

مطالعه عددی تاثیر فشار و زمان پاشش سوخت بر عملکرد یک موتور دیزل با استفاده از سوخت بیودیزل

رضا ابراهیمی^۱، لطف الله سوادکوهی^۲، برات قبادیان^۳، علی میرمحمدی^۴ و سجاد رستمی^{۵*}

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۸/۲

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۱/۱۰/۱۵

چکیده

در این تحقیق، توسط نرم افزار KIVA3V یک مدل عددی برای پیش بینی احتراق یک موتور دیزل با سوخت بیودیزل در فشارها و زمان های پاشش مختلف ارائه شد. برای مدل کردن اثر اغتشاش درون سیلندر از مدل اغتشاش RNG استفاده شده است. نتایج مدل عددی با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شدند. مقایسه مقادیر فشار درون سیلندر موتور و روند نمودارهای فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل لنگ با نتایج تجربی نشان داد که تطابق خوبی میان نتایج تجربی و نتایج پیش بینی شده با مدل عددی وجود دارد. نتایج این تحقیق نشان داد که بیشینه فشار درون سیلندر موتور در حالت استفاده از سوخت بیودیزل با افزایش فشار و جلو افتادن زمان پاشش بیشتر می شود. در ضمن در این شرایط میانگین دمای درون محفظه احتراق افزایش می یابد. کاهش فشار پاشش و عقب انداختن زمان پاشش نتیجه ای عکس حالت قبل دارد. افزایش فشار پاشش باعث بهبود نفوذ افشانه درون محفظه احتراق می شود.

کلید واژه ها: سوخت بیودیزل، موتور دیزل، نرم افزار KIVA3V، فشار درون سیلندر.

^۱دانشیار - دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

^۲دانشیار - سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران

^۳دانشیار - دانشگاه تربیت مدرس

^۴استادیار - دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

^۵استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد و فارغ التحصیل دوره دکتری دانشگاه تربیت مدرس

* نویسنده مسئول: rostami.sajad@yahoo.com

مقدمه

توسعه سریع تکنولوژی کامپیوتر استفاده از تکنیک‌های شبیه‌سازی پیچیده را برای کمی کردن اثر فرآیندهای اساسی در سیستم‌های موتور تقویت کرد. پیشرفت‌های بدست آمده در موتور خودروهای امروزی بدون مدل‌های شبیه‌سازی که این پیش‌بینی‌ها را انجام می‌دهند امکان پذیر نبود.

رامادهاس و همکاران (Ramadhas et al., 2006) یک تحقیق آزمایشگاهی و مدل ترمودینامیکی تک‌ناحیه‌ای را برای موتور احتراق تراکمی با سوخت بیودیزل ارائه دادند نتایج مدل نشان داد که با افزایش نسبت تراکم، بیشینه فشار، بیشینه دما و بازده گرمایی ترمزی افزایش می‌یابند. با افزایش نسبت سوخت به هوا، این پارامترها کاهش می‌یابند. ویژگی‌های عملکردی موتور روند مشابهی را برای همه سوخت‌ها نشان داد. نتایج پیش‌بینی شده با نتایج آزمایشگاهی موتور با سوخت‌های دیزل، B20 و B100 مقایسه شدند. این مدل ویژگی‌های عملکردی موتور را نزدیک به نتایج آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌کند.

مدل ترمودینامیکی دوبعدی چند ناحیه‌ای برای آنالیز ویژگی‌های عملکردی یک موتور دیزل با استفاده از سوخت‌های دیزل، بیودیزل و روغن گیاهی ابتدا تدوین و سپس توسعه داده شد. این مدل مواردی همچون فشار درون سیلندر، نرخ آزادسازی حرارت، میزان انتشار اکسید نیتروژن و چگالی دوده خروجی را پیش‌بینی می‌کند. همچنین این مدل گستردگی نسبت سوخت به هوا، اکسید نیتروژن، چگالی دوده، درصد تبخیر سوخت و دما را در نقاط مختلف پاشش

پیش‌بینی می‌کند (Rakopoulos et al., 2006; Rakopoulos et al., 2008).

اوم و پارک (Um and Park, 2010) یک مدل سه بعدی را به منظور تعیین اثر نسبت اختلاط بیودیزل بر ویژگی‌های احتراق و آلاینده‌ها ارائه دادند. نتایج این کار نشان داد که تاخیر اشتعال با افزایش نسبت بیودیزل کاهش یافته و سطح انتشار HC، CO و NOx نیز کاهش می‌یابد. عقب کشیدن زمان پاشش از ۳۰ تا ۲۰ درجه باعث کاهش مصرف ویژه سوخت اندیکاتوری شده ولی عقب کشیده شدن بیشتر باعث افزایش آن می‌شود. سطح انتشار HC در زمان‌های پاشش ۳۰ و ۴۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بیشتر از زمان‌های پاشش ۵، ۱۰ و ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می‌باشد.

در تحقیق دیگری یک مدل کامپیوتری برای پیش‌بینی انتشار NOx ناشی از احتراق بیودیزل تدوین شد. نتایج این تحقیق نشان داد که جلو کشیدن زمان پاشش انتشار NOx را افزایش و عقب کشیدن زمان پاشش انتشار NOx را کاهش می‌دهد. همچنین عوامل دیگری مانند سرد کردن هوای ورودی و برگشت گازهای خروجی آگزوز نیز میزان انتشار NOx را کاهش می‌دهند (Yuan, 2005).

یک برنامه شبیه‌سازی با استفاده از زبان C برای موتور مرسوم (معمولی) و موتور LHR هنگام استفاده از دیزل و بیودیزل توسعه داده شد. این برنامه قادر به پیش‌بینی فشار سیلندر، انتقال حرارت، آزادسازی حرارت، عملکرد و سطوح آلاینده‌ها می‌باشد. مدل انتقال حرارت ترکیب شده آناند و مدل آزادسازی حرارت ویب برای محاسبه انتقال حرارت و آزادسازی

حرارت مورد استفاده قرار گرفتند. مکانیزم زلدویچ توسعه یافته برای پیش‌بینی میزان NO استفاده شد. داده‌های حاصل از برنامه شبیه‌ساز با نتایج آزمایش‌های تجربی روی یک موتور دیزل تک سیلندر آب‌خنک مقایسه شد (Rajendra Prasath et al., 2010).

جایاشانکارا و گانسان (Jayashankara and Ganesan, 2009) از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه اثر زمان‌بندی پاشش سوخت و فشار هوای ورودی (حالت سوپر شارژ و جریان طبیعی) بر روی عملکرد موتور دیزل پاشش مستقیم استفاده کردند. یک موتور دیزل تک سیلندر پاشش مستقیم با دو راهگاه ورودی و دو راهگاه خروجی برای این مطالعه در نظر گرفته شد. اثرات زمان‌بندی پاشش (شروع پاشش: ۱۶، ۱۲ و ۸ درجه قبل از نقطه مرگ بالا) و فشار هوای ورودی (۱/۰۱، ۱/۲۱ و ۱/۷۱ بار) در دور ثابت میل‌لنگ معادل ۱۰۰۰ rpm بر عملکرد موتور بررسی شد. نتایج مدل در مراحل مکش و تراکم با نتایج موجود در آزمایش‌های دیگران مقایسه شد. نتایج مدل نشان داد که جلو انداختن زمان پاشش باعث افزایش فشار درون سیلندر، دما، نرخ آزادسازی حرارت، افزایش آزادسازی حرارت تجمعی و افزایش انتشار NOx می‌شود. در حالت جلو انداختن زمان پاشش انتشار دوده تا زاویه خاصی از میل‌لنگ روند افزایشی داشته و سپس روند کاهشی پیدا می‌کند.

بوسیله شبکه عصبی مصنوعی ویژگی‌های عملکردی و آلاینده‌های موتور دیزل در زمان‌های پاشش مختلف با استفاده از روغن پسماند پیش‌بینی شد. نتایج نشان داد که در وضعیت بار کامل موتور با جلو انداختن یا عقب انداختن زمان پاشش بازده

گرمایی کاهش و مصرف ویژه انرژی افزایش یافت. با عقب انداختن زمان پاشش دمای گازهای خروجی افزایش و با جلو انداختن زمان پاشش دمای گازهای خروجی کاهش یافتند. بر اساس نتایج بدست آمده زمان پاشش استاندارد موتور بهترین زمان پاشش است (Shivakumar et al., 2011).

نتایج مطالعه عددی دیگری که مانیماران و همکاران بر روی یک موتور دیزل پاشش مستقیم انجام دادند نشان داد که با جلو انداختن زمان پاشش اکسیدهای نیتروژن افزایش و دوده کاهش می‌یابد (Manimaran et al., 2013).

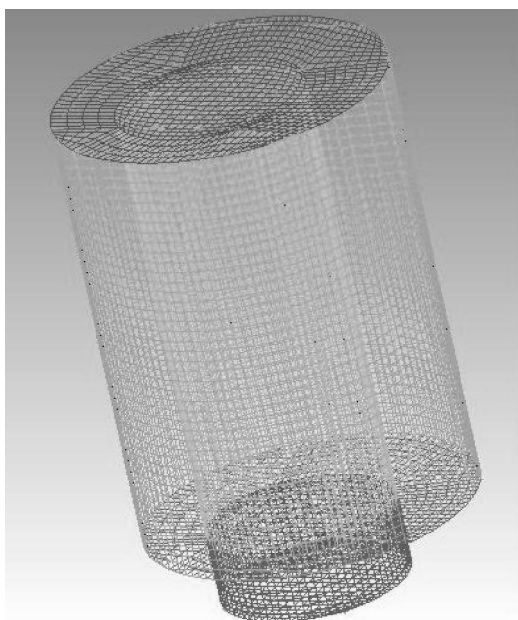
با بررسی‌های صورت گرفته در منابع مختلف که خلاصه‌ای از آن‌ها در بالا ارائه شده است، نتیجه‌گیری می‌شود که تاکنون تحقیقی در مورد پیش‌بینی عملکرد یک موتور دیزل با استفاده از متیل استر حاصل از روغن سویا در فشارها و زمان‌های پاشش سوخت متفاوت انجام نگرفته است. در ضمن نتایج تحقیقات پیشین روند مشابهی را برای اثر فشار و زمان پاشش سوخت بر عملکرد موتور نشان نمی‌دهند. در واقع نوع موتور و بیودیزل استفاده شده سهم تعیین‌کننده‌ای در نتایج تحقیقات انجام گرفته داشته است. از این‌رو، در این تحقیق مطالعه عددی در زمینه اثر فشار و زمان پاشش سوخت بر فشار درون سیلندر یک موتور دیزل پاشش مستقیم (OM-314) با استفاده از سوخت بیودیزل انجام شده است.

مواد و روش‌ها

با توجه به دقت بالای روش دینامک سیالات محاسباتی، در این تحقیق از این روش جهت شبیه‌سازی فرآیند احتراق سوخت بیودیزل استفاده شد.

حاضر، از نرم افزار ICEM برای تولید شبکه یا مش استفاده شده است (شکل ۱). لازم به ذکر است که به منظور دقت بیشتر در قسمت مربوط به کاسه پیستون شبکه ریزتری انتخاب شد.

نرم افزار کیوا بصورت گسترده در تحقیقات دانشگاهی جهت شبیه سازی احتراق بکار می رود (Basha and Raja Gopal, 2009). لذا، در این تحقیق، شبیه سازی احتراق توسط نرم افزار کیوا انجام شد. در تحقیق



شکل ۱: شبکه ایجاد شده در نرم افزار ICEM.

Figure 1- The mesh was produced using ICEM

عددی احتراق در موتورهای دیزلی، استفاده از مدل جهت تعیین اثر اغتشاش، باعث تطابق بهتر نتایج پیش بینی شده توسط مدل با نتایج تجربی به ویژه در مورد فشار درون سیلندر می شود (Kaario, 2007). در این تحقیق نیز برای مدل کردن اثر اغتشاش از مدل اغتشاش RNG استفاده شده است.

برنامه کیوا انرژی اغتشاش اولیه را به صورت ضریبی از سرعت متوسط پیستون محاسبه می کند. در این تحقیق با توجه به سرعت متوسط پیستون انرژی اغتشاش اولیه برابر با ۶/۰ در نظر گرفته شد. در این

در تحقیق حاضر به علت اینکه هدف فقط بررسی فرآیند احتراق در موتور بود، شبیه سازی فقط در آن قسمتی از چرخه کاری موتور که هر دو سوپاپ دود و هوا بسته هستند انجام گرفت، یعنی از ابتدای مرحله تراکم یا بسته شدن سوپاپ هوا تا ابتدای مرحله تخلیه یا باز شدن سوپاپ دود. در این حالت نیازی به ترسیم و شبکه بندی سوپاپ ها نبود.

در نرم افزار کیوا به منظور مدل کردن اثر اغتشاش از دو مدل $k-\epsilon$ و $k-\epsilon$ RNG استفاده می شود. تحقیقات کاریو نشان داده است که به منظور شبیه سازی

نوع سوخت وجود داشت که این سوخت‌ها اغلب سوخت‌های فسیلی بودند. سوخت مورد استفاده در این تحقیق سوخت بیودیزل است که مشخصات آن تا حدودی با سوخت دیزل متفاوت است (جدول ۱). سوخت بیودیزل در کتابخانه کیوا موجود نبود و لذا برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق بیودیزل در موتور با استفاده از نرم‌افزار کیوا لازم بود که خواص مختلف فیزیکی و ترمودینامیک سوخت بیودیزل مورد استفاده مانند خواص بحرانی بیودیزل، چگالی، کشش سطحی، گرانشی، ظرفیت گرمایی، هدایت گرمایی و غیره وارد کتابخانه نرم‌افزار کیوا شوند. به منظور تعیین خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بیودیزل، یوان و همکاران (Yuan et al., 2003; Yuan et al., 2005) تحقیقی را بر روی خواص فیزیکی و ترمودینامیکی ۱۹ نوع مختلف سوخت بیودیزل انجام داده‌اند. از آنجاییکه بیودیزل به کار رفته در این تحقیق، بیودیزل حاصل از روغن سویا بود و اجزای تشکیل دهنده آن (جدول ۲) به بیودیزل حاصل از سویای مورد استفاده در تحقیق یوان و همکاران شبیه بود، از نتایج تحقیق یوان و همکاران (Yuan et al., 2003; Yuan et al., 2005) در شبیه‌سازی فرآیند احتراق این تحقیق استفاده شده است.

تحقیق طول اولیه اغتشاش به صورت یک عدد (۹/۰ میلی‌متر) که مقدار آن از ارتفاع سلول شبکه در نظر گرفته شده کمتر است در ورودی برنامه وارد شد. در ضمن بر طبق پیشنهاد کاریو از مدل شکست قطره نیز در این شبیه‌سازی استفاده شده است. به منظور شبیه‌سازی احتراق در موتورهای احتراق داخلی برای شرایط مرزی سرعت از شرط عدم لغزش و برای اغتشاش از قانون دیواره دیواره استفاده می‌شود. در ضمن دمای دیواره‌ها شامل دیواره سیلندر، تاج پیستون و سرسیلندر نسبت به زمان ثابت و به ترتیب برابر ۵۰۰، ۵۵۰ و ۵۲۰ درجه کلین در نظر گرفته شدند. در این تحقیق از مدل شکست TAB که در زیر برنامه‌های خود برنامه کیوا وجود دارد جهت تعیین رفتار شکست قطرات پاشیده شده به درون سیلندر استفاده شد. برنامه کیوا به منظور شبیه‌سازی اشتعال از مدل سینتیکی شل استفاده می‌کند. این مدل دارای هشت مرحله می‌باشد. مدل شل شامل واکنش‌های عمومی مورد نیاز جهت شبیه‌سازی واکنش‌های شروع، پیشرفت، شاخه‌ای شدن، و حذف می‌باشد. در برنامه کیوا از این مدل جهت پیش‌بینی اشتعال همه سوخت‌ها استفاده می‌شود (Amsden et al., 1989).

برنامه کیوا دارای یک کتابخانه سوخت (زیربرنامه fuellib) بود. در این کتابخانه اسامی و مشخصات ۳۷

جدول ۱: برخی از خواص مهم سوخت‌های دیزل و بیودیزل استفاده شده در تحقیق

Table1- Some important properties of diesel and biodiesel fuels used in the research

ویژگی	روش استاندارد آزمون	سوخت بیودیزل	سوخت دیزل	واحد
نقطه روشنایی	ASTM D-92	176	64	°C
گرانروی سینماتیک	ASTM D-445	4.73	2.8	mm ² /s
نقطه ریزش	ASTM D-97	-4	0	°C
ارزش حرارتی پایین	----	38730	42930	kJ/kg
چگالی	----	0.88	0.845	g/cm ³

جدول ۲: مقایسه بیودیزل مورد استفاده در تحقیق حاضر با بیودیزل استفاده شده در تحقیق یوان و همکاران

Table2- Comparing the biodiesel used in this research with that was used in research of Yuan et al.

اجزای تشکیل دهنده	درصد اجزای تشکیل دهنده	
	بیودیزل استفاده شده در این تحقیق	بیودیزل استفاده شده توسط یوان و همکاران
Methyl palmitate	12.36	10.83
Methyl stearate	5.85	4.31
Methyl oleate	26.13	24.22
Methyl linoleate	52.56	54.67
Methyl linolenate	3.12	6.78

نتایج و بحث

به منظور شبیه‌سازی فرآیند احتراق بیودیزل توسط نرم‌افزار کیوا ابتدا مدل هندسی سیلندر ایجاد و شبکه‌بندی شد. از آنجایی که در شبیه‌سازی احتراق به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، مستقل بودن محاسبات از شبکه ایجاد شده ویژگی

مهمی می‌باشد، در این تحقیق چهار شبکه مختلف ایجاد و برنامه با این شبکه‌ها اجرا شد. با توجه به اینکه افزایش تعداد سلول‌های شبکه از ۲۴۲۶۴ به ۳۳۱۴۵ تغییر چندانی در نتایج شبیه‌سازی نداشت ولی زمان انجام محاسبات را

افزایش داده بود، در این تحقیق از شبکه با تعداد سلول‌های ۲۴۲۶۴ استفاده شد (جدول ۳).

جدول ۳: تاثیر تعداد سلول‌های شبکه بر پیش‌بینی بیشینه فشار و مدت زمان اجرای فرآیند شبیه‌سازی

Table3- Effect of the mesh cells number on the prediction of maximum pressure and processing time

مدت زمان اجرای فرآیند شبیه‌سازی	بیشینه فشار پیش‌بینی شده	تعداد سلول‌های شبکه
147 دقیقه	60.56	8184
312 دقیقه	59.14	16232
464 دقیقه	57.93	24264
613 دقیقه	57.91	33145

مقایسه نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی

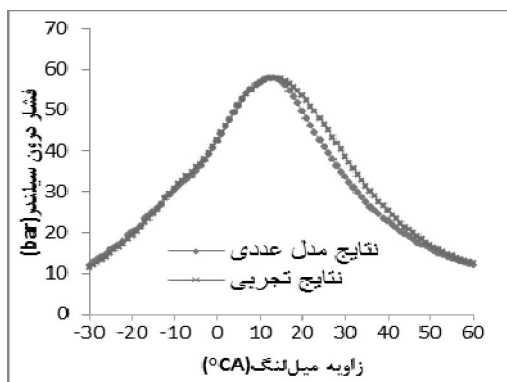
مقایسه نتایج فشار درون سیلندر حاصل از آزمایش‌های تجربی و مدل‌های نظری یکی از راه‌های اعتبارسنجی مدل‌های ارائه شده جهت احتراق موتور می‌باشد. در این تحقیق نتایج مدل با داده‌های حاصل از انجام آزمون‌های تجربی بر روی موتور OM314 که در پژوهشکده مکانیک سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران انجام گرفت مقایسه شدند. لازم به ذکر است که انژکتورهای موتور مورد استفاده هرکدام دارای چهار سوراخ بودند که قطر سوراخ‌ها برابر با ۰۳۱/۰ سانتیمتر بود. در ضمن میزان پاشش سوخت هر انژکتور در حالت بار کامل در دور 1600 rpm و در هر سیکل برابر با ۰۵۱/۰ گرم اندازه‌گیری شد. تغییرات فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ برای بیودیزل در مقایسه با نتایج تجربی در دور 1600 rpm در شکل (۲) نشان داده شده است.

در شکل ۳ نیز مقادیر فشار درون سیلندر اندازه‌گیری شده با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل عددی با یکدیگر مقایسه شده‌اند. به این منظور نتایج

تجربی و مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل در نرم‌افزار اکسل وارد و توسط این نرم‌افزار ضریب همبستگی بین آن‌ها محاسبه شد. مقایسه کلی نمودارهای حاصل از نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل در شکل (۲) و همین‌طور ضریب همبستگی بالای نشان داده شده در شکل (۳) نشان می‌دهند که نتایج حاصل از نرم‌افزار کیوا تطابق خوبی با نتایج تجربی دارند. البته همان‌طور که در شکل (۲) مشاهده می‌شود بعد از محل وقوع بیشینه فشار و در قسمت نزولی منحنی فشار درون سیلندر، بین نتایج پیش‌بینی شده توسط نرم‌افزار کیوا و نتایج تجربی اختلاف وجود داشته و منحنی‌ها بر روی یکدیگر منطبق نشده‌اند.

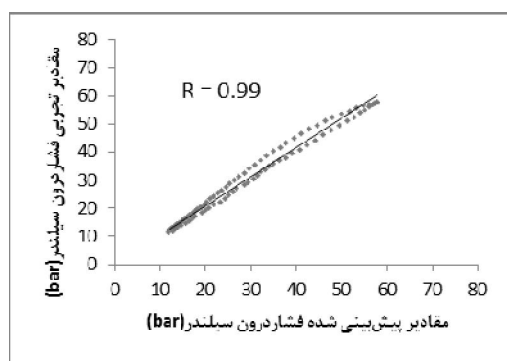
دلایل این اختلاف می‌تواند به این شرح باشد که، اولاً دمای جداره سر سیلندر، جداره سیلندر و تاج پیستون موتور و همین‌طور دمای اولیه سوخت اندازه‌گیری نشده بود و از مقادیر موجود در سایر منابع استفاده شده است، ثانیاً الگوی پاشش سوخت به درون سیلندر توسط سامانه سوخت‌رسانی موتور مورد آزمایش موجود نبوده و به جای آن از الگوی پاشش

پالس مربعی موجود در خود نرم افزار استفاده شد. در سوخت به درون سیلندر نیز اندازه گیری نشده بود. ضمن زمان دقیق باز شدن انژکتور و لحظه دقیق پاشش



شکل ۲: مقایسه نمودار فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل لنگ حاصل از نتایج تجربی و مدل عددی

Figure 2- Comparison of the incylinder pressure versus crank angle of experimental and numerical model results



شکل ۳: مقایسه مقادیر تجربی فشار درون سیلندر و مقادیر پیش بینی شده توسط مدل

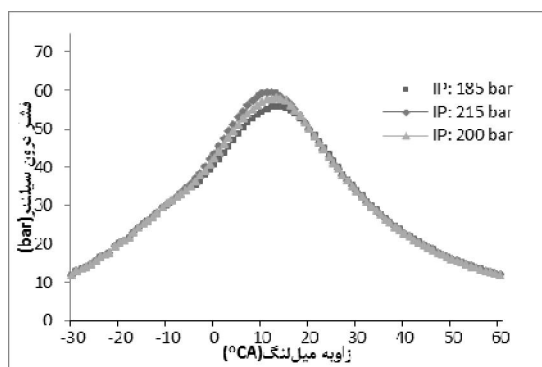
Figure 3- Comparison of the experimental incylinder pressure with numerical model results

پاشش باعث کاهش بیشینه فشار درون سیلندر می شود. دلیل این امر کاهش نفوذ بیشتر فواره سوخت به درون محفظه احتراق و اختلاط بهتر آن ها با هوای درون سیلندر می باشد. در این حالت مخلوط بهتری برای اشتعال آماده شده و انرژی بیشتری در اثر احتراق آزاد می شود. این امر باعث افزایش فشار درون سیلندر و

پیش بینی اثر فشار پاشش بر فشار درون سیلندر شکل ۴ اثر فشار پاشش سوخت به درون سیلندر بر فشار درون سیلندر را نشان می دهد. همانطور که در شکل (۴) قابل مشاهده است، بر طبق پیش بینی مدل ارائه شده افزایش فشار پاشش باعث افزایش بیشینه فشار درون سیلندر می شود و در مقابل کاهش فشار

استاندارد شده و انرژی آزاد شده در اثر احتراق را کاهش می‌دهد. بطور کلی نتایج شکل (۴) نشان می‌دهند که پیش‌بینی تغییر روند فشار درون سیلندر در اثر تغییر فشار پاشش سوخت به درون سیلندر با نتایج تجربی یکسان می‌باشد.

در نتیجه افزایش توان و گشتاور ترمزی موتور می‌شود. کاهش فشار پاشش سوخت نفوذ فواره سوخت را کاهش و قطر متوسط قطرات سوخت را افزایش داده و در نتیجه سوخت دیرتر تبخیر شده و به خوبی با هوای درون سیلندر مخلوط نمی‌شود. این امر باعث پایین آمدن کیفیت مخلوط سوخت و هوا نسبت به حالت



شکل ۴: تغییرات فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ برای سوخت B100 در دور 1600 rpm

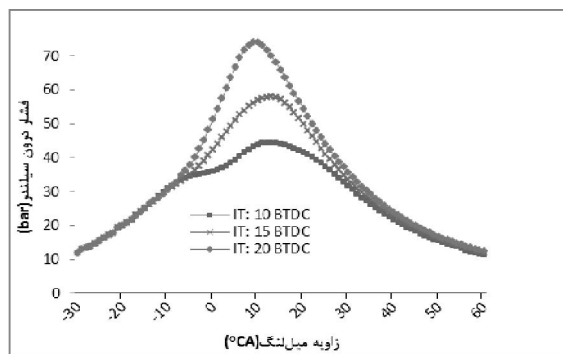
در اثر تغییر فشار پاشش

Figure 4- Changes of the in-cylinder pressure versus crank angle for B100 fuel in 1600rpm due to injection pressure changing

و از این رو نفوذ فواره سوخت افزایش یافته، فعل و انفعالات بین سوخت و هوای درون سیلندر بیشتر شده و در نتیجه مخلوط مناسب‌تری برای احتراق آماده می‌شود. همچنین با جلو انداختن زمان پاشش، سوخت پاشیده شده به درون سیلندر باعث تقویت اغتشاش هوای درون سیلندر می‌شود (Gumus, 2010). در این شرایط زمانی که احتراق در سیلندر شروع می‌شود، به علت مناسب بودن مخلوط سوخت و هوا نرخ آزادسازی حرارت در اولین فاز فرآیند احتراق یا فاز احتراق سریع افزایش می‌یابد. این امر باعث می‌شود تا در اولین فاز احتراق انرژی زیادی آزاد شده، بیشینه فشار درون سیلندر افزایش می‌یابد.

اثر زمان پاشش بر فشار درون سیلندر

شکل ۵ اثر زمان پاشش سوخت به درون سیلندر بر فشار درون سیلندر را نشان می‌دهد. مطابق آنچه در این شکل مشاهده می‌شود، جلو انداختن زمان پاشش باعث افزایش بیشینه فشار درون سیلندر می‌شود بطوری که با جلو انداختن زمان پاشش بیشینه فشار درون سیلندر از ۵۷/۹ بار به حدود ۷۴ بار رسیده است. زمانی که پاشش سوخت نسبت به زمان پاشش استاندارد موتور جلو می‌افتد، فشار و دمای هوای درون سیلندر نسبت به حالتی که سوخت در زمان پاشش استاندارد پاشیده می‌شود کمتر است. از این رو تاخیر اشتعال سوخت پاشیده شده به درون سیلندر طولانی‌تر می‌شود



شکل ۵: تغییرات فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ برای سوخت B100 در دور 1600 rpm در اثر تغییر زمان پاشش

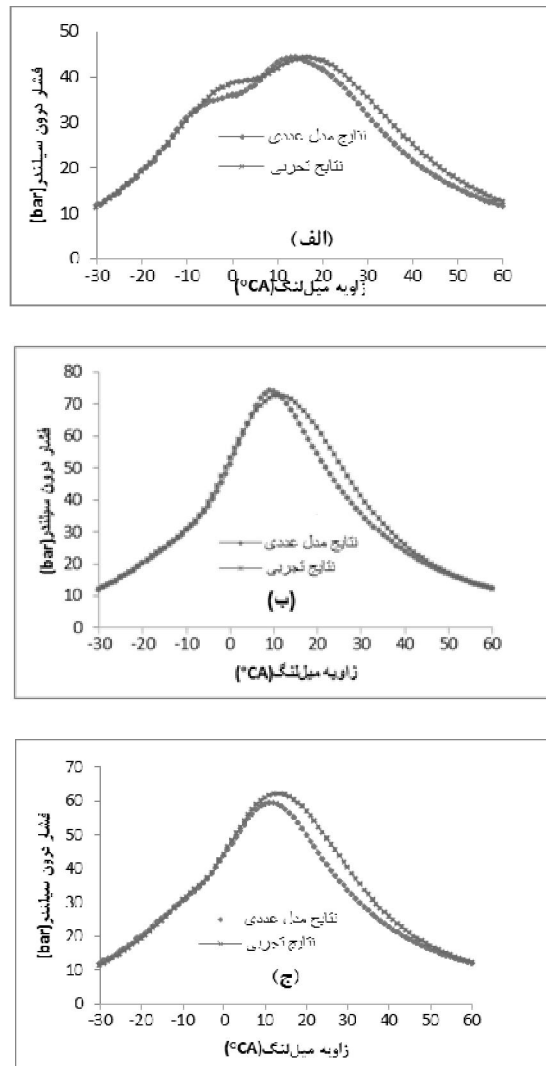
Figure 5- Changes of the in-cylinder pressure versus crank angle for B100 fuel in 1600rpm due to injection timing changing

مقایسه فشار پیش‌بینی شده توسط مدل با داده‌های تجربی

شکل ۶ مقایسه فشار درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ پیش‌بینی شده توسط نرم‌افزار کیوا با نتایج آزمون تجربی را در فشار و زمان‌های پاشش مختلف نشان می‌دهد. در هنگام پیش‌بینی فشار درون سیلندر با نرم‌افزار کیوا، بین نتایج مدل و نتایج تجربی از دو نظر تفاوت به وجود می‌آید. یکی از این تفاوت‌ها اختلاف مقدار بیشینه فشار درون سیلندر پیش‌بینی شده با نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی بود. تفاوت دیگر زمان وقوع یا فاصله بیشینه فشار نسبت به نقطه مرگ بالا در سیلندر بود. از مهم‌ترین دلایل این اختلاف می‌توان به نبود داده‌های مربوط به الگوی پاشش سوخت سامانه سوخت رسانی موتور تحت آزمون اشاره کرد.

در ضمن، زمان دقیق باز و بسته شدن سوزن انژکتور و در نتیجه زمان دقیق شروع و پایان پاشش سوخت به درون سیلندر مشخص نبود.

در این وضعیت آزاد شدن انرژی زمانی شروع می‌شود که پیستون از نقطه مرگ بالا دور شده است. نتیجه این امر باعث می‌شود تا بیشینه فشار درون سیلندر نسبت به حالت استاندارد کاهش یافته و از نقطه مرگ بالا دور شود. در این حالت، قسمت بیشتری از انرژی سوخت در فازهای بعدی احتراق آزاد می‌شود و باعث بالا رفتن دمای گازهای خروجی و در واقع افزایش تلفات گرمایی ناشی از گازهای خروجی می‌شود. در این وضعیت بیشینه فشار درون سیلندر برابر ۴۴/۴۲ بار می‌شود. باری و همکاران نتایجی مشابه با تحقیق حاضر در بارهای ۳۰، ۵۵ و ۸۵ درصد بار کامل در مورد اثر جلو انداختن زمان پاشش بر فشار درون سیلندر هنگام استفاده از بیودیزل خالص حاصل از خرما بدست آوردند (Bari et al., 2004). از نظر تغییر روند فشار درون سیلندر در اثر تغییر زمان پاشش سوخت به درون سیلندر نتایج حاصل از مدل با نتایج تجربی روند مشابهی دارند.



در حالت: الف- ۵ درجه عقب در 1600 rpm شکل ۶: مقایسه نتایج تجربی و پیش بینی شده فشار درون سیلندر در دور پاشش حالت: الف- ۵ درجه عقب انداختن زمان پاشش، ب- ۵ درجه جلو انداختن زمان پاشش و ج- ۱۵ بار افزایش فشار

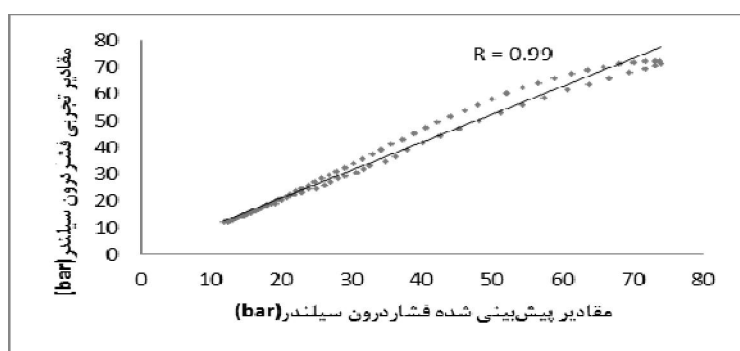
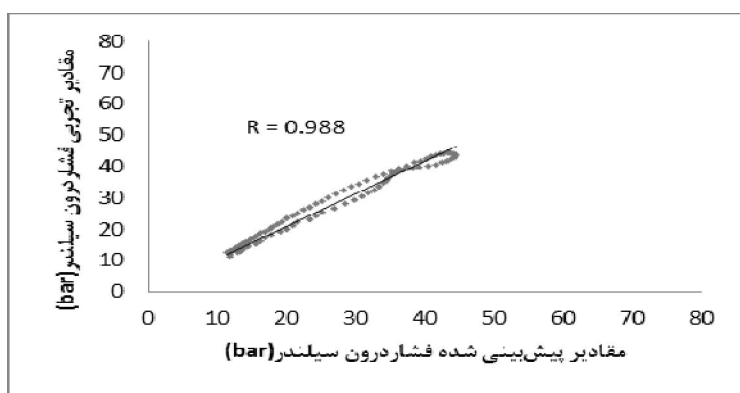
Figure 6- Comparison of the experimental and numerical in-cylinder pressure results in 1600 rpm in A- 5 degree retard of injection timing, B- 5 degree advance of injection timing and C- 15 bar increase of injection pressure

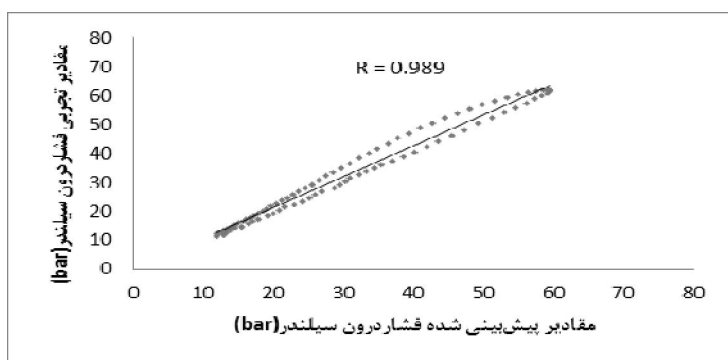
می‌دهد. به منظور تعیین میزان نفوذ فواره سوخت، در راستای نشان داده شده در شکل ۸ فواره‌ها برش زده شدند. شکل ۹ مقطع برش خورده فواره سوخت را در فشارهای پاشش مختلف نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل قابل مشاهده است، با افزایش فشار پاشش سوخت میزان نفوذ فواره نسبت به حالت استاندارد افزایش یافته و با کاهش فشار پاشش، نفوذ فواره سوخت کاهش یافته است.

شکل ۷ مقایسه مقادیر اندازه‌گیری شده فشار درون سیلندر را با مقادیر فشار درون سیلندر پیش‌بینی شده توسط نرم‌افزار کیوا نشان می‌دهد. ضریب‌های همبستگی موجود در این شکل بیانگر همبستگی قابل قبول نتایج پیش‌بینی شده با نتایج تجربی می‌باشند.

اثر فشار پاشش بر نفوذ فواره

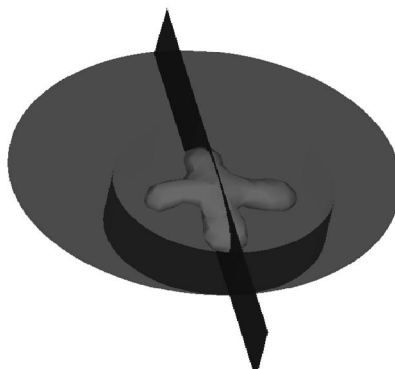
انژکتورهای استفاده شده در موتور تحت آزمون دارای چهار سوراخ بودند. شکل ۸ نمای کلی چگونگی پاشش یک انژکتور به درون محفظه احتراق را نشان





شکل ۷: مقایسه مقادیر تجربی و عددی در حالت: الف- ۵ درجه عقب انداختن زمان پاشش، ب- ۵ درجه جلو انداختن زمان پاشش و ج- افزایش فشار پاشش

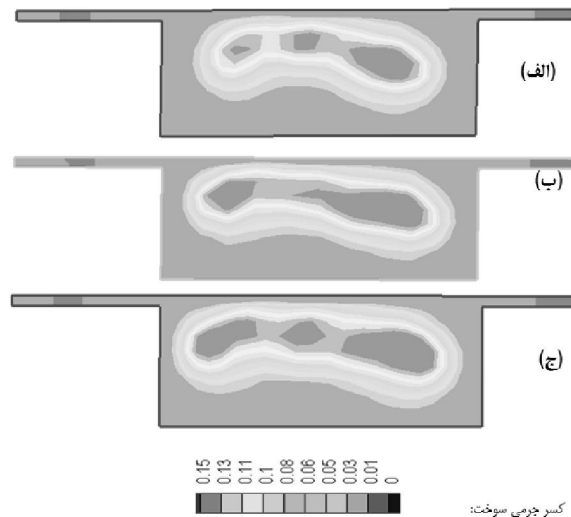
Figure 7- Comparison of the experimental and numerical in-cylinder pressure results in A- 5 degree retard of injection timing, B- 5 degree advance of injection timing and C- 15 bar increase of injection pressure



شکل ۸: نمای کلی فواره‌های سوخت در محفظه احتراق موتور.
Figure 8- A view of the fuel spray in combustion chamber

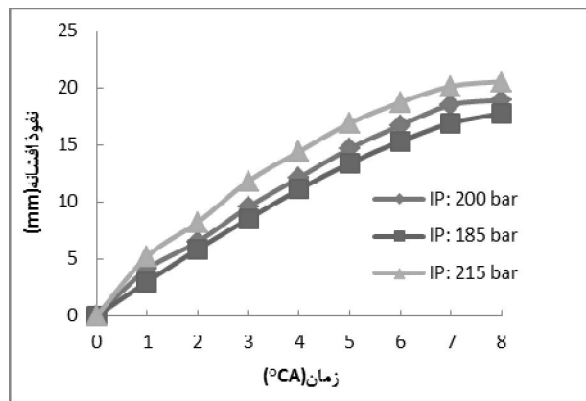
امر مخلوط سوخت و هوای مناسب‌تری برای احتراق آماده شده و احتراق کامل‌تری روی خواهد داد. نتیجه احتراق کامل‌تر هم در نهایت باعث افزایش بیشینه فشار درون سیلندر شده و همانطور که در شکل‌های قبل هم مشاهده شد، فشار درون سیلندر موتور به ازای میزان معینی سوخت افزایش می‌یابد.

شکل ۱۰ میزان نفوذ محاسبه شده فواره سوخت را برای کسر جرمی ۰/۱۵ سوخت نسبت به تعداد درجات زاویه میل‌لنگ از لحظه شروع پاشش نشان می‌دهد. در فشار پاشش بیشتر سوخت، نفوذ فواره به هوای درون محفظه احتراق سیلندر افزایش یافته و باعث اختلاط بهتر سوخت با هوا می‌شود. در نتیجه این



شکل ۹: توزیع کسر جرمی سوخت هشت درجه بعد از شروع زمان پاشش سوخت در نمای برش خورده فواره در الف - فشار پاشش ۱۸۵ بار، ب - فشار پاشش ۲۰۰ بار و ج - فشار پاشش ۲۱۵ بار

Figure 9- Distribution of the fuel mass fraction at 8 degrees after injection start in A-Injection pressure 185bar, B-Injection pressure 200bar, and C-Injection pressure 215bar



شکل ۱۰: مقایسه نفوذ فواره سوخت نسبت به زاویه میل لنگ از لحظه شروع پاشش در سه فشار پاشش

Figure 10- Comparison of the fuel spray penetration versus crank angle from start of injection in three injection pressure

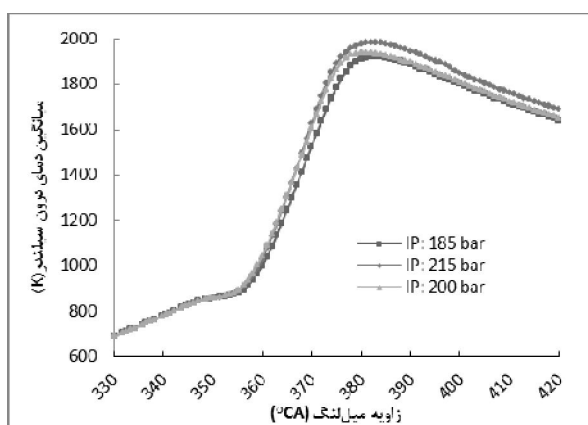
اتفاق افتاده و دمای درون سیلندر زودتر شروع به افزایش می‌کند. در فشار پاشش پایین‌تر از فشار پاشش استاندارد روند افزایشی دمای درون محفظه احتراق دیرتر اتفاق افتاده و نسبت به دو حالت دیگر شیب کمتری دارد.

پیش بینی اثر فشار و زمان پاشش بر دمای محفظه احتراق

شکل ۱۱ تغییرات میانگین دمای درون سیلندر نسبت به زاویه میل لنگ در فشارهای پاشش مختلف را نشان می‌دهد. در فشار پاشش بیشتر از فشار پاشش استاندارد به علت تاخیر اشتعال کوتاه‌تر، احتراق زودتر

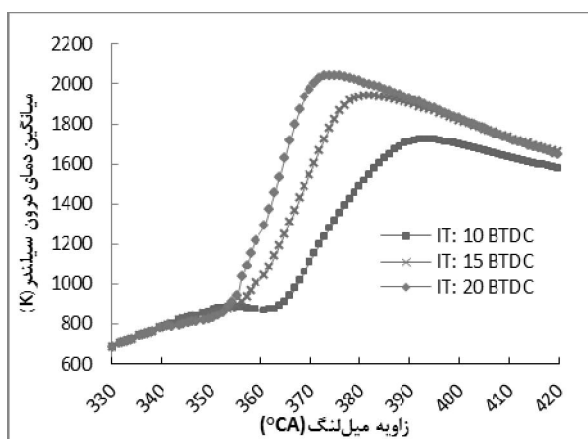
شروع فرآیند احتراق بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد، زمان کافی برای آزاد شدن انرژی وجود نداشته، و در نتیجه دمای درون سیلندر در محدوده نشان داده شده نسبت به دو حالت دیگر به مراتب کمتر است. نتایج این بخش از تحقیق با نتایج جایاشانکارا و گانسان (Jayashankara and Ganesan, 2009) روند مشابهی دارند.

شکل ۱۲ اثر زمان پاشش بر تغییرات دمای درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ را نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل قابل مشاهده است. با جلو افتادن زمان پاشش، زمان شروع احتراق نیز جلو افتاده و میانگین دمای درون سیلندر نسبت به دو حالت دیگر سریع‌تر افزایش می‌یابد. در حالتی که زمان پاشش نسبت به حالت استاندارد عقب افتاد، به علت اینکه



شکل ۱۱: میانگین دمای درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ در فشارهای پاشش مختلف.

Figure 10- The average of incylinder temperature versus crank angle in three injection pressure



شکل ۱۲: میانگین دمای درون سیلندر نسبت به زاویه میل‌لنگ در زمان‌های پاشش مختلف

Figure 12- Average of the incylinder temperature versus crank angle in three injection timing

Energy Conversion and Management, 51(10): 1835-1848.

Kaario, O., 2007. The Influence of Certain Submodels on Diesel Engine Modeling Results. Ph.D. Thesis, Aalto University.

Manimaran, R., Thundil Karuppa Raj, R. and Senthil Kumar, K., 2013. Premixed Charge Compression Ignition in a Direct Injection Diesel Engine using Computational Fluid Dynamics WSEAS TRANSACTIONS on HEAT and MASS TRANSFER, 8(1): 17-29.

Rajendra Prasath, B., Tamilporai, P. and Shabir, M.F., 2010. Analysis of combustion, performance and emission characteristics of low heat rejection engine using biodiesel. International Journal of Thermal Sciences, 49(12): 2483-2490.

Rakopoulos, C.D., Antonopoulos, K.A. and Rakopoulos, D.C., 2006. Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels. Energy Conversion and Management, 47(11-12): 1550-1573.

Rakopoulos, C.D., Antonopoulos, K.A., Rakopoulos, D.C. and Hountalas, D.T., 2008. Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol-diesel fuel blends. Energy Conversion and Management, 49(4): 625-643.

Ramadhas, A.S., Jayaraj, S. and Muraleedharan, C., 2006. Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine. Renewable Energy, 31(11): 1813-1826.

Shivakumar, Srinivasa Pai, P. and Shrinivasa Rao, B.R., 2011. Artificial Neural Network based prediction of performance and emission characteristics of a variable compression ratio CI engine using WCO as a biodiesel at different injection timings. Applied Energy, 88(7): 2344-2354

در این تحقیق اثر فشار و زمان پاشش سوخت بر عملکرد یک موتور دیزل پاشش مستقیم در حالت استفاده از بیودیزل حاصل از روغن سویا به صورت عددی بررسی شد. نتایج این تحقیق نشان داد که با افزایش فشار پاشش سوخت به درون سیلندر، بیشینه فشار درون سیلندر موتور، دمای درون محفظه احتراق افزایش و نفوذ افشانه بهبود می یابند. هم چنین با جلو افتادن زمان پاشش بیشینه فشار افزایش و با عقب انداختن زمان پاشش نتیجه عکس حاصل می شود.

References

Amsden, A.A., O'Rourke, P.J. and Butler, T.D., 1989. KIVA-II: a computer program for chemically reactive flows with sprays. Technical Report LA-11560-MS, Los Alamos National Laboratory.

Bari, S., Yu, C.W. and Lim, T.H., 2004. Effect of fuel injection timing with waste cooking oil as a fuel in a direct injection diesel engine. Journal of Automobile Engineering, 218: 93-104.

Basha, S.A. and Raja Gopal, K., 2009. In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13(6-7): 1620-1627.

Gumus, M., 2010. A comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine. Fuel, 89(10): 2802-2814.

Jayashankara, B. and Ganesan, V., 2009. Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine - A parametric study using CFD.

Yuan, W., Hansen, A.C. and Zhang, Q., 2003. Predicting the physical properties of biodiesel

for combustion modeling. American Society of Agricultural Engineers, 46(6): 1487-1493.

Yuan, W., Hansen, A.C. and Zhang, Q., 2005. Vapor pressure and normal boiling point predictions for pure methyl esters and biodiesel fuels. Fuel, 84(7-8): 943-950.

Um, S. and Park, S.W., 2010. Modeling effect of the biodiesel mixing ratio on combustion and emission characteristics using a reduced mechanism of methyl butanoate. Fuel, 89(7): 1415-1421.

Yuan, W., 2005. Computational modeling of NOx emissions from biodiesel combustion based on accurate fuel properties. Ph.D.

Numerical study of Injection Pressure and Timing Effects on a Diesel Engine Performance using Biodiesel Fuel

Reza Ebrahimi¹, Lotfollah Savadkouhi², Barat Ghobadian³, Ali Mirmohammadi⁴ and Sajad Rostami^{*5}

Received: 22 October 2012

Accept: 16 December 2013

Abstract

In this study, a numerical model was introduced for predicting combustion of a diesel engine with biodiesel fuel with different injection pressures and timings using KIVA3V code. RNG model has been used for modeling the turbulent flow in the cylinder. The CFD code was validated against experimental data. Comparison of the incylinder pressure of engine and the trend of incylinder pressure diagrams versus crankshaft angle with the experimental results showed good agreement between experimental and predicted results. The results of this research showed that for biodiesel fuel, the maximum of incylinder pressure of engine increased with the increasing of injection pressure and advancing of injection timing. Also, in such conditions the average temperature in the combustion chamber increases. Reducing the injection pressure and delaying the injection timing have an inverse result. Increasing the injection pressure improves the spray penetration into the combustion chamber.

Keywords: Biodiesel fuel, Diesel engine, KIVA3V code, Incylinder pressure