

تأثیر انواع پیکربندی پاشش سوخت بر احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دیزل سنگین

بهرام جعفری*

دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی بابل
b.jafari@stu.nit.ac.ir

محسن پورفلاح

دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی بابل
m.pourfalah@stu.nit.ac.ir

سید مصطفی میرسلیم

استادیار - دانشگاه صنعتی امیرکبیر
mirsalim@csr.ir

داوود دومیری گنجی

دانشیار - دانشگاه صنعتی بابل
mirgang@nit.ac.ir

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۸/۸/۱۰ تاریخ پذیرش نهایی: ۸۹/۱/۲۱

چکیده

مدیریت پاشش سوخت که شامل شکل پاشش و زمان بندی پاشش است، اثر مهمی بر عملکرد موتور به‌ویژه شکل‌گیری آلاینده‌ها دارد. اما چگونگی تأثیر انواع شکل پاشش به‌طور همزمان بر عملکرد موتور دیزل سنگین کمتر بررسی شده است. در این مطالعه از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی FIRE برای شبیه‌سازی فرایندهای پاشش و احتراق موتور دیزل سنگین پاشش مستقیم در پنج شکل مختلف پاشش استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که کمترین میزان NO با پاشش مثلی به‌دست می‌آید که همراه با کاهش محسوسی در مقدار توان موتور است. با پیش پاشش و پس پاشش میزان شکل‌گیری دوده با کاهش چشمگیری همراه می‌شود. همچنین کمترین میزان هیدروکربنهای نسوخته در خروجی با پس پاشش قابل دستیابی است.

کلیدواژه‌ها: شبیه‌سازی پاشش، شبیه‌سازی احتراق، پیش پاشش، پس پاشش، پاشش مثلی، پاشش چکمه‌ای، اکسید ازت، دوده

۱- مقدمه

تاریخچه موتورهای احتراق داخلی به سال ۱۸۷۶ بر می‌گردد که اتو اولین موتور اشتعال جرقه‌ای را ابداع کرد و در سال ۱۸۹۲ دکتر ردلف دیزل پیشگام کار بر روی موتورهای اشتعال تراکمی شد و از آن سال به بعد استفاده از این نوع موتورها افزایش یافت؛ به‌طوری‌که امروزه این موتورها سهم مهمی در زمینه‌های تولید قدرت و نیرومحركه بر عهده دارند [۱].

تعاریف بسیاری برای اصطلاح دیزل سنگین وجود دارد که می‌توان از دیدگاهی خاص و یا براساس شاخصی خاص آن را تعریف نمود. از نظر کاربرد، موتورهای دیزل

را به طور کلی می‌توان به دو دسته استفاده جاده‌ای و غیر جاده‌ای تقسیم کرد. دسته دیزل‌های با کاربرد غیر جاده‌ای "دیزل سنگین" نامیده می‌شود. تعریف دیزل سنگین از این دیدگاه، بسیار ساده و رایج است. از ویژگی‌های بارز این موتورها می‌توان به تولید توان زیاد، تولید گشتاور زیاد و یکنواخت، قابلیت استفاده از سوخت‌های سنگین (پست) و قابلیت کار در شرایط سخت کاری، با توجه به ابعاد، جنس و نحوه طراحی اشاره کرد [۲]. موتورهای درون سوز همواره به عنوان یکی از اصلی ترین منابع تولید گازهای آلاینده محیط زیست مطرح هستند. با توجه به افزایش شدت محدودیت‌های آلاینده‌های آینده و کمبود منابع انرژی، سازندگان این موتورها مجبورند تا به طور پیوسته روش‌های آماده سازی مخلوط احتراقی را بهبود دهند تا آلاینده‌های موتور و همچنین مصرف سوخت را کاهش دهند.

بر روی سطح فواره سوخت انجام می‌شود. در معادله پراکندگی الگوی WAVE نرخ پیشینه رشد امواج ناپایدار (Ω) و طول موج (Λ) متعلق به آن، به خواص فیزیکی مایع و گاز (سوخت و هوا) بر می‌گردند که این وابستگی با استفاده از نظریه امواج سطحی کلین - هلمهوتز (K-H) به صورت معادله (۱) بیان می‌شود.

$$\frac{\Lambda}{r} = 9.02 \frac{(1 + 0.45oh^{0.5})(1 + 0.4T^{0.7})}{(1 + 0.87W e_g^{1.67})^{0.6}} \quad (1)$$

$$\Omega \left[\frac{\rho_l r^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34 + 0.38W e_g^{1.5})}{(1 + oh)(1 + 1.4T^{0.6})}$$

۲-۲- تبخیر سوخت

مرحله تبخیر و به‌ویژه نرخ تبخیر سوخت به عنوان یک عامل بحرانی و تعیین کننده در احتراق دیزل مطرح می‌باشد به طوری که مراحل اولیه احتراق به شدت تحت تأثیر این فرایند قرار می‌گیرد. به‌طور کلی دو رویکرد متفاوت را می‌توان برای تبخیر ذرات سوخت به صورت تابعی از زمان در نظر گرفت. رویکرد اول به الگوهای غیردائم بر می‌گردد که در آن فاز مایع به صورت ذرات کروی شکل به‌همراه تغییرات (گرادیان) خواص ترمودینامیکی در جهت شعاعی در نظر گرفته می‌شود. در حالت پیشرفته‌تر فرض کروی بودن ذرات سوخت تا پایان عمر آنها حذف می‌شود و از هندسه‌های متفاوتی با توجه به میدانهای فشار و جریان استفاده می‌شود. رویکرد دوم استفاده از الگوهای شبه پایدار است که خواص ترمودینامیکی ثابتی را برای کل حجم ذرات سوخت و لایه‌های مرزی اطراف آنها در نظر می‌گیرند. در این الگوها برخلاف الگوهای دائم، انتقال حرارت هدایتی و جابه جایی از محیط اطراف ذرات سوخت به سطح این ذرات، علاوه بر تأمین انرژی تبخیر، دمای فاز مایع را نیز افزایش می‌دهد، که فرایند اخیر باعث تبخیر فاز مایع از طریق جابه جایی و نفوذ می‌گردد. در کل این فرایندها شکل ذرات سوخت به صورت کروی باقی می‌ماند. مطالعات انجام شده نشان می‌دهند که در شرایط موجود در موتور دیزل، تفاوت دمایی میان سطح و مرکز ذرات سوخت تنها ۵ درصد می‌باشد. چنین رفتاری با توجه به اینکه عمر یک قطره سوخت چندین برابر بزرگتر از مقیاس زمانی است که در طول آن خواص ترمودینامیکی تغییر می‌کند، قابل توجیه است.

در شرایط موتور دیزل از الگوی اسپالدینگ که بر اساس رویکرد دوم بنا شده است استفاده می‌شود [۹].

۲-۳- احتراق

تعیین مقدار متوسط نرخ واکنش‌های شیمیایی احتراق مسئله مهمی در شبیه سازی عددی فرایندهای سینتیک شیمیایی است، چون در این فرایندها توابع غیر خطی بسیاری برای تعیین مقادیر محلی دما و تراکم گونه‌ها وجود دارد. اگرچه مطلوبست تا جزییات ساز و کار واکنش‌ها بررسی شود، اما منابع محاسباتی در دسترس به اندازه ای نیست تا هزاران واکنش ابتدایی به همراه صدها گونه شرکت کننده در آنها را در اختیار داشته باشد. شبیه‌سازی احتراق در نمونه مورد بررسی بر اساس الگوی شکست گردابی (ادی) انجام گرفته است. در این الگو فرض شده است که نرخ متوسط واکنش‌های دره‌می به وسیله اختلاط درونی واکنش دهنده‌های سرد با محصولات احتراق داغ محاسبه می‌شود. همچنین نرخ مصرف سوخت به‌صورت تابعی از خواص محلی جریان مشخص شده است. نرخ مخلوط مهار شده واکنش برحسب عبارت مقیاس زمانی آشفته‌گی $k - \varepsilon$ بیان می‌شود. این الگو، نرخ استهلاک سوخت، اکسیژن و محصولات را بررسی می‌کند و آهسته‌ترین نرخ را به عنوان نرخ واکنش سوخت در نظر می‌گیرد. نرخ استهلاک آشفته‌گی

با توجه به این مهم، نیاز به ابزارهای تحلیلی جدیدی در زمینه پدیده احتراق بیش از پیش احساس می‌شود. یکی از این ابزارهای قدرتمند، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) است که به کمک آن می‌توان عملکرد موتور را پیش بینی کرد زیرا در موتورهای درون‌سوز جریان تراکم پذیر، درهم، ناپایدار، تناوبی و پویاست. رفتار فرآیند احتراق به‌شدت تحت تأثیر جزئیات پاشش سوخت قرار می‌گیرد که با فرآیند پیچیده تبخیر سوخت و جریان مترامک دو فازی همراه است.

امروزه استفاده از پیش‌قاعده‌مند تشکیل مخلوط احتراقی با استفاده از سامانه‌های پاشش سوخت فشار قوی، سبب بهبود اساسی در مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌های خام موتورها شده است. بهینه‌سازی سامانه پاشش سوخت به عنوان یکی از راه‌های اساسی کاهش آلاینده‌های موتورهای دیزل سنگین و همچنین بهبود عملکرد شناخته می‌شود. سامانه‌های پاشش سوخت جدید، امکان ایجاد پاشش سوخت چندگانه را ایجاد می‌کنند. تحقیقات بسیاری در زمینه بررسی اثر شکل و زمانبندی پاشش در انواع موتورهای دیزل انجام شده است. ویکمن تأثیر فشار قوی پاشش و شکل پاشش را بررسی کرد و نتیجه گرفت که شکل پاشش نزولی قابلیت کاهش شکل‌گیری دوده را دارا می‌باشد [۳]. دسانتس اثر تغییرات شکل و نرخ پاشش را بر عملکرد و تولید آلاینده‌ها در موتور دیزل سنگین بررسی کرده است [۴]. چونجا دو شکل پاشش مثلثی و کلاه استوانه ای را در موتور دیزل اعمال کرده و تفاوت در پاشش صعودی و نزولی را بررسی کرد [۵]. با توجه به اینکه در کارهای گذشته بررسی جامعی از شکل‌های مختلف پاشش در کنار هم انجام نشده است تا بتوان تأثیر آنها را در کنار هم مشاهده کرد، در این تحقیق، پنج راهبرد مختلف پاشش سوخت و تأثیر آن بر احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دیزل بررسی شده است. برای شبیه‌سازی پاشش و احتراق از کد محاسباتی FIRE استفاده شده است. برای صحنه‌گذاری، از داده‌های تجربی موتوری در خانواده موتورهای دیزل سنگین به نام کاتریپلار ۳۴۰۶ استفاده شده است. موتور مورد بررسی در این تحقیق، موتور دیزل سنگین با کاربری دریایی با قطر استوانه ۱۶۵ میلی متر، طول مسیر سمه ۱۹۵ میلی متر و نسبت تراکم ۱۳/۵ است که برای دستیابی به توان ۲ مگاوات و سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه طراحی شده است [۶].

۲- الگوی محاسباتی

پیش‌بینی جزئیات میدان جریان در موتورهای درون‌سوز و فرایندهای انتقال حرارت و احتراق، با حل عددی معادلات بقا امکان پذیر خواهد شد. این روش‌های عددی را در دهه‌های اخیر محققان بررسی کرده‌اند و در این مدت به‌طور پیوسته توانایی تحلیل میدان جریان در هندسه‌های واقعی موتور افزایش یافته است. اما هنوز پیش‌بینی کاملاً دقیق از مشخصات فرایندهای واقعی موتور با روش‌های عددی امکان پذیر نیست. اگرچه الگوهای جریان گاز، قابلیت شبیه‌سازی دقیق را دارد ولی پیش‌بینی رفتار افشانه سوخت و احتراق بسیار پیچیده و دشوار است [۷].

۲-۱- جدایش سوخت

مشکل اصلی در شبیه‌سازی افشانه سوخت در احتراق دیزل، تعیین و تطبیق ساز و کار حاکم بر فرایندهای جدایش می‌باشد. در این شبیه‌سازی از الگوی جدایش WAVE استفاده شده است. این الگو را برای اولین بار ریتز پیشنهاد کرده است. در این الگو قطر ذرات تریق شده برابر با قطر خروجی سوراخ افشانه در نظر گرفته می‌شود. بررسی جدایش سوخت تریق شده و ذرات حاصل از جدایش با توجه به تحلیل پایداری فواره مایع انجام می‌شود. در این الگو برخلاف الگوهای دیگر نیازی به تعیین توزیع اولیه اندازه ذرات در خروجی افشانه نمی‌باشد [۸].

تحلیل افشانه که به صورت استوانه‌ای در نظر گرفته می‌شود با استفاده از نظریه خطی مرتبه اول و با فرض جابه‌جایی‌های اولیه بسیار کوچک به صورت تقارن محوری

این الگو شامل دو فرایند شکل‌گیری و اکسایش دوده می‌باشد و براساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن می‌باشد [۱۲]. جرم دوده خالص تولید شده از رابطه (۸) بدست می‌آید.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (8)$$

که نرخ شکل‌گیری و اکسایش دوده با روابط زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = k_f M_{fv} \quad (9)$$

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

$$\frac{dM_{so}}{dt} = k_o M_s X_{O_2} \quad (10)$$

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

شاخص‌های مهمی که عبارتند از نسبت هوا به سوخت محلی، دما، فشار و مدت زمان حضور قطرات سوخت در محفظه، در شکل‌گیری دوده تأثیر می‌گذارند.

۳- صحنه‌گذاری

چون موتور مورد نظر هنوز تولیدی نشده است، برای صحنه‌گذاری الگوهای ساخته شده در نرم افزار FIRE، از داده‌های تجربی موتوری در خانواده موتورهای دیزل سنگین و مشابه با موتور مورد نظر استفاده شده است. مشخصات این موتور به نام کاتریپلار ۳۴۰۶ در جدول (۱) آمده است [۱۳]. نتایج شبیه‌سازی شده فشار داخل استوانه و رهایی گرما در شکل‌های (۱) و (۲) و مقدار خروجی اکسید ازت و دوده در شکل‌های (۳) و (۴) با نتایج تجربی مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل‌ها دیده می‌شود حل عددی با نتایج تجربی تطابق خوبی دارد. همچنین برای نمایش بهتر و دقیق‌تر در جدول (۲) نتایج تجربی و عددی مقایسه شدند.

جدول ۱ مشخصات هندسی موتور کاتریپلار ۳۴۰۶

۱۳۲,۱۹	قطر استوانه (میلی متر)
۱۶۵	طول مسیر سمبه (میلی متر)
۲۶۱,۶۲	طول دسته سمبه (میلی متر)
۲,۴۴	حجم جایجایی هر استوانه (لیتر)
Mexican hat	شکل کاسه سمبه
۱۵	نسبت تراکم
۱۶۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۶	تعداد سوراخهای افشانه
۰,۲۵۹	قطر سوراخهای افشانه (میلی متر)
۱۳۵	نرخ پاشش سوخت (گرم بر دقیقه)
۱۲۵	زاویه افشانه سوخت

سوخت، اکسیژن و محصولات را می‌توان بدین صورت بیان کرد [۱۰]:

$$R_{fu} = -A \rho m_{fu} \frac{\varepsilon}{k} \quad (2)$$

$$R_{ox} = -A \rho \frac{m_{ox}}{s} \frac{\varepsilon}{k} \quad (3)$$

$$R_{pr} = -B \rho \frac{m_{pr}}{s+1} \frac{\varepsilon}{k} \quad (4)$$

۲-۴- تشکیل اکسیدهای نیتروژن (NO_x)

اکسیدهای نیتروژن در موتورهای دیزل شامل اکسید نیتروژن NO و مقدار کمی دی اکسید نیتروژن NO_۲ می‌باشند. دی اکسید نیتروژن از اکسید نیتروژن حاصل می‌شود. منابع اصلی شکل‌گیری آلایندة NO را می‌توان به سه دسته تقسیم کرد:

■ NO گرمایی، که به واسطه تجزیه مولکول‌های هوا و نیتروژن شکل می‌گیرد.
 ■ NO سریع، که بر اثر هجوم هیدروکربن‌ها به نیتروژن موجود در هوا شکل می‌گیرد.

■ NO سوخت، که بر اثر نیتروژن موجود در سوخت شکل می‌گیرد.

از شکل‌گیری NO سوخت در موتورهای درون‌سوز می‌توان صرف‌نظر نمود. نرخ شکل‌گیری NO سریع در مقایسه با NO گرمایی بسیار کوچک است. در موتور، فشار استوانه در خلال فرایند احتراق افزایش می‌یابد و به دنبال آن گازهای سوخته شده در دمای بسیار گرم متراکم می‌شوند و تمام این اتفاقات دقیقاً پس از احتراق رخ می‌دهد. به همین دلیل نرخ شکل‌گیری NO گرمایی در مقایسه با انواع دیگر چشمگیر است.

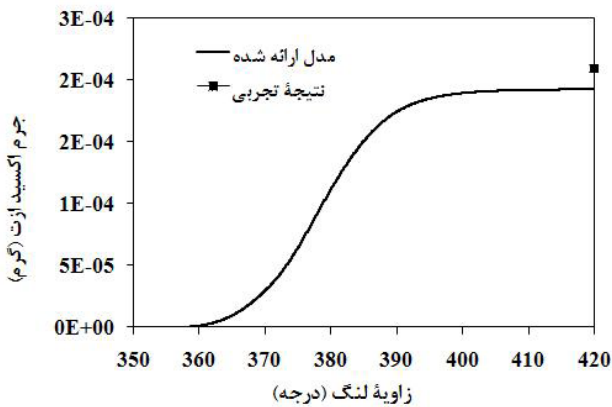
برای بررسی سینتیک تشکیل NO از الگوی زلدویچ استفاده می‌شود. آنچه به‌طور کلی پذیرفته شده این است که در احتراق مخلوط تقریباً درست (استوکیومتریک)، معادلات حاکم بر شکل‌گیری اکسید نیتروژن از مولکول‌های نیتروژن هوا بدین صورت خواهد بود:



ثابت‌های نرخ واکنش در جهت رفت و برگشت برای واکنش‌های مذکور (k_i^+ , k_i^-) به طور تجربی اندازه‌گیری شده است و مقادیر آن در مرجع [۱] آمده است.

۲-۵- تشکیل دوده

واژه دوده تعریف مشخص برای یک ماده خاص نیست اما در حالت کلی، دوده ماده جامدی است که شامل هشت قسمت کربن و یک قسمت هیدروژن می‌باشد [۱۱]. تحت شرایط دمای گرم و مخلوط غنی، همانند آنچه که در موتور دیزل اتفاق می‌افتد، سوخت‌های هیدروکربنی تمایل قوی برای تشکیل ذرات دوده از خود نشان می‌دهند. معمولاً تحت شرایط کارکرد موتور، بیشترین مقدار دوده در مراحل اولیه احتراق شکل می‌گیرد و سپس به دلیل اکسایش مقدار آن رو به کاهش می‌رود. در شرایط ایده‌آل، احتراق سوخت هیدروکربنی سبب شکل‌گیری O_{2,sf} و H_۲O خواهد شد. مقدار اکسیژن مورد نیاز برای احتراق کامل، اکسیژن استوکیومتری (O_{۲,st}) نامیده می‌شود. اگر مقدار اکسیژن از مقدار استوکیومتری آن کمتر باشد، شرایط مناسبی برای تشکیل دوده فراهم می‌شود. از الگوی هیروپاسو برای شبیه‌سازی تشکیل و اکسایش دوده استفاده شده است.



شکل ۴ نمودار تغییرات جرم اکسید ازت در موتور کاتریپلار

جدول ۲ مقایسه نتایج تجربی و عددی

دوده	اکسید ازت	بیشینه فشار	
(گرم)	(گرم)	(بار)	
۰,۰۰۰۰۰۰۲۹	۰,۰۰۰۰۱۹	۹۰	شیشه سازی
۰,۰۰۰۰۰۰۱۷۸	۰,۰۰۰۰۲۱	۹۲	نتایج تجربی

۴- مشخصات موتور مورد بررسی

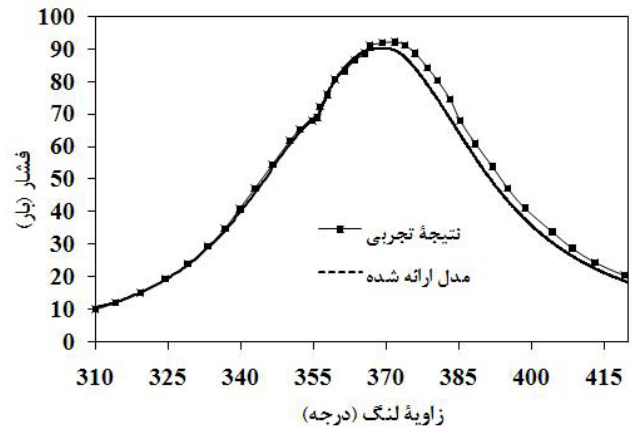
همان طور که گفته شد، موتور مورد بررسی از نوع دیزل سنگین است که در طراحی مفهومی اولیه برای کاربرد دریایی طراحی شده است. مشخصات هندسی این موتور در جدول (۳) ارائه شده است. سامانه پاشش این موتور از نوع چند راهه سوخت است، که امکان ایجاد انواع پیکربندی پاشش را برای انتخاب سامانه بهینه فراهم می کند. مشخصات کلی این سامانه در جدول (۴) نشان داده شده است.

جدول ۳ مشخصات هندسی موتور مورد بررسی

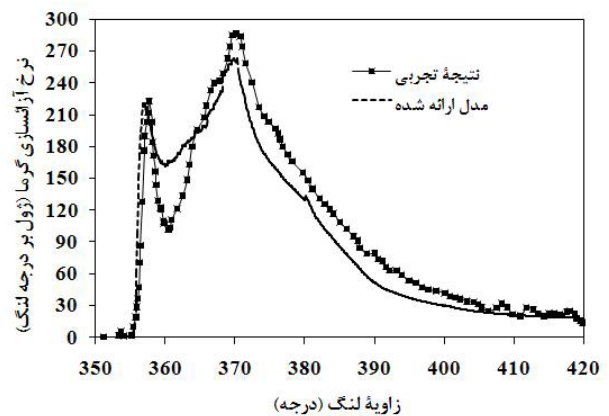
۱۶۵	قطر استوانه (میلی متر)
۱۹۵	طول مسیر سمبه (میلی متر)
۳۸۰	طول دسته سمبه (میلی متر)
۴,۱۷	حجم جایجایی هر استوانه (لیتر)
۱۶	تعداد استوانه های موتور
۱۳,۵	نسبت تراکم
۱,۱۸	نسبت طول مسیر سمبه به قطر استوانه

جدول ۴ مشخصات سامانه پاشش

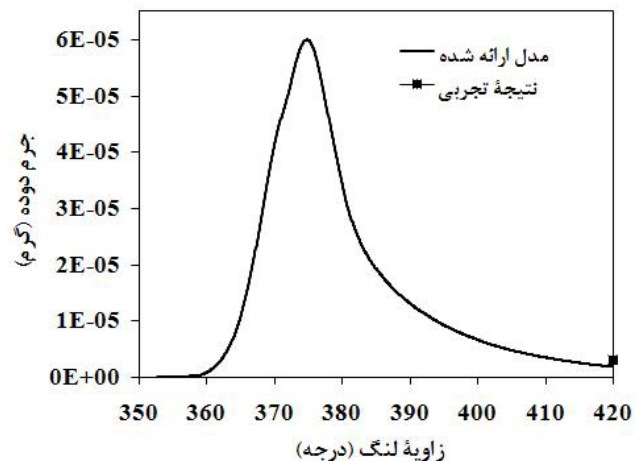
۶	تعداد سوراخ های افشانه
۰,۳۲	قطر سوراخ های افشانه (میلی متر)
۳,۲۵	نسبت طول به قطر افشانه
-۱۷	زمان شروع پاشش (درجه لنگ)
۴۶۰	مقدار سوخت پاشش شده در هر استوانه (میلی گرم)
۳۵۰	دمای اولیه سوخت پاشش شده (کلوین)
۸	زاویه مخروط افشانه
۱۴۰	زاویه افشانه سوخت



شکل ۱ نمودار تغییرات فشار داخل استوانه در موتور کاتریپلار



شکل ۲ نمودار تغییرات نرخ رهایی گرما در موتور کاتریپلار



شکل ۳ نمودار تغییرات جرم دوده در موتور کاتریپلار

جدول ۵ زمان‌بندی پنج شکل مختلف پاشش

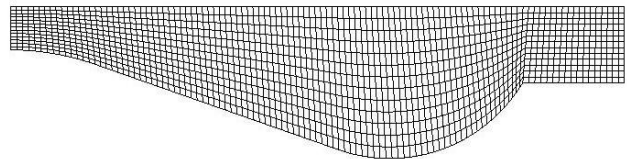
شکل پاشش	مدت زمان پاشش (CA)	زمان شروع پاشش (ATDC)
دو زنگه ای	۳۱٫۸	-۱۷
مثلثی	۳۱٫۸	-۱۷
چکمه ای	۳۱٫۸	-۱۷
پیش پاشش	۳۶٫۸	-۲۱
پس پاشش	۳۹٫۸	-۱۷

۶- نتایج

تفاوت در شکل رهایی گرما واضح‌ترین تأثیر تغییر شکل پاشش است. در شکل (۷) نرخ رهایی گرما بر حسب درجه لنگ برای پنج شکل مختلف پاشش نشان داده شده است.

عموماً رهایی گرما ناشی از احتراق، موتورهای دیزل پاشش مستقیم را به سه بخش تقسیم می‌کنند. بخش نخست از هنگام ورود به محفظه احتراق آغاز می‌شود و تا انتهای سوختن پیش آمیخته ادامه می‌یابد. درست بعد از اینکه فواره سوخت (با دمای تقریباً ۷۵ درجه سانتیگراد) به داخل محفظه احتراق وارد می‌شود، اختلاط آن با هوای داغ فشرده (حدود ۶۵۰ درجه سانتیگراد) آغاز می‌گردد. به تدریج که سوخت به داخل محفظه احتراق نفوذ می‌کند، هوای بیشتری به ناحیه فواره وارد می‌شود. در نتیجه تخییر قطرات سوخت آغاز می‌شود و پوششی از مخلوط هوا و بخار گرم سوخت، افشانه را در بر می‌گیرد. هنگامی که دمای ناحیه غنی در مخلوط هوا و سوخت حدوداً به ۷۵۰ کلوین برسد، اولین واکنش‌ها که منجر به تجزیه سوخت با عدد ستان بزرگ می‌گردد، رخ می‌دهد. این واکنش‌ها که با نفوذ بیشتر فواره سوخت همراه است سبب ورود هوای داغ بیشتری به داخل فواره می‌شود و موجب افزایش دمای مخلوط و نرخ پیشرفت واکنش‌ها می‌گردند. سپس دما و نرخ واکنش‌ها به سرعت افزایش می‌یابند که در نتیجه آن، کل مخلوط هوا و سوختی که در مرحله مهلت اشتعال تشکیل شده است، می‌سوزد و مرحله اول سوختن دیزل که احتراق پیش آمیخته نام دارد به اتمام می‌رسد. این احتراق ناگهانی مخلوط پیش آمیخته هوا و سوخت موجب افزایش شدید در نرخ رهایی گرما و نیز نرخ افزایش فشار می‌شود. هر چقدر میزان و شدت سوختن در مرحله اول احتراق بیشتر باشد (احتراق در حجم ثابت)، بازده گرمایی افزایش و مصرف ویژه سوخت کاهش می‌یابد. از سوی دیگر افزایش دمای ناشی از این مرحله، به‌طور مستقیم باعث تولید NO_x می‌شود. ترکیب این محدوده دمایی با مقادیر کم اکسیژن، شرایط را برای تولید دوده مهیا می‌کند و مقادیر زیادی دوده در ناحیه داخلی فواره تشکیل می‌شود.

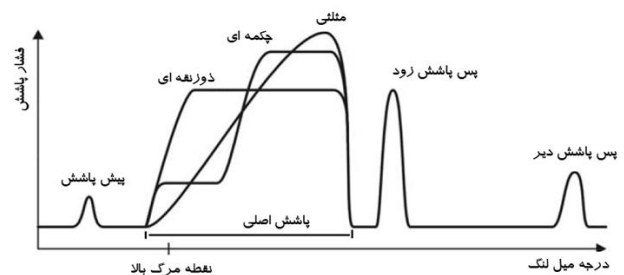
در طراحی موتور دیزل برای دستیابی به توان بیشینه بدون افزایش آلاینده‌های مضر، انطباق دقیق شکل محفظه احتراق، حرکت جریان هوای ورودی به محفظه احتراق و پاشش سوخت مورد نیاز است. موتورهای دیزل سنگین که اغلب سمبه‌هایی با قطر بزرگ دارند از سامانه‌های پاشش سوخت فشار قوی استفاده می‌کنند و در این موتورها اتکای چندانی بر نسبت چرخش قوی وجود ندارد. شکل کاسه سمبه باید با عمق نفوذ افشانه سوخت و میزان چرخش هوا تطبیق داده شود. هندسه کاسه سمبه شبیه‌سازی شده و همچنین نوع شبکه‌بندی این هندسه در شکل (۵) نشان داده شده است.



شکل ۵ هندسه و شبکه شبیه‌سازی شده کاسه سمبه

۵- راهبردهای پاشش سوخت

سامانه‌های پاشش سوخت جدید، امکان ایجاد پاشش سوخت چندگانه را ایجاد می‌کنند. شکل (۶) پنج راهبرد مختلف پاشش سوخت استاندارد و چندگانه را نشان می‌دهد.



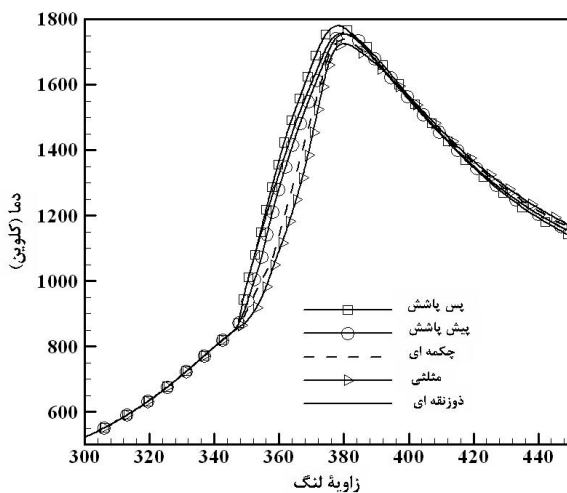
شکل ۶ نمودار پاشش چندگانه و شکل دهی به نرخ پاشش

فرآیند پاشش از سه بخش پیش پاشش، پاشش اصلی و پس پاشش تشکیل شده است. پنج حالت مختلف پاشش شامل دو زنگه ای، مثلثی، چکمه ای، پیش و پس پاشش در موتور معرفی شده بررسی شده است. برای رسیدن به هر یک از حالت‌های یاد شده چندین شکل در زمان بندی‌های مختلف در نرم‌افزار FIRE اجرا گردید و در نهایت این پنج گزینه بعنوان بهترین شکل‌های پاشش برای مقایسه در نظر گرفته شد. از ذکر نتایج این بخش به دلیل حجم زیاد نمودارها صرف نظر و تنها از نتایج آن بعنوان شرایط اولیه استفاده می‌شود. برای حفظ شرایط مقایسه‌ای مقدار سوخت پاشیده شده در هر پنج حالت یکسان در نظر گرفته شده است.

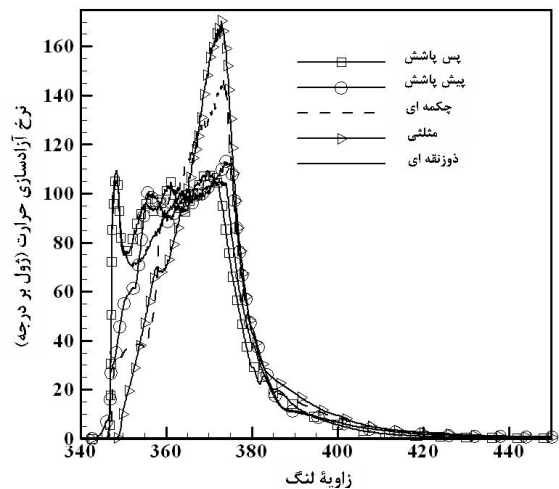
زمان شروع پاشش و مدت زمان پاشش در هر یک از حالت‌های پنج‌گانه در جدول (۵) نشان داده شده است.

محصولات احتراق جزئی، از مرزهای ناحیه داخلی فواره به خارج نفوذ می‌کنند و در مرز فواره به صورت شعله انتشاری می‌سوزند. فقط ۱۰ تا ۱۵ درصد انرژی سوخت در ناحیه سوختن جزئی آزاد می‌شود و مابقی آن در شعله انتشاری آزاد می‌گردد. مرحله آخر، به سوختن بخش نسوخته و نیز باقی مانده دوده در ناحیه شعله انتشاری اختصاص دارد. اما به دلیل کاهش دمای گاز در مرحله انبساط و کاهش میزان اکسیژن، نرخ واکنش‌های شیمیایی کاهش می‌یابد و در نتیجه شعله انتشاری محدود می‌شود. بخش عمده دوده موتورهای دیزل از این فرآیند شعله انتشاری در مرحله پایانی احتراق نتیجه می‌شود. همان‌طور که در نمودار رهایی گرما مشاهده می‌شود، در دو شکل پاشش مثلثی و چکمه‌ای، بخش اصلی سوخت در ۳۰ درجه لنگ بعد از نقطه مکث بالا محترق و بیشینه مقدار رهایی گرما در مرحله دوم احتراق مشاهده می‌شود. در حقیقت مرحله اول احتراق برخلاف سه شکل دیگر پاشش به صورت شکستگی کوچکی در نمودار نشان داده می‌شود و با کمی اغماض می‌توان گفت در این دو شکل پاشش، مرحله اول احتراق وجود ندارد. به دلیل فقدان احتراق پیش آمیخته در این دو شکل پاشش، میزان رشد فشار به‌طور چشمگیری کاهش می‌یابد و همان‌طور که در شکل (۸) نشان داده شده است کمترین مقدار فشار داخل استوانه متعلق به این دو شکل پاشش می‌باشد. همان‌طور که گفته شد هر قدر میزان رهایی گرما در احتراق پیش آمیخته بیشتر باشد، افزایش فشار با رشد بیشتری همراه است. بیشترین مقدار فشار داخل استوانه در حالت پس پاشش مشاهده می‌شود که تحت تأثیر بیشترین میزان رهایی گرما در مرحله اول احتراق در این شکل پاشش حاصل می‌شود. با کاهش مقدار رهایی گرما در مرحله اول احتراق، فشار داخل استوانه کاهش می‌یابد بنابراین بعد از پس پاشش، به ترتیب دو حالت دوزنقه‌ای و پیش پاشش دارای بیشترین مقدار فشار می‌باشند.

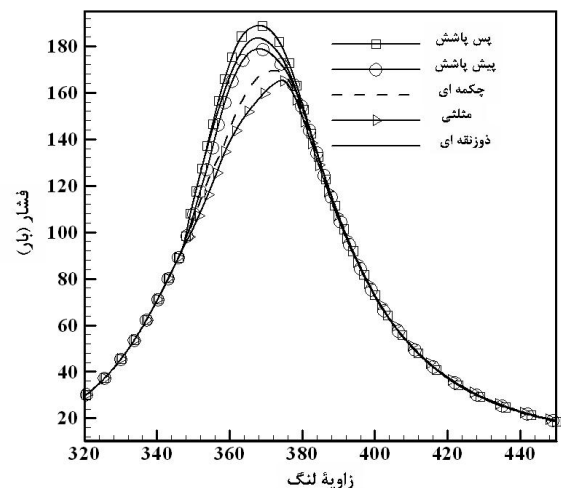
مقدار دمای داخل محفظه احتراق نیز همانند فشار تحت تأثیر شکل رهایی گرما است. روند افزایش دما در پنج حالت مختلف پاشش در شکل (۹) نشان داده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رود بیشینه دمای داخل استوانه در حالت پس پاشش بدست می‌آید. مقادیر دما و فشار نشان می‌دهد که با پاشیدن مقداری سوخت بعد از ورود بخش اصلی، می‌توان بیشترین قدرت خروجی و بزرگترین بازده احتراقی را بدست آورد. میزان سوخت نسوخته یکی دیگر از مواردی می‌باشد که در حالت پس پاشش دارای شرایط مطلوبی است. همان‌طور که در شکل (۱۰) نشان داده شده است، کمترین میزان سوخت نسوخته در خروجی با پس پاشش بدست می‌آید. شکل رهایی گرما نشان می‌دهد که بزرگترین بازده احتراق در هر دو مرحله با این حالت پاشش بدست می‌آید.



شکل ۹ نمودار تغییرات دمای داخل استوانه بر حسب درجه لنگ



شکل ۷ نمودار تغییرات رهایی گرما بر حسب درجه لنگ



شکل ۸ نمودار تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب درجه لنگ

با توجه به پیوند سه‌گانه مولکول نیتروژن، برای تجزیه مولکول آن و نیز فعالسازی تشکیل NO_x ، حدوداً دمای ۲۰۰۰ درجه کلوین مورد نیاز است. بعد از اینکه دما به حد مورد نظر رسید، تولید NO_x به‌طور نمایی با افزایش دما، افزایش می‌یابد. از این مرحله به بعد، ریشه‌های ایجاد شده از ناحیه داخلی افشانه به ناحیه خارجی آن منتشر می‌شود و در ناحیه واکنشی نازکی به نام شعله انتشاری می‌سوزند. این مرحله از احتراق با نرخ اختلاط سوخت و هوا مهار می‌شود و این محدودیت سبب سوختن آرام آن در مقایسه با سوختن پیش آمیخته می‌گردد. در مرحله دوم احتراق، قطرات سوخت پاشیده شده بر اثر ورود هوای داغ و محصولات احتراق به داخل فواره، گرم می‌شوند. با نفوذ بیشتر سوخت تبخیر شده به داخل افشانه، سوخت به مولکول‌های کوچک تر می‌شکند که به دلیل کمبود اکسیژن داخل فواره داغ، در معرض اکسایش جزئی قرار می‌گیرند. اکسایش جزئی و انتقال حرارت از شعله انتشاری، دمای ناحیه داخلی را حدود ۱۶۰۰ تا ۱۷۰۰ کلوین نگه می‌دارد.

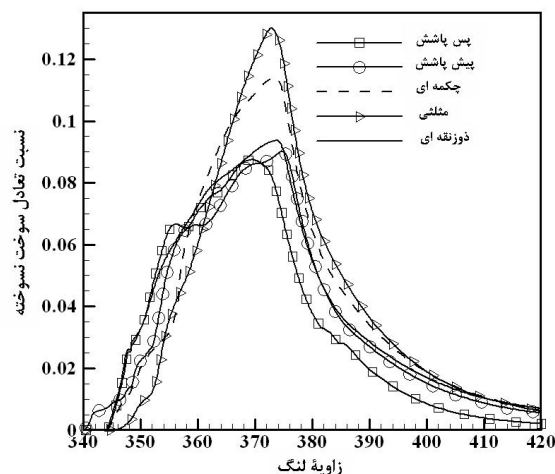
در دو حالت پاشش مثلثی و چکمه‌ای پاشش بخش اصلی سوخت تقریباً از نقطه مکث بالا شروع می‌شود و در محدوده زمانی کوتاهی بعد از آن ادامه می‌یابد. به دلیل ورود مقدار زیاد سوخت در مدت زمان کوتاه، دو مشکل اساسی بوجود می‌آید؛ نخست اینکه اکسیژن کافی برای احتراق این مقدار سوخت در این مدت زمان کوتاه وجود ندارد بنابراین بعد از نقطه مکث بالا، با رشد ناگهانی مقدار سوخت نسوخته مواجه می‌شویم. مشکل دیگری که پاشش بخش اصلی سوخت در نقطه مکث بالا ایجاد می‌کند افزایش برخورد قطرات سوخت پاشیده شده می‌باشد. وقتی دو قطره کوچک با یکدیگر برخورد می‌کنند و قطره‌های بزرگتر را تشکیل می‌دهند. این قطره بزرگ دارای اندازه حرکت و قدرت نفوذ بیشتری نسبت به قطره کوچکتر می‌باشد. به همین دلیل قطرات در محفظه احتراق بیشتر نفوذ کرده و احتمال برخورد آنها با دیواره استوانه افزایش می‌یابد. قطراتی که با دیواره برخورد می‌کنند از چرخه احتراقی داخل محفظه خارج می‌شود و هنگام باز شدن دریچه خروجی، به صورت ذرات سوخت نسوخته از محفظه احتراق خارج می‌شود.

دما و اکسیژن دو عامل تعیین در شکل‌گیری NO_x می‌باشد؛ یعنی در شرایط دمای گرم و حضور اکسیژن مقدار آن شروع به افزایش می‌کند. با پس پاشش، نرخ رهایی گرما در مرحله پیش آمیخته سبب افزایش دما و فشار در داخل استوانه می‌شود و به دلیل وجود اکسیژن کافی با توجه به مقدار سوخت، شکل‌گیری NO_x زودتر از چهار حالت دیگر و با شدت بیشتری آغاز می‌شود. با توجه به بازده خوب تمامی مراحل احتراق در حالت پس پاشش، روند صعودی شکل‌گیری اکسیدهای ازت با همان شیب اولیه ادامه می‌یابد و در نهایت بیشترین مقدار NO_x در خروجی با پس پاشش حاصل می‌شود. در شکل (۱۱) مقادیر اکسید ازت از زمان شروع پاشش تا ۹۰ درجه بعد از نقطه مکث بالا نشان داده شده است.

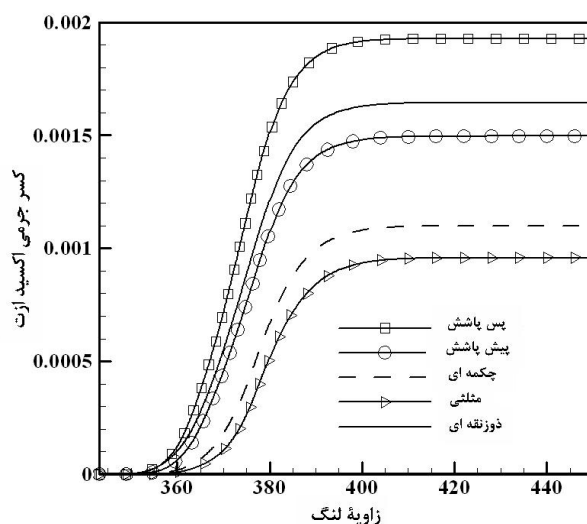
اختلاف روند شکل‌گیری اکسیدهای ازت در حالت پس پاشش و دوزنقه‌ای به مقدار سوخت پاشیده شده بر می‌گردد. با توجه به اینکه پاشش سوخت در این دو حالت با شکلی یکسان آغاز می‌گردد، نحوه رهایی گرما و شیب اولیه نمودار اکسید ازت با هم یکسان است اما در حالت پاشش دوزنقه‌ای مقدار سوخت پاشیده شده بیشتر از حالت پس پاشش است زیرا در پس پاشش قسمتی از سوخت پس از مدت زمان پاشش اصلی وارد محفظه می‌شود. مقدار زیاد سوخت در ابتدای پاشش در حالت دوزنقه‌ای با کمبود اکسیژن مواجه می‌شود که سبب اختلال در مقدار رهایی گرما می‌شود و دمای داخل محفظه کاهش می‌یابد. بنابراین دو عامل موافق با شکل‌گیری اکسید ازت با محدودیت روبرو می‌شود و در نهایت مقدار آن کمتر از حالت پس پاشش می‌گردد.

در پاشش مثلثی و چکمه‌ای، بخش اصلی سوخت بعد از نقطه مکث بالا به داخل محفظه پاشیده می‌شود که سبب کاهش فشار و دما در استوانه می‌شود. اکسید ازت در دو ناحیه جبهه شعله و گازهای سوخته شده پشت شعله تشکیل می‌شود. بنابراین هرچقدر شعله در ناحیه وسیعتری گسترش یابد احتمال تشکیل اکسید ازت افزایش می‌یابد. پاشش بخش اصلی سوخت در نقطه مکث بالا، اجازه گسترش شعله را متناسب با مقدار سوخت نمی‌دهد؛ بنابراین در این دو شکل پاشش شاهد کاهش چشمگیر در مقدار اکسید ازت خروجی می‌باشیم.

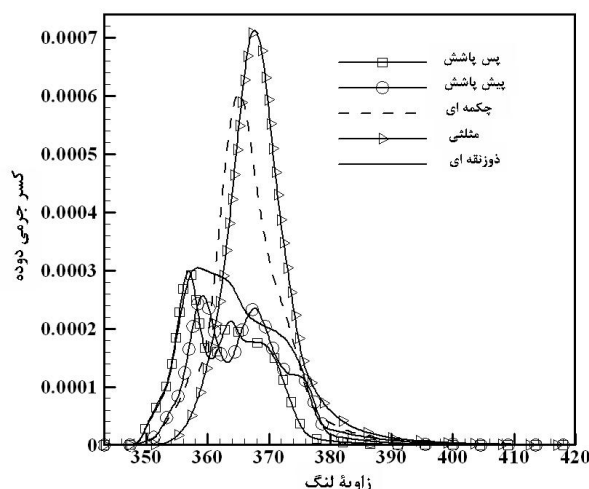
اگر مقدار ناچیزی از سوخت را کمی قبل از شروع پاشش اصلی به داخل استوانه بپاشیم، سوخت پیش پاشش شده سریعاً تیخیر می‌شود و واکنش‌های اشتعال آغاز می‌گردند. به دلیل این واکنش‌ها که موجب پیش آماده سازی محفظه احتراق می‌گردند، زمان تأخیر پاشش اصلی و متعاقباً بیشینه رهایی گرمای پیش آمیخته، به طور چشمگیری کاهش می‌یابند. بنابراین یک پیش پاشش بهینه می‌تواند در کاهش آلودگی صوتی و نیز آلاینده‌های اکسید ازت طی مرحله اول احتراق، بسیار مؤثر باشد. در نمودار رهایی گرما (شکل ۷) مشاهده می‌شود که با اعمال پیش پاشش، سه نقطه اوج احتراقی خواهیم داشت. نقطه اوج احتراقی اول که حدوداً در ۳۵۰ درجه لنگ اتفاق می‌افتد که ناشی از سوخت پیش پاشش شده است. قدرت این احتراق برای ایجاد فشار لازم در محفظه



شکل ۱۰ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته (نسبت سوخت نسوخته به هوای واقعی به سوخت به هوای استوکیومتریکی) بر حسب درجه لنگ



شکل ۱۱ نمودار تغییرات کسر جرمی اکسید ازت بر حسب درجه لنگ



شکل ۱۲ نمودار تغییرات کسر جرمی سوخت نسوخته بر حسب درجه لنگ

می‌شود بنابراین شکل‌گیری دوده در مرحله اولیه احتراق کاهش می‌یابد. از طرف دیگر با ورود سوخت پس از پایان پاشش بخش اصلی سوخت، در مرحله فرونشانی شعله، احتراق دیگری رخ می‌دهد. این احتراق در مراحل پایانی سبب اکسایش بیشتر دوده تولیدی می‌شود و در نتیجه مقدار نهایی دوده با پس پاشش، کمتر از سایر شکل‌های پاشش خواهد شد.

۷- نتیجه گیری:

برای شبیه‌سازی پاشش و احتراق در موتور دیزل از کد محاسباتی FIRE استفاده شده است. در این کد، مدل‌های جانبی برای شبیه‌سازی جدایش، برخورد قطره با دیواره، تبخیر سوخت، اشتعال، احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در نظر گرفته شده است. برای صحت‌گذاری استفاده از این کد، از نتایج تجربی موتور آزمایشگاهی بنام کاترپیلار ۳۴۰۶ استفاده شده است. مقایسه نتایج تجربی و عددی بیانگر دقت کد محاسباتی در شبیه‌سازی احتراق می‌باشد.

در این تحقیق، پنج راهبرد مختلف پاشش سوخت و تأثیر آن بر احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دیزل مورد بررسی قرار گرفته است. امکان ایجاد پیش و پس پاشش، بر احتراق دیزل و تولید آلاینده‌ها اثر گذاشته و می‌تواند آلاینده دوده و NO_x را همزمان کاهش دهد. در حالی که امکان افزایش بازدهی حرارتی نیز وجود دارد. در پاشش مثلثی، میزان نرخ پاشش در شروع مرحله را کاهش می‌دهند. این امر به منظور کاهش نرخ رهایی گرما و کاهش تولید NO_x در ابتدای احتراق صورت می‌گیرد. فشارهای اولیه ملایم، برای محدود کردن جدایش و تبخیر اولیه سوخت پاشش شده، مناسب‌اند. احتراق چند درجه لنگ جلوتر می‌رود که معمولاً سبب کاهش بازده حرارتی می‌گردد. در انتهای پاشش اصلی، فشار زیادی مورد نیاز است تا مقدار سوخت باقی مانده را به داخل استوانه بپاشد. همچنین این افزایش فشار سبب می‌شود تا نرخ اکسایش دوده افزایش یابد. شکل پاشش دوزنقه‌ای توسط سامانه چندراهی سوخت ایجاد می‌گردد که معمولاً سبب کاهش مصرف ویژه سوخت و آلاینده‌ها می‌گردد اما نسبت به شکل پاشش مثلثی، میزان NO_x بیشتری را نتیجه می‌دهد. اگر ترکیبی از دو شکل مثلثی و دوزنقه‌ای به منظور ایجاد تعادل بین آلاینده‌ها NO_x و مصرف ویژه سوخت مورد نیاز باشد، شکل جدیدی از پاشش به دست می‌آید که در آن پاشش سوخت با فشار کمتری آغاز می‌شود و پس از طی مدت زمان مشخصی، فشار پاشش افزایش می‌یابد. این شکل پاشش سوخت، شکل چکمه‌ای نام دارد. این شکل پاشش در محدوده سرعت‌ها و بارهای وسیعی، با تنظیم زمان بندی پاشش و زمان چکمه، زمان بین آغاز پاشش فشار پایین و آغاز پاشش فشار قوی، سطح دلخواهی از آلاینده‌ها NO_x و دوده را نتیجه خواهد داد در حالی که مصرف ویژه سوخت نیز در محدوده دلخواه باقی می‌ماند.

احتراق کافی نیست، اما سبب می‌شود با پاشش قسمت اصلی سوخت، احتراق با مهلت اشتعال کوچکتری آغاز شود و در نتیجه نرخ رهایی گرما در مرحله پیش آمیخته زیاد نباشد و در پاشش اصلی شاهد یک روند نسبتاً یکنواخت در احتراق و رهایی گرما باشیم. با توجه به شکل در تمامی چهار حالت پیش پاشش، با شروع بخش اصلی پاشش در ۳۶۰ درجه لنگ احتراق نسبتاً یکنواختی اتفاق می‌افتد و تفاوت عمده پیش پاشش و سایر شکل‌های پاشش در نحوه رهایی گرما در این نمودار مشخص است. بسته به دامنه کاهش اکسیدازت، می‌توان پاشش را زودتر آغاز نمود تا بازدهی حرارتی افزایش و مصرف مخصوص ترمزی سوخت کاهش یابد. همچنین تنظیم میزان جرم پیش پاشش می‌شود و زمان توقف بین پیش پاشش و پاشش اصلی باید به دقت تنظیم شوند تا به حالت بهینه دست پیدا کنیم.

مقدار دوده خروجی وابسته به میزان شکل‌گیری و سوختن دوده است. طی مرحله دوم احتراق، با نفوذ بیشتر سوخت تبخیر شده به داخل فواره، سوخت به مولکولهای کوچک تر می‌شکند که به دلیل کمبود اکسیژن، در معرض اکسایش جزئی قرار می‌گیرند. ترکیب دمایی در این مرحله با مقادیر کم اکسیژن، شرایط را برای تولید دوده مهیا می‌کند و مقادیر زیادی دوده در ناحیه داخلی فواره تشکیل می‌شود. محصولات احتراق جزئی، از مرزهای ناحیه داخلی فواره به خارج نفوذ می‌کنند و در مرز فواره توسط شعله انتشاری می‌سوزند. شعله انتشاری از اکسیژن موجود در اطراف ناحیه فواره استفاده می‌کند و مخلوط تقریباً استوکیومتری یک در ناحیه خارجی آن تشکیل می‌شود. به دلیل دمای بسیار زیاد، حدود ۲۷۰۰ کلوین، تقریباً تمامی دوده ورودی به شعله انتشاری مصرف می‌شود. بعد از اتمام فرایند پاشش سوخت، ناحیه سوختن جزئی با بخار سوخت تغذیه نمی‌شود و مخلوط غنی موجود و محصولات اکسایش جزئی توسط شعله انتشاری می‌سوزد. در این مرحله اکسایش دوده از تولید آن بیشتر می‌شود و مقدار کل دوده داخل محفظه احتراق کاهش می‌یابد. مرحله آخر، به سوختن بخش نسوخته و نیز باقی مانده دوده در ناحیه شعله انتشاری اختصاص دارد. اما به دلیل کاهش دمای گاز طی مرحله انبساط و کاهش میزان اکسیژن، نرخ واکنش‌های شیمیایی کاهش می‌یابد و در نتیجه شعله انتشاری محدود می‌شود. بخش عمده دوده موتورهای دیزل از این فرونشانی شعله انتشاری در مرحله پایانی احتراق نتیجه می‌شود.

در شکل (۱۲) روند شکل‌گیری و اکسایش دوده در پنج شکل مختلف پاشش براساس جرم دوده به جرم کل نشان داده شده است. با توجه به اینکه در پاشش مثلثی و چکمه‌ای، مقدار زیادی از سوخت در مرحله دوم احتراق وارد محفظه می‌شود؛ دوده زیادی در این مرحله شکل می‌گیرد. اما با حرکت سببه به نقطه مکت پایین، اکسیژن بیشتری در معرض شعله انتشاری قرار می‌گیرد که سبب اکسایش دوده تولیدی می‌شود. در حالت پیش پاشش دو ساز و کار مخالف یکدیگر در مورد تشکیل و سوختن دوده اتفاق می‌افتد. با پیش پاشش، افشانه سوخت در پاشش اصلی با کمبود اکسیژن مواجه می‌شود زیرا پاشش اصلی وارد گازهای سوخته شده حاصل از پیش پاشش می‌شود و در نتیجه نرخ رهایی حرارت کاهش می‌یابد. این نرخ احتراق کمتر در خلال سوختن نفوذی سبب افزایش شکل‌گیری دوده خواهد شد. همچنین به دلیل کمبود اکسیژن میزان سوختن دوده نیز بشدت کاهش می‌یابد. از طرف دیگر با به تاخیر انداختن دوره احتراق با پیش پاشش، اختلاط سوخت و هوا بهبود پیدا می‌کند بنابراین اکسیژن بیشتری برای سوختن دوده فراهم می‌شود؛ که این عامل در کاهش مقدار دوده موثر خواهد بود. آنچه که نتایج شکل (۱۱) نشان می‌دهد کاهش مقدار دوده در حالت پیش پاشش نسبت به حالت دوزنقه‌ای است. بنابراین می‌توان این نتیجه گیری را کرد که با اعمال پیش پاشش مقدار آلاینده‌های موتور کاهش می‌یابد در حالی که با انتخاب زمان پاشش مناسب می‌توان بازده حرارتی و مصرف ویژه سوخت را نیز در حد مطلوب حفظ کرد.

استفاده از پس پاشش بهترین روش برای کاهش مقدار دوده در موتورهای دیزل می‌باشد. با اعمال پس پاشش، در پاشش اصلی مقدار کمتری سوخت وارد محفظه

Reference:

نمادها:

- [1] Heywood, J.B: Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Grow- Hill Book Company, 1988.
- [2] Pourfallah M, Ranjbar and Seddighi: CFD Simulation of Heavy Duty Diesel Engine Combustion with 2000 KW, 1800 RPM and Marine Application. MS Theses, Mazandaran University, Iran, 2008.
- [3] Wickman, D.D., Tanin, K.V., Senecal, P.K., Reitz, R.D., Gebert, K., Barkhimer RL, Beck NJ. , “Methods and Results from the Development of a 2600 bar Diesel Fuel Injection System”, SAE Technical Paper (2000) 2000-01-0947.
- [4] Desantes, J.M., Benajes, J., Molina, S. and Gonzalez, C.A., “The Modification of the Fuel Injection Rate in Heavy-Duty Diesel Engines Part I: Effects on Engine Performance and Emissions”, J. Applied Thermal Engineering 24, 2701–2714. (2004).
- [5] Juneja, H., Ra, Y., Reitz, R.D., “Optimization of Injection Rate Shape using Active Control of Fuel Injection”, SAE Technical Paper 2004-01-0530 (2004).
- [6] Jafari B, Mirsalim S. M and Gorji: Performance Design of Heavy Duty Diesel Engine with 2000 KW, 1800 RPM and Marine Application. MSc. thesis, Mazandaran University, Iran, 2007.
- [7] Beatrice, C., Belardini, P. and Bertoli, C., “An Assessment of Predictivity of CFD Computations of Combustion and Pollutants Formation in DI Diesel Engines”, SAE Paper 962055. (1996).
- [8] Liu. Alex B., Mather. Daniel and Reitz. Rolf D., “Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays”, SAE Paper 930072.(1993).
- [9] Rocco. V., “Results of Guasi-Steady Evaporation Model Applied to Multi-Dimensional DI Diesel Combustion Simulation”, SAE Paper 930071.(1993).
- [10] Versteeg and Malalasekera, “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”, Mc Grow- Hill Book Company, ISBN 964-454-375-0. (1995).
- [11] Smith. OI., , “Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions”, ProgEnergy Combust; 7:275–91.)1981 (
- [12] Hongsuk. Kim. and Nakwon. Sung., “Combustion and Emission Modeling for a Direct Injection Diesel Engine” Paper 2004-01-0104. (2004).
- [13] Rotlan. C.J., Ayoub. N., Han. Z., Reitz. R.D., et al., “Diesel Engine Model and Development and Experiments”, SAE, Paper No.951200.)1995.

ثابت‌های پیش توان آرینوس	A_o, B_f
ضرایب ثابت تجربی	A, B
انرژیهای فعالسازی هیدروکربن	E_o, E_f
انرژی جنبشی اغتشاش	k
جرم سوخت	m_{fu}
جرم اکسیژن	m_{ox}
جرم محصولات	m_{py}
جرم دوده تشکیل شده	m_{sf}
جرم دوده اکسید شده	m_{so}
جرم خالص دوده	m_s
اعداد بی بعد	oh, T
فشار برحسب بار	P
شعاع قطره	r
ثابت عمومی گاز	R
ضریب استوکیومتری	s
عدد وبر گاز	We_g
کسر مولی اکسیژن	Xo_r
چگالی سوخت	p
چگالی سوخت مایع	pl
نرخ اضمحلال انرژی جنبشی اغتشاش	ϵ
کشش سطحی	σ

The Effect of Different Injection Configuration on Combustion and Emissions Formation in a Heavy Duty Diesel Engine

Bahram jafari *

PhD student- Babol university of technology
b.jafari@stu.nit.ac.ir

Mohsen pourfallah

PhD student- Babol university of technology
m.pourfalah@ stu.nit.ac.ir

Seyyed Mostafa mirsalim

Assistant professor-Amirkabir university of technology
mirsalim@csr.ir

Davood domiri ganji

Associate professor-Babol university of technology
mirgang@nit.ac.ir

***Corresponding Authors**

Received: Apr. 19, 2009

Accepted in Revised Form: Apr. 10, 2010

Abstract

It is well-established that control of fuel injection which is consisted of injection configuration and injection timing has an important role in engine performance, especially in pollutants' formation. However, there are a few studies about the effect of the injection configuration on the performance of a diesel engine. In the present study, a FIRE computational fluid dynamic (CFD) code has been used in order to simulate the injection processes as well as the combustion of a direct injection diesel engine in five different injection configurations. The present results show that the minimum amount of NO is achieved using a triangular injection configuration resulting a significant decrease in the engine power. Furthermore, the smoke formation decreases sensibly using pre-injection and post -injection. The results also indicate that the minimum amount of unburned hydrocarbons in the exhaust is achievable using post-injection in the engine.

Keywords: Injection Modeling, Combustion Modeling, Pre Injection, Post Injection, Triangular Injection, Boot Shape Injection, NOx, Soot