Archive of SID

بررسی فرآیند احتراق و آلایندگی موتورهای دیزلی پاشش مستقیم و دوگانه‌سوز با استفاده از الگوهای سه‌بعدی میدان جریان (CFD)

صمد جعفرمدار
استادیار، دانشکدهٔ فنی دانشگاه ارومیه
s. jafarmadar@urmia.ac.ir

زنده‌یاد سیدوهاب پیروزپناه
استاد، دانشکده مکانیک دانشگاه تبریز
pirouz@tabrizu.ac.ir

البرز ذهنی*
کارشناس ارشد، دانشکدهٔ مکانیک دانشگاه تبریز
alborz_zehni@yahoo.com

* نویسندهٔ مسؤول / پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۹/۶

چکیده

امروزه در بیشتر کشورهای جهان، قوانین سختی برای آلاینده‌های خروجی از موتورهای دیزلی اعمال می‌شود. یکی از روش‌های مناسب و مؤثر برای پوشش دهی به این استانده‌ها و قوانین، استفاده از سوخت‌های جایگزین همچون گاز طبیعی در موتورهای دیزلی است. دوگانه‌سوزکردن موتور یکی از روش‌های ممکن برای استفاده از گاز طبیعی در موتورهای دیزلی است. استفاده از الگوسازی سه‌بعدی در این موتورها به علت تأثیر میدان جریان (مخلوط هوا و سوخت گازی) بر روی فرآیند و تشکیل آلاینده‌ها از اهمیت فراوانی برخوردار است. در کار حاضر نیز با استفاده از الگوی سه‌بعدی به بررسی میدان جریان، توزیع فواره (سوخت دیزل) و سوخت گازی، فرآیند احتراق، آلایندگی و اثرات متقابل آن‌ها در موتورهای دیزلی و دوگانه‌سوز پرداخته شده است. نتایج پیشگویی شده با این الگو با نتایج تجربی موجود در ادبیات فن مقایسه شده و توافق خوبی را نشان می‌دهد. بنابراین با این الگو می‌توان مفاهیم جدید و ماهیت پیچیدهٔ احتراق موتورهای دوگانه‌سوز را که ناشی از احتراق همزمان سوخت دیزل و سوخت گازی است، با جزییات بیشتری مطالعه کرد.

کلیدواژه‌ها: موتور دیزلی، موتور دوگانه‌سوز، احتراق، اکسید نیتروژن[۱] ، دوده[۲]

۱- مقدمه

دوگانه‌سوز کردن موتور یکی از روش‌های ممکن برای استفاده از گاز طبیعی در موتورهای دیزلی است. در این موتورها، همواره مقداری از سوخت دیزل به عنوان منبع اشتعال برای سوخت گازی استفاده می‌شود. گاز طبیعی با هوای تازه در مجرای ورودی پیش آمیخته و به صورت همگن به داخل محفظهٔ احتراق، هدایت و یا به کمک افشانه به داخل محفظهٔ احتراق پاشیده می‌شود؛ سپس در معرض اشتعال چند نقطه‌ای ناشی از اشتعال سوخت آتش‌زای دیزلی قرار می‌گیرد و نهایتاً پس از مدتی تأخیر در اشتعال، شعله از نقاط اشتعال شروع می‌شود و در داخل مخلوط همگن گاز طبیعی و هوا انتشار می‌یابد[۱]. دوگانه‌سوز کردن می‌تواند به صورت چشمگیری مقدار دوده را کاهش دهد تا بازده حرارتی در بارهای بیشینه در حد موتور دیزلی پایه قرار گیرد. در مقابل، در بارهای کمینه، در موتور دوگانه‌سوز نسبت به موتور دیزلی پایه، مقدار بازده حرارتی ضعیف و مقدار آلاینده‌های هیدروکربن نسوخته و منوکسیدکربن بیشتر است[۲].

سال‌های متوالی است که الگوهای ترمودینامیکی برای الگوسازی و مطالعهٔ فرآیند احتراق در موتورهای احتراق داخلی، به عنوان راه‌حل مناسب پذیرفته شده‌اند. در برخی از الگوهای تک منطقه‌ای و در برخی دیگر از الگوهای احتراق دو منطق‌های و چند منطق‌های برای احتراق سوخت آتش‌زای دیزل و گاز طبیعی استفاده شده است[۳، ۴ و ۵]. اما چون این الگوها جزییات پویایی[۳] جریان را در نظر نمی‌گیرند، قابلیت کمی در ارائهٔ نتایج دقیق دارند. همزمان با پیشرفت سریع رایانه‌ها، الگوسازی سه بعدی موتور به کمک CFD به ابزار بسیار مفید و سودمندی برای مطالعهٔ احتراق و پیش‌بینی فرآیند تشکیل آلاینده‌ها تبدیل شده‌اند. مبنای کار این الگوها حل عددی معادلات بقای جرم، انرژی، گونه‌های شیمیایی و مقدار حرکت است که از طریق آن‌ها

۱- NOx
۲- Soot
۳- Dynamic

www.SID.ir

Archive of SID

می‌توان به مطالعهٔ میدان جریان در داخل محفظهٔ احتراق پرداخت.

کوزاکا و همکارانش در سال ۲۰۰۳ با استفاده از برنامهٔ KIVA-3 احتراق سوخت گازی و دیزلی و آلاینده‌های خروجی موتور دوگانه‌سوزی را در دو حالت ۴ استوانه و ۲ استوانه و در بار جزیی ۴۰ درصد مطالعه کردند[۶].

اُگاوا و همکارانش در سال ۲۰۰۳ بهینه‌سازی شکل محفظهٔ احتراق را برای کاهش آلایندهٔ اکسید نیتروژن و حذف دوده و کوبش موتور دوگانه‌سوز با نرم‌افزار FIRE بررسی کردند[۷].

سینگ و همکارانش نیز در سال ۲۰۰۴ با استفاده از برنامهٔ چندبعدی KIVA-3 احتراق و آلایندگی موتوری دوگانه‌سوز را شبیه‌سازی کردند و از تابعی موسوم به تابع G (Level Set Method) برای به حساب آوردن انتشار شعله در درصدهای بزرگ گاز استفاده کردند[۸].

در مراکز تحقیقاتی ایران از جمله دانشگاه تبریز نیز تاکنون تحقیقات زیادی در مورد موتورهای دوگانه‌سوز صورت گرفته که عمدتاً تجربی هستند یا از الگوهای ترمودینامیکی استفاده کرده‌اند. در کار حاضر با استفاده از الگوهای سه بعدی میدان جریان و احتراق، به بررسی فرآیند احتراق و آلایندگی موتورهای دیزلی و دوگانه‌سوز پرداخته شده است. شبیه‌سازی احتراق و آلایندگی موتور دیزلی و حالت دوگانه‌سوز شدهٔ این موتور در دور ۱۴۰۰ rpm و بار کامل که آلایندگی در این شرایط حداکثر است، با استفاده از نرم‌افزار تجاری FIRE انجام گرفته است.

۲- مشخصات و الگوی سه‌بعدی موتور پایه

مشخصات موتور دیزلی OM-355 در جدول (۱) آمده است.

جدول ۱ مشخصات موتور دیزلی OM-355

تعداد استوانه	۶
نوع اتاق احتراق	استوانه‌ای
قطر استوانه	۱۲۸ میلی‌متر
حجم کل استوانه	۱۱/۵۸ لیتر
نسبت تراکم	۱۶/۱
طول پیمایش سمبه	۱۵۰ میلی‌متر

در حالت دوگانه‌سوز درصد جایگزینی سوخت گازی ۸۹ درصد است. در الگوی حاضر، فرض شده که مخلوط هوا و سوخت گازی در داخل استوانه به طور همگن در داخل استوانه، در نقطهٔ شروع تراکم وجود دارند و سوخت دیزل از افشانه به داخل استوانه پاشیده می‌شود.

شکل (۱) نمایی از شبکهٔ متحرک سه‌بعدی و پاشش افشانهٔ سوخت دیزل موتور OM- 355را در نقطهٔ مکث بالا نشان می‌دهد. برای ایجاد شبکهٔ سه‌بعدی ابتدا شبکهٔ دوبعدی ایجاد می‌شود. در قسمت لقی بین سمبه[۱] و بستار[۲] از شبکهٔ با سازمان و در حفرهٔ کاسهٔ سمبه از شبکهٔ بی‌سازمان استفاده شده است. چون تعداد سوراخ‌های افشانه[۳] چهار عدد است، شبکهٔ ایجاد شده ۹۰ درجه حول محور عمودی استوانه نگاشت شده و شبکه‌های سه‌بعدی با ساختار شش وجهی به وجود می‌آید. تعداد تقسیمات شبکه در جهت زاویه‌ای برابر ۲۵ است و ۲ ردیف شبکهٔ لایهٔ مرزی نیز در نظر گرفته شده است. گام محاسباتی از نقطهٔ بسته شدن دریچهٔ ورودی آغاز شده و تا نقطهٔ باز شدن دریچهٔ خروجی ادامه می‌یابد. مبنای استقلال از شبکه، نتایج به‌دست آمده از فشار داخل استوانه است. بدین ترتیب سه بار شبکه‌بندی انجام گرفت که تعداد آن‌ها در نقطهٔ مکث پایین بترتیب برابر ۵۶۵۵۷، ۶۱۴۷۵ و ۶۶۳۹۳ است. با توجه به اختلاف بسیار جزیی نتایج به‌دست آمده در گام‌های زمانی ۰/۲۵، ۰/۵ و ۱ درجهٔ میل‌لنگ، برای کوتاه کردن زمان محاسبات، گام زمانی یک درجهٔ میل‌لنگ همراه با کمینهٔ تعداد شبکه، یعنی ۵۶۵۵۷ در نقطهٔ مکث پایین و ۲۶۶۵۷ در نقطهٔ مکث بالا به عنوان الگوی اصلی انتخاب شده است. معیار همگرایی ۰/۰۰۰۱ و حداکثر ۱۰۰ تکرار برای هر گام زمانی در نظر گرفته شده است. برای رایانه‌ای با ۵۱۲ مگابایت حافظهٔ جانبی، پردازندهٔ ۳/۵ گیگا هرتز اتلون و زمان محاسبات حدوداً ۲۰ ساعت طول می‌کشد.

۳- الگوی میدان جریان

بر مبنای معادلات RANS و قاعدهٔ[۴] SIMPLE، الگوی k-ε RNG که مخصوص سیالات تراکم پذیر است، برای شبیه‌سازی عددی جریان سه‌بعدی در داخل محفظهٔ احتراق به کار رفته است[۹].

۴- الگوی اشتعال خودبه‌خودی و احتراق

در کار حاضر، الگوی Shell که یک الگوی جنبشی (سینتیکی) چند مرحله‌ای است برای اشتعال خودبه‌خودی سوخت آتش‌زای دیزل، همچنین الگوی آشفتگی ادی[۵] برای شبیه‌سازی احتراق به کار رفته است. برای دوگانه‌سوز کردن موتور دیزلی، گاز متان که نمایندهٔ گاز طبیعی است، به آرایهٔ سوخت اضافه شده است[۹].

۵- الگوی افشانهٔ سوخت

برای الگوسازی افشانهٔ سوخت آتش‌زای دیزل، از الگوی Wave استفاده شده است[۹].

برای پیشگویی برخورد قطرات سوخت به دیواره نیز الگوی Walljet1 در نظر گرفته شده است که فرض می‌کند، بسته به عدد وبر بحرانی، قطره هنگام برخورد به دیواره یا بر روی آن می‌لغزد یا پس زده می‌شود[۹].

۶- الگوهای آلایندگی

برای تشکیل آلایندهٔ اکسید نیتروژن از الگوی معروف زلدوویچ استفاده شده است[۹].

الگوی آرنیوسی هیرویاسو[۶] برای تشکیل و الگوی نگل[۷] نیز برای اکسایش آلایندهٔ دوده به کار رفته است[۹].

۷- نتایج عددی

در الگوسازی حاضر چنانکه اشاره شد، تحلیل[۸] برای دور ۱۴۰۰ rpm است. سامانه بسته است و محاسبات که از لحظهٔ بسته شدن دریچهٔ ورودی (۱۱۲- درجهٔ میل لنگ) تا لحظهٔ باز شدن دریچهٔ خروجی است (۱۱۸ درجهٔ میل‌لنگ) روی موتور

۱- Piston
۲- Cylinder head
۳- Injector
۴- Algorithm
۵- Eddy break up
۶- Hyroyasu
۷- Nagle
۸- Analyse

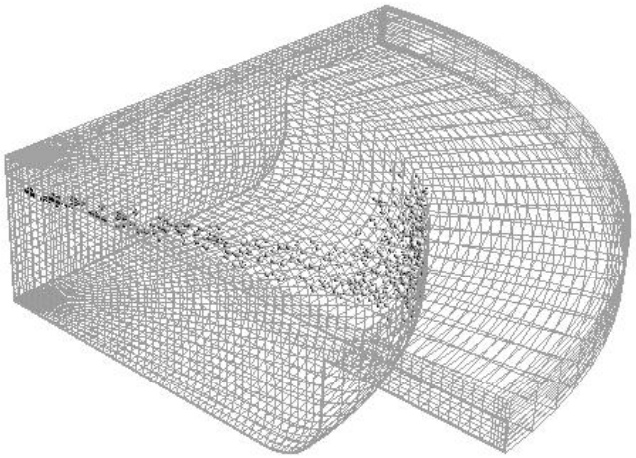
www.SID.ir

Archive of SID

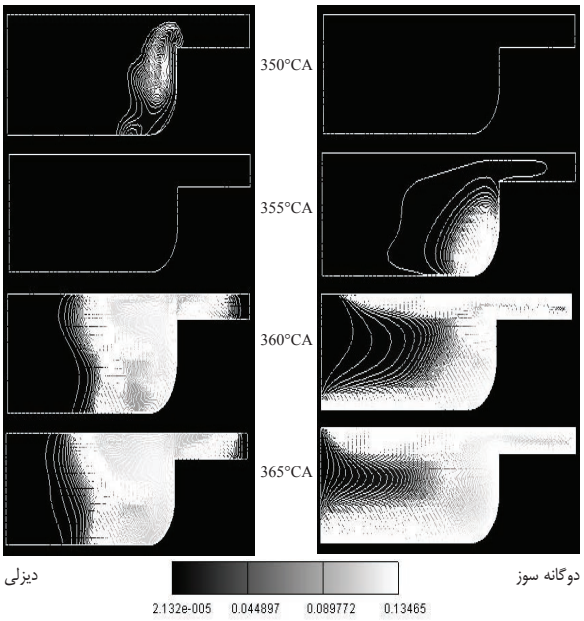
دیزلی دوگانه‌سوز OM-355 با فشار پاشش ۱۹۵ بار و زمان شروع پاشش ۱۸- درجهٔ میل‌لنگ انجام گرفته و این نتایج حاصل شده است:

شکل (۲) کسر جرمی گونه‌های میانی و محصولات احتراق را در زوایای مختلف میل‌لنگ و در دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سوز نشان می‌دهد. در حالت دیزلی و در ۳۵۰ درجهٔ میل لنگ، گونه‌های میانی در اثر واکنش‌های پیش اشتعالی سوخت دیزل به وجود می‌آیند، ولی ممکن است که به‌دلیل فقیر و غیرهمگن بودن مخلوط درون استوانه فرونشانی کند[۱] و چنان که در ۳۵۵ درجهٔ میل‌لنگ مشاهده می‌شود، گونه‌های میانی‌محو می‌شوند. در حالت دوگانه‌سوز به دلیل مهلت در اشتعال طولانی‌تر نسبت به حالت دیزلی، اثری از گونه‌های میانی در ۳۵۰ درجهٔ میل‌لنگ مشاهده نمی‌شود. اما در ۳۵۵ درجهٔ میل‌لنگ، به علت گرم بودن موضعی دما در قسمت داخلی استوانه که ناشی از اشتعال سوخت آتش‌زای دیزل است، گونه‌های میانی، احتراق سوخت گازی و پیشروی شعله را سرعت می‌بخشند. چنان که در ۳۶۰ و ۳۶۵ درجهٔ میل‌لنگ مشاهده می‌شود، به دلیل همگن بودن مخلوط سوخت گازی و هوا، آهنگ گسترش شعله و تولید محصولات احتراق در حالت دوگانه سوز نسبت به حالت دیزلی پایه بیشتر است و شعله، تقریباً در تمام فضای استوانه گسترش می‌یابد.

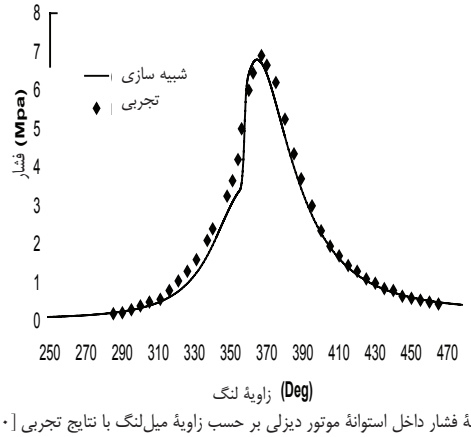
شکل‌های (۳) و (۴) نتایج پیشگویی شدهٔ الگو را برای تغییرات فشار داخل استوانهٔ حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سوز بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ نشان می‌دهند که با نتایج تجربی که قبلاً در دانشگاه تبریز به دست آمده، مقایسه شدند[۱۰]. بیشینهٔ فشار عددی به دست آمده در حالت دیزلی ۶/۷۹ مگا پاسکال و در ۳۶۴ درجهٔ میل‌لنگ است. بیشینهٔ فشار در حالت دوگانه‌سوز نیز ۶/۷۸ مگا پاسکال است که در ۳۶۶ درجهٔ میل‌لنگ مشاهده می‌شود. توافق خوبی بین نتایج عددی به‌دست آمده از فشار داخل استوانه در حالت‌های دیزلی و دوگانه‌سوز با نتایج تجربی [۱۰] مشاهده می‌شود. نتایج به‌دست آمده برای فشار نیز نشان می‌دهند که مهلت اشتعال برای موتور دوگانه سوز طولانی‌تر از موتور دیزلی پایه است که با نتایج موجود در ادبیات فن همخوانی دارد.



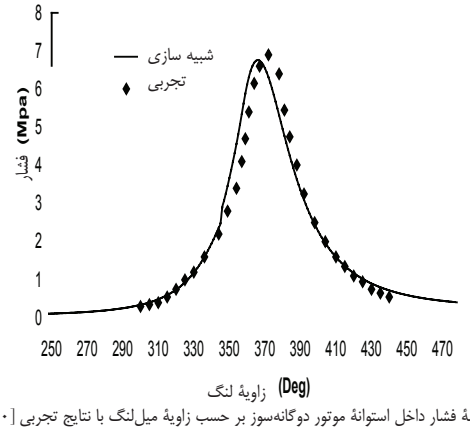
شکل ۱ نمایی از شبکه متحرک سه بعدی و پاشش افشانه سوخت دیزل موتور OM-355



شکل ۲ کسر جرمی گونه‌های میانی و محصولات واکنش برای دو حالت دیزلی و دوگانه‌سوز، در زوایای مختلف میل‌لنگ



شکل ۳ مقایسهٔ فشار داخل استوانهٔ موتور دیزلی بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ با نتایج تجربی [۱۰]



شکل ۴ مقایسهٔ فشار داخل استوانهٔ موتور دوگانه‌سوز بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ با نتایج تجربی [۱۰]

۱- Bulk quenching

www.SID.ir

Archive of SID

در شکل‌های (۵) و (۶)، آهنگ گرمای آزادشدهٔ موتورهای دیزلی پایه و دوگانه‌سوز با نتایج تجربی [۱۰] مقایسه شده‌اند. اختلافات نشان داده شده به این علت است که نتایج تجربی آهنگ گرمای آزادشده با استفاده از الگوی تک منطقه‌ای و با استفاده از منحنی فشـار، محاسبه شده است. به همین دلیل به نظر می‌رسد که نتایج پیشگویی شده با الگو دقیق‌تر هستند. همان طور که مشخص است در حالت دیزلی پایه، احتراق پیش‌آمیختهٔ سوخت دیزل در ۳۵۶ درجهٔ میل‌لنگ آغاز می‌شود که بیشینهٔ آن در ۳۵۷ درجهٔ میل‌لنگ قابل مشـاهده است. در حالت دوگانه‌سوز احتراق پیش‌آمیختهٔ سوخت دیزلی در ۳۵۷ درجهٔ میل‌لنگ و با یک درجه تأخیر، احتراق پیش‌آمیختهٔ سوخت گازی آغاز می‌شـود که بیشـینهٔ آن در نقطهٔ مکث بالا روی می‌دهد. به‌دلیل پیشرفت شعله در کل محفظهٔ احتراق که ناشـی از مخلوط همگن هوا و سوخت گازی است، آهنگ کاهش انرژی آزادشـده بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ در حالت دوگانه‌سوز نسبت به حالت دیزلی پایه، بیشتر است و احتراق در مرحلهٔ نفوذی شدت کمتری دارد.

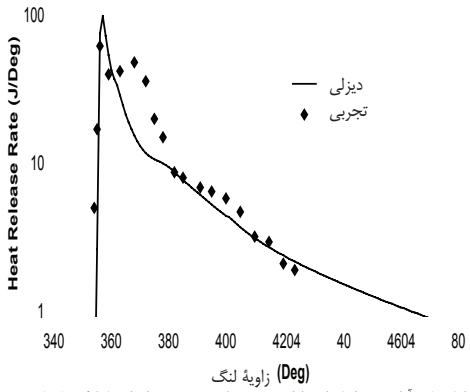
شـکل (۷) تغییرات دمای میانگین داخل اسـتوانه را بر حسـب زاویهٔ میل‌لنگ در دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سـوز نشـان می‌دهد. مشـاهده می‌شود که احتراق پیش‌آمیختهٔ سـوخت دیزلـی و به دنبال آن احتراق همزمان سـوخت گازی، موجب می‌شـوند که بیشینهٔ دما در حالت دوگانه‌سوز نسبت به حالت دیزلی پایه بیشتر شود. بیشینهٔ دما در

حالت دوگانه‌سـوز برابر ۱۸۲۵ درجهٔ کلوین و در حالت دیزلی پایه، برابر ۱۷۳۹ درجهٔ کلوین اسـت. به علت کوتاه بودن مدت احتراق در حالت دوگانه‌سـوز و خاتمهٔ آن در اوایل طول پیمایش انبساط (مطابق با آهنگ گرمای آزادشده در دو حالت دوگانه‌سوز و دیزلی)، افت دما بعد از حالت بیشـینه در موتور دوگانه‌سـوز نسبت به موتور دیزلی پایه بیشتر است. دمای گازهای خروجی در حالت دیزلی پایه برابر ۱۳۳۸ درجهٔ کلوین و در حالت دوگانه‌سـوز برابر ۱۱۳۷ درجهٔ کلوین اسـت. نتایج عددی به‌دست آمده از دمای گازهای خروجی موتور دوگانه‌سـوز، با نتایج عددی مرجع [۱۰] توافق خوبی را نشان می‌دهد.

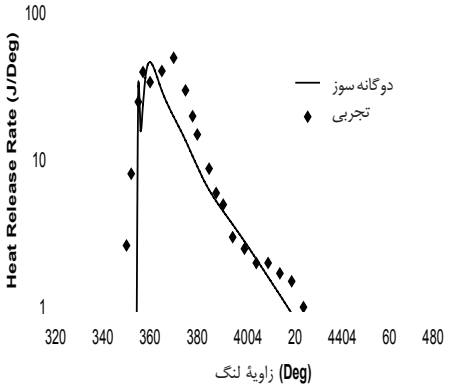
شـکل (۸) دمای داخل اسـتوانه را در زوایای مختلف میل‌لنگ و بعد از شـروع احتراق، در دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سـوز نشـان می‌دهد. مشـاهده می‌شود که به‌دلیل احتراق مخلوط همگن هوا و سـوخت گازی، توزیع دما در موتور دوگانه‌سـوز حالـت یکنواختی دارد؛ در حالی که در موتور دیزلی پایه به دلیل احتراق غیر همگن، دما در بعضی نقاط به ۲۵۰۰ درجهٔ کلوین می‌رسـد و دما در قسـمت چپ حفرهٔ کاسهٔ سمبه که شعله به آنجا نمی‌رسد، تقریباً ۱۰۰۰ درجهٔ کلوین است.

شـکل (۹) مصرف کسـر جرمی متان را همراه با توزیع قطرات سوخت دیزل در زوایای مختلف میل‌لنگ برای موتور دوگانه‌سـوز نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که این قطرات با تبخیر تدریجی در داخل کاسهٔ سمبه نفوذ می‌کنند و قطرات ریز سوخت آتش‌زا در نزدیکی دیوارهٔ داخلی کاسـهٔ سـمبه باعث اشـتعال سوخت متان در ۳۵۵ درجهٔ میل‌لنگ می‌شـوند و بتدریج، متان که در تمام فضای داخلی استوانه به صورت همگن با هوا مخلوط اسـت، مصرف می‌شـود. هیدروکربن نسوختهٔ متان تا لحظهٔ باز شدن دریچهٔ خروجی، در فضای میانی استوانه باقی می‌ماند.

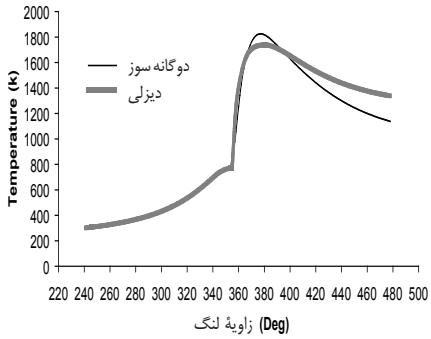
در شـکل (۱۰) منحنـی تغییرات آلایندهٔ دوده بر حسـب زاویـهٔ میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سـوز مشاهده می‌شـود. به دلیل ناچیز بودن دوده در موتور دوگانه‌سوز نسبت به موتور دیزلی، برای مقایسهٔ آلایندهٔ دوده در این دو موتور، مقدار دوده در موتور دوگانه‌سـوز، ۱۰ برابر بزرگتر نشان داده شده است. دلیل کاهش دوده در موتور دوگانه‌سـوز نسبت به موتور دیزلی، کاهش میزان سوخت دیزلی سنگین در حالت دوگانه‌سـوز اسـت. تعداد اتم کربن به اتم هیدروژن سوخت گاز طبیعی نسبت



شکل ۵ مقایسهٔ گرمای آزادشدهٔ داخل استوانهٔ موتور دیزلی بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ با نتایج تجربی [۱۰]



شکل ۶ مقایسهٔ گرمای آزادشدهٔ داخل استوانهٔ موتور دوگانه‌سوز بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ با نتایج تجربی [۱۰]



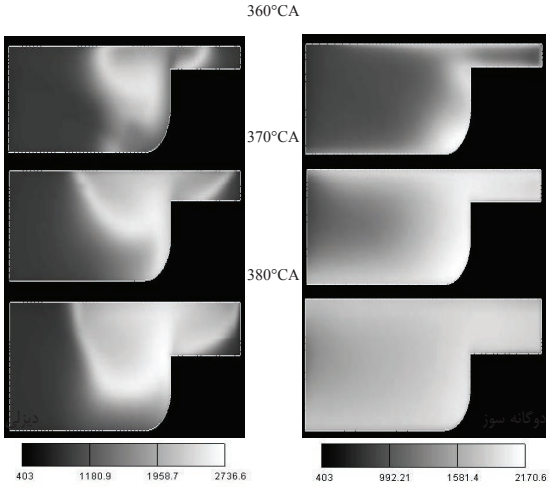
شکل ۷ مقایسهٔ دمای میانگین موتور دوگانه‌سوز و دیزلی پایه بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ

www.SID.ir

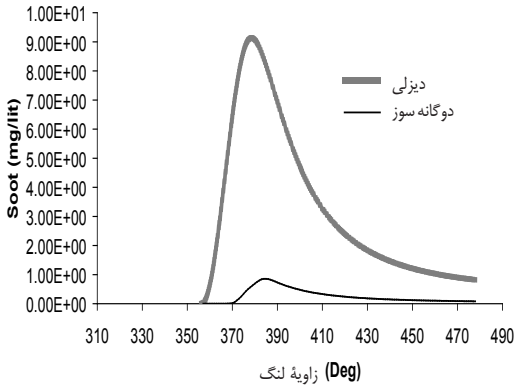
Archive of SID

به سـوخت دیزلی کمتر اسـت و از این رو هنگام تجزیهٔ حرارتی مولکول سوخت، از تشکیل و تجمع اتم‌های کربن کاسته می‌شود. تشکیل دوده در موتور دیزلی از ۳۶۲ درجهٔ میل‌لنگ آغاز و در ۳۹۲ درجهٔ میل‌لنگ اکسـیده می‌شود. در موتور دوگانه‌سوز، واکنش‌های تشکیل دوده با ۱۳ درجه تأخیر نسبت به موتور دیزلی پایه آغاز و در ۳۹۰ درجه دچار اکسایش می‌شوند. نتایج عددی به‌دست آمده از آلایندهٔ دوده در دو حالت دیزلی و دوگانه‌سوز، توافق خوبی با نتایج عددی مرجع [۱۰] دارد.

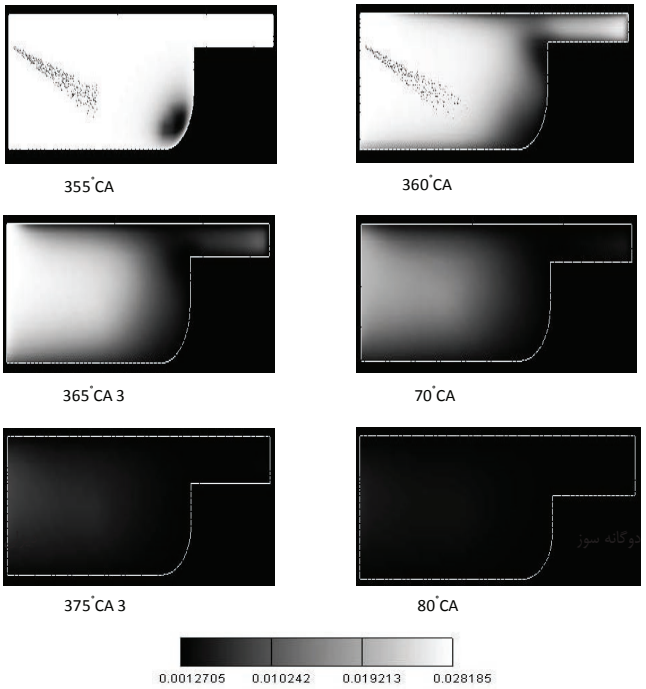
شـکل (۱۱) تشکیل آلایندهٔ اکسید نیتروژن را بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی پایه و دوگانه‌سـوز نشـان می‌دهد. زمان تشکیل آلایندهٔ اکسید نیتروژن برای حالت دوگانه‌سوز، به دلیل افزایش سریع دمای ۹ درجهٔ میل‌لنگ از حالت دیزلی پایه زودتر آغاز می‌شود، اما به علت کمتربودن اکسیژن درون استوانه و آهنگ بیشتر کاهش دما نسـبت به حالت دیزلی پایه بعد از رسـیدن به حد بیشـینه واکنش‌های تشکیل اکسید نیتروژن زودتر منجمد می‌شوند.



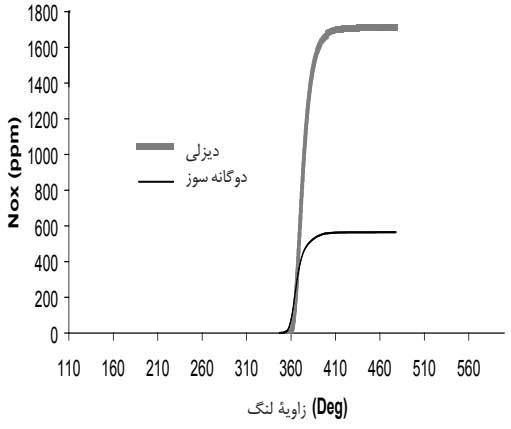
شکل ۸ مقایسهٔ دمای داخل استوانهٔ موتور دوگانه‌سوز و دیزلی پایه در درجات مختلف میل‌لنگ



شکل ۱۰ مقایسهٔ آلاینده دوده بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز



شکل ۹ مصرف متان در زوایای مختلف میل‌لنگ، موتور دوگانه‌سوز



شکل ۱۱ مقایسهٔ آلایندهٔ اکسید نیتروژن بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز

www.SID.ir

Archive of SID

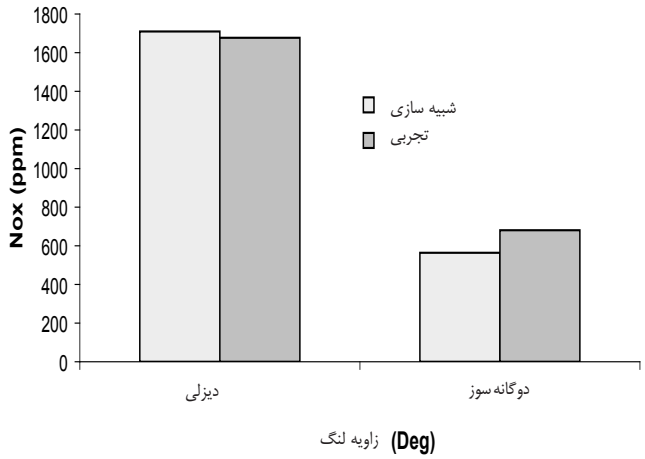
نمودار شکل (۱۲) نشان می‌دهد که توافق خوبی بین نتایج به‌دست آمده از مقدار اکسید نیتروژن موتور دیزلی و دوگانه‌سوز در حالت بار کامل و دور ۱۴۰۰ rpm با نتایج تجربی [۱۰] وجود دارد.

چون نسبت اضافه هوا متغیر مهمی در تشکیل آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده است، در شکل (۱۳) تغییرات نسبت اضافه هوا داخل استوانه در درجات مختلف میل‌لنگ که در آن تشکیل این دو آلاینده به بیشینهٔ مقدار خود می‌رسند، برای دو موتور دیزلی پایه و دوگانه‌سوز نشان داده شده است.

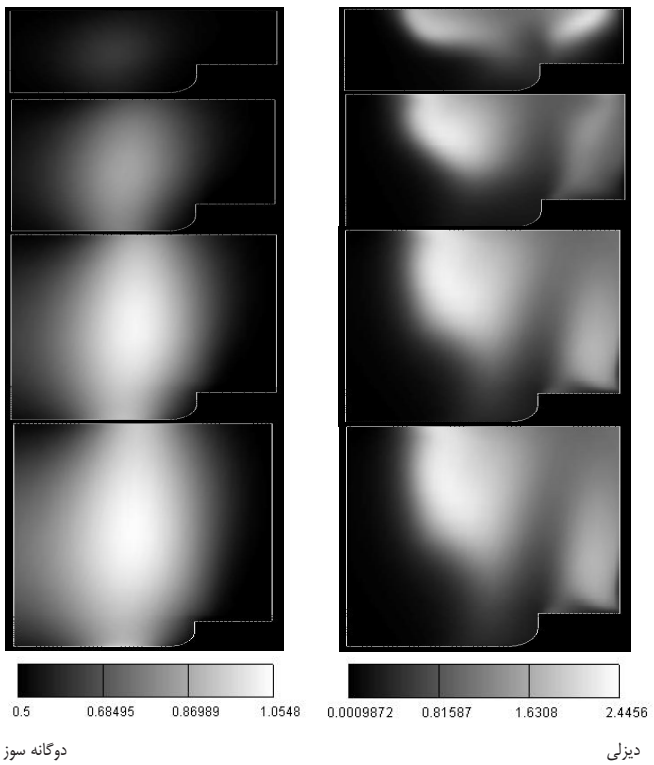
شکل (۱۴) کسر جرمی آلایندهٔ اکسید نیتروژن را در دو نمای افقی و عمودی برای دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سوز، در زوایای مختلف میل‌لنگ نشان می‌دهد. با توجه به توزیع دما و اضافه هوا در شکل‌های (۸) و (۱۳) و اکسید نیتروژن تشکیل شده در شکل (۱۴)، می‌توان نتیجه گرفت که در مناطق با نسبت اضافه هوا یک (استوکیومتریک) و دمای مناطق گرم تر از ۲۰۰۰ کلوین، اکسید نیتروژن بیشترین مقدار است. مراجع [۱۱و۱۲] این نتیجه‌گیری را تأیید می‌کنند.

در شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که در موتور دوگانه‌سوز، در زوایای مختلف میل‌لنگ، تجمع آلایندهٔ اکسید نیتروژن در حفرهٔ کاسهٔ سمبه بیشتر است، در صورتی که در موتور دیزلی پایه، اکسید نیتروژن بیشتر در فضای میانی و بالایی داخل استوانه مشاهده می‌شود. چون که دمای مناطق محلی و احتراق درست (استوکیومتریک) داخل استوانه در موتور دیزلی پایه گرم از موتور دوگانه‌سوز است، آلایندهٔ اکسید نیتروژن نیز بیشتر است.

شکل (۱۵) کسر جرمی آلایندهٔ دوده را در دو نمای افقی و عمودی برای دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سوز، در زوایای مختلف میل‌لنگ نشان می‌دهد. به‌طور کلی دوده در نواحی احتراق غنی یعنی جایی که آهنگ نفوذ اکسیژن به ناحیهٔ احتراقی برای رسیدن به شرایط درست (استوکیومتریک)، کافی نیست، تشکیل می‌شود. با توجه به توزیع دما و اضافه هوا در شکل‌های (۸) و (۱۳) و توزیع آلایندهٔ دوده در شکل (۱۵)، می‌توان نتیجه گرفت نواحی که در آن‌ها اضافه هوا بین ۱/۵ تا ۲ و گسترهٔ دمایی آن ها بین ۱۵۰۰ و ۱۹۰۰ کلوین است، نواحی مساعدتری برای تشکیل آلایندهٔ دوده هستند. همچنین اکسایش دوده بیشتر در مناطق با اضافه هوای ۱ و دمای ۱۵۰۰ کلوین اتفاق می‌افتد. مراجع [۱۱و۱۲] نیز این نتیجه‌گیری را تأیید می‌کنند. بدین ترتیب، در موتور دوگانه‌سوز، تجمع دوده بیشتر در فضای میانی استوانه است، در حالی که در موتور دیزلی، دوده در دو منطقهٔ مجزای فضای میانی استوانه و منطقهٔ نزدیک دیوارهٔ استوانه متمرکز است.



شکل ۱۲ مقایسهٔ آلایندهٔ اکسید نیتروژن در دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز با نتایج تجربی [۱۰]



شکل ۱۳ مقایسهٔ نسبت غنا در درجات مختلف میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز

www.SID.ir

Archive of SID

۸- نتیجه‌گیری

در کار حاضر بررسی احتراق و آلایندگی موتور دیزلی و دوگانه‌سوز OM-355 به روش‌های عددی انجام گرفت. نتایج مهم بدین صورت خلاصه می‌شوند:

۱- نقاط شروع اشتعال در موتورهای دوگانه‌سوز قطرات ریز سوخت آتش‌زای دیزل در نزدیکی دیوارهٔ استوانه است و سپس شعله از این نقاط شروع می‌شود و کل حجم داخل استوانه را جارو می‌کند. هیدروکربن نسوختهٔ متان تا لحظهٔ باز شدن دریچهٔ خروجی، در فضای میانی استوانه باقی می‌ماند.

۲- نتایج عددی به‌دست آمده برای فشار داخل استوانه و آهنگ گرمای آزاد شده در دو حالت دیزلی پایه و دوگانه‌سوز، توافق خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهند.

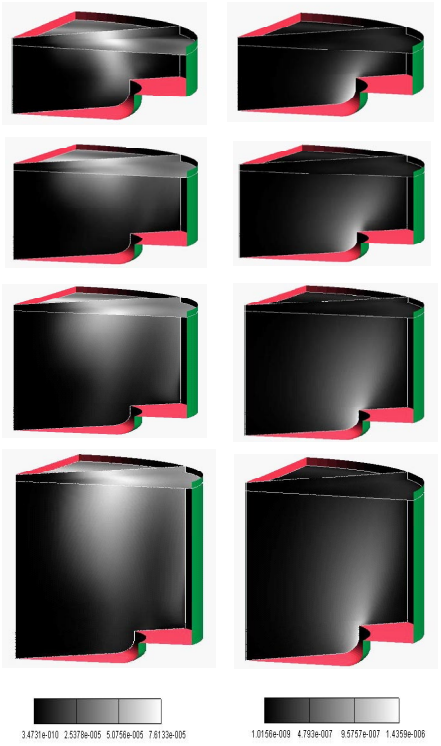
۳- دمای بیشینه در موتور دوگانه‌سوز به‌دلیل مهلت اشتعال طولانی، مدت کوتاه احتراق و احتراق همزمان سوخت دیزلی و سوخت گازی نسبت به موتور دیزلی گرم تر است، ولی افت دما بعد از حالت بیشینه در موتور دوگانه‌سوز نسبت به موتور دیزلی پایه بیشتر است. نتایج عددی به‌دست آمده از دمای گازهای خروجی موتور دوگانه‌سوز، با نتایج عددی به‌دست آمده از الگوهای ترمودینامیکی و ادبیات فن، توافق خوبی را نشان می‌دهد.

۴- نتایج عددی برای آلایندهٔ اکسید نیتروژن موتور دوگانه‌سوز و دیزلی با نتایج تجربی مقایسه شده و توافق خوبی را نشان می‌دهد. علت کاهش چشمگیر اکسید نیتروژن در موتور دوگانه‌سوز نسبت به موتور دیزلی با وجود دمای بیشینهٔ گرم‌تر، کاهش غلظت اکسیژن و مدت کوتاه احتراق است.

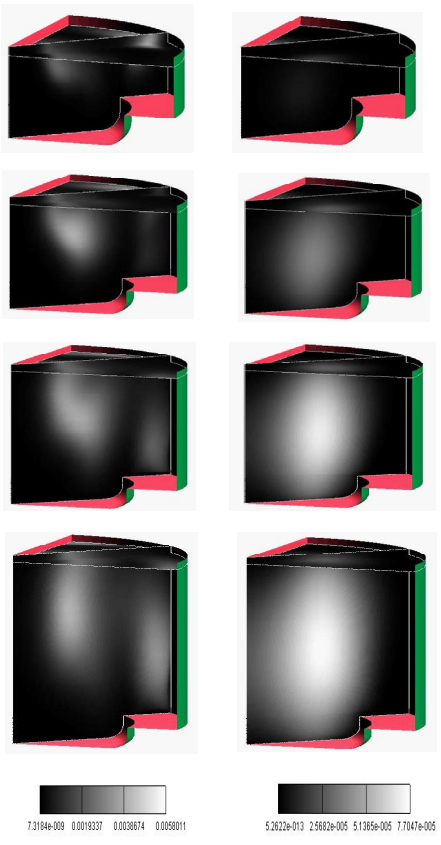
۵- غلظت دوده در گازهای خروجی حالت دیزلی نسبت به دوگانه‌سوز بیشتر از ده برابر است. نتایج برای دوده نیز با نتایج موجود در ادبیات فن تطابق خوبی دارد.

۶- با توجه به توزیع دما و اضافه هوا و اکسید نیتروژن تشکیل شده، می‌توان نتیجه گرفت که در مناطق با اضافه هوای یک (استوکیومتریک) و دمای مناطق گرم‌تر از ۲۰۰۰ کلوین، اکسید نیتروژن بیشترین مقدار است. نتایج موجود در ادبیات فن، نتیجه‌گیری ذکر شده را تأیید می‌کنند.

۷- با توجه به توزیع دما و اضافه هوا در شکل‌های و توزیع آلاینده دوده می‌توان نتیجه گرفت که نواحی که در آن‌ها اضافه هوا بین ۱/۵ تا ۲ و گسترهٔ دمایی آن‌ها بین ۱۵۰۰ و ۱۹۰۰ کلوین است، نواحی مساعدتری برای تشکیل آلایندهٔ دوده هستند. همچنین اکسایش دوده بیشتر در مناطق با اضافه هوای ۱ و دمای ۱۵۰۰ کلوین اتفاق می‌افتد. نتایج موجود در ادبیات فن، نتیجه‌گیری ذکرشده را نیز تأیید می‌کنند ■



شکل ۱۴ مقایسهٔ آلایندهٔ اکسید نیتروژن در درجات مختلف میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز



شکل ۱۵ مقایسهٔ آلایندهٔ دوده در درجات مختلف میل‌لنگ برای دو موتور دیزلی و دوگانه‌سوز

www.SID.ir

Archive of SID

References

1. Abd Alla, G. H. "Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: a Review." Energy Conversion and Management, Vol.43, pp1027-1042. (2002).
2. Hountalas, D. T., and Papagiannakis, R. G. "Development of a Simulation Model for Direct Injection Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engines." SAE Paper, NO. 2000-01-0286 (2000).
3. Liu, Z., and Karim, G. A. "A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines." SAE Paper, NO. 952435 (1995).
4. Hountalas, D. T., and Papagiannakis, R. G. "Theoretical and Experimental Investigation of a Direct Injection Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engine." SAE Paper, NO. 2002-01-0868 (2002).
5. Pirouzpanah, Vahab., and Jafarmadar, Samad. "A Quasi Dimensional Model for Prediction Combustion of Dual Fuel Engines." Accepted at Engineering Jurnal Tabriz University of Science and Technology (2005).
6. Kusaka, Jin., Ito, Shingo., Mizushima, Norifumi., Daisho, Yasuhiro., and Saito, Takeshi. "A Numerical Study on Combustion and Exhaus Gas Emissions Characteristics of a Dual Fuel Natural Gas Engine Using a Multi-Dimensional Model Combined with Detailed Kinetics." SAE Paper, NO. 2003-01-1939 (2003).
7. Ogawa, H., Miyamoto, N., Li, C., Nakazawa, S., and Akao, K. "Smokeless and Low NOx Combustion in a Dual-Fuel Diesel Engine Induced Natural Gas as the Mail Fuel." Int. J. Engine Research, Vol.4, NO.1, pp1-9 (2003).
8. Singh, Satbir., Kong, Song., Reitz, Rolf., Krishnan, Sundar., and Midkiff, K. "Modeling and Experiments of Dual-Fuel Engine Combustion and Emissions." SAE Paper, NO. 2004-01-0092 (2004).
9. AVL FIRE User Manual V. 8.5; 2006.
10. Pirouzpanah, V., and Kashani, B. O. "Prediction of Major Pollutants Emission in Direct-Injection Dual-Fuel Diesel and Natural Gas Engines." SAE Paper, NO. 1999-01-0841 (1999).
11. Hajireza, Shahrokh., Regner, Gerhard., and Christie, Anthony. "Application of CFD Modeling in Combustion Bowl Assessment of Diesel Engines Using DoE Methodology." SAE Paper, NO. 2006-01-3330 (2006).
12. Baumgarten, Carsten. Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Springer Publications, 2006.

www.SID.ir