

مطالعه عددی تاثیر زمان و طول بازه پاشش سوخت بر روی فرآیند احتراق و تولید آلاینده ها در موتورهای دیزلی پاشش مستقیم

رامین برزگر^{۱*}، صمد جعفرمدار^۲، شهرام خلیل آریا^۲، صالح ناصری گرگری^۴

دانشگاه اورمیه، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک

(^{*}رامین برزگر: barzegar.ramin@gmail.com)

چکیده

در مقاله حاضر با استفاده از مدلسازی سه بعدی $k - \epsilon RNG$ برای میدان جریان، مدل Wave برای شبیه‌سازی ناپایداری جت سوخت، مدل متلاشی شدن ادیها (EBU) برای احتراق همراه با مکانیسم سینتیکی کاهش یافته برای سوخت دیزل و حل همزمان معادلات فوق، به بررسی اثر آوانس و ریتارد و همچنین طول بازه پاشش سوخت بر روی فرآیند احتراق و آلاینده‌گی در یک موتور دیزلی پاشش مستقیم پرداخته شده است. مطالعه به دو بخش تقسیم شده است: در بخش اول تاثیر آوانس و ریتارد نمودن پاشش سوخت مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که با ریتارد نمودن پاشش، پارامترهای احتراقی موتور از قبیل فشار، دما و نرخ انرژی آزاد شده کاهش پیدا می‌کند. از نقطه نظر تولید آلاینده‌ها نیز این عمل باعث کاهش NO_x و افزایش Soot می‌گردد. بخش دوم مطالعه به بررسی طول بازه پاشش می‌پردازد. به این ترتیب که نقطه شروع پاشش تغییر داده شده و نقطه انتهای آن ثابت در نظر گرفته می‌شود. مشاهده می‌شود که با کوتاه نمودن طول بازه پاشش، فشار و دمای متوسط و نرخ انرژی آزاد شده افزایش پیدا می‌کند. همچنین NO_x افزایش و Soot کاهش می‌یابد. نتایج مدل حاضر با نتایج موجود در ادبیات فن توافق قابل قبولی را نشان می‌دهند.

واژه‌های کلیدی: موتورهای دیزلی، فرآیند احتراق، آلاینده، آوانس، ریتارد.

مقدمه

در سالهای اخیر برای مقابله با مشکل آلودگی محیط زیست، اهمیت کنترل آلاینده‌های خروجی از اتومبیل‌ها افزایش یافته است. موتور دیزلی نیز به عنوان یکی از سیستم‌های رایج تولید توان از این امر مستثنی نبوده و به همین منظور بررسی و مطالعه آنها با استفاده از مدل‌های پیشرفته و دقیق تر امری الزامیست. مدلسازی سه بعدی به ابزار کارآمدی برای طراحان و محققین که به دنبال یافتن روشهایی برای کاستن آلاینده‌های موتور و در عین حال حفظ کارایی آن می‌باشند، تبدیل شده است.

هیوود [۱] احتراق موتور دیزلی را به چهار قسمت اصلی تاخیر در اشتعال، احتراق پیش آمیخته یا سریع، احتراق دیفیوژنی و دنباله احتراق یا احتراق کند تقسیم‌بندی کرد. چوی ووک و همکاران [۲] به مطالعه میدان چرخشی جریان موتور تک سیلندر دیزلی پرداخته و نشان دادند که مدل $k - \epsilon$ رینولدز بالا، برای این جریانها مناسب می‌باشد. هو و آبراهام [۳] نیز

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی، دانشگاه اورمیه

۳- استادیار، دانشکده فنی، دانشگاه اورمیه

۲- استادیار، دانشکده فنی، دانشگاه اورمیه

۳- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی، دانشگاه اورمیه

با استفاده از مدل‌های CFD، علاوه بر تراکم، احتراق و انسباط، مراحل مکش و تخلیه را نیز مدل‌سازی کرده اند. فالتون و همکاران [۴] با استفاده از یک سیستم کنترل الکترونیکی پاشش سوخت، به بررسی اثر آوانس و ریتارد بر روی یک موتور دیزلی پاشش مستقیم پرداخته و تاثیر آن را بر روی پارامترهای عملکردی موتور نمونه و آلاینده‌های آن نشان دادند. جعفرمدار و همکاران [۵] به مطالعه فرآیند تولید آلاینده‌ها در یک موتور دیزلی با استفاده از نرم‌افزار AVL Fire پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان داد که با بهینه‌سازی ضرایب مدل‌های احتراق در این نرم‌افزار می‌توان به نتایج بسیار قابل قبولی دست یافت. در کار دیگری ایچی تومیتا و همکاران [۶] با بررسی تاثیرات EGR و آوانس پاشش بر روی موتور دوگانه سوز متان با سوخت آتش‌زای دیزل نشان داده اند که آوانس کردن پاشش باعث کاهش دوده و سبکتر شدن هیدروکربن‌های گازهای خروجی می‌شود. با توجه به اینکه بیشتر تحقیقات صورت گرفته در مورد زمانبندی پاشش سوخت، بصورت تجربی بوده و مطالعه عددی بسیار محدودی در این زمینه انجام گرفته است، به همین منظور در کار حاضر با استفاده از نرم افزار AVL Fire [۷] و بصورت دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به مطالعه تاثیر آوانس و ریتارد و همچنین مدت پاشش سوخت بر روی فرآیند احتراق و تولید آلاینده‌ها در موتور دیزلی نمونه OM-355 با مشخصات هندسی و فنی موجود در جدول ۱ پرداخته شده است.

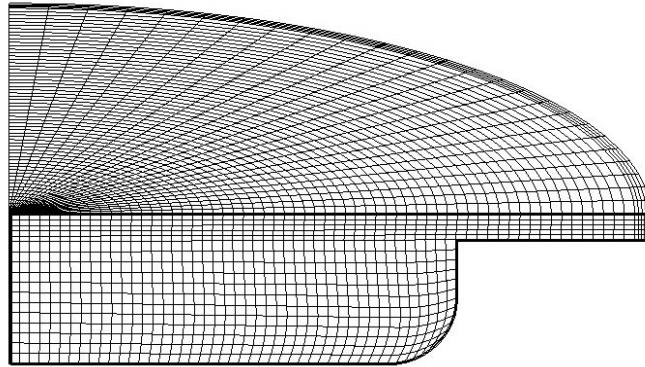
جدول ۱- مشخصات موتور دیزلی OM-355 استفاده شده در مدل

Heavy Duty DI Diesel Engine	نوع موتور
۴	تعداد سوراخ انژکتور
۱۴۰۰ دور بر دقیقه	دور موتور در ماکزیمم گشتاور
۲۲۰۰ دور بر دقیقه	دور موتور در ماکزیمم توان
۱۵۰*۱۲۸ میلی متر	قطر * کورس پیستون
۴۵ درجه	زاویه پاشش نازل
۱۹۵ بار	فشار پاشش سوخت
۲۴۰ hp	بیشینه توان
۸۲۴ N.m	بیشینه گشتاور خروجی
۰.۶ خطی	تعداد سیلندر
۱:۱۶	نسبت تراکم
۱۱.۵۸ Lit	حجم سیلندر

تشریح مدل

مدل بکار رفته در این مطالعه بصورت یک سیستم ترمودینامیکی، از زاویه ۱۱۸- درجه میل‌لنگ شروع شده و تا زاویه ۱۲۰ درجه میل‌لنگ ادامه پیدا می‌کند. دور موتور ۱۴۰۰ rpm به عنوان بدترین شرایط کاری این موتور به لحاظ تولید آلاینده‌ها بوده و در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است. در کار قبلی [۸] نتایج به دست آمده از این مدل با نتایج تجربی [۹] مطابقت داده شده و توافق بسیار خوبی را نشان داده و استفاده از این مدل را جهت مطالعه پارامتریک بر روی فرآیند احتراق و تولید آلاینده‌ها امکان‌پذیر می‌سازد. با فرض تقارن شبکه محاسباتی، مساله برای قطاع ۹۰ درجه حل شده است. مطالعات انجام گرفته توسط لیو و همکاران [۱۰] نشان می‌دهد که خطای استفاده از شبکه متقارن در مطالعه رفتار پارامترهای موتور واقعی (تاج پیستون و انژکتور خارج از مرکز)، قابل صرف نظر می‌باشد. شکل ۱ نمایی از شبکه محاسباتی را نشان می‌دهد. زاویه شروع پاشش برای این موتور در حالت واقعی ۱۸- درجه میل‌لنگ بوده و تا نقطه مرگ بالا ادامه پیدا می‌کند. در مطالعه آوانس و ریتارد نمودن پاشش سوخت، طول بازه پاشش ۲۰ درجه میل‌لنگ در نظر گرفته شده است. در جدول ۲ بازه های پاشش سوخت برای حالت‌های مورد مطالعه آورده شده است.

مقدار جرم سوخت پاشیده شده در هر چرخه برای همه حالات یکسان در نظر گرفته شده است. شدت چرخش هوای داخل سیلندر (Swirl) برابر ۱٫۱ و درصد گازهای برگشتی (EGR) برابر صفر در نظر گرفته شده است. همچنین مشخصات هوای ورودی به موتور، هوای استاندارد (دما ۳۰۰ کلوین و فشار ۱ اتمسفر) می‌باشد.



شکل ۱- نمایی از شبکه محاسباتی

جدول ۲- بازه های پاشش سوخت

تاثیر آوانس و ریتارد نمودن پاشش سوخت	تاثیر تغییر طول بازه پاشش
-۳۰CA_۱۰CA	-۳۰CA_۰CA
-۲۰CA_۰CA	-۲۵CA_۰CA
-۱۰CA_۱۰CA	-۲۰CA_۰CA
۰CA_۲۰CA	-۱۵CA_۰CA
	-۱۰CA_۰CA

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر این مدل عبارتند از [۷]:

۱- معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \hat{\rho}}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\hat{\rho} \hat{U}_j) \quad (1)$$

۲- معادله متوسط زمانی مومنتوم (معادله) $k - \varepsilon$:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

$$\rho \frac{D \varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} G + C_{\varepsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$P = -2\mu_t S : S - \frac{2}{3} [\mu_t (trS) + K] (trS) \quad (4)$$

$$G = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \nabla \rho \quad (5)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	σ_k	σ_ε	σ_ρ
0.09	1.44	1.92	0.8	0.33	1	1.3	0.9

۳- معادله انرژی:

$$\rho \frac{DH}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{q}_g + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_j \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

۴- معادله نرخ احتراق سوخت دیزل (مدل احتراق):

$$\overline{\rho \dot{r}_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \overline{\rho} \min \left(\overline{y_{fu}}, \frac{\overline{y_{ox}}}{S}, \frac{C_{Pr} \cdot \overline{y_{Pr}}}{1+S} \right) \quad (8)$$

دو ترم اول سمت راست داخل کروشه مربوط به دسترس پذیری سوخت و اکسیژن و ترم سوم احتمال انجام واکنش بوده و بیان کننده این است که پخش شعله در غیاب محصولات دما بالا امکان پذیر نیست. مقدار مینیمم، مربوط به حضور نسبت هوا و سوخت معین برای احتراق می باشد. ثابتهای C_{fu} و C_{pr} در مدل فوق، ثابتهای اساسی تجربی بوده و همچنین τ_R مقیاس زمانی برای اختلاط توربولانس واکنش می باشد و به صورت زیر تعریف می شود:

$$\tau_R = \frac{k}{\varepsilon} \quad (9)$$

که از لحاظ فیزیکی نرخ مصرف مخلوط قابل احتراق را نشان می دهد.

۵- معادله اسپری (مدل Wave):

در این مدل قطر قطرات اولیه به اندازه قطر نازل بوده (Blob Injection) و زمان متلاشی شدن قطرات به صورت زیر مدل شده است:

$$\tau = \frac{3.726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \Omega} \quad (10)$$

و شعاع قطره در حالت پایدار بصورت زیر فرض می شود:

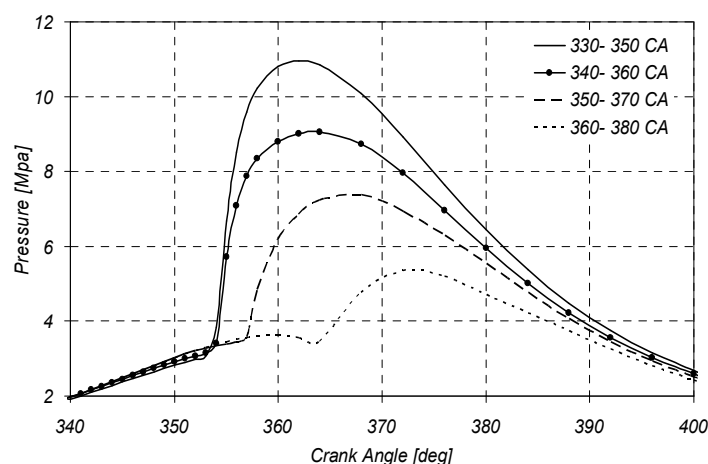
$$r_{stable} = \min \left\{ \left(3\pi^2 \cdot U / 2\Omega \right)^{0.33}, \left(3r^2 \Lambda / 4 \right)^{0.33} \right\} \quad (11)$$

مقادیر Λ, Ω بصورت تابعی از خواص قطره و عدد وبر بحرانی می‌باشد. جزئیات بیشتر در مراجع [۱۱ و ۱۲] موجود است. همچنین برای پیشگویی برخورد جت سوخت با دیواره و انتقال حرارت، از مدل استاندارد توابع دیواره (Walljet1) ، استفاده شده است.

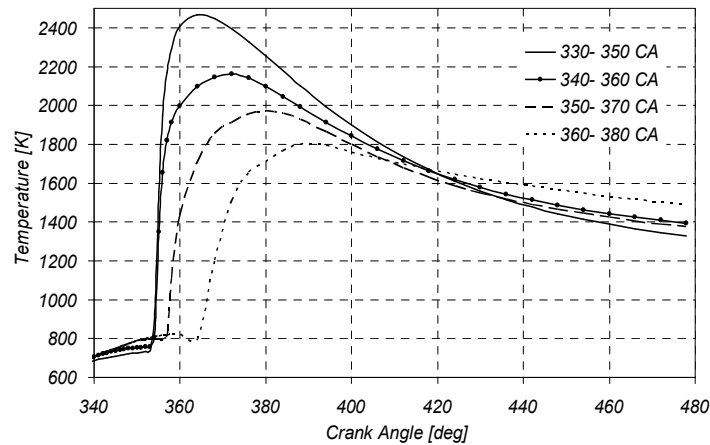
معادلات فوق بطور همزمان برای مدلسازی پخش و احتراق قطرات سوخت در میدان جریان توربولانت، بررسی امکان برخورد جت سوخت با دیواره و نرخ احتراق سوخت دیزل، توسط الگوریتم فشار دو مرحله ای بطور عددی حل می‌شوند. نتایج مدل فوق در بخش زیر آمده است.

نتایج عددی

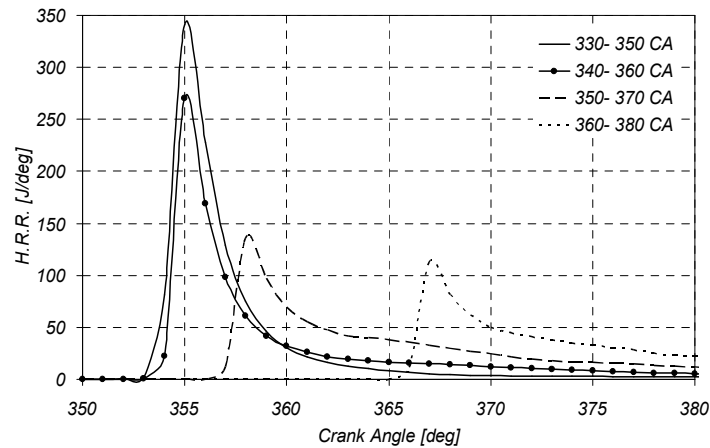
نتایج بدست آمده از مدل حاضر در دو بخش مورد بررسی قرار گرفته است. در بخش اول به بررسی آوانس و ریتارد نمودن پاشش سوخت پرداخته می‌شود. اشکال ۲ تا ۶ تاثیر آوانس و ریتارد نمودن پاشش سوخت را بر روی فشار و دمای متوسط داخل سیلندر، نرخ انرژی آزاد شده و مقادیر آلاینده‌های NO_x و Soot نشان می‌دهد. به دلیل اینکه با آوانس کردن پاشش، زمان کافی برای اختلاط سوخت و هوا وجود دارد و همچنین دمای محفظه احتراق در لحظه شروع پاشش پایین می‌باشد، بنابراین در بازه طولانی تاخیر در اشتعال مقدار بیشتری سوخت تبخیر و مخلوط هوا و سوخت بیشتری جهت احتراق آماده می‌شود. در نتیجه احتراق در فاز پیش آمیخته با شدت بیشتری انجام گرفته و سهم این فاز از احتراق بیشتر می‌شود. این امر باعث افزایش دما و فشار متوسط، افزایش NO_x و کاهش Soot می‌شود، که این تاثیرات بر روی پارامترهای مورد بررسی کاملاً مشهود است. همچنین با ریتارد نمودن پاشش، به دلیل نبود فرصت کافی و همچنین فشار بالای محفظه در زمان پاشش، تاخیر در اشتعال کمتر شده، شروع احتراق به زوایای بعد از نقطه مرگ بالا جابجا می‌شود و تاثیری درست برعکس تاثیر آوانس بر روی موتور دارد.



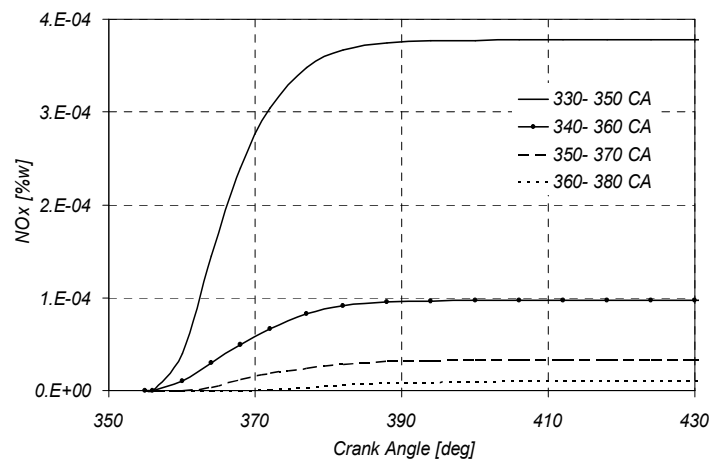
شکل ۲- منحنی تغییرات فشار متوسط داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش



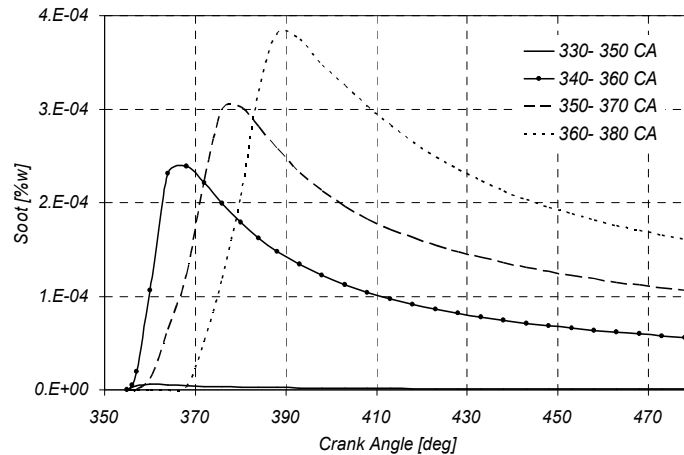
شکل ۳- منحنی تغییرات دمای متوسط داخل محفظه برحسب درجه میل لنگ در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش



شکل ۴- منحنی تغییرات نرخ انرژی آزاد شده در داخل محفظه برحسب درجه میل لنگ در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش

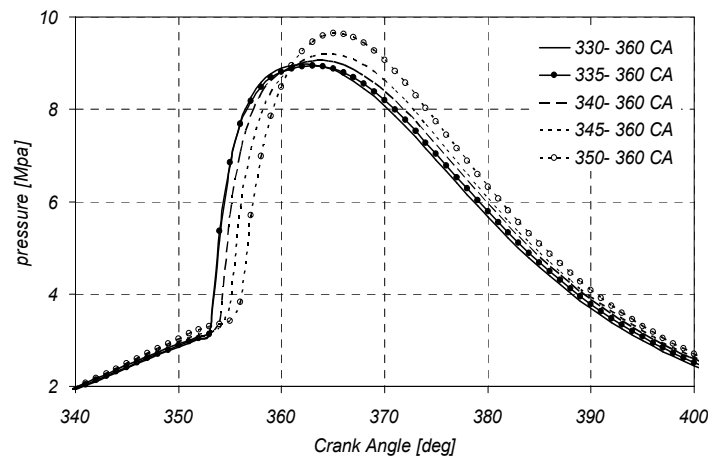


شکل ۵- منحنی تغییرات آلاینده NOx در داخل محفظه برحسب درجه میل لنگ در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش

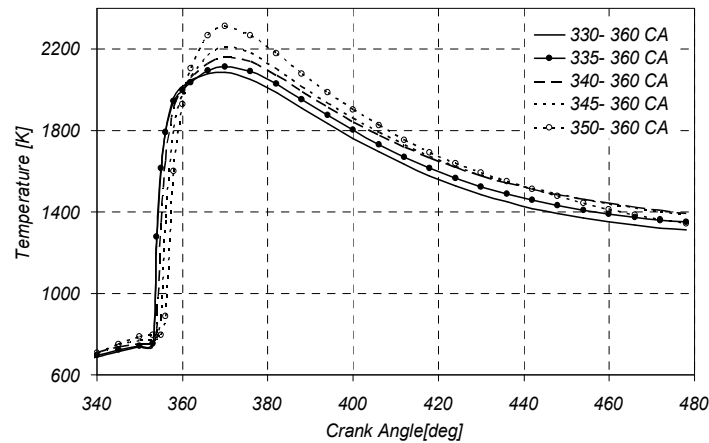


شکل ۶- منحنی تغییرات آلاینده Soot در داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش

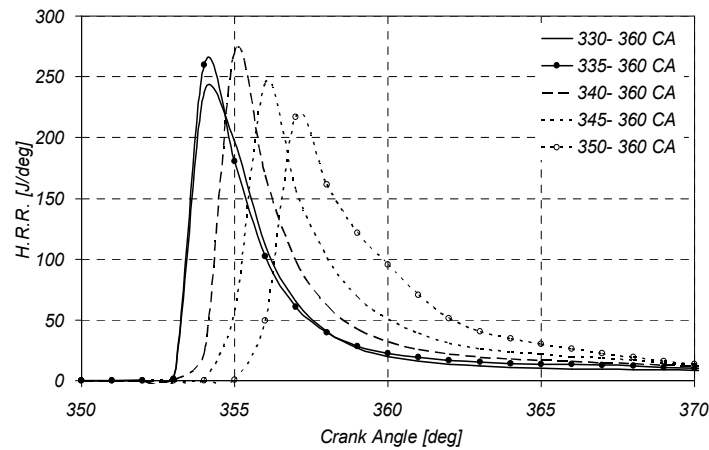
در بخش دوم مطالعه، تاثیر تغییر طول بازه پاشش مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج به دست آمده در اشکال ۷ الی ۱۱ آورده شده است. ملاحظه می شود با کوتاه نمودن مدت پاشش، به دلیل افزایش سرعت جت سوخت، ناپایداری بیشتر شده و اختلاط سوخت و هوا بهتر صورت می گیرد. در نتیجه این امر، فشار و دمای متوسط محفظه احتراق افزایش می یابد. به دلیل افزایش دمای محفظه، مقدار NO_x نیز افزایش یافته و مقدار Soot کاهش می یابد. همچنین با توجه به شکل های ۱۰ و ۱۱ مشاهده می شود با کاهش مدت پاشش سوخت، نسبت کاهش Soot بسیار بیشتر از نسبت افزایش NO_x است. بنابراین کوتاه کردن طول بازه پاشش سوخت نقش موثری در کاهش آلاینده ها دارد، اما با توجه به ثابت بودن مقدار جرم سوخت پاشیده شده، نیاز به انرژی با فشار بالای پاشش سوخت (انژکتورهای با سیستم ریل مشترک) می باشد.



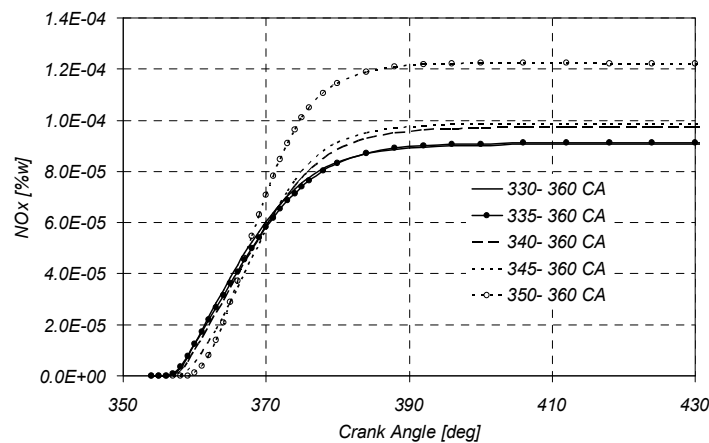
شکل ۷- منحنی تغییرات فشار متوسط داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت تغییر طول بازه پاشش



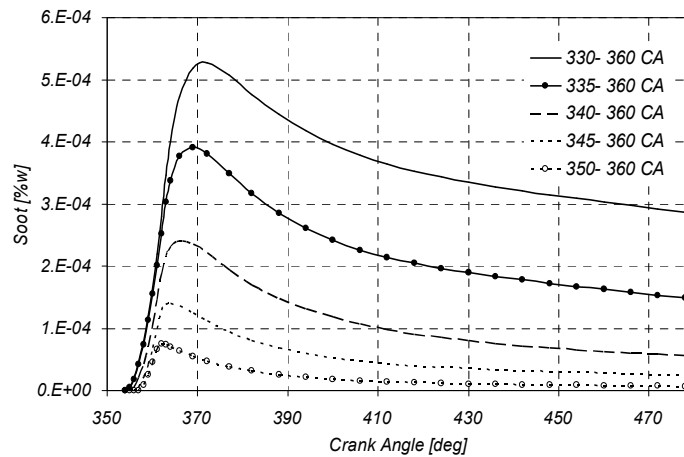
شکل ۸- منحنی تغییرات دمای متوسط داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت تغییر طول بازه پاشش



شکل ۹- منحنی تغییرات نرخ انرژی آزاد شده در داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت تغییر طول بازه پاشش



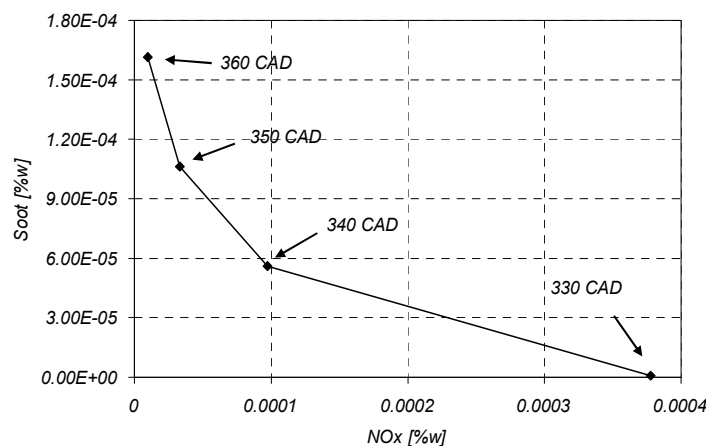
شکل ۱۰- منحنی تغییرات آلاینده NOx در داخل محفظه بر حسب درجه میل لنگ در حالت تغییر طول بازه پاشش



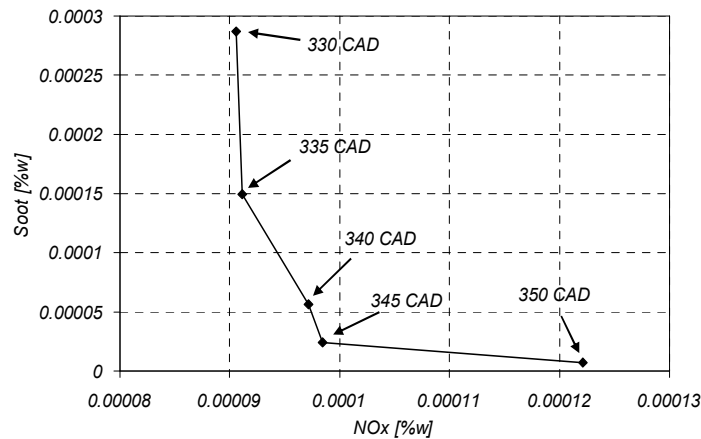
شکل ۱۱- منحنی تغییرات آلاینده Soot در داخل محفظه برحسب درجه میل لنگ در حالت تغییر طول بازه پاشش

منحنی‌های trade-off برای هر دو بخش مورد مطالعه در اشکال ۱۲ و ۱۳ آورده شده است. در بررسی تاثیر آوانس و ریتارد نمودن، همانطوریکه مشاهده می‌شود با ریتارد کردن پاشش سوخت مقدار آلاینده Soot به شدت افزایش یافته و مقدار آلاینده NO_x رو به کاهش می‌گذارد. همچنین با آوانس نمودن پاشش، NO_x به شدت افزایش یافته و Soot کاهش می‌یابد. با بررسی‌های انجام گرفته، نقطه شروع پاشش ۲۰ BTDC- به عنوان یک نقطه بهینه برای زمان شروع پاشش در نظر گرفته شده است.

در شکل ۱۳ نیز منحنی trade-off برای حالت بررسی تاثیر طول بازه پاشش آمده است. مشاهده می‌شود که با افزایش طول بازه پاشش، مقدار آلاینده Soot افزایش و NO_x کاهش می‌یابد. کاهش طول بازه نیز تاثیری برعکس بر روی آلاینده‌ها دارد. ولی چون افزایش مقدار NO_x با کوتاهتر شدن طول بازه پاشش در مقایسه با کاهش مقدار Soot ناچیز می‌باشد، طول پاشش ۱۰ CAD به عنوان نقطه شروع بهینه انتخاب شده است.



شکل ۱۲- منحنی Trade-off در حالت آوانس و ریتارد نمودن پاشش



شکل ۱۳- منحنی Trade-off در حالت تغییر طول بازه پاشش

نتیجه گیری کلی

نتایج به دست آمده از این مدل سازی را می توان به شرح زیر بیان نمود:

- ۱- با آوانس پاشش سوخت، زمان در دسترس برای آماده سازی مخلوط هوا و سوخت بیشتر شده و همچنین به دلیل دمای پایین محفظه احتراق، تاخیر در اشتعال طولانی تر می شود. دو پارامتر فوق باعث تبخیر بیشتر سوخت در مدت تاخیر در اشتعال و سهم زیاد احتراق پیش آمیخته شده و منجر به افزایش دما و فشار متوسط، افزایش NO_x و کاهش Soot می شود.
- ۲- کاهش مدت پاشش سوخت، فشار و دمای متوسط محفظه احتراق را افزایش داده و باعث کاهش قابل ملاحظه مقدار Soot می شود. در عین حال NO_x به مقدار جزئی افزایش می یابد.
- ۳- با بررسی های انجام گرفته، نقطه شروع برای پاشش $20^\circ BTDC$ و طول بازه پاشش $10^\circ CAD$ به عنوان یک حالت بهینه برای پاشش به دست آمده است.

فهرست علائم

C	ضریب تجربی
G	نیروی حجمی
\hat{H}	ل، آنتالپی
P	کرنش متوسط
p	فشار، Pascal
r	شعاع، m
\dot{r}	آهنگ مصرف سوخت، Kg/s
\hat{T}	دما، K
\hat{U}	سرعت، m/s
γ	جزء جرمی

علائم یونانی

$\hat{\rho}$	چگالی، Kg/m ³
μ	لزجت جریان آرام، Kg/ms

μ_t	لزجت جریان آشفته، Kg/ms
λ	هدایت حرارتی، J/m-K
τ_{ij}	تانسور تنش
τ_R	مقیاس زمانی اختلاط آشفته

زیر نویس

c	کربن
f	پیشرو
form	ترکیب
fu	سوخت
fv	بخار سوخت
ox	اکسایند
oxid	اکسایش
pr	محصولات
s	دوده
t	توربولانس

مراجع:

- 1- J.B. Heywood, "Internal combustion engine fundamental." McGraw Hill Book Company, New York, 1988.
- 2- Choi Wook, et al. "In-cylinder flow field analysis of a single-cylinder DI diesel engine using PIV and CFD." SAE Paper 2003-01-1846.
- 3- Z.-X. Hou and J. Abraham "Three-Dimensional Modeling of Soot and NO in a Direct-injection Diesel Engine" University of Minnesota. SAE paper 950608.
- 4- Brien Fulton and Louis Leviticus "Variable Injection Timing Effects on the Performance and Emissions of a Direct Injection Diesel Engine" SAE paper 932385.
- 5- Samad Jafarmadar, et al. "Three-Dimensional Modeling of Combustion Process and Soot and NO_x formation In a Direct-injection Diesel Engine" 5th ICICE, IPCO5-62, 2007.
- 6- Eiji Tomita, Nobuyuki Kawahara, et al. "Effects of EGR and Early Injection of Diesel Fuel on Combustion Characteristics and Exhaust Emissions in a Methane Dual Fuel Engine" SAE paper 2002-01-2723.
- 7- AVL Fire release notes.
- 8- صمد جعفرمدار، سینا شفیق، رامین برزگر. "مطالعه عددی فرآیند احتراق در موتورهای دیزلی با استفاده از مدل میدان جریان سه بعدی (CFD)". پانزدهمین کنفرانس سالانه (بین المللی) مهندسی مکانیک ISME2007. شماره مقاله ۱۳۲۳.
- 9- Pirouzpanah V, Kashani BO. Prediction of major pollutants emission in direct-injection dual-fuel diesel and natural gas engines. SAE Paper NO. 1999-01-0841; 1999.
- 10- Zhengbai Liu and Xinqun Gui, "Investigation of Effects of Piston Bowl and Fuel Injector Offsets on Combustion and Emissions in D.I. Diesel Engines", International Truck and Engine Corp. SAE paper 2002-01-1748.
- 11- Tomoyuko Wakisaka, Kunikazo Ibaraki "An improvement droplet breakup model for three dimensional diesel spray simulation." rd 3 KSME, JSME, Thermal Engineering Conference 11-167-162, 1996.
- 12- Carsten Baumgarten, "Mixture Formation in Internal Combustion Engines", Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.