

بررسی تاثیر زمان پاشش سوخت بر پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی موتور دیزلی

سجاد امامی^{۱*}، امین صمدی قوشچی^{۲**}، آیدین صمدی قوشچی^{۳**}

سازمان سما(وابسته به دانشگاه آزاد)، واحد خوی

(^{۱*}ایمیل: emami_eng@yahoo.com)

(^{۲**}ایمیل: a.samadi.g@gmail.com)

(^{۳**}ایمیل: a.f.qushchi@aut.ac.ir)

با توجه به کاربرد موتورهای دیزلی در صنعت خودرو، مانور روی توان موتور دیزلی از دیرباز مد نظر بوده است ولی امروزه یکی از معضلات موتورهای دیزلی آلاینده‌گی بالای این موتور هاست که در این بررسی سعی شده با استفاده از تغییر زمان پاشش سوخت در شش حالت ۶-BTDC، Current، TDC، ۳-ATDC و ۵-ATDC نقطه بهینه برای موتور در فشار پاشش بالا در زمان خاصی به دست آید.

واژه های کلیدی: موتور دیزلی - زمان پاشش - دوده - NO_x

۱- مقدمه

در کار حاضر اثر متقابل فشار پاشش سوخت و زمان پاشش با استفاده از نرم افزار FIRE که یک کد دینامیک سیالاتی معتبر است بررسی می شود.

Patterson و همکارانش [۱] کد KIVA-II را پس از انجام اصلاحاتی برای مطالعه اثر زمان بندی پاشش، فشار پاشش و پاشش چند مرحله ای استفاده کردند به طوری که دوده تا حدود ۳۰٪ کاهش یافته و بیشینه دوده حدود ۷۵٪ تزریق تک مرحله ای است. نتایج KIVA نشان می دهند که در مقایسه با پاشش تک مرحله ای، یک منطقه اضافی دما بالا بین افشانه های مختلف پاشش دو مرحله ای مشاهده می شود که منجر به تشکیل بیشتر NO_x شده اما اکسایش دوده را بهبود می بخشد. Jianwen و همکارانش [۲] یک مدل احتراقی پدیده ای چند منطقه ای برای بررسی پارامترهای پاشش تکه ای شامل فاصله زمانی بین پالس های پاشش، مقدار سوخت پاشیده شده و فشار پاشش سوخت در پالس دوم را توسعه دادند. نتایج پیش بینی شده توسط مدل آنها، نشان داد که در شرایط بار کامل، با پاشش ۱۰ الی ۳۰ درصد کل سوخت در حدود ۱۵°ATDC در پالس دوم، منجر به کاهش دوده بدون افزایش NO_x و مصرف سوخت خواهد شد.

Tow و همکارانش [۳] مطالعه تجربی خود را با استفاده از یک سیستم سوخت ریل مشترک با افشانه با کنترل الکترونیکی کنترل می شد و قابلیت تغییر تعداد مراحل پاشش و نیز طول پاشش در هر چرخه را داشت، بر روی موتور دیزلی سنگین پاشش مستقیم در ۷۵٪ و ۲۵٪ بار انجام دادند. نتایج نشان دادند که پاشش دو مرحله ای با فاصله زمانی طولانی بین پاشش ها در شرایط ۷۵ درصد بار، دوده را بدون هیچ افزایشی در NO_x فقط ۲/۵ درصد افزایش مصرف ویژه سوخت، تا سه برابر پاشش تک مرحله ای پایین می آورد.

۲- معادلات حاکم

^۱ - کارشناس ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تبریز

^۲ - کارشناس ارشد، دانشگاه تهران

^۳ - دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی امیر کبیر

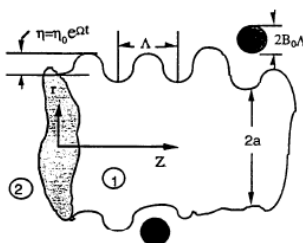
FCCI2010-3154

معادلات حاکم که شامل پیوستگی، ممنوم و انرژی می باشد بر اساس میان گیری رینولدز تغییر شکل یافته و بر اساس معادلات RANS بر مبنای الگوریتم SIMPLE و مدل آشفتگی k-ε استاندارد برای شبیه سازی عددی جریان، داخل محفظه احتراق به کار برده شده است.

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j k_{,j} &= \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} k_{,j} \right) + G + B - \rho \varepsilon \\ \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \varepsilon_{,j} &= \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \varepsilon_{,j} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G + C_1 (1 - C_3) \frac{\varepsilon}{k} B - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

۱-۲ مدل افشانه سوخت

روش حل معادلات افشانه سوخت به طریق قطرات مجزا (Discrete droplet method) می باشد [۴] و برای مدلسازی توزیع و پخش قطرات جت سوخت از مدل WAVE استفاده شده است و برای برخورد قطرات سوخت به دیواره، مدل Walljet1 [۵،۶] در نظر گرفته شده، که فرض می شود یک لایه بخار بین قطرات و دیواره تشکیل شده و بسته به عدد وبر قطره باعث برگشتن یا لغزیدن قطرات روی دیواره می شود.

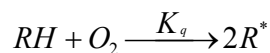


شکل ۱ - طرحواره مدل اتمیزاسیون سوخت WAVE

برای انتقال گرما و تبخیر قطره از مدل Dukowicz [۵] استفاده شده است که بیان می دارد انرژی گرمایی انتقال یافته به قطره موجب افزایش دمای قطره و در نهایت تبخیر آن می شود.

۲-۲ مدل اشتعال خودبه خودی

در کار حاضر از مدل اشتعال خودبه خودی Shell [۴] برای مدل احتراقی آشفتگی ادی استفاده شده است. این مدل، یک مکانیزم سینتیکی کاهش یافته شامل ۵ گونه و ۸ واکنش عمومی مانند زیر است.



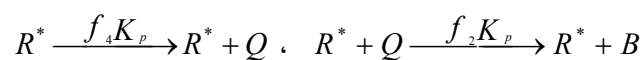
آغاز زنجیره

(۲)



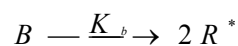
انتشار زنجیره

(۳)، (۴)



(۵)، (۶)

پایان شاخه داری و انتشار زنجیره



(۷)

مرحله اول پایان واکنش

$$R^* \xrightarrow{f_3 K_p} \text{termination} \quad (8)$$

مرحله دوم پایان واکنش

$$2R^* \xrightarrow{K_t} \text{termination} \quad (9)$$

در معادلات فوق R^* ، نشان دهنده رادیکال، RH نشان دهنده سوخت، Q یک عامل میانی ناپایدار، B عامل شاخه داری و P محصولات اکسید شده را نشان میدهد.

۲-۳ مدل انتقال گونه

مدل انتقال گونه در حالت کلی به صورت زیر بیان می شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i y_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_{y_k} \frac{\partial y_k}{\partial x_i} \right) + S_{y_k} \quad k = 1 \dots K_{gas} \quad (10)$$

در معادله بالا Γ_{y_k} و S_{y_k} عبارتند از:

$$\Gamma_{y_k} = \left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \quad S_{y_k} = r_k \cdot M_k \cdot V_{cell} \quad (11)$$

عداداشمیت در معادله (۱۱) به صورت پیش فرض برابر ۰/۷ و طبق توصیه ی در نظر گرفته شده است [۵].

۲-۴ مدل احتراق آشفته ادی

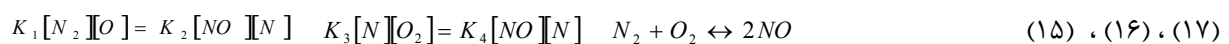
مدل آشفته ادی برای احتراق به کار رفته است. در این مدل فرض بر این است که هنگام تشکیل شعله های آشفته، واکنشگرها (مخلوط سوخت و اکسیژن) دارای ادی های یکسانی بوده و از محصولات احتراق که خود نیز دارای ادی های به خصوصی هستند تفکیک می شوند. در این مدل دو رژیم غنی و فقیر وجود دارد. در رژیم های غنی از سوخت، همه اکسیژن مصرف می شود و گونه های H_2 و CO به وجود می آید. اما مقداری از سوخت نسوخته باقی می ماند. در رژیم فقیر که نسبت هوا به سوخت بالاتر از حالت استوکیومتریک می باشد، پنج گونه H_2O ، H_2 ، O_2 ، CO_2 ، CO تولید می شوند.

۲-۵ مدل تشکیل اکسید نیتروژن

برای تشکیل آلاینده اکسید نیتروژن گرمایی از مکانیزم زلدوویچ استفاده شده است [۵].



بیشینه NO در نسبت اکیوالانس ۰/۹ تشکیل می شود. بنابراین از واکنش (۱۴) می توان صرف نظر کرد. با نوشتن معادلات تعادل برای واکنش های اول و دوم خواهیم داشت:



آهنگ تشکیل NO طبق رابطه عبارت است از:

FCCI2010-3154

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2][O_2]$$

(۱۸)

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

(۱۹)

۲-۶ مدل تشکیل و اکسیداسیون دوده

آهنگ تشکیل آلاینده دوده برابر اختلاف آهنگ تشکیل [۷] و [۵] دوده می‌باشد.

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{form}}{dt} - \frac{dm_{oxid}}{dt}$$

(۲۰)

آهنگ تشکیل دوده توسط مدل هیروياسو عبارت است از:

$$\frac{dm_{form}}{dt} = A_f m_{fv} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_a}{RT}\right)$$

$$\frac{dm_{oxid}}{dt} = \frac{6M_c}{\rho_s d_s} m_s R_{tot}$$

(۲۱،۲۲)

۲-۷ مشخصات موتور

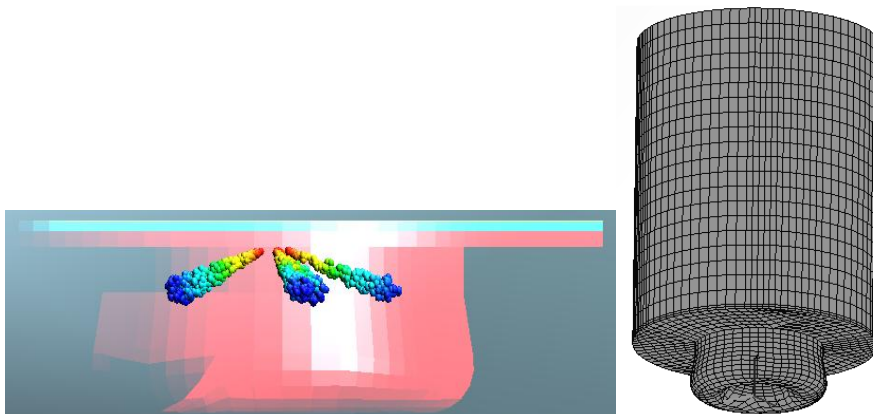
موتور مورد آزمایش، موتور چهار سیلندر پاشش مستقیم آب خنک کن، و مجهز به سیستم پرخوران با ۵ افشانه سوخت

با مشخصات هندسی زیر است.

جدول ۱-۲ مشخصات ویژه موتور

۱۰۱ mm	قطر سیلندر
۱۲۷ mm	کورس سیلندر
۱۷/۵	نسبت تراکم
۴۵۰bar	فشار پاشش سوخت
۸۲ hp at ۲۰۰۰ rpm	توان بیشینه
۳۳۰ N.m at ۱۴۰۰ rpm	گشتاور بیشینه
۳/۹۹ lit	حجم موتور

جزئیات شبکه محاسباتی و نحوه ی پاشش افشانه ها در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- جزئیات شبکه محاسباتی و نحوه ی پاشش افشانه ها

۸-۲ شرایط مرزی و شرایط اولیه

سرعت پاشش سوخت از رابطه زیر محاسبه شده است [۸]:

$$v_{inj}(\theta) = c_v \sqrt{\frac{2\Delta p(\theta)}{\rho_1}} \quad c_{v_} = 0.92 \quad (23)$$

برای نفوذ اسپری (X) از رابطه زیر استفاده شده است [۹ و ۱۰]:

$$X = 2.95 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} d^{0.5} t^{0.5}$$

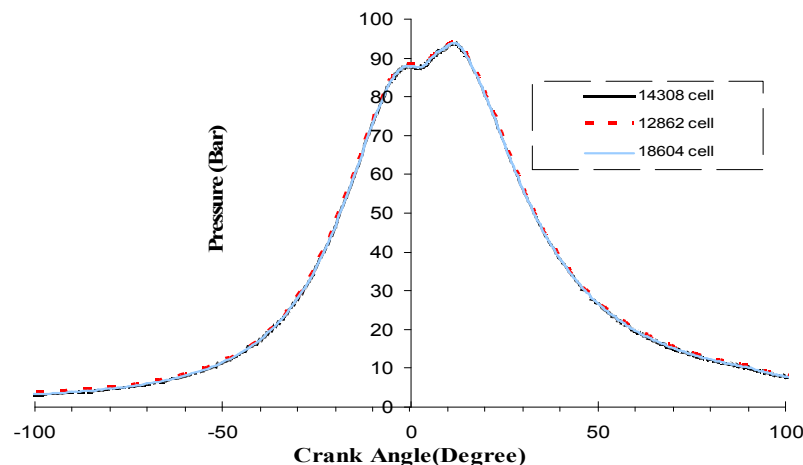
برای زاویه پاشش و قطر متوسط قطرات داریم [۸، ۱۱]:

$$\theta = 83.5 \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.22} \left(\frac{d}{D_0} \right)^{0.15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.26} \quad (24)$$

سر سیلندر دیوار ثابت و پیستون یک دیوار متحرک در نظر گرفته شده است. دماهای سرسیلندر، دیواره سیلندر و سطح پیستون بر اساس داده های تجربی قرار دارند. دمای سر سیلندر ۵۵۰K، دمای دیواره سیلندر ۴۰۰K و دمای سطح پیستون ۵۹۰K فرض شده اند.

۳- نتایج و بحث

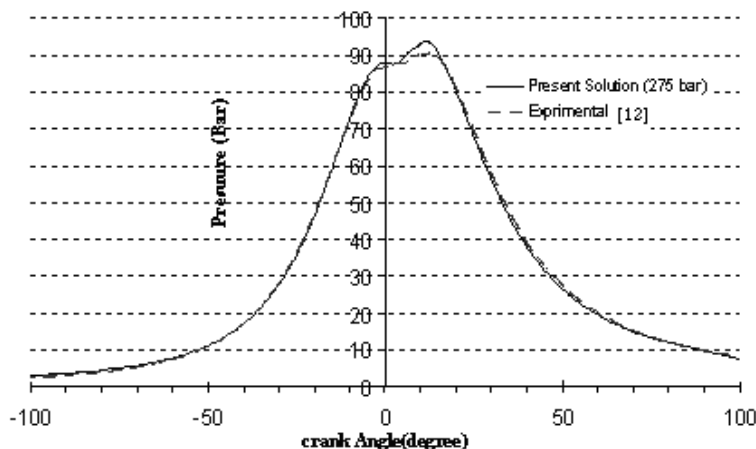
فشار پاشش از ۲۷۵ بار در حالت پایه تا ۱۰۰۰ بار تغییر می یابد. مقایسه تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای ۱۴۳۰۸ و ۱۸۶۰۴ و ۱۲۸۶۲ سلول رادر داخل سیلندر شکل ۴ نشان می دهد. چنانکه مشاهده می شود، اختلاف سه نمودار بسیار ناچیز است.



شکل ۴- استقلال از شبکه با مقایسه منحنی های فشار بر حسب زاویه میل لنگ

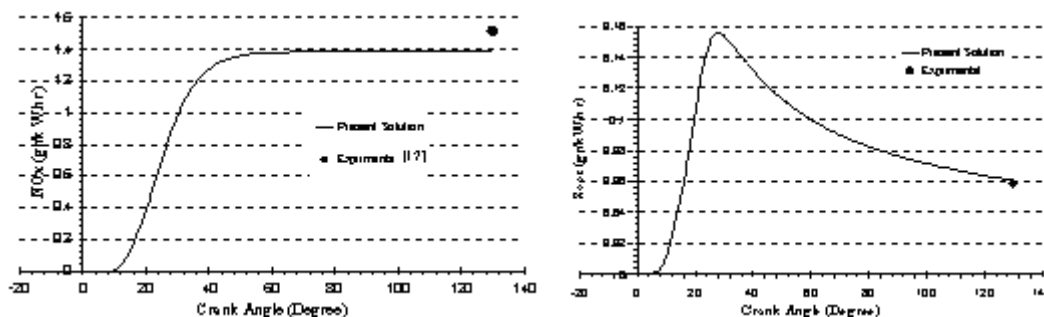
۳-۱ نتایج شبیه سازی کارکرد موتور و اعتبار دهی به نتایج

از شکل ۵ مشاهده می شود نمودار به دست آمده برای فشار داخل سیلندر در حالت تجربی و عددی تطابق خوبی دارند.



شکل ۵- مقایسه نمودار فشار، زاویه میل لنگ داخل محفظه احتراق برای حالت تجربی و عددی

نمودار فوق در حدود ۳٪ خطا بین بیشینه فشار عددی و تجربی نشان می دهد. مقدار توان اندیکاتوری برابر ۷۲/۸۷ KW می شود که با ۷۱/۶ KW که تجربی به دست آمده ۱٪ اختلاف دارد و شکل ۶ منحنی تشکیل اکسید نیتروژن و منحنی تولید خالص دوده را بر حسب زاویه میل لنگ برای موتور دیزلی پایه نشان می دهند.



شکل ۶- مقایسه تشکیل اکسید نیتروژن و دوده بر حسب زاویه میل لنگ موتور دیزلی پایه

در جدول ۱ مقدار آلاینده های خروجی اگزوز با نتایج عددی موتور پایه مقایسه شده اند که تطابق خوبی مشاهده می شود.

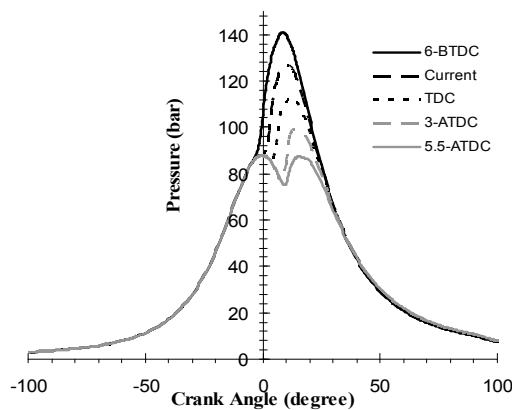
جدول ۱- مقایسه نتایج تجربی و شبیه سازی برای موتور پایه

درصد خطا (%)	مقدار عددی	مقدار تجربی	
۸٪	۱/۳۸۹	۱/۱۵	اکسیدهای نیتروژن (NO _x) (g t/ KW. hr)
۴/۳٪	۰/۰۶	۰/۰۵۷	دوده (دوده) (g t/ KW. hr)
۱٪	۷۱/۶	۷۲/۸۷	توان خروجی در هر چرخه

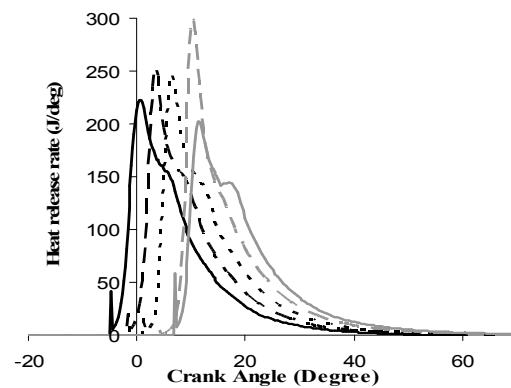
با توجه به نتایج فوق مشاهده می شود که ترکیب مدل انتخاب شده برای شرایط کارکردی در نظر گرفته شده موتور، جواب های خیلی خوبی را با نتایج تجربی چه از لحاظ عملکرد و چه از لحاظ آلاینده گی به همراه دارد. حال به تاثیر فشار ژاشش سوخت در فشار های بالای ۶۵۰ bar می پردازیم .

۳-۲ بررسی تاثیر زمان پاشش بر روی عملکرد و آلاینده های خروجی از موتور

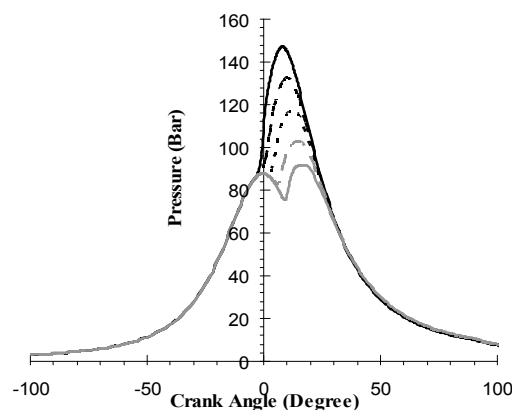
چون که زمان پاشش سوخت 3°BTDC است برای مشخص کردن حالت اولیه مربوط به همان فشار پاشش و مقایسه شرایط جدید با آن، در تمام شکل ها این حالت با Current مشخص می شود. هر یک از فشارهای پاشش مورد بررسی، در پنج حالت از زمان پاشش سوخت مورد ارزیابی قرار می گیرند. چون که پیش اندازی زمان پاشش به دلیل تشکیل سریعتر مخلوط احتراق پیش آمیخته و حرکت رو به بالای پیستون، منجر به افزایش دما و در نتیجه افزایش NO_x می شود از اینرو برای نشان دادن این مطلب 3°CA، زمان پاشش جلو انداخته می شود. در بقیه حالات زمان پاشش تا جایی که پارامترهای عملکردی با حالت اولیه یعنی حالتی که توان اندیکاتوری موتور 71/6 KW است به تعویق انداخته می شود. زیرا با توجه به ثابت نگه داشتن مصرف سوخت، هدف اصلی در استفاده از فشار پاشش بالا کاهش آلاینده های خروجی می باشد.



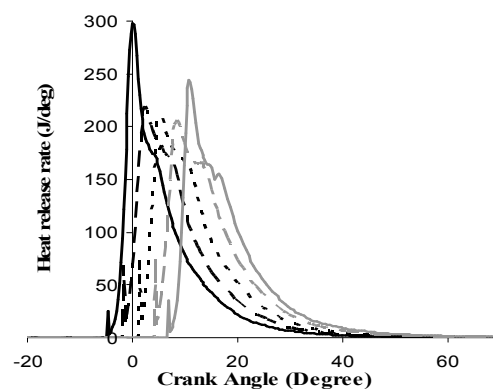
نمودار فشار داخل سیلندر برای
فشار پاشش ۶۵۰ بار



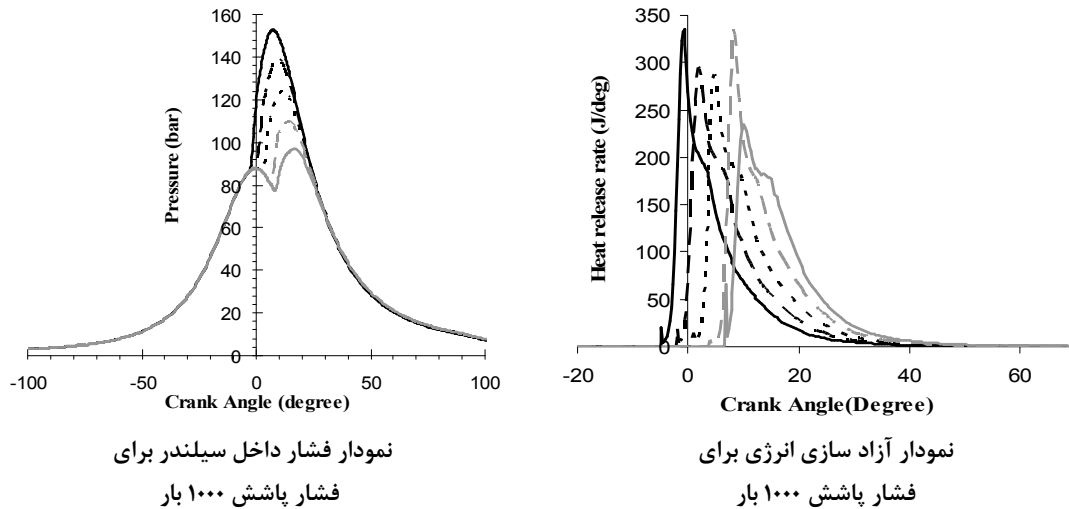
نمودار آزاد سازی انرژی برای
فشار پاشش ۶۵۰ بار



نمودار فشار داخل سیلندر برای
فشار پاشش ۸۰۰ بار



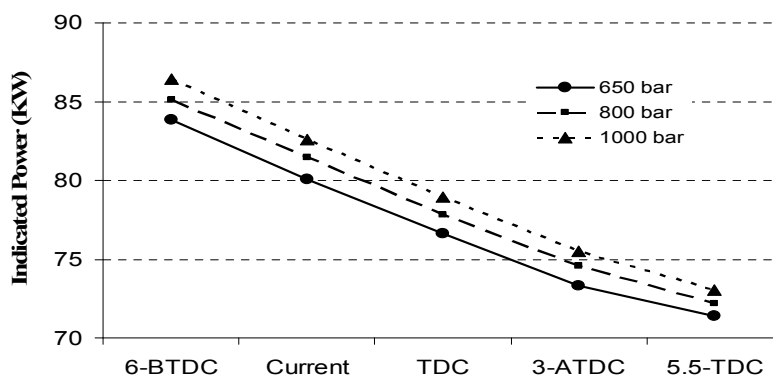
نمودار آزاد سازی انرژی برای
فشار پاشش ۸۰۰ بار



شکل ۱۳- نمودارهای عملکردی موتور برای فشارهای پاشش مختلف در زمان های پاشش متفاوت (لژند همه ی شکل ها یکسان است)

شکل ۱۳ نمودارهای عملکردی موتور برای فشارهای پاشش در زمان های پاشش متفاوت، در برابر زاویه میل لنگ را نشان می دهد. با توجه به نمودار ها پیش اندازی زمان پاشش سوخت بیشینه فشار داخل سیلندر را افزایش می دهد و علت این امر را می توان تشکیل سریع تر مخلوط سوخت و هوا و همچنین نوع حرکت پیستون که به سمت بالا است دانست. اوج اول در نمودارهای فشار که در آن ها زمان پاشش به تعویق افتاده است مربوط به حالت موتورینگ (حالتی که احتراق آغاز نشده است) و اوج دوم مربوط به احتراق نفوذی می باشد. در نمودارهای آزادسازی انرژی مشاهده می شود، به دلیل تشکیل سریع تر مخلوط سوخت و هوا، احتراق زودتر و با قدرت بیشتری صورت می گیرد و همچنین مشاهده می شود که زمان پاشش سوخت در قسمت احتراق پیش آمیخته تاثیر بیشتری نسبت به احتراق نفوذی دارد.

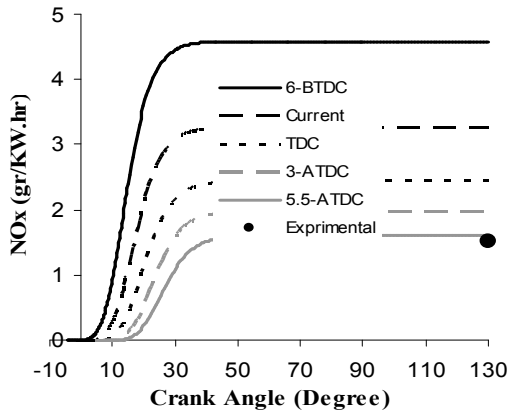
شکل ۱۴ تاثیر فشار پاشش سوخت در زمانهای پاشش مختلف بر روی توان اندیکاتوری موتور را نشان می دهد.



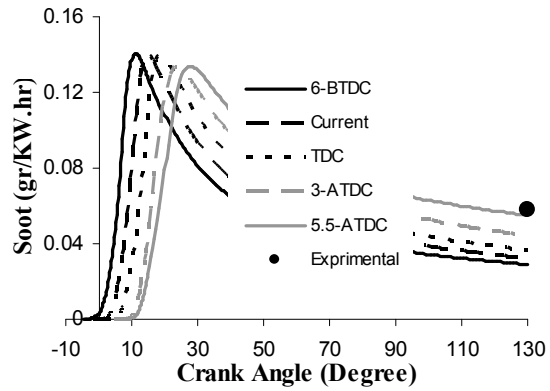
شکل ۱۴- تاثیر فشار پاشش سوخت در زمانهای پاشش مختلف بر توان اندیکاتوری موتور

بنابراین با پیش انداختن زمان پاشش سوخت توان اندیکاتوری موتور به طور میانگین در حدود 4/6 درصد در مقایسه با حالت Current افزایش می یابد که این مطلب را می توان در نمودارهای فشار داخل سیلندر نیز مشاهده کرد زیرا سطح زیر نمودار فشار داخل سیلندر نیز بیانگر این مطلب است. با تعویق آن به صورت میانگین در حدود ۱۱٪ در مقایسه با حالات

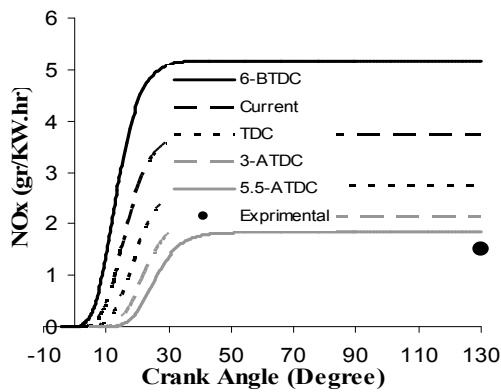
Current کاهش می یابد. همچنین مشاهده می شود که در تمام حالات با افزایش فشار پاشش، توان اندیکاتوری موتور افزایش یافته است.



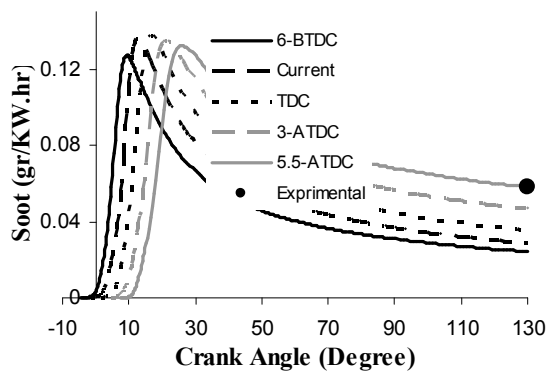
نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای
فشار پاشش ۶۵۰ بار



نمودار آلاینده دوده برای
فشار پاشش ۶۵۰ بار

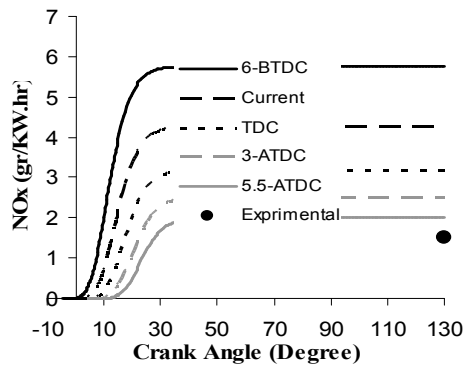


نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای
فشار پاشش ۸۰۰ بار

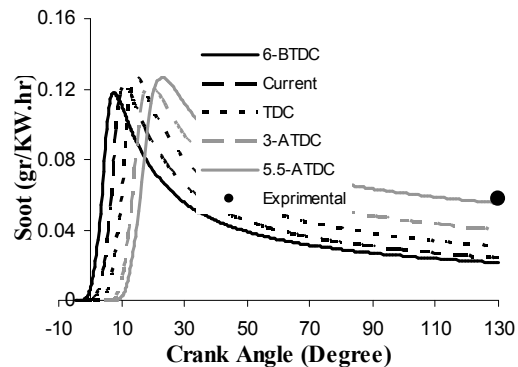


نمودار آلاینده دوده برای
فشار پاشش ۸۰۰ بار

FCCI2010-3154



نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای
فشار پاشش ۱۰۰۰ بار



نمودار آلاینده دوده برای
فشار پاشش ۱۰۰۰ بار

شکل ۱۵- مقایسه نمودار آلاینده های NO_x و PM خروجی از موتور برای فشارهای پاشش مختلف در زمان های پاشش متفاوت

از آنجایی که با پیش اندازی زمان پاشش سوخت بیشینه فشار داخل سیلندر افزایش یافته است از اینرو دمای داخل سیلندر نیز افزایش می یابد که این عامل باعث افزایش NO_x می شود. همان طور که در ادبیات فن موجود است این دو آلاینده همواره رفتار عکس با یکدیگر دارند و همواره سعی بر آن بوده است که یک توازن نسبی برای کاهش این آلاینده ها برقرار کرد. برای کاهش این آلاینده و برقراری یک توازن نسبی در این تحقیق از روش تعویق انداختن زمان پاشش استفاده شده است تا بتوان نقطه ای بهینه برای این آلاینده ها پیدا کرد. مقایسه نتایج عددی فشارهای پاشش مختلف در زمان های پاشش متفاوت با نتایج تجربی از حالت اولیه موتور در جدول ۲ بر حسب درصد بیان شده است.

جدول ۲- درصد اختلاف میان نتایج عددی با حالت تجربی

	آلاینده NO_x (%)			آلاینده دوده (%)		
	۶۵۰ bar	۸۰۰ bar	۱۰۰۰ bar	۶۵۰ bar	۸۰۰ bar	۱۰۰۰ bar
۶-BTDC	+۲۰۲	+۲۴۱	+۲۸۰	-۵۰	-۵۸	-۶۳
Current	+۱۱۵	+۱۴۶	+۱۸۰	-۴۴	-۵۰	-۵۸
TDC	+۶۰	+۸۱	+۱۱۰	-۳۶	-۳۹	-۴۷
۳-ATDC	+۳۰	+۴۱	+۶۵	-۲۳	-۲۷	-۳۰
۵/۵-ATDC	+۶	+۲۱	+۳۳	-۵	۰.۰	-۴

همانطور که مشاهده می شود با ۳ درجه پیش اندازی زمان پاشش در حدود ۵۰٪ دوده کاهش می یابد ولی در عوض NO_x افزایش می یابد. از این رو پیش اندازی زمان پاشش برای برقراری توازن نسبی مبنی بر بهبود همزمان دو آلاینده به هیچ وجه مفید نخواهد بود و تنها نتایج را بدتر می کند. از این رو تمرکز بیشتر بر روی به تعویق انداختن زمان پاشش است. در زمان های پاشش در نقاط TDC و ۳° ATDC شرایط به گونه ای است که مورد قبول است.



نتیجه گیری

این مطالعه از میان پارامترهای موثر در پاشش سوخت دیزل به بررسی تغییرزمان پاشش و فشار پاشش بر اساس اختلاف در قطر و سرعت قطرات اولیه پاشش شده به عنوان ورودی نرم افزار پرداخته است.

نتایج کلی در این بررسی را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

۱- با پیش اندازی زمان پاشش سوخت به علت حرکت به سمت بالای پیستون، بیشینه فشار داخل سیلندر و همچنین بیشینه انرژی آزاد شده افزایش می یابد. این افزایش برای راندمان موتور در حدود ۴ درصد بوده است. ولی به ازای هر ۳ درجه پیش انداختن زمان پاشش، راندمان موتور در حدود ۴ درصد در مقایسه با زمان پاشش اصلی موتور افزایش می یابد.

۲- با پیش اندازی زمان پاشش سوخت به علت افزایش دمای داخل محفظه احتراق، میزان آلاینده دوده کاهش، NO_x و توان اندیکه موتور افزایش نشان می دهد.

مراجع

1. M.A. Patterson et al. "Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NO_x emissions". SAE Paper 940523.
2. Jianwen.L and et al. "Modeling the Effects of Split Injection Scheme on Soot and NO Emissions of Direct Injection Diesel Engines by a Phenomenological Combustion Model". SAE Paper 962062.
3. Tow et al. "Reducing Particulate and NO_x Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty DI Diesel Engine". SAE Paper 950897.
4. Mewes , D. and Mayinger , F. Book "Heat and Mass Transfer", part: mixture Formation in Internal Combustion Engines .
5. Help of CFD AVL FIRE Software, Part: "Spray"
6. Naber, J. D., Reitz, R . D., Modeling Engine Spray/Wall Impingement, SAE Paper NO. 880107, 1988.
7. Merker, Schwarz, Stiesch, Otto, "Simulating Combustion ", Springer, 2004.
8. Pertti Taskinen "Effect of Fuel Spray Characteristics on Combustion and Emission Formation in a Large Medium Speed Diesel Engine" SAE Paper 982583,1998
9. L. M. Ricart, J. Xin, G. R. Bower, R. D. Reitz" In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine" SAE Paper 971591,1997.
10. Ranz, W. E. and Marshall, W. R. "Evaporation from Drops", Chem. Eng. Prog. 48, 141-146, 173-180, 1952.
11. KIVA II Manual, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays



انجمن احتراق ایران

FCCI2010-3154

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر

دانشکده مهندسی هوافضا