_i \cdot \mu_1 \cdot (1+X)}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_{out} \Delta p \cdot (1-X)^2} \right]^{0.5} \quad (1)$$

$$X = \frac{(d_{out} - 2 \cdot h)^2}{d_{out}^2} \quad (2)$$

از آنجایی که h, x می‌توانند از معادلات (۱) و (۲) پیدا شوند، یک روش تکراری برای محاسبه‌ی ضخامت مورد استفاده قرار می‌گیرد.

ضریب سرعت K_V به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$K_V = \frac{v}{\left(2 \cdot \Delta p / \rho_1\right)^{0.5}} \quad (3)$$

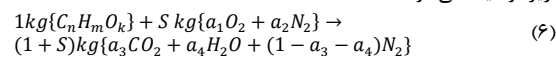
که K_V می‌تواند از دو معادله (۱) و (۲) به‌صورت زیر محاسبه شود:

$$K_V = \frac{C_3}{\cos \theta} \cdot \left(\frac{1-X}{1+X}\right)^{0.5} \quad (4)$$

طول شکست ورقه سیال از رابطه‌ی دکوویچ - کلارک^۱ محاسبه می‌شود [۲۳]:

$$B_L = B \cdot \left[\frac{\rho_1 \cdot \sigma \cdot \ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) \cdot h \cdot \cos \theta}{\rho_\theta^2 \cdot V_{ret}^2} \right]^{0.5} \quad (5)$$

فرایند پیچیده‌ی اکسید شدن سوخت هیدروکربنی با هوا در طی فرایند تلاطمی احتراق غالباً به‌صورت واکنش یک طرفه‌ی برگشت‌ناپذیر زیر توصیف می‌شود [۲۳]:



یکی از مدل‌های شبیه‌سازی فرایند احتراق مدل احتراقی تلاطمی کنترل شده است. در این مدل فرض می‌شود در جبهه‌ی شعله که یک جریان آشفته است، واکنشگرها (سوخت و اکسیدکننده) دارای یک ادی یکسان و متفاوت با ادی محصولات واکنش احتراقی می‌باشند. بر اساس این مدل احتراقی، واکنش‌های شیمیایی مقیاس زمانی بسیار کوتاه‌تری در مقایسه با مقیاس زمانی فرایند انتقال آشفته‌گی دارند. بر همین اساس می‌توان فرض کرد که آهنگ احتراق توسط آهنگ اختلاط یا برخورد ادی‌های شامل واکنش‌گرها و محصولات داغ در مقیاس مولکولی تعیین می‌شود؛ بنابراین میانگین آهنگ واکنش به‌صورت زیر نوشته می‌شود [۲۲]:

$$S_{fu} = \bar{\rho} \bar{r} = \frac{C_{fu}}{\tau_r} \bar{\rho} \min\left(\bar{y}_{fu}, \frac{\bar{y}_{ox}}{S}, \frac{C_{pr} \bar{y}_{pr}}{1+S}\right) \quad (7)$$

¹ Clark-Dukowicz

جدول (2) آمده است. افزایش فشار تزریق تأثیر معنی داری بر عملکرد موتور دیزل خواهد داشت. از طرفی افزایش فشار محفظه از طریق افزایش چگالی هوا بر روی رفتار اسپری تأثیر می گذارد که این دو موضوع در این مقاله مورد توجه قرار گرفته اند.

جدول ۲- شرایط داخلی محفظه احتراق در ابتدای تراکم

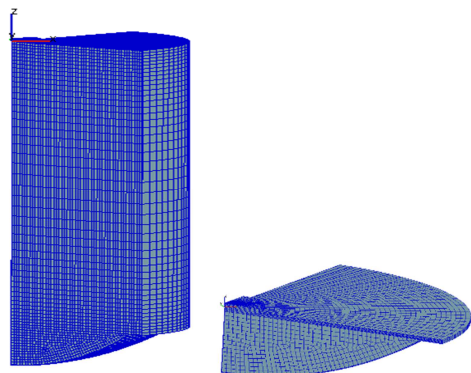
حالت	چگالی هوا (kg/m ³)	فشار (kpa)	دما (K)
۱	۱/۲	۱۰۰	۳۲۳
۲	۲/۳	۲۵۰	۴۲۳

هندسه ی موتور استفاده شده در این تحقیق نزدیک موتور کوبوتا ۳۳۰۰ می باشد. این موتور، یک موتور دیزلی تزریق مستقیم چهار زمانه است. مشخصات اصلی و شرایط عملکردی موتور در جدول (3) آمده است.

جدول ۳- هندسه موتور

تعداد سیلندر	۴
قطر سیلندر (mm)	۹۸
کورس (mm)	۱۱۰
حجم موتور (L)	۳/۳۲

به منظور مدل سازی سه بعدی، در ابتدا ربع هندسه یک سیلندر موتور در نرم افزار AVL Fire مدل و شبکه بندی شد. شکل (۴) محفظه احتراق شبکه بندی شده را در دو حالت نقطه مرگ بالا و ابتدای تراکم نشان می دهد.



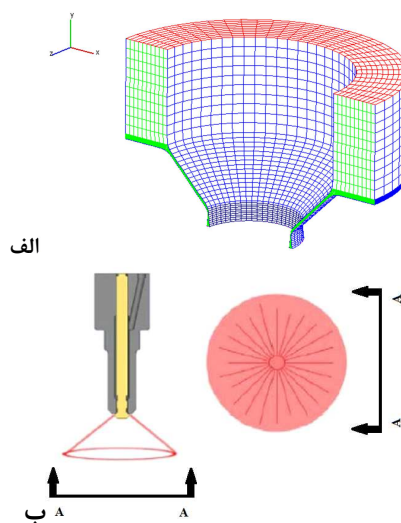
شکل ۴- محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا و ابتدای تراکم

۳- بررسی استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه در این کار از چهار شبکه محاسباتی مختلف برای تحلیل احتراق استفاده شد. معیار استقلال از شبکه، نتایج حاصل از فشار داخلی سیلندر است. تعداد سلول ها مورد استفاده در نمودار شکل (۵) الف مشخص می باشد. از حالت دو به بعد تغییرات فشار بسیار اندک می باشد. لذا در این کار از شبکه بندی با تعداد سلول آن ۷۸۵۲۵ بود استفاده شد. برای تحلیل استقلال از شبکه در داخل انژکتور از ۳ شبکه محاسباتی استفاده شد. معیار استقلال از شبکه در

۲-۲- مدل سازی

همان طور که اشاره شد در این کار از انژکتور مقطع حلقوی استفاده شده است. شکل (۳) نمای نصف میدان سیال داخل انژکتور مقطع حلقوی شبکه بندی شده و هندسه انژکتور و نحوه خروج سوخت از خروجی آن را نشان می دهد. انژکتور مورد استفاده در این مقاله دارای طول اریفیس ۰/۵ میلی متر، ضخامت حلقه خروجی ۰/۱ میلی متر و قطر حلقه ی ۲ میلی متری می باشد. مساحت مقطع حلقه خروجی انژکتور مورد استفاده در این مقاله، در مقایسه با کوبوتا ۳۳۰۰، به اندازه اندکی بیشتر است. به منظور افزایش زاویه مخروط و یکنواخت نمودن اسپری سوخت در داخل مخروط اسپری، خروجی نازل دارای زاویه واگرا^۱ به اندازه ۱۰ درجه نیز می باشد.



شکل ۳- الف: میدان سیال داخل نازل به صورت گسسته سازی شده ب: هندسه انژکتور و پروفیل اسپری توخالی تولید شده

در این مقاله نوع سوخت، هندسه ی سیلندر و شرایط سوخت ورودی ثابت در نظر گرفته شد مقادیر در نظر گرفته شده برای این موضوع در جدول (۱) آورده شده اند.

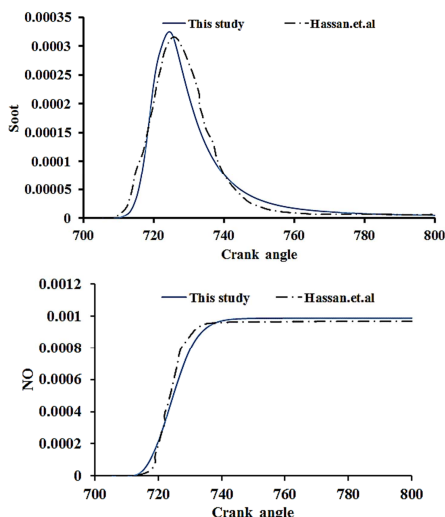
جدول ۱- مشخصات سوخت ورودی برای فشارهای پاششی مختلف

حالت	چگالی (kg/m ³)	لزجت دینامیکی (Ns/m ²)	فشار ورودی انژکتور (MPa)	دمای سوخت ورودی (K)
۱			۶۰	
۲	۸۳۰	۰/۰۰۲۱۴	۱۰۰	۲۹۳
۳			۱۲۰	
۴			۱۵۰	

برای هر یک از حالت های جدول بالا دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی در نظر گرفته شده و تأثیر آن ها بر روی عملکرد انژکتورهای مقطع حلقوی مورد ارزیابی قرار گرفته است مقادیر مورد استفاده در

2 Kubota V3300

1 Cone angle

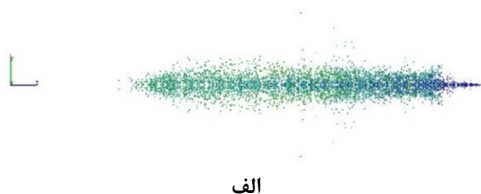
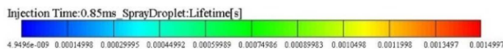


شکل ۶- صحت سنجی نتایج آلاینده‌ها

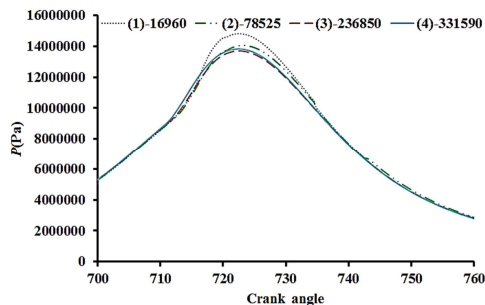
۵- نتایج

در این مقاله با تغییر انژکتور با اریفیس معمولی به انژکتور با اریفیس حلقوی تاثیر انژکتور با اریفیس حلقوی بر عملکرد موتور برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی در چهار حالت مختلف فشار تزریق سوخت به صورت عددی مورد بررسی و تحقیق قرار گرفته است. رشد و توسعه اسپری سوخت، آلاینده‌ها، مصرف سوخت ویژه، قدرت و گشتاور موتور تحت شرایط در نظر گرفته شده در نرم افزار AVL Fire به صورت کامپیوتری شبیه سازی شده و به صورت عددی بدست آمده است. نتایج بدست آمده در چهار حالت فشار تزریق انژکتور در دو حالت پرخورانی و مکش طبیعی برای انژکتور مقطع حلقوی باهم مقایسه شده اند. با مقایسه این نتایج تاثیر افزایش زاویه ی اسپری سوخت و کاهش طول نفوذ اسپری بر تولید آلاینده های NO و دوده بررسی گردیده است.

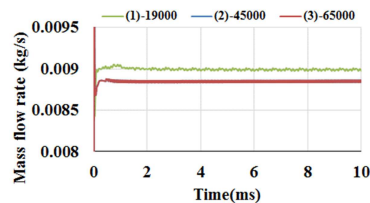
در شکل (۷) اسپری حاصل از پاشش انژکتور مقطع حلقوی به همراه پاشش انژکتور معمولی آورده شده است. در شرایط مرزی یکسان برای هر دو نازل از نظر فشار تزریق سوخت و فشار هوای داخل محفظه، مشاهده می‌شود که زاویه مخروط اسپری سوخت در حالت نازل حلقوی بسیار بیشتر از نازل معمولی با روزه دایروی می‌باشد.



این قسمت آهنگ سوخت خروجی از انژکتور در نظر گرفته شده است. نمودارهای مربوط به آهنگ سوخت در حالت گسسته سازی با ۴۵۰۰۰ سلول و ۶۶۰۰۰ سلول بر روی همدیگر منطبق هستند به همین دلیل برای شبیه‌سازی جریان داخلی انژکتور از گسسته سازی با تعداد سلول ۴۵۰۰۰ استفاده شده است. در این مقاله معیار همگرایی ۰/۰۰۱ و حداقل ۱۰ و حداکثر ۱۰۰ تکرار برای هر گام زمانی در نظر گرفته شده است.



الف



ب

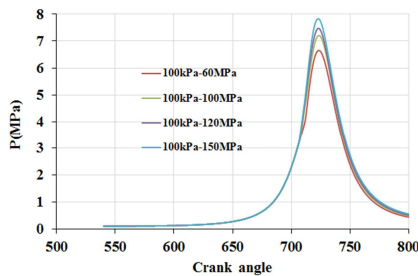
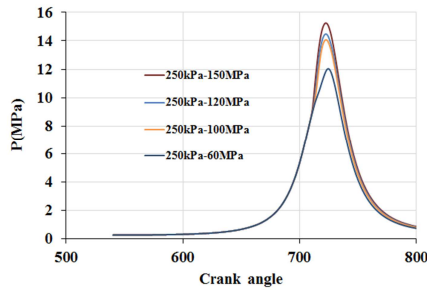
شکل ۵- الف: تغییرات فشار در شبکه‌بندی‌های مختلف ب: تغییرات جرم سوخت خروجی برای شبکه بندی‌های مختلف

۴- صحت‌سنجی

قبل از پیشنهاد هندسه جدید برای نازل، عملکرد احتراقی موتور کوبوتا ۳۳۰۰ با انژکتور متداول آن شبیه‌سازی شد و نتایج به دست آمده برای توان، گشتاور، میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی و میزان تولید آلاینده‌های NO و دوده با نتایج تجربی حسن و همکاران [۲۷] مقایسه و صحت سنجی شد که تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی مشاهده شد. آزمایش موتور و شبیه‌سازی عددی آن در دور موتور ۲۶۰۰ دور در دقیقه و نسبت تراکم ۲۲/۶ انجام شده است. پاشش سوخت نیز ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا آغاز و مقدار آن ۳۶ میلی‌گرم در هر بار پاشش می‌باشد.

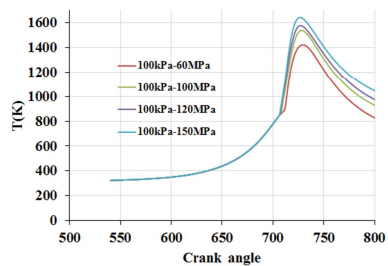
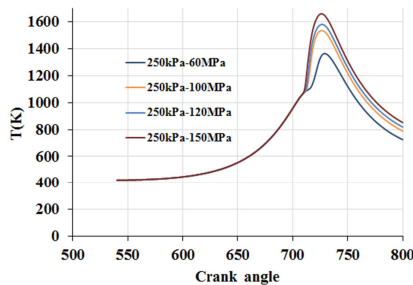
جدول ۴- مقایسه نتایج عددی و تجربی

	تجربی	عددی
گشتاور (Nm)	۱۷۶	۱۷۹/۶
توان (kW)	۴۷/۹	۴۸/۸۸
SFC (kg/kW h)	۰/۲۲۷	۰/۲۴۴



شکل ۹- تغییرات فشار در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

شکل (۱۰) تغییرات دمای میانگین در داخل محفظه احتراق را نشان می‌دهد. رفتار دمایی داخل سیلندر همانند رفتار فشار داخل سیلندر می‌باشد. همچنین در این دو شکل مشاهده می‌شود که با افزایش فشار پاشش دمای میانگین افزایش می‌یابد.



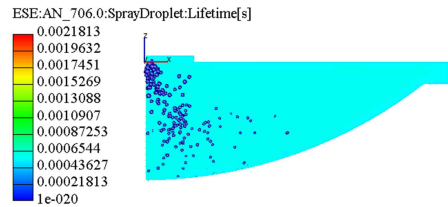
شکل ۱۰- تغییرات دما در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

با توجه به شکل (۱۱)، با شروع احتراق دمای موضعی داخل سیلندر افزایش یافته و نیتروژن شروع به تجزیه شدن در نقاط دما بالا می‌کند. با کاهش فشار پاشش میزان آلاینده اکسید نیتروژن کاهش می‌یابد. زیرا با کاهش فشار پاشش سوخت کمتری وارد سیلندر شده و دمای میانگین کاهش می‌یابد. در حالت پرخورانی مقدار تولید اکسید



شکل ۷- الف: اسپری حاصل از پاشش انژکتور معمولی ب: اسپری حاصل از پاشش انژکتور مقطع حلقوی

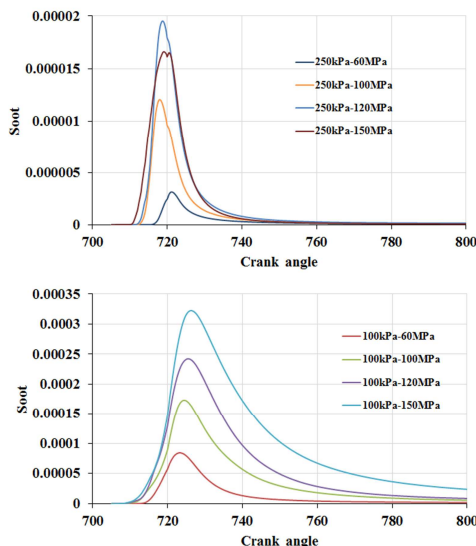
شکل (۸) نحوه اسپری سوخت به داخل محفظه احتراق را نشان می‌دهد.



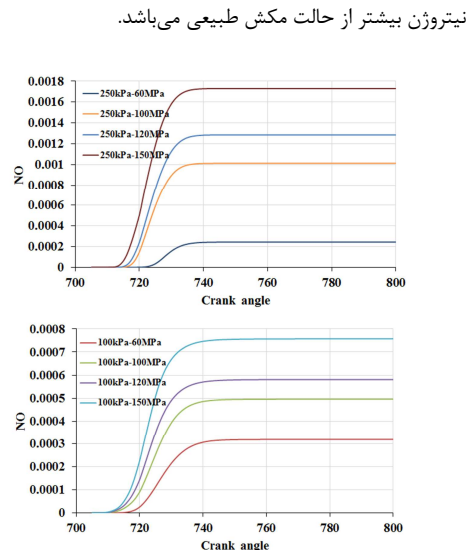
شکل ۸- اسپری سوخت داخل محفظه احتراق

یکی از ویژگی‌های انژکتورهای مقطع حلقوی افزایش زاویه مخروط اسپری می‌باشد. که انژکتور مورد استفاده در کار حاضر نیز به خوبی این وظیفه را انجام داده است. با دقت در قطرات توزیع شده در شکل (۷) و شکل (۸) می‌توان دریافت که قطر قطرات نزدیک به هم بوده و به صورت متوازن از قسمت مرکزی تا قسمت یال مخروط اسپری توزیع شده‌اند. در انژکتور مقطع حلقوی قطر قطرات ورودی به داخل محفظه احتراق خیلی کمتر از انژکتور معمولی می‌باشد (حدود یک‌دهم). همچنین در این نوع از انژکتورها قسمت مرکزی اسپری سوخت دارای تراکم کمتری از قطرات سوخت بوده و در اسپری سوخت آن، مانند انژکتورهای معمولی قطرات درشت سوخت وجود ندارد.

شکل (۹) تاثیر فشار تزریق بر فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل‌لنگ برای دو حالت فشار داخل سیلندر را نشان می‌دهد. با افزایش فشار پاشش، بیشینه مقدار فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد زیرا افزایش فشار پاشش باعث افزایش ورود سوخت به داخل سیلندر شده به تبع آن، مخلوط سوخت و هوای بیشتری برای مرحله احتراق پیش آمیخته فراهم می‌شود. با مقایسه نمودار بالا و پایین در این شکل، با افزایش هوای ورودی به محفظه احتراق از حالت مکش طبیعی به حالت پرخورانی، مقدار فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد.



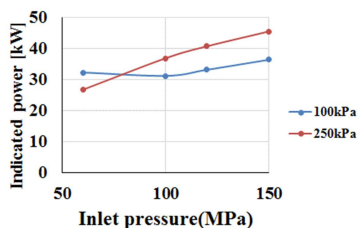
شکل ۱۲- تغییرات دوده در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی



شکل ۱۱- تغییرات NO در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

شکل (۱۳) تغییرات توان در فشارهای پاششی مختلف، برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی را نشان می‌دهد. همان‌طور که انتظار می‌رود توان موتور با افزایش فشار تزریق سوخت، افزایش می‌یابد؛ زیرا با افزایش فشار پاشش مقدار سوخت بیشتری وارد سیلندر می‌شود که این موضوع مهم‌ترین دلیل افزایش توان می‌باشد. البته با افزایش فشار پاشش قطر قطرات ریزتر شده، زاویه مخروط اسپری زیاده‌تر می‌شود و در نتیجه احتراق باکیفیت بهتری انجام می‌گیرد که موجب افزایش جزئی توان خواهد شد. همچنین با پرخورانی هوای بیشتری در اختیار سوخت پاشیده شده قرار می‌گیرد و در نتیجه توان تولیدی برای این حالت بیشتر از حالت مکش طبیعی می‌باشد.

مقدار جرم سوخت ورودی در موتور کوبوتا ۳۳۰۰ برابر ۰.۳۶ میلی‌گرم در هر سیکل می‌باشد که توان تولیدی آن ۴۷.۹ کیلووات (جدول ۴) می‌باشد. در حالت پرخورانی با فشار تزریق ۱۵۰ مگاپاسکال مقدار جرم ورودی برابر ۰.۲۸۸ میلی‌گرم می‌باشد یعنی مقدار سوخت مصرفی در مقایسه با انژکتور معمولی به اندازه ۲۰ درصد کاهش یافته است. ولی مقدار توان تولیدی برای این حالت برابر ۴۵.۲۸ است که به اندازه ۳ درصد کاهش یافته است. بنابراین تغییر نوع انژکتور موجب بهبود عملکرد موتور دیزل کوبوتا ۳۳۰۰ شده است. این بهبود برای حالت‌های دیگر فشار تزریق نیز با اندکی اختلاف صادق می‌باشد.



شکل ۱۳- تغییرات توان تولیدی در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

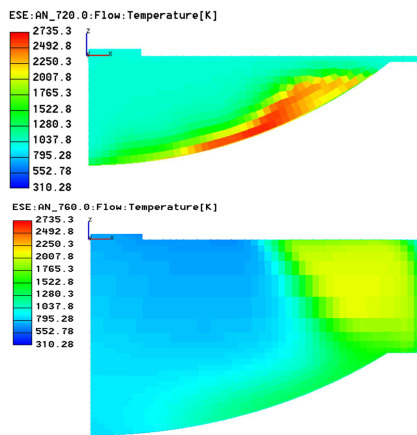
نیترژن بیشتر از حالت مکش طبیعی می‌باشد.

در این حالت فشار و دمای داخل سیلندر افزایش می‌یابد و در نتیجه نیترژن بیشتری تجزیه می‌شود. لازم به توضیح می‌باشد که میزان NO تولیدی در مقایسه با انژکتورهای معمولی (شکل ۶) در اکثر حالات کمتر می‌باشد با آنکه مقدار توان تولیدی تقریباً برابر دارند. این موضوع به خاطر این است که زاویه اسپری سوخت در انژکتورهای مقطع حلقوی بسیار بیشتر از انژکتورهای معمولی و طول نفوذ آن‌ها کم می‌باشد. همچنین در این نوع از انژکتورها قطرات سوخت پاشیده شده به صورت یکنواخت‌تر داخل سیلندر پخش می‌شوند [۲۰].

شکل (۱۲) کسر جرمی دوده را بر حسب زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با شروع احتراق و بالا رفتن دمای محفظه احتراق، به علت سرعت واکنش‌ها و عدم اکسیژن‌رسانی مناسب به سوخت در حال احتراق، مقدار دوده افزایش یافته و پس از اتمام احتراق اصلی به دلیل کند شدن واکنش‌های شیمیایی ناشی از احتراق و همچنین دمای مناسب و شدت توربولانس ایجاد شده در داخل سیلندر، دوده ایجاد شده به مقداری مناسبی اکسیده شده و کاهش می‌یابد. با افزایش فشار پاشش مقدار دوده تولیدی افزایش می‌یابد چون با افزایش فشار مناطق غنی سوخت افزایش می‌یابد و نیز طول نفوذ افزایش یافته و در نتیجه ذرات بیشتری به تاج پیستون برخورد می‌نمایند که موجب احتراق ناقص بیشتر می‌شوند.

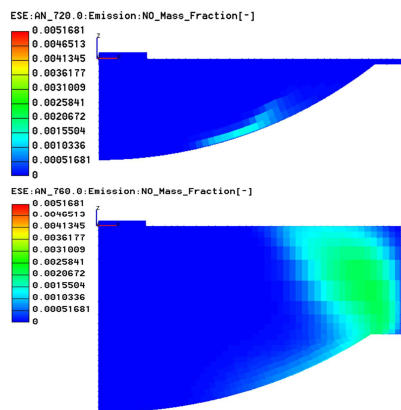
مقدار دوده تولید شده برای حالت مکش طبیعی بیشتر از حالت پرخورانی می‌باشد که به دلیل احتراق‌های ناقص بیشتر در این حالت می‌باشد. همچنین چون دمای میانگین در این حالت کمتر می‌باشد مقدار اکسیده شدن دوده نیز در این حالت کمتر می‌باشد.

100MPa نشان داده شده‌اند. در مناطق با دمای بالای ۲۰۰۰ کلوین، اکسید نیتروژن بیشترین مقدار می‌باشد.



شکل ۱۶- توزیع دما در محفظه‌ی احتراق

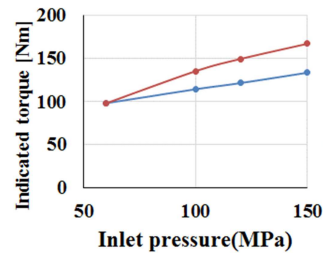
دوده در دو ناحیه تشکیل می‌شود در ناحیه خیلی غنی و خیلی رقیق سوخت، در نواحی احتراق غنی یعنی جایی که آهنگ نفوذ اکسیژن به ناحیه احتراقی جهت رسیدن به شرایط استوکیومتریک کافی نمی‌باشد و نواحی خیلی رقیق سوخت که احتراق کامل نمی‌شود و دما پایین می‌ماند. با توجه به کانتورهای نسبت هم آرزوی دما، در انژکتورهای مقطع حلقوی بیشترین محل تولید دوده در محدوده دمایی ۱۵۰۰ تا ۲۱۰۰ کلوین می‌باشد.



شکل ۱۷- توزیع NO در محفظه‌ی احتراق

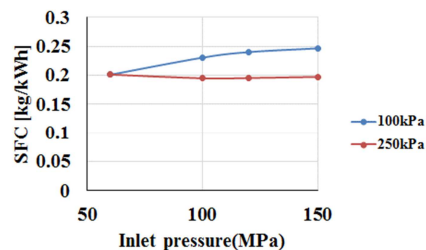
با دقت در کانتورهای توزیع دوده و NO، هر دو آلاینده بیشتر در نقاط دما بالا تولید می‌شوند. NO در منطقه فقیرتر ناحیه دما بالا و دوده در منطقه غنی ناحیه دما بالا تشکیل می‌شود.

شکل (۱۴) تغییرات گشتاور تولیدی را نشان می‌دهد. نمودارهای گشتاور دارای رفتار مشابهی همانند نمودارهای توان می‌باشند. در فشارهای پاششی کم انژکتور، مقدار گشتاور و توان تولیدی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی، نزدیک به هم می‌باشد. در فشارهای تزریق کم مقدار سوخت وارده به داخل سیلندر کم می‌باشد. بنابراین اختلاط هوا و سوخت به صورت یکسان صورت می‌گیرد. در فشارهای تزریق بالا که مقدار سوخت پاشیده شده زیاد می‌باشد، وجود هوای زیاد موجب اختلاط صحیح‌تر و در نتیجه احتراق بهتر می‌شود.



شکل ۱۴- تغییرات گشتاور تولیدی در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

شکل (۱۵) مقدار SFC برای حالت‌های مختلف انژکتور مقطع حلقوی نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود با افزایش فشار پاشش در حالت مکش طبیعی، مقدار SFC افزایش می‌یابد چرا که در این حالت با افزایش فشار طول نفوذ افزایش می‌یابد و قطرات بیشتری به تاج پیستون برخورد می‌نمایند. در نتیجه اختلاط به صورت ناقص اتفاق می‌افتد و SFC در این حالت افزایش می‌یابد. در حالت پرخورانی مقدار SFC در مقایسه با حالت قبل کمتر می‌باشد. چرا که در این حالت هوای داخل سیلندر متراکم‌تر بوده و دمای بالاتری دارند و در نتیجه آن اسپری سوخت به خوبی با هوای فشرده داخل سیلندر مخلوط شده و قطرات خیلی کمتری به سر پیستون برخورد می‌نمایند. با افزایش فشار در این مقدار SFC تقریباً ثابت می‌ماند. مقدار SFC برای موتور کوبوتا ۳۳۰۰ برابر ۰/۲۳۷ می‌باشد (جدول ۴). با مقایسه این مقدار با مقادیر SFC برای انژکتور مقطع حلقوی مشاهده می‌شود که در اکثر حالات پاششی مقدار SFC در انژکتور مقطع حلقوی کمتر از انژکتور معمولی می‌باشد.



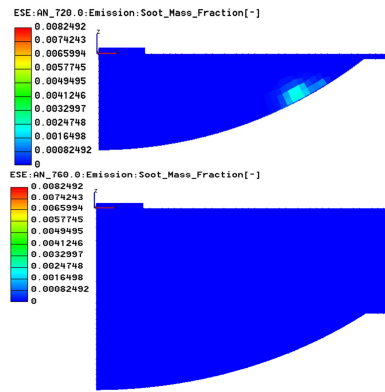
شکل ۱۵- تغییرات SFC در فشارهای مختلف ورودی برای دو حالت مکش طبیعی و پرخورانی

در شکل‌های (۱۶-۱۸) کانتورهای دمای داخل سیلندر، NO و دوده در لحظه مرگ بالا و ۴۰ درجه پس از آن، برای فشار پاشش

پارامتری بعد تجربی	$\ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)$
ضریب سرعت	K_V
ضریب تجربی	C_{pr}
ضریب تجربی	C_{fu}
مقیاس زمانی اختلاط آشفته	τ_r
کسر جرمی	y
فاکتور پیش نمای	A_f
جرم بخار سوخت	M_{fv}
فشار	P
انرژی فعال سازی	E_f
وزن مولکولی کربن	MW_c
قطر میانگین دوده	D_s
جرم دوده	M_s
آهنگ واکنش	R_{tot}
فاکتور پیش نمای	A
انرژی فعال سازی	E_a
علامه یونانی	
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
چگالی دوده	ρ_s
نصف زاویه بیرونی مخروط	θ

۸- مراجع

- [1] Pulkrabek Willard W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall, 2014.
- [2] Zhang Yuyin, et al. Spray characteristics of group-hole nozzle for DI diesel engine. No. 2003-01-3115. SAE Technical Paper, 2003.
- [3] Park Sung Wook, et al. Modeling of group-hole-nozzle sprays using grid-size-, hole-location-, and time-step-independent models. Atomization and sprays 19.6 2009.
- [4] Park Sung Wook, and Rolf D. Reitz. Optimization of fuel/air mixture formation for stoichiometric diesel combustion using a 2-spray-angle group-hole nozzle. Fuel 88.5: pp. 843-852, 2009.
- [5] Gao Jian, et al. An investigation of mixture formation and in-cylinder combustion processes in direct injection diesel engines using group-hole nozzles. International Journal of Engine Research 10.1:pp. 27-44, 2009.
- [6] Pawlowski, Adam, et al. Investigation of the interaction of sprays from clustered orifices under ambient conditions relevant for diesel engines. SAE International Journal of Engines 1.2008-01-0928: pp. 514-527, 2008.
- [7] Gao J., Matsumoto Y. and Nishida K., Experimental Study on Spray and Mixture Properties of the Group-Hole Nozzle for Direct-Injection Diesel Engines, Part I: A Comparative Analysis with the Single-Hole Nozzle, Atomization and Sprays, 19, No. 4, pp. 321-337, 2009.
- [8] Gao J., Matsumoto Y. and Nishida K., Experimental Study on Spray and Mixture Properties of the Group-Hole Nozzle for Direct-Injection Diesel Engines, Part II: Effects of Included Angle and Interval Between Orifices, Atomization and Sprays, 19, No. 4, pp. 339-355, 2009.
- [9] Mohammadi, Hassan, et al. Numerical investigation on the hydrodynamics of the internal flow and spray behavior of diesel fuel in a conical nozzle orifice with the spiral rifling like guides. Fuel 196: pp.419-430, 2017.



شکل ۱۸- توزیع دوده در محفظه‌ی احتراق

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله عملکرد موتور کوپوتا ۷۳۳۰۰ با سوخت دیزل استاندارد با شبیه سازی کامپیوتری مورد بررسی و تحقیق قرار گرفته است. شبیه سازی کامپیوتری عملکرد این موتور باعث استفاده از نرم افزار AVL Fire انجام گردیده است. در این تحقیق قدرت موتور، گشتاور، مصرف سوخت ویژه و انتشار آلاینده ها برای حالت های مکش طبیعی و پرخورانی در چهار حالت فشار پاشش سوخت مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین به منظور توزیع یکنواخت تر قطرات سوخت افزایش زاویه پاشش اسپری و کاهش طول نفوذ اسپری از انژکتور با اریفیس حلقوی استفاده گردیده است.

افزایش فشار پاشش انژکتور در حالت کلی موجب افزایش جرم سوخت ورودی که موجب افزایش توان و گشتاور موتور شد. در حالت مکش طبیعی افزایش فشار پاشش انژکتور یک پدیده نامناسب بوده موجب افزایش SFC از مقدار ۰/۲ در فشار پاشش ۶۰۰ بار به مقدار ۰/۲۵ در فشار ۱۵۰۰ بار شد ولی در حالت پرخورانی افزایش فشار پاشش انژکتور یک پدیده مناسب می باشد چرا که موجب کاهش مقدار SFC از مقدار ۰/۲۰۴ به مقدار ۰/۱۹۷ می شود ولی در این حالت به علت افزایش دمای میانگین مقدار NO تولیدی افزایش یافت. در هر دو حالت فشار محفظه‌ی احتراق، دوده تولیدی در ابتدای احتراق بعد از نقطه مرگ بالا اکسیده و مقدار آن به کمتر از ۰/۰۰۰۰۱ رسید.

۷- نمادها

ΔP	اختلاف فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
h	ضخامت ورق مایع در اوریفیس نازل (m)
Re	عدد رینولدز
d_{out}	قطر اریفیس در خروج (m)
X	نسبت هوا به سطح کل
m_1	جرم سیال جاری (kg/s)
V	سرعت واقعی تخلیه ($\frac{m}{s}$)
A	ثابت $A=400$
C_3	ثابت با مقدار استاندارد $C_3=1.17$
B	ثابت با مقدار استاندارد $B=3$
B_L	طول شکست ورقه سیال
V_{rel}	سرعت نسبی بین مایع و گاز ($\frac{m}{s}$)

- [10] Siebers D. and Higgins B., Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays under Quiescent Conditions, SAE paper 2001-01-0530, 2001.
- [11] Bergstrand P., Forsth M. and Denbrant L., The Influence of Orifice Diameter on Flame Lift-Off Length, Proceedings of ILASS-Europe, Zaragoza, Spain, 9–11 September 2002.
- [12] Nishiguchi F, Sumi Y, Yamane K Reduction in the polar moment of inertia of an automotive turbocharger by controlling aerodynamic blade loading. in: Proc of Turbocharging and Turbochargers, paper C34/82. I Mech E London England pp. 123-127, 1982.
- [13] Pattas K. N. and Stamatelos A. M., Transient behaviour of turbocharged-engined vehicles equipped with diesel particulate traps. No. 920361. SAE Technical Paper, 1992.
- [14] Lee Chang Sik. and Nag Jung Choi. A study on the characteristics of transient response in a turbocharged diesel engine. No. 912461. SAE Technical Paper, 1991.
- [15] Lee, Chang Sik, and Nag Jung Choi. Effect of air injection on the characteristics of transient response in a turbocharged diesel engine. International journal of thermal sciences 41.1: pp. 63-71, 2002.
- [16] Nishida K., Zhang W. and Manabe T., Effects of Micro-Hole and Ultra-High Injection Pressure on Mixture Properties of DI Diesel Spray, SAE Transactions, 116, No. 4, , pp. 421-429, 2008.
- [17] Celikten I. An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines. Applied Thermal Engineering. 2003 Nov 30;23(16):2051-60.
- [18] Sharma, Priyesh, and Tiegang Fang. Spray and atomization of a common rail fuel injector with non-circular orifices. Fuel 153: 016-030, 2015.
- [19] Sharma, Priyesh, and Tiegang Fang. Breakup of liquid jets from non-circular orifices. Exp Fluids 55: 1666, 2014.
- [20] Migliaccio, Marianna, et al. "Experimental and numerical analysis of a high-pressure outwardly opening hollow cone spray injector for automotive engines." Fuel 196 (2017): 508-519.
- [21] Sim J., Badra J. A. and Im H. G. Hollow-Cone Spray Modeling for Outwardly Opening Piezoelectric Injector, 5th AIAA Aerospace Science Meeting, pp.14-52, 2016.
- [22] AVL FIRE manual, part: spray, v2013
- [23] Ahmadi-Befrui, B., Gosman, A. D., Lockwood, R.C. and Watkins, A. P. Multidimensional Calculation of Combustion in an Idealized Homogeneous Charge Engine: A Progress Report. Society of Automotive Engineers (SAE) 810151, 1981.
- [24] Magnussen. B. F., and Hjertager. B. H., On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, 16th International Symposium on Combustion. Pittsburgh: The Combustion Institute, Vol. 16, No.1, pp.719-729, 1977.
- [25] Nishida, K. and Hiroyasu, H. Simplified three-dimensional modeling of mixture formation and combustion in a DI diesel engine. SAE Paper 840624. 4484, 1989.
- [26] Dukowicz JK A particle-fluid numerical model for liquid sprays. J Comput Phys 35(2): 229-253, 1980.
- [27] Hassan N. M. S., M. G. Rasul, and Carl A. Harch. Modelling and experimental investigation of engine performance and emissions fuelled with biodiesel produced from Australian Beauty Leaf Tree. Fuel 150: 625-635, 2015.