نشریه علمی- پژوهشی سوخت و احتراق
سال سوم، شماره اول، بهار و تابستان ۱۳۸۹

مقایسه تجربی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی

رحیم ابراهیمی* و شاهین بشارتی**
دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی، گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی
(دریافت: ۱۳۸۸/۹/۲۸، پذیرش: ۱۳۸۹/۵/۱۸)

در این پژوهش تغییرات نسبت هم‌ارزی به طور تجربی بر روی یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی که زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی و دریچه گاز در حالت کاملا باز تنظیم شده مورد آزمایش قرار گرفت. در این مطالعه، از سوخت گاز طبیعی که ارزش گرمایی آن ۱۳/۶ درصد پایین‌تر از ارزش گرمایی بنزین است استفاده شد. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که تغییرات بیشینه گشتاور ترمزی موتور بر حسب نسبت هم‌ارزی در وضعیت مصرف بنزین از وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر است. اختلاف بازده گرمایی ترمزی موتور بین دو وضعیت مصرف گاز و بنزین، در مخلوط رقیق بیشتر از مخلوط غنی است. مصرف سوخت ویژه ترمزی بر خلاف بیشینه گشتاور ترمزی و بازده گرمایی ترمزی، وابستگی بیشتری به ارزش گرمایی سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی دارد. اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور، دمای گاز خروجی، دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی و دمای روغن روانکار با افزایش نسبت هم‌ارزی ابتدا افزایش و سپس کاهش را نشان می‌دهند. اگرچه دمای گازهای خروجی موتور در وضعیت مصرف بنزین بالاتر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است، اما دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی در وضعیت مصرف بنزین پایین‌تر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است.

واژگان کلیدی: عملکرد موتور، نسبت هم‌ارزی، دما، موتور بنزین‌سوز، موتور گاز طبیعی‌سوز

مقدمه

امروزه استفاده از سوخت‌های جایگزین در سطح وسیعی در موتورهای احتراق داخلی مورد توجه قرار گرفته است. در این راستا، سوخت‌های گازی به دلیل دربرداشتن قیمت پایین، عدد اکتان بالا و آلودگی پایین به عنوان اصلی‌ترین سوخت جایگزین به شمار می‌روند[۱] که گاز طبیعی در زمره اصلی‌ترین آن‌ها در جهان امروز است. به دلیل ذخایر بالای جهانی گاز طبیعی نسبت به سایر سوخت‌های فسیلی تحقیقات بر روی استفاده بهینه گاز طبیعی در موتورهای احتراق داخلی رو به فزونی نهاده است. سابقه استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین در خودروها به سال ۱۹۲۰ بر می‌گردد[۲]. در فاصله زمانی ۸۹ سال، محققان زیادی اقدام به انجام تحقیقات بر روی موتور گاز طبیعی‌سوز کرده‌اند. گاز طبیعی در ایران در ذخایر زیرزمینی به طور وسیع وجود دارد به گونه‌ای که ایران را در رتبه دومین کشور دارنده گاز طبیعی جهان قرار داده است. این امر باعث شده است که بتوان پیش‌بینی کرد که ایران با بهره‌برداری از همه منابع شناسایی شده تا حدود ۱۷۰ سال گاز طبیعی را با بهای ثابت داشته باشد و از این لحاظ گاز طبیعی سوخت ایدئال برای خودرو محسوب شود[۳]. ترکیب و ویژگی‌های فیزیکی و شیمیایی گاز طبیعی شدیدا به محل استخراج آن بستگی دارد. گاز متان جزء اصلی تشکیل دهنده گاز طبیعی است. درصد حجمی این جزء بسته به منطقه استخراج آن بین ۸۰ تا ۹۸ درصد است. بر این اساس، ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی که وابسته به مقدار متان است متغیر خواهد شد.

در ادامه به بررسی کارهای انجام شده بر روی موتور احتراق داخلی با سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین پرداخته می‌شود. اوان و همکاران[۴] عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای را با سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین مطالعه کردند. آن‌ها نشان دادند که قدرت

* استادیار- نویسنده مخاطب (ایمیل: Rahim.Ebrahimi@gmail.com)
** مربی (ایمیل: Shahin_Besharati@yahoo.com)

Archive of SID
www.SID.ir

ترمزی ۱۱/۳ درصد در وضعیت مصرف گاز طبیعی پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین است. رین و جون[۵] دمای گاز خروجی، دمای سطح محفظه احتراق و دمای سرسیلندر را در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین اندازه‌گیری کردند. با تنظیم زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی، دمای سطح محفظهی احتراق برای وضعیت مصرف گاز طبیعی در مخلوط فقیر بالاتر و در مخلوط غنی پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین به دست آمد. گوپتا و همکاران[۶] مشخصات عملکرد و گازهای خروجی یک موتور اشتعال جرقه‌ای را در وضعیت مصرف گاز طبیعی بررسی کرده و نتایج آن را با وضعیت مصرف سوخت بنزین مقایسه کردند. نتایج ۱۰ تا ۱۵ درصد کاهش در توان موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی در مقایسه با توان موتور در وضعیت مصرف بنزین را نشان داد. لارسن و والاس[۷] آلودگی مصرف سوخت هیتان (Hythane)، شامل ۱۵ درصد حجمی هیدروژن و ۸۵ درصد حجمی گاز طبیعی و مصرف سوخت گاز طبیعی را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای پرخوران شده بررسی و مقایسه کردند. نتایج نشان داد که تنظیم مناسب شرایط کارکرد موتور برای وضعیت مصرف هیتان می‌تواند باعث کاهش آلاینده‌های اکسید نیتروژن و هیدروکربن‌های نسوخته در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی شود. اسلام و همکاران[۸] عملکرد و آلودگی موتور اشتعال جرقه‌ای را برای سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی بررسی کرده و در ادامه مورد مقایسه قرار دادند. نتایج نشان داد که موتور با سوخت گاز طبیعی دارای فشار موثر متوسط ترمزی و مصرف سوخت ویژه ترمزی پایین‌تری نسبت به موتور با سوخت بنزین است. همچنین مقدار گازهای تولیدی مونوکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته از موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی کمتر از وضعیت مصرف بنزین است. در هر صورت مقدار آلایندگی اکسید نیتروژن برای موتور با مصرف گاز طبیعی بالاتر از وضعیت مصرف بنزین در این تحقیق به دست آمد. گاتینا و همکاران[۹] مصرف سوخت و انتشار آلایندگی را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی مطالعه کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که موتور در شرایط مصرف گاز طبیعی باعث کاهش ۱۲ تا ۱۷ درصد مقدار مصرف سوخت ویژه ترمزی در مقایسه با وضعیت مصرف بنزین می‌شود. همچنین آن‌ها اشاره کردند که در شرایط کاری یکسان در موتور اشتعال جرقه‌ای، مصرف گاز طبیعی باعث کاهش انتشار مواد آلاینده در مقایسه با مصرف بنزین می‌شود. چو و هی[۱۰] مصرف سوخت، آلایندگی، تغییرات چرخه‌ای و راهکارهای افزایش احتراق پایدار را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی مورد توجه قرار دادند. برای حفظ توان و گشتاور خروجی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی در حد توان و گشتاور خروجی موتورهای اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه‌ای با سوخت بنزین، استفاده از پرخوران برای افزایش فشار ورودی ضروری به نظر می‌رسد. ما و همکاران[۱۱] و همچنین لیو و همکاران[۱۲] اثر افزودن سوخت هیدروژن را بر روی عملکرد موتور گاز طبیعی‌سوز بررسی کردند. چو و هی[۱۳] مشخصات آلودگی و احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای رقیق‌سوز با سوخت بنزین را بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که کاهش نسبت هم‌ارزی باعث افزایش مدت احتراق و تغییرات چرخه‌ای فشار سیلندر می‌شود. هو و همکاران[۱۴] اثر گازهای برگشتی را بر روی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با ترکیب متغیر از سوخت‌های گاز طبیعی و هیدروژن بررسی کردند. گیملی و همکاران[۱۵] عملکرد و آلایندگی یک موتور دو زمانه اشتعال جرقه‌ای را برای دو سوخت گاز طبیعی و بنزین بررسی کردند. مصرف سوخت گاز طبیعی در موتور در مقایسه با مصرف بنزین کاهش آلایندگی را نشان می‌دهد.

با بررسی کارهای انجام شده دیده می‌شود که در تمام مقایسات انجام شده بین سوخت گاز طبیعی با بنزین در موتور اشتعال جرقه‌ای، ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی بالاتر از ارزش گرمایی سوخت بنزین است. بنابراین به نظر می‌رسد که بررسی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی که در آن سوخت گاز طبیعی دارای ارزش گرمایی پایین‌تری نسبت به بنزین باشد منجر به دستیابی نتایج متفاوتی شود. بر این اساس، گاز طبیعی گرونینگو (Groningue) که ارزش گرمایی آن ۱۳/۶ درصد پایین‌تر از ارزش گرمایی بنزین است برای مطالعه توسط مارک[۲] انتخاب شد. ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی گرونینگو برابر ۳۸۰۱۹ کیلوژول بر کیلوگرم است در حالی که ارزش گرمایی سوخت بنزین استفاده شده برابر ۴۴۰۰۰ کیلوژول بر گیلوگرم است[۲]. جدول (۱) ترکیبات اصلی تشکیل دهنده گاز طبیعی گرونینگو و جدول (۲) ویژگی‌هاای سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی گرونینگو را نشان می‌دهند. مارک در این تحقیق مقایسه‌ای بین مشخصات احتراق

Archive of SID

www.SID.ir

و آلایندگی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی انجام داد. در این مطالعه با حفظ شرایط آزمایشگاهی و برای تکمیل تحقیق قبلی، تغییرات متغیرهای ذکر شده در بالا به علاوه زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی (زمان جرقه بهینه) بر حسب نسبت هم‌ارزی برای دو سوخت گاز طبیعی و بنزین در موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی و مقایسه شد.

جدول ۱- ترکیبات اصلی تشکیل دهنده گاز طبیعی مورد آزمایش (گاز طبیعی گرونینگو)[۲]

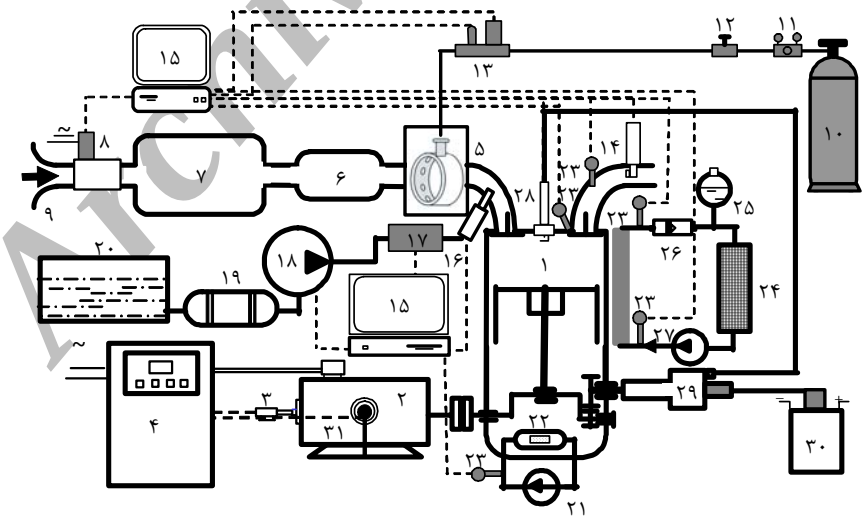
ترکیب	فرمول شیمیایی	درصد حجمی
متان	CH_4	۸۳/۵
اتان	C_2H_6	۳/۶
پروپان	C_3H_8	۰/۷
بوتان نرمال	C_4H_{10}	۰/۲
پنتان	C_5H_{12}	۰/۱
نیتروژن	N_2	۱۰/۸
دی‌اکسید کربن	CO_2	۱/۱

جدول ۲- ویژگی‌های سوخت‌های مورد آزمایش[۲]

سوخت	عدد اکتان (RON)	ارزش گرمایی پایین (kJ/kg)	چگالی (kg/m3)	نسبت استوکیومتریک هوا به سوخت
بنزین	۹۸	۴۴۰۰۰	۷۵۰	۱۴/۶
گاز طبیعی گرونینگو	۱۲۹	۳۸۰۱۹	۰/۸۳۳	۱۳

تجهیزات آزمایشگاهی

شکل (۱) طرحواره موتور و سیستم آزمایشی را نشان می‌دهد. در شکل دیده می‌شود که هوای مکیده شده به داخل سیلندر موتور از داخل دو مخزن برای کاهش آشفتگی و از یک دبی‌سنج خطی برای اندازه‌گیری مقدار هوای ورودی عبور داده می‌شود.



شکل ۱- طرحواره موتور و سیستم آزمایش

۱- موتور ۲- دینامومتر ۳- دورسنج ۴- کنترلر دینامومتر ۵- مخلوط کننده سوخت- هوا ۶ و ۷- مخازن میرایی آشفتگی (مخازن آرامش) هوای ورودی ۸- دبی‌سنج خطی هوا ۹- همگرا کننده جریان ورودی ۱۰- مخزن گاز طبیعی ۱۱- سوپاپ تنظیم کننده فشار ۱۲- سوپاپ دستی قطع کننده جریان بین مخزن و موتور ۱۳- دبی‌سنج و کنترل‌کننده دبی سوخت ورودی ۱۴- حسگر اکسیژن ۱۵- رایانه ۱۶- افشانه (Injector) سوخت بنزین ۱۷- دبی‌سنج بنزین ۱۸- پمپ افشانه ۱۹- فیلتر سوخت بنزین ۲۰- مخزن سوخت بنزین ۲۱- پمپ روغن ۲۲- فیلتر روغن ۲۳- حسگر دما ۲۴- رادیاتور ۲۵- مخزن آب ۲۶- دبی‌متر جریان آب ۲۷- پمپ آب ۲۸- شمع جرقه ۲۹- دلکو ۳۰- کویل ۳۱- نیروسنج

Archive of SID

www.SID.ir

در مسیر عبور جریان هوا، سوخت گاز طبیعی توسط یک مخلوط کننده با هوا ترکیب می‌شود. مخلوط کننده سوخت- هوا، یک استوانه توخالی بوده که در داخل آن سوراخ‌هایی به قطر یک میلی‌متر وجود دارد. با استفاده از یک دبی‌سنج و کنترل کننده گاز طبیعی، مقدار سوخت مخلوط شده با هوا کنترل و اندازه‌گیری می‌شود. با داشتن دبی سوخت و هوا و همچنین کاربرد حسگر اکسیژن نسبت هم‌ارزی تخمین زده می‌شود. تغییر زاویه جرقه‌زنی به طور دستی با جابه‌جایی موقعیت کویل انجام می‌شود. برای اندازه‌گیری دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی، سرسیلندر موتور تا نزدیکی نشیمنگاه سوراخ شده و یک حسگر گرمایی مدل PT100 در محل سوراخ شده قرار داده می‌شود. برای اندازه‌گیری دمای آب خنک کننده، دمای روغن روانکار و دمای گاز خروجی نیز از حسگر گرمایی مدل PT100 استفاده می‌شود. مشخصات موتور تحت آزمایش در جدول (۳) نشان داده شده است. جزئیات بیشتر تجهیزات آزمایشگاهی در مرجع [۲] آورده شده است.

جدول ۳- مشخصات فنی موتور اشتعال جرقه‌ای تحت آزمایش

تعداد سیلندر	۴
قطر سیلندر	۷۶ میلی‌متر
کورس پیستون	۸۷ میلی‌متر
طول دسته شاتون	۱۴۸ میلی‌متر
نسبت تراکم	۹/۶
توان بیشینه در وضعیت بنزین سوز	۵۰ کیلو وات در سرعت ۵۰۰۰ دور بر دقیقه
گشتاور بیشینه در وضعیت بنزین سوز	۱۱۰ نیوتن- متر در سرعت ۳۳۰۰ دور بر دقیقه

تحلیل خطاها

در این تحقیق، تمام آزمایشات برای کاهش خطاها در سه مرحله تکرار انجام شد. جدول (۴) مشخصات، دقت و محدوده اندازه‌گیری ابزار اندازه‌گیری را نشان می‌دهد. لازم است اشاره شود که در یک کار آزمایشگاهی خطا به انتخاب ابزار اندازه‌گیری، کالیبراسیون، شرایط و محیط آزمایشگاه وابستگی دارد. بنابراین حصول اطمینان از داده‌های آزمایشگاهی به دست آمده لازم و ضروری به نظر می‌رسد. بر این اساس، خطای داده‌های آزمایشگاهی با استفاده از مدل توسعه داده شده توسط هولمن[۱۶] به دست آمد. با استفاده از این مدل درصد عدم قطعیت کلی این آزمایش برابر ۲/۹± به دست آمد. این مقدار نشان می‌دهد که خطاهای موجود در ابزار اندازه‌گیری اثر معنی‌داری بر روی نتایج ندارند.

جدول ۴- دقت و محدوده اندازه‌گیری ابزار اندازه‌گیری

ابزار	واحد	دقت	محدوده اندازه‌گیری
دینامومتر (Schenck)	کیلوگرم	±۰/۱	۱۰۰۰-۰
زاویه‌سنج (Kistler)	درجه میل‌لنگ	±۰/۵	-
دبی‌سنج هوا (Brooks: Hot wire anemometer type)	متر بر ثانیه	±۰/۱	۲۰-۰/۲
دبی‌سنج و کنترل کننده گاز طبیعی (Brooks)	سانتی‌متر مکعب بر ثانیه	±۵	۲۵۰-۰
دبی‌سنج بنزین (Brooks)	گرم بر ثانیه	±۰/۱۶	۶/۳۹-۰/۰۱
دورسنج (AVL)	دور بر دقیقه	±۱۰	۱۰۰۰۰-۰
حسگر دما (PT100)	درجه سانتی‌گراد	±۱	۱۰۰۰-۰

نتایج و بحث

در این مطالعه، تمام آزمایش‌ها در حالت دریچه کاملا باز با تنظیم زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین انجام گرفت. برای تمام شرایط، سرعت موتور در ۳۳۰۰ دور در دقیقه که

Archive of SID
www.SID.ir

بیشینه گشتاور ترمزی موتور در این سرعت ظاهر می‌شود ثابت نگه داشته شده است. در منحنی‌های ترسیم شده به دست آمده از داده‌های آزمایش، نقاط پررنگ برای وضعیت مصرف گاز طبیعی و نقاط توخالی برای وضعیت مصرف بنزین در نظر گرفته شده است. همچنین برای درک بهتر تغییرات متغیرهای مورد مطالعه در منحنی‌های ترسیم شده، یک برازش خطی با درجه ۳ که بهترین همبستگی را با داده‌ها نشان می‌دهد[۲] رسم شده است.

زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی (زمان جرقه بهینه)

شکل (۲) تغییرات زمان جرقه بهینه بر حسب نسبت هم‌ارزی را در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین نشان می‌دهد. از این شکل نتیجه می‌شود که تغییرات زمان جرقه بهینه بر حسب نسبت هم‌ارزی برای موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی بیشتر از وضعیت مصرف بنزین است. همچنین زمان جرقه بهینه به ازای مقادیر نسبت هم‌ارزی در محدوده استوکیومتریک، به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود. این امر به دلیل افزایش دمای شعله و یا به عبارتی افزایش سرعت پیشروی شعله در مخلوط‌های استوکیومتریک است. کاهش نرخ سوختن سوخت در مخلوط‌های رقیق و غنی، با افزایش مدت احتراق باید جبران شود. بنابراین برای افزایش مدت احتراق، مقدار زاویه آوانس جرقه بهینه نسبت به نقطه مرگ بالا افزایش می‌یابد. همچنین از شکل می‌توان نتیجه‌گیری کرد که در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف، زمان جرقه بهینه برای موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر است که مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [۴] است. در هر صورت این نتیجه به این موضوع اشاره می‌کند که سرعت سوختن بنزین بالاتر از سرعت سوختن گاز طبیعی در موتور اشتعال جرقه‌ای است. این اختلاف سرعت سوختن بین سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی در مخلوط غنی بیشتر ار مخلوط رقیق است. به عبارت دیگر می‌توان گفت که نرخ تغییر زمان جرقه بهینه در محدوده مخلوط غنی برای موتور در وضعیت مصرف گازطبیعی بیشتر از وضعیت مصرف بنزین است. با مراجعه دوباره به شکل (۲)، دیده می‌شود که کمترین زمان جرقه بهینه برای موتور در وضعیت مصرف گازطبیعی در نسبت هم‌ارزی رقیق‌تری از وضعیت مصرف بنزین است. دلیل این است که بیشترین سرعت شعله برای سوخت گاز طبیعی در نسبت هم‌ارزی رقیق‌تری از سوخت بنزین ظاهر می‌شود[۱۷].

بیشینه گشتاور ترمزی

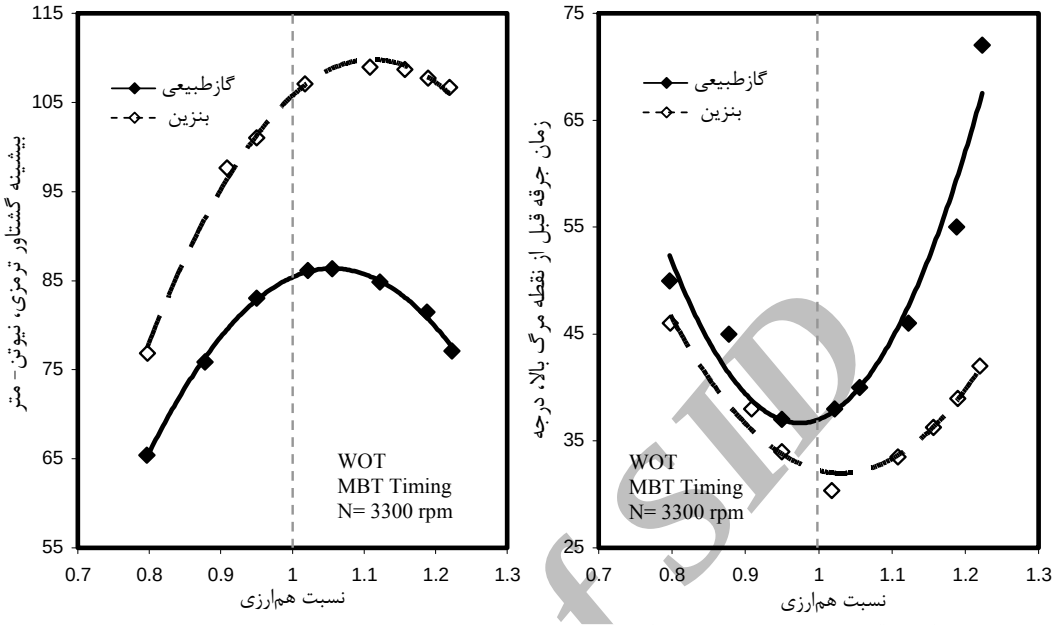
شکل (۳) منحنی تغییرات بیشینه گشتاور ترمزی را بر حسب نسبت هم‌ارزی در موتور اشتعال جرقه‌ای برای دو سوخت گاز طبیعی و بنزین نشان می‌دهد. از شکل دیده می‌شود که شدت تغییرات بیشینه گشتاور ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی برای موتور در وضعیت مصرف بنزین، بیشتر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است. همچنین بیشینه گشتاور ترمزی با افزایش نسبت هم‌ارزی، تا ۱/۰۵ در وضعیت مصرف گاز طبیعی و تا ۱/۱ در وضعیت مصرف بنزین، به بیشترین مقدار خود افزایش می‌یابد. با ازدیاد بیشتر در نسبت هم‌ارزی، بیشینه گشتاور ترمزی برای هر دو سوخت گازطبیعی و بنزین کاهش می‌یابد. دلیل پایین بودن بیشینه گشتاور ترمزی در مخلوط رقیق پایین بودن انرژی شیمیایی آزاد شده در اثر احتراق مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق علی‌رغم بالا بودن بازده احتراق است. اگر در یک قسمت از محفظه احتراق غلظت سوخت در مخلوط بیش از میزان مجاز باشد احتراق صورت نمی‌گیرد و این پدیده در نسبت هم‌ارزی بالا بیشتر ظاهر می‌شود[۱۶و۱۸]. علاوه بر این مورد، مخلوط غنی برای احتراق کامل نیاز بیشتری به زمان دارد. این دو مورد باعث احتراق ناقص و از این رو باعث کاهش بیشینه گشتاور ترمزی در نسبت هم‌ارزی بالا می‌شود.

چنانچه نتیجه‌گیری شد نسبت هم‌ارزی در بالاترین مقدار بیشینه گشتاور ترمزی برای هر دو سوخت یک مقدار جزئی بالاتر از نسبت هم‌ارزی استوکیومتریک است. دلیل این امر تجزیه گرمایی بخار آب و دی اکسید کربن در طول فرایند احتراق (به علت بالا بودن دما) است که اکسیژن آزاد می‌کند و این اکسیژن می‌تواند با سوخت بیشتری ترکیب شده و گرمای بیشتری آزاد کند. همچنین نتیجه‌گیری می‌شود که نسبت هم‌ارزی در بالاترین مقدار بیشینه گشتاور ترمزی برای موتور در وضعیت مصرف بنزین بیشتر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است. این امر به دلیل بالا بودن مقدار هوای ورودی یا به عبارتی بازده حجمی بالا

Archive of SID

www.SID.ir

در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی است که سهم اکسیژن را در مخلوط افزایش می‌دهد. باید یادآور شد که حجم مخصوص بالای گاز طبیعی باعث اشغال فضای بیشتری در درگاه ورودی در مقایسه با بنزین می‌شود.



شکل ۲- زمان جرقه بهینه بر حسب نسبت هم‌ارزی

شکل ۳- بیشینه گشتاور ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی

با مراجعه دوباره به شکل (۳)، دیده می‌شود که بیشینه گشتاور ترمزی در طول تغییرات نسبت هم‌ارزی برای موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی، پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین است. این نتیجه مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [۵] است. باید یادآور شد که ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی استفاده شده در مرجع [۵] بالاتر از ارزش گرمایی سوخت بنزین است. بر این اساس، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که وابستگی قابل توجهی بین مقدار بیشینه گشتاور ترمزی و ارزش گرمایی گاز طبیعی وجود ندارد. شایان ذکر است که پایین بودن بیشینه گشتاور ترمزی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی مربوط به پایین بودن سرعت پیشروی شعله، طولانی بودن زمان احتراق و همچنین جایگزینی بخشی از هوا توسط گاز طبیعی برای دستیابی به نسبت اختلاط مورد نظر است. بنابراین، اثر میزان ارزش گرمایی در مقابل اثر سرعت پیشروی شعله بر روی بیشینه گشتاور ترمزی بسیار ناچیز است. بالا بودن سرعت پیشروی شعله احتراق برای سوخت بنزین نسبت به گاز طبیعی منجر به ایجاد احتراق تقریبا در حجم ثابت برای موتور در وضعیت مصرف بنزین نسبت به وضعیت مصرف گاز طبیعی می‌شود. که این امر باعث گشتاور ترمزی بالای موتور در وضعیت مصرف بنزین نسبت به وضعیت مصرف گاز طبیعی می‌شود. همچنین از شکل نتیجه‌گیری می‌شود که نرخ افزایش بیشینه گشتاور ترمزی در مخلوط رقیق برای وضعیت مصرف بنزین بیشتر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است. این مسئله به این دلیل است که افزایش دمای شعله و نرخ سوختن سوخت با افزایش نسبت هم‌ارزی در سوخت بنزین بیشتر از سوخت گاز طبیعی است. اما نرخ کاهش بیشینه گشتاور ترمزی در مخلوط غنی برای وضعیت مصرف گاز طبیعی بیشتر از وضعیت مصرف بنزین است. دلیل این است که کاهش دمای شعله و نرخ سوختن سوخت در مخلوط غنی برای شرایط مصرف گاز طبیعی بیشتر از شرایط مصرف بنزین است[۵]. همچنین از شکل دیده می‌شود که رفتار تغییرات بیشینه گشتاور ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی در موتور برای وضعیت‌های مصرف بنزین و گاز طبیعی تقریبا یکسان است. در هر صورت، بیشینه گشتاور ترمزی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی به طور میانگین در حدود ۲۸/۱ درصد (۲۲/۴ نیوتن- متر) پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین به دست آمد. باید توجه داشت که چون آزمایش‌ها برای هر دو سوخت در سرعت ثابت موتور انجام شده است، نحوه تغییرات بیشینه توان ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی مشابه منحنی‌های بیشینه گشتاور ترمزی موجود در شکل (۳) است.

Archive of SID
www.SID.ir

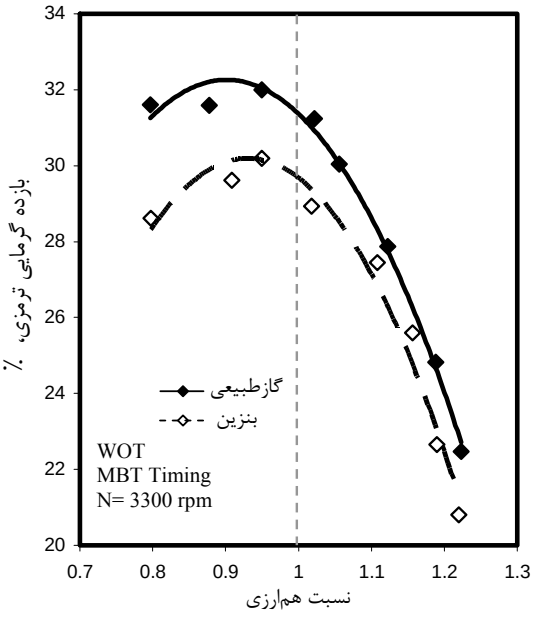
بازده گرمایی ترمزی

شکل (۴) بازده گرمایی ترمزی را بر حسب نسبت هم‌ارزی در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های گازطبیعی و بنزین نشان می‌دهد. از شکل نتیجه می‌شود که با افزایش نسبت هم‌ارزی، تا ۰/۹۳ در وضعیت مصرف بنزین و تا ۰/۹ در وضعیت مصرف گاز طبیعی، بازده گرمایی ترمزی افزایش می‌یابد. با افزایش بیشتر در نسبت هم‌ارزی، بازده گرمایی ترمزی در موتور برای هر دو سوخت به طور چشمگیری کاهش می‌یابد. مقدار پایین نسبت گرماهای ویژه در مخلوط رقیق، تجزیه گرمایی و احتراق ناقص در مخلوط غنی در مقایسه با مخلوط استوکیومتریک، باعث کاهش بازده گرمایی در این دو محدوده از مخلوط سوخت- هواست. از شکل همچنین نتیجه می‌شود که در سرتاسر محدوده نسبت هم‌ارزی بازده گرمایی ترمزی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر از وضعیت مصرف بنزین است. این نتیجه مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [۴] است. نظر به اینکه در مرجع [۴] ارزش گرمایی گاز طبیعی بالاتر از ارزش گرمایی بنزین است، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که ارتباط قابل توجهی بین بازده گرمایی موتور در وضعیت مصرف سوخت گاز طبیعی با مقدار ارزش گرمایی آن وجود ندارد.

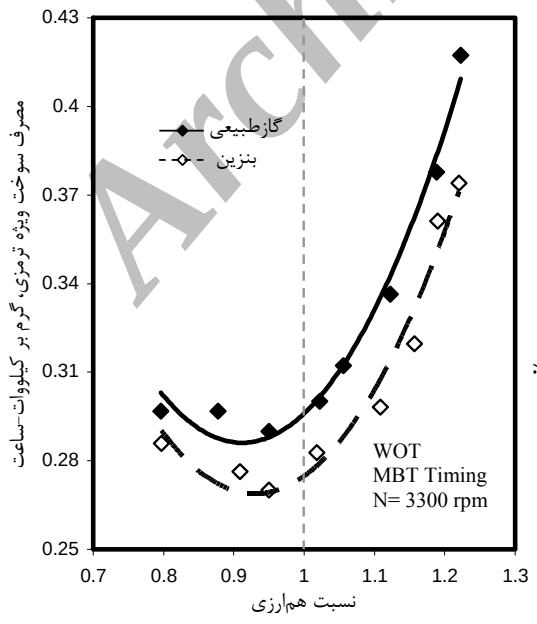
بر این اساس، دلیل بالا بودن بازده گرمایی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی مربوط به بهتر مخلوط شدن آن با هواست که باعث بهتر آزاد شدن انرژی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی در مقایسه با وضعیت مصرف بنزین می‌شود. با مراجعه دوباره به شکل (۴) دیده می‌شود که اختلاف بازده گرمایی بین وضعیت‌های مصرف گاز طبیعی و بنزین در مخلوط رقیق بیشتر از مخلوط غنی است. به طور میانگین بازده گرمایی ترمزی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی نزدیک به ۸ درصد بالاتر از وضعیت مصرف بنزین به دست آمد.

مصرف سوخت ویژه ترمزی

شکل (۵) مصرف سوخت ویژه ترمزی را بر حسب نسبت هم‌ارزی برای موتور اشتعال جرقه‌ای در وضعیت‌های مصرف بنزین و گازطبیعی نشان می‌دهد. از شکل نتیجه می‌شود که با افزایش نسبت هم‌ارزی، تا ۰/۹۳ در وضعیت مصرف بنزین و ۰/۹ در وضعیت مصرف گازطبیعی، مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش می‌یابد. با ازدیاد بیشتر در نسبت هم‌ارزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور برای هر دو سوخت مصرفی به طور چشمگیری افزایش نشان می‌دهد. این مسئله به دلیل افزایش احتراق ناقص و افزایش تغییرات چرخه‌ای در مخلوط‌های رقیق و غنی نسبت به مخلوط استوکیومتریک است.



شکل ۴- بازده گرمایی ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی



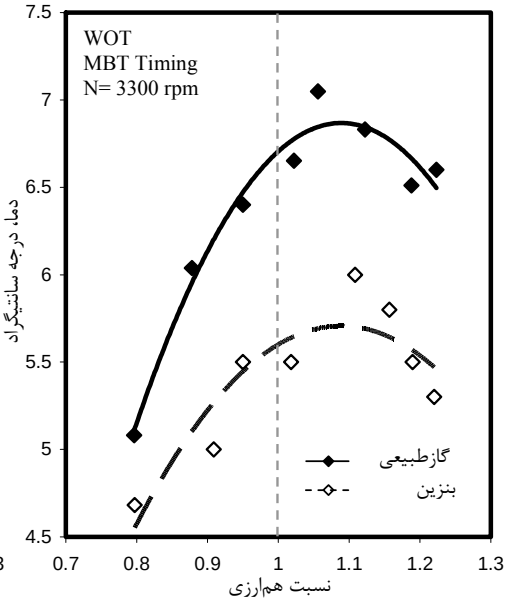
شکل ۵- مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب نسبت هم‌ارزی

Archive of SID
www.SID.ir

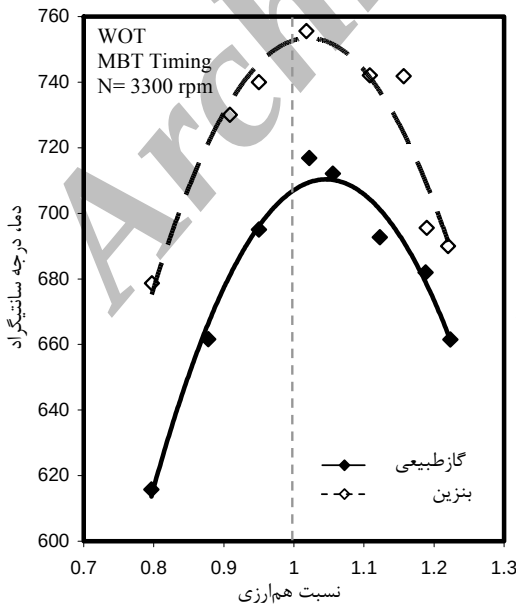
شکل همچنین به روشنی نشان می‌دهد که در سرتاسر نسبت هم‌ارزی مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور در وضعیت مصرف بنزین پایین‌تر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است. این امر به دلیل متفاوت بودن ارزش گرمایی دو سوخت و همچنین متفاوت بودن بازده گرمایی ترمزی موتور در زمان استفاده از این دو سوخت است. از مقایسه نتیجه به دست آمده در این تحقیق با نتایج مرجع‌های [۴] و [۶] می‌توان به این نتیجه مهم دست یافت که اگر ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی برابر با ارزش گرمایی سوخت بنزین نیز باشد، مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین خواهد شد. با مراجعه دوباره به شکل (۵)، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که برای هر دو وضعیت مصرف سوخت، نسبت هم‌ارزی در بالاترین مقدار بیشینه گشتاور ترمزی بالاتر از نسبت هم‌ارزی در بیشینه بازده گرمایی ترمزی و نسبت‌هم‌ارزی در کمینه مصرف سوخت ویژه ترمزی است. به طور متوسط مقدار مصرف سوخت ویژه ترمزی برای موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی نزدیک به ۶ درصد (۲۰ گرم بر کیلووات ساعت) بالاتر از وضعیت مصرف بنزین به دست آمد.

اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور

شکل (۶) منحنی اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور را بر حسب نسبت هم‌ارزی نشان می‌دهد. از شکل نتیجه می‌شود که برای هر دو سوخت مصرفی اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور با افزایش نسبت هم‌ارزی تا حدود ۱/۱۱ افزایش می‌یابد. مقادیر بیشتر نسبت هم‌ارزی، موجب کاهش در اختلاف دمای آب خروجی به ورودی موتور می‌شود. این امر به دلیل بالا بودن دمای محفظه احتراق در حوالی مخلوط استوکیومتریک نسبت به مخلوط‌های رقیق و غنی است. از تغییرات اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور بر حسب نسبت هم‌ارزی می‌توان نتیجه‌گیری کرد که اتلاف ناشی از انتقال گرما به دیواره سیلندر در نسبت هم‌ارزی استوکیومتریک نسبت به مخلوط‌های رقیق و غنی بیشتر است. همچنین از شکل نتیجه‌گیری می‌شود که در سرتاسر محدوده نسبت هم‌ارزی، اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی در مقایسه با وضعیت مصرف بنزین پایین‌تر است. این امر می‌تواند به دلیل پایین بودن ارزش گرمایی سوخت گاز طبیعی نسبت به سوخت بنزین در این تحقیق باشد. پایین بودن ارزش گرمایی منجر به کاهش دمای احتراق و در نتیجه باعث کاهش شدت انتقال گرما به دیواره سیلندر در شرایط گاز طبیعی‌سوز نسبت به شرایط بنزین‌سوز می‌شود. به طور میانگین اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور در مصرف گاز طبیعی نسبت به بنزین حدود ۱۸/۵ درصد (۰/۹ درجه سانتی‌گراد) بیشتر است.



شکل ۶- اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور بر حسب نسبت هم‌ارزی



شکل ۷- دمای گاز خروجی بر حسب نسبت هم‌ارزی

Archive of SID
www.SID.ir

دمای گاز خروجی

شکل (۷) تغییرات دمای گاز خروجی را بر حسب نسبت هم‌ارزی نشان می‌دهد. دمای گاز خروجی با افزایش نسبت هم‌ارزی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. بیشینه دمای گاز خروجی برای هر دو سوخت مصرفی در نسبت هم‌ارزی استوکیومتریک ظاهر می‌شود. بر این اساس نتیجه‌گیری می‌شود که دمای شعله احتراق و دمای گاز خروجی در انتهای فرایند احتراق در مخلوط استوکیومتریک بالاتر از مخلوط‌های غنی و یا رقیق است[۱۹]. همچنین در سرتاسر محدوده‌ی نسبت هم‌ارزی، دمای گاز خروجی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین است. این امر به دلیل پایین بودن بازده احتراق، کوتاه بودن زمان انتقال گرما در طی فرایند احتراق و بالا بودن دمای احتراق برای موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی است. باید اشاره شود که بالا بودن دمای گاز خروجی به معنی آن است که انرژی سوخت به طور مناسب به کار تبدیل نشده است. به طور میانگین دمای گاز خروجی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی نزدیک به ۶/۸ درصد (۴۸/۶ درجه سانتی‌گراد) پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین است.

دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی

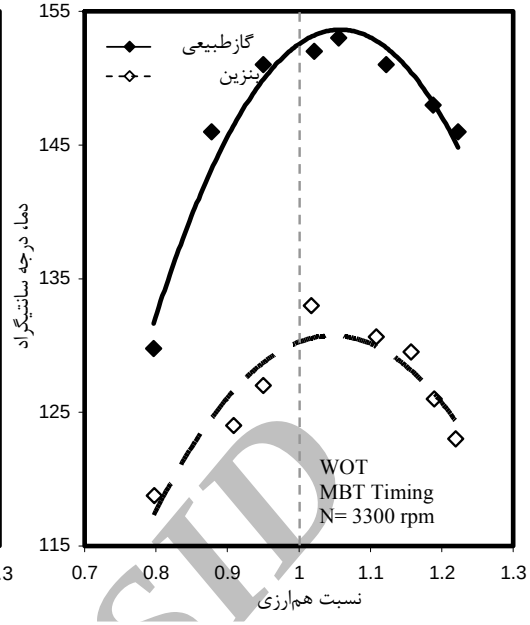
نمودار شکل (۸) تغییرات دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی را بر حسب نسبت هم‌ارزی نشان می‌دهد. چنانچه از شکل مشاهده می‌شود، دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی با افزایش نسبت هم‌ارزی تا ۱/۰۵ برای هر دو سوخت گازطبیعی و بنزین افزایش می‌یابد. با ادامه افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی کاهش می‌یابد. این امر به این دلیل است که با افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای گازهای احتراق ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. به روشنی از شکل دیده می‌شود که در سرتاسر محدوده‌ی نسبت هم‌ارزی دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر از وضعیت مصرف بنزین است. این نتیجه مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [۱۰] بوده و موید عدم وابستگی دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی به ارزش گرمایی آن است. این دمای بالا در وضعیت مصرف گاز طبیعی که اثر سایشی گازهای خروجی نیز با آن همراه می‌شود، باعث تشدید نرخ استهلاک در نشیمنگاه سوپاپ خروجی می‌شود. لذا در موتور گاز طبیعی‌سوز لازم است مقاومت مواد سازنده نشیمنگاه سوپاپ خروجی در مقابل گرما زیادتر از موتور بنزین‌سوز باشد. از مقایسه شکل‌های (۶)، (۷) و (۸) می‌توان به این نتیجه مهم رسید که وابستگی دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی به اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور بیشتر از دمای گاز خروجی است. به طور میانگین، دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی نزدیک به ۱۵/۷ درصد (۱۹/۸ درجه سانتی‌گراد) بالاتر از وضعیت مصرف بنزین است.

دمای روغن روانکار

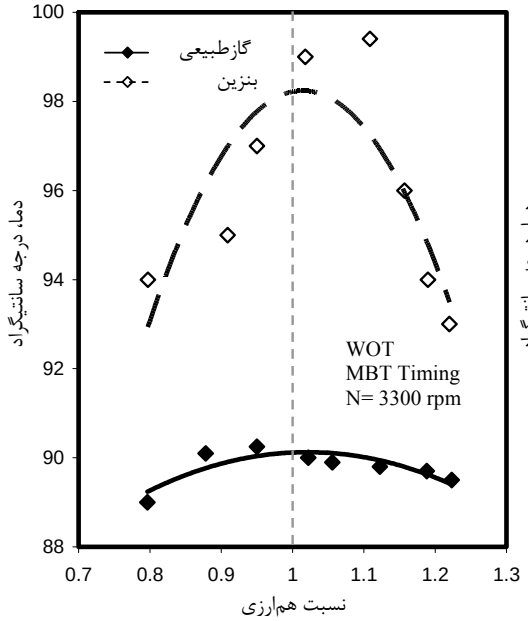
شکل (۹) تغییرات دمای روغن روانکار را بر حسب نسبت هم‌ارزی در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی نشان می‌دهد. دمای روغن روانکار با افزایش نسبت هم‌ارزی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. بیشینه دمای روغن روانکار برای هر دو سوخت مصرفی در حوالی نسبت هم‌ارزی استوکیومتریک ظاهر می‌شود. به روشنی از شکل دیده می‌شود که تغییرات دمای روغن روانکار بر حسب نسبت هم‌ارزی برای موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی بسیار بیشتر است. از شکل همچنین نتیجه‌گیری می‌شود که دمای روغن روانکار موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر است. این امر به این دلیل است که دما و مقدار گازهای نشتی (blow-by) تولید شده از موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر است. بایستی یادآور شد که کوچکی مدت احتراق برای سوخت بنزین نسبت به سوخت گاز طبیعی، باعث افزایش بیشینه فشار و دمای سیلندر در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی می‌شود. از این رو، مقدار و دمای گازهای نشتی موتور در وضعیت مصرف بنزین در مقایسه با وضعیت مصرف گاز طبیعی بیشتر است. در هر صورت به طور میانگین دمای روغن روانکار برای موتور در وضعیت مصرف گاز طبیعی نزدیک به ۶/۳ درصد (۶/۱ درجه سانتی‌گراد) پایین‌تر از وضعیت مصرف بنزین است.

Archive of SID

www.SID.ir



شکل ۸- دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی بر حسب نسبت هم‌ارزی



شکل ۹- دمای روغن روانکار بر حسب نسبت هم‌ارزی

نتیجه‌گیری

تمام آزمایش‌ها در حالت دریچه کاملا باز با زمان جرقه در موقعیت بیشینه گشتاور ترمزی برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین انجام گرفت. ارزش گرمایی گاز طبیعی مصرفی در این تحقیق از ارزش گرمایی بنزین مصرفی کمتر است. سرعت موتور در ۳۳۰۰ دور در دقیقه در کلیه آزمایش‌ها ثابت نگه داشته شده است. در جمع‌بندی کلی از نتایج به دست آمده می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- نرخ افزایش بیشینه گشتاور ترمزی در مخلوط رقیق برای وضعیت مصرف بنزین بیشتر از وضعیت مصرف گاز طبیعی است. اما نرخ کاهش بیشینه گشتاور ترمزی در مخلوط غنی برای وضعیت مصرف گاز طبیعی بیشتر از وضعیت مصرف بنزین است.
- زمان جرقه بهینه، بازده گرمایی ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی، دمای نشیمنگاه سوپاپ خروجی و اختلاف بین دمای آب خروجی و ورودی موتور در سرتاسر محدوده‌ی نسبت هم‌ارزی برای وضعیت مصرف گاز طبیعی بالاتر از وضعیت مصرف بنزین است. اما بیشینه گشتاور ترمزی، دمای گاز خروجی و دمای روغن روانکار در وضعیت مصرف بنزین بالاتر از وضعیت مصرف گازطبیعی است.

مراجع

1. Ebrahimi, R., Experimental Study on the Auto Ignition in HCCI Engine, Ph.D. Thesis, Universite de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, France, 2006.
2. Mercier, M., Contribution to the Study of the Behavior of a Spark Ignition Engine Fueled With Groningen Natural Gas, Ph.D. Thesis, Universite de Valenciennes et du Hainaut Cambresis (UVHC), 2006.

۳. وطنی، ع؛ حبیبی، م؛ امین ناجی، م؛ "بررسی مقایسه‌ای CNG با سایر سوخت‌ها و آلایندگی خودروهای CNG سوز،" مجموعه مقالات دومین کنفرانس CNG، تهران، مرداد ۱۳۸۸.

4. Evans, R. L., and Blaszczyk, J. A., "Comparative Study of the Performance and Exhaust Emissions of a Spark Ignition Engine Fuelled by Natural Gas and Gasoline," Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J Automob Eng., 211, pp. 39-47, 1997.
5. Raine, R. R., and Jones, G. M., "Comparison of Temperatures Measured in Natural Gas and Gasoline Fuelled Engines," SAE paper 901503, 1990.

Archive of SID
www.SID.ir

6. Gupta, M., Bell, S. R., and Tillman, S. T., "An Investigation of Lean Combustion in a Natural Gas-Fueled Spark Ignited Engine," Journal of Energy Resource Technology, 118, pp. 145-165, 1996.
7. Larsen, J. F., and Wallace J. S., "Comparison of Emissions and Efficiency of a Turbocharged Lean-Burn Natural Gas and Hythane-Fueled Engine," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 119, pp. 218-226, 1997.
8. Aslam, M. U., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Abdesselam, H., Mahlia, T. M. I., and Amalina, M. A., "An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel for a Retrofitted Gasoline Vehicle," Fuel, 85, pp. 717-724, 2006.
9. Catania, A. E., D'Ambrosio, S., Mittica, A., and Spessa, E., "Experimental Investigation of Fuel Consumption and Exhaust Emissions of a 16V Pent-Roof Engine Fueled by Gasoline and CNG," Society of Automotive Engineers, SAE paper 2001-01-1191, 2001.
10. Cho, H. M., and He, B. Q., "Spark Ignition Natural Gas Engines-A Review," Energy Conversion and Management, 48, pp. 608-618, 2007.
11. Ma, F., Wang, Y., Liu, H., Li, Y., Wang, J., and Zhao, S., "Experimental Study on Thermal Efficiency and Emission Characteristics of a Lean Burn Hydrogen Enriched Natural Gas Engine," International Journal of Hydrogen Energy, 32, pp. 5067-5075, 2007.
12. Liu, B., Huang, Z., Zeng, K., Chen, H., Wang, X., Miao, H., and Jiang, D., "Experimental Study on Emissions of a Spark-Ignition Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Blends," Energy & Fuels, 22, pp. 273-277, 2008.
13. Cho, H. M., and He, B. Q., "Combustion and Emission Characteristics of a Lean Burn Natural Gas Engine," International Journal of Automotive Technology, 9, NO. 4, pp. 415-422, 2008.
14. Hu, E., Huang, Z., Liu, B., Zheng, J., and Gu, X., "Experimental Study on Combustion Characteristics of a Spark-Ignition Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Blends Combining with EGR," International Journal of Hydrogen Energy, 34, pp. 1035-1044, 2009.
15. Gimelli, A., Cascone, C., Pennacchia, O., Unich, A., and Capaldi, P., "Performance and Emissions of a Natural Gas Fueled Two-Stroke SI Engine," SAE paper 2008-01-0318, 2008.
16. Holman, J. P., "Experimental Techniques," Tata McGraw Hill Publications, 2003.
17. Stone, R., "Introduction to Internal Combustion Engines," 3rd edition, MacMillian, London, 1999.
18. Al-Baghdadi, M., "Effect of Compression Ratio, Equivalence Ratio and Engine Speed on the Performance and Emission Characteristics of a Spark Ignition Engine using Hydrogen as a Fuel," Renewable Energy, 29, pp. 2245-2260, 2004.
19. Al-Farayedhi, A. A., Al-Dawood, A. M., and Gandhidasan, P., "Experimental Investigation of SI Engine Performance using Oxygenated Fuel," Journal Engineering Gas Turbines Power, 126, pp. 178–191, 2004.

English Abstract

An Experimental Comparison of Spark Ignition Engine with Gasoline and Natural Gas Fuels

R. Ebrahimi and S. Besharati
Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agriculture, Shahrekord University

In this study, a number of tests were conducted on gasoline and natural gas engines with the spark timing adjusted to the maximum brake torque timing in various equivalence ratios. We used natural gas with a heating value 13.6% lower than gasoline. Based on the experimental results, the variation of maximum brake torque versus equivalence ratio for gasoline operation was found to be higher than that of natural gas operation. The difference in brake thermal efficiency between the natural gas and the gasoline operation in low equivalence ratio was observed to be higher than that in the high equivalence ratio. Also it was realized that, unlike the maximum brake torque and the brake thermal efficiency, the brake specific fuel consumption is strongly dependent on the lower heating values of gasoline and natural gas fuels. With a rise in the equivalence ratio, the variations in the water outlet and inlet temperature, the exhaust gas temperature and the exhaust valve seat temperature initially increase and then decrease. Although the exhaust gas temperature of gasoline operation is higher than that of natural gas, the exhaust valve seat temperature is higher for natural gas operation than for gasoline operation.

Keywords: Engine performance, Equivalence ratio, Engine temperature, Natural gas engine, Gasoline engine

Archive of SID
www.SID.ir