



تأثیر درجه گاز بر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی، قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده، قابلیت کاردهی ناشی از انتقال گرما و کار بر موتوری بنزینی

مریم اسلامی^۱، سجاد رستمی^{۲*}، مصطفی کیانی ده کیانی^۳، برات قبادیان^۴

^۱گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران، eslamim910@gmail.com

^۲گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران، Rostami.sajad@yahoo.com

^۳گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران، m.kiani@scu.ac.ir

^۴گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، hghobadian2004@yahoo.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۲ اسفند ۱۳۹۴

پذیرش: ۱۷ مرداد ۱۳۹۵

کلیدواژه‌ها:

قابلیت کاردهی

درجه گاز

اتانول

بنزین

موتور اشتعال جرقه‌ای

چکیده

در این تحقیق مقدار باز بودن درجه گاز در تحلیل قابلیت کاردهی موتور بنزینی MVH 418 با استفاده از مخلوط سوخت‌های بنزین- اتانول (E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85}) بررسی شد. لذا پایه‌های مفهومی لازم به منظور انجام تحلیل قابلیت کاردهی سامانه، با تعریف عبارت قابلیت کاردهی و بیان معادلات قابلیت کاردهی و به کار بردن آن‌ها برای سامانه‌های بسته، بنا نهاده شده است. از نتایج این تحقیق مشخص کرد که بیش‌ترین سهم بازگشت‌ناپذیری در موتور تحت آزمایش، مربوط به فرآیند احتراق است. نتایج نشان داد، با افزایش مقدار باز بودن درجه گاز قابلیت کاردهی ترمومکانیکی، قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده، قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما و قابلیت کاردهی ناشی از کار برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} بیشتر می‌شوند. بازده قابلیت کاردهی برای سوخت E_0 ، در حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ بترتیب، ۱۸،۷، ۲۹ و ۶۰،۶ درصد برای E_{20} ، ۲۱،۵، ۳۲،۷ و ۶۱،۵ درصد و برای E_{40} ، ۲۳، ۳۵،۴ و ۶۲،۵ درصد و در نهایت برای سوخت‌های E_{60} و E_{85} ۲۲،۸، ۳۵،۵ و ۶۳،۶ و ۲۷، ۴۰، ۶۵ درصد نسبت به حالت ۱۰۰٪ درجه گاز کاهش یافت.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

محدود بودن منابع نفتی، ضرورت تحقیقات برای پیدا کردن سوخت‌های دیگری به عنوان جایگزین سوخت‌های سنگواره‌ای را روشن می‌سازد. این فعالیت‌ها، بخصوص در اوایل دهه ۱۹۷۰ به دلیل افزایش فزاینده قیمت نفت شدت گرفت.

علاوه بر مشکلات ناشی از کافی نبودن منابع سوخت‌های سنگواره‌ای و گران شدن مداوم این سوخت‌ها، میل به کاهش آلاینده‌های خروجی از دود موتورها نیز دلیل دیگری است که محققان را به تحقیق در مورد سوخت‌های جایگزین با مقدار آلاینده‌گی کمتر سوق داده است.

امروزه منابع جدیدی به عنوان سوخت جایگزین سوخت‌های سنگواره‌ای در موتورهای درونسوز معرفی شده‌اند. یکی از این سوخت‌ها با پایه گیاهی بیواتانول است، که در موتورهای بنزینی بصورت خالص یا مخلوط با دیگر سوخت‌های سنگواره‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد.

تحقیقات و آزمایش‌های زیادی در مورد استفاده از این سوخت‌ها در موتور‌ها، به دلیل ویژگی‌های متفاوت آنها با سوخت‌های سنگواره‌ای، اثرات مثبت زیست محیطی و تأثیراتی که بر روی موتور باقی می‌گذارند، انجام شده و همچنان نیز ادامه دارد [۱].

از آنجا که قانون اول ترمودینامیک به تنهایی قادر به تحلیل کامل متغیرهای مؤثر موتور نیست، برای بررسی مقدار بازدهی موتور نیازمند مقدار دهی به بازگشت ناپذیری‌های مربوط به فرایندهای مختلف است. برای مقداردهی به این فرایندها باید تحلیل قانون دوم ترمودینامیک انجام شود. یک متغیر کلیدی در تحلیل قانون دوم، قابلیت کاردهی است که قابلیت کاردهی نامیده می‌شود و برخلاف انرژی می‌تواند در اثر برگشت ناپذیری‌های موجود در فرایندهایی از قبیل احتراق، اصطکاک، آشفتنگی و اختلاط تخریب شود.

هدف از تحلیل قابلیت کاردهی در یک سامانه، تعیین محل‌هایی است که عوامل از بین برنده قابلیت کاردهی و یا تلفات در آنجا رخ می‌دهند و همچنین طبقه بندی آنها برحسب اهمیت شان است.

این امر باعث تمرکز بر عملکرد سامانه می‌شود که بیشترین فرصت را برای توسعه و تکامل سامانه به وجود می‌آورند [۲].

گودرزی و همکاران، مقایسه قابلیت کاردهی عملکرد موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین، هیدروژن و متان انجام دادند. بدین منظور ابتدا شبیه‌سازی چند ناحیه‌ای موتور بر مبنای پیشروی شعله معرفی شد.

سپس پایه‌های مفهومی لازم به منظور انجام تحلیل قابلیت کاردهی سامانه، با تعریف عبارت قابلیت کاردهی و ایجاد معادلات تعادلی قابلیت کاردهی مربوطه و به کار بردن آن‌ها برای سامانه‌های بسته و حجم پایش^۱، بنا نهاده شد. از نتایج این تحقیق مشخص گردید که بیشترین سهم بازگشت ناپذیری در موتور مربوط به فرآیند احتراق است.

همچنین، برای شرایط درست^۲ می‌توان به درصد قابلیت کاردهی منتقل شده با کار تقریباً برابر هر سه سوخت، بیشترین درصد بازگشت ناپذیری برای بنزین و کمترین درصد بازگشت ناپذیری مربوط به هیدروژن اشاره کرد. بررسی نتایج تحلیل قابلیت کاردهی در شرایط کاری مختلف نشان می‌دهد که افزایش دور موتور سبب افزایش انتقال قابلیت کاردهی با کار و کاهش انتقال قابلیت کاردهی با گرما می‌شود. همچنین، افزایش نسبت توازن، سبب افزایش سهم قابلیت کاردهی مخلوط درون استوانه و کاهش سهم بازگشت ناپذیری از قابلیت کاردهی ورودی می‌شود [۳].

فو و همکاران، مصرف بازده انرژی و پیش بینی بهبود ظرفیت انرژی گرمایی تلف شده، تخریب انرژی و ویژگی‌های انرژی گرمایی اتلافی از یک موتور بنزینی با روش‌های تحلیل انرژی و قابلیت کاردهی را بررسی کردند. نتایج نشان داد، در سرعت و بار کم، انرژی گرمایی تلف شده عمدتاً به آب خنک انتقال می‌یابد. در سرعت و بار شدید، انرژی گازهای خروجی بیشتر از انرژی آب خنک است. بنابراین، نه تنها مقدار انرژی بلکه درصد قابلیت کاردهی و بازده قابلیت کاردهی این چنین است. به نظر می‌رسد، گازهای خروجی در سرعت تند و بار بزرگ، بزرگترین بازده قابلیت کاردهی را دارند. در حالی که آب خنک در سرعت و بار ضعیف، بزرگترین بازده قابلیت کاردهی را دارد [۴].

اسلامی و همکاران، تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر بازده قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی انجام دادند. نتایج حاصل نشان داد، بازده قابلیت کاردهی در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} بترتیب ۱۱،۷، ۱۳،۸، ۱۱،۳، ۸،۹ و ۹،۹ درصد در مقایسه با نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد [۵].

در تحقیق دیگری، اثر تغییر در نسبت تراکم سوخت، گرمای ویژه متغیر بر بازده انرژی، قابلیت کاردهی متانول، اتانول، ایزواکتان و گاز نفتی مایع در شبیه‌سازی چرخه موتور SI بررسی شد. نتایج نشان داد که بازگشت ناپذیری در خلال احتراق، انتقال حرارت داخلی و گازهای آگروز با افزایش نسبت تراکم برای همه انواع سوخت‌ها کاهش می‌یابد. در ضمن، گرمای ویژه همه سوخت‌ها از تراکم تا احتراق افزایش یافته و کم کم در خلال خروج (دود) کاهش می‌یابد [۶].

بررسی تحقیقات مشابه نشان داد که تأثیر درجه گاز بر متغیرهای قابلیت کاردهی بر موتور بنزینی با استفاده از مخلوط سوخت‌های بنزین- اتانول مطالعه نشده است. لذا، در این تحقیق بررسی شد.

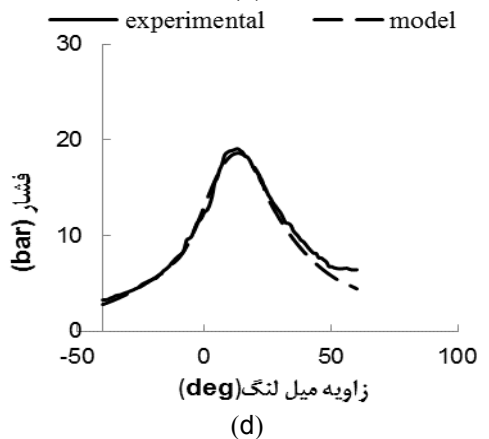
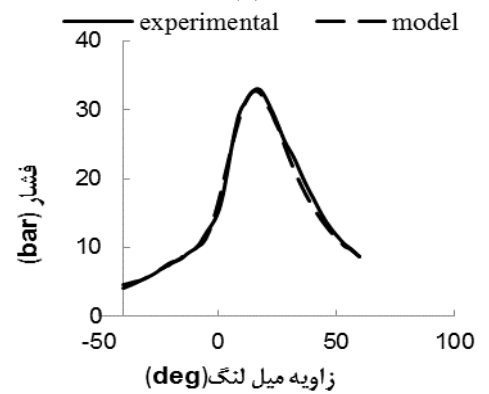
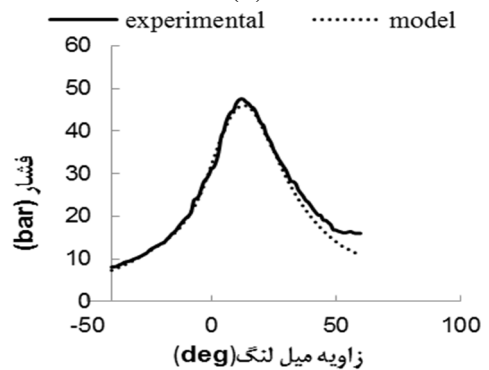
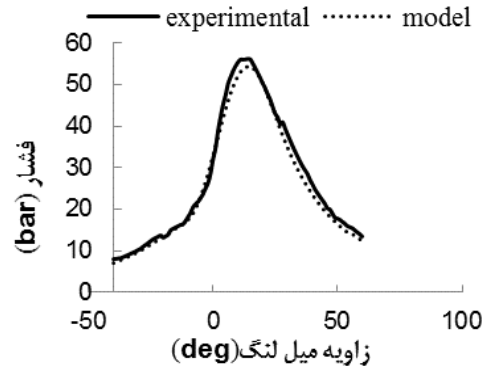
۲- مواد و روش‌ها

در این پژوهش ابتدا با استفاده از نرم افزار فرترن و براساس قانون اول ترمودینامیک احتراق موتور برای همه مخلوط‌ها شبیه‌سازی و با نتایج تجربی مقایسه شد. به عنوان مثال همانطور که در شکل (۱) نیز دیده

² Stoichiometric

¹ Control volume

می‌شود داده‌های تجربی مربوط به سوخت بنزین با شبیه سازی انجام شده تطابق خوبی دارند.



شکل ۱: مقایسه فشار محفظه احتراق حاصل از شبیه سازی و داده‌های تجربی برای سوخت بنزین (a)، در حالت ۱۰۰٪ باز بودن دریچه گاز (b)، در

- حالت ۷۵٪ باز بودن دریچه گاز (c)، در حالت ۵۰٪ باز بودن دریچه گاز (d)، در حالت ۲۵٪ باز بودن دریچه گاز لازم به ذکر است که این شبیه سازی با فرضیات زیر انجام شد:
- ۱- فشار و دما در محفظه درون استوانه در تمام نقاط استوانه به صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است.
 - ۲- فشار اولیه و دمای اولیه برای تمامی مخلوط‌های سوخت در هر حالت دریچه گاز، یکسان در نظر گرفته شده است.
 - ۳- احتراق به صورت کامل در نظر گرفته شده است.

سپس تجزیه و تحلیل قابلیت کاردهی بر روی موتور بنزینی فورد (MVH 418) با سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} با موقعیت باز بودن دریچه‌های گاز، در حالت‌های ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ بررسی شد.

در این مطالعه سامانه بسته است و دریچه ورودی در 160° درجه زاویه میل لنگ قبل از نقطه مکث بالا بسته در نظر گرفته شد. نرخ جرم سوخت سوخته شده در طول مرحله احتراق مخلوط در موتور اشتعال جرقه‌ای می‌تواند توسط معادله (۱) نرخ سوختن سوخت محاسبه شود. در این معادله θ_s ، شروع بازه جرقه زنی و θ_b ، مدت زمان جرقه زنی است [۷-۹].

$$X_b = 0.5 \left(1 - \cos \left[\pi \frac{(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right) \quad (1)$$

مشخصات فنی موتور مورد تحقیق در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱: مشخصات فنی موتور بنزینی فورد MVH 418

مقدار	مشخصات موتور
۱۳۴	طول شاتون (mm)
۸۸	پیمایش سنبه (mm)
۸۰.۶	قطر استوانه (mm)
۴	تعداد استوانه
۱۰	نسبت تراکم

۱-۲- تحلیل قابلیت کاردهی

محتوای قابلیت کاردهی یک ماده نشانگر مقدار ظرفیت کار مفید توسط آن است. این محتوای قابلیت کاردهی با فاصله گرفتن سامانه از شرایط محیط افزایش می‌یابد. در واقع قابلیت کاردهی (قابلیت کاردهی) سامانه، در یک حالت مشخص، به عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم‌کنش سامانه با محیط اطرافش، در حالی که تنها انتقال حرارت سامانه با محیط صورت گیرد، تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی تعریف می‌شود [۱۰]. تحلیل قابلیت کاردهی شامل دو مرحله اساسی است.

مرحله اول، شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سامانه بر پایه تعیین اتلافات قابلیت کاردهی است. اتلافات قابلیت

در معادله (۷)، فشار اولیه محیط، P_{cycl} فشار درون استوانه و $\frac{dv}{d\theta}$ ، تغییرات حجم بر حسب تنا است.

بیانگر نرخ قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده، بر حسب درجه میل لنگ که توسط معادله (۸) محاسبه می‌گردد [۱۶].

$$\frac{dA_f}{d\theta} = \frac{m_f}{m} \frac{dx_b}{d\theta} a_{fch} \quad (۸)$$

m_f و m ، بترتیب جرم سوخت و مجموع جرم درون استوانه $\frac{dx_b}{d\theta}$ ، نرخ سوختن در هر لحظه از چرخش میل لنگ اند.

همچنین a_{fch} ، قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت است که از معادله (۹) محاسبه می‌شود (برای سوخت $C_z H_y O_p S_q$ ، تعداد کربن y تعداد هیدروژن، p تعداد اکسیژن و q تعداد گوگرد و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است) [۱۷ و ۱۸].

$$a_{fch} = LHV \left[1.0401 + 0.01728 \frac{y}{z} + 0.0432 \frac{p}{z} + 0.2196 \frac{q}{z} \left(1 - 2.0628 \frac{y}{z} \right) \right] \quad (۹)$$

بازگشت ناپذیری در یک استوانه از معادله (۱۰) محاسبه می‌شود: [۹ و ۱۲].

$$I = T_0 * S_{gen} \quad (۱۰)$$

S_{gen} ، آنتروپی تولید شده و T_0 دمای اولیه محیط است.

بازده قابلیت کاردهی (η_{II}) به صورت قابلیت کاردهی بر مقدار سوخت سوخته شده در قابلیت کاردهی ویژه شیمیایی سوخت طبق فرمول زیر تعریف می‌شود [۱۹].

$$\eta_{II} = \frac{A_w}{m_f a_{fch}} \quad (۱۱)$$

۳- نتایج و بحث

شبهه سازی ارائه شده برای موتور اشتعال جرقه‌ای موتور فورد (MVH 418) اجرا شد و تأثیر حالت‌های مختلف باز بودن دریچه گاز با سوخت‌های بنزین- اتانول بر روی متغیرهای قابلیت کاردهی بررسی شد.

۳-۱- مقایسه متغیرهای قابلیت کاردهی

شکل‌های (۲) تا (۵) متغیرهای قابلیت کاردهی برای باز بودن ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ دریچه گاز و مخلوط سوخت‌های بنزین- اتانول را نشان می‌دهند. در شکل (۲)، قابلیت کاردهی ترمومکانیکی برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ و E_{100} ، برای باز بودن ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ دریچه گاز نشان داده شده است. با افزایش باز بودن دریچه گاز متغیر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی افزایش می‌یابد. این علت را می‌توان چنین شرح داد؛ با افزایش مقدار باز بودن دریچه گاز بیشینه‌ی فشار درون استوانه افزایش می‌یابد [۲۰].

کاردهی با نوشتن موازنه قابلیت کاردهی در قسمت‌های مختلف سامانه به دست می‌آید. مرحله دوم، تعیین بیش‌ترین اصلاحات ممکن در سامانه بر پایه مفاهیم اتلافات قابلیت کاردهی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر است [۱۱]. با ترکیب قانون اول و دوم ترمودینامیک، معادله قابلیت کاردهی برای یک سامانه بسته با توجه به معادله (۲) محاسبه می‌شود [۹ و ۱۲].

$$A = E + P_0 V - T_0 S \quad (۲)$$

که در آن E مجموع انرژی‌های پتانسیل و جنبشی P_0 و T_0 فشار و دمای محیط در حالت استاندارد اند. همچنین متغیرهای V و S حجم و آنتروپی در فشار و دمای محیط اند. در یک سامانه که در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی با محیط اطراف است، هیچ مقدار قابلیت کاردهی وجود ندارد. تعادل گرمایی زمانی حاصل می‌شود که دمای سامانه با دمای محیط برابر و همچنین تعادل مکانیکی زمانی حاصل می‌شود که هیچ اختلاف فشار بین کار متوسط و محیط اطراف وجود نداشته باشد [۱۳].

تفاوت شیمیایی بین سامانه و محیط در حالت مرده محدود شده را می‌توان با تعیین کار اضافی تا زمانی که سامانه به تعادل شیمیایی با محیط برسد، را قابلیت کاردهی شیمیایی نامید که از معادله (۳) بدست می‌آید [۹ و ۱۲].

$$A_{fch} = T_0 \sum R_i m_i \ln \frac{x_i}{x_i^0} \quad (۳)$$

x_i کسر مولی جزء i در مخلوط در حالت مرده محدود شده و x_i^0 کسر مولی جزء i در حالت مرده واقعی، m_i جرم جزء i و R_i ثابت جهانی گاز اند. بیشینه کار نظری قابل دستیابی از یک سامانه، زمانی که این سامانه به حالت تعادل دمایی و فشار با محیط برسد، قابلیت کاردهی ترمومکانیکی^۳ نامیده می‌شود، که بدین شرح محاسبه می‌گردد [۹]:

$$A^{tm} = E + P_0 V - T_0 S - \sum \mu_{0,i} m_i \quad (۴)$$

که ظرفیت شیمیایی جزء i در حالت مرده واقعی است. تعادل قابلیت کاردهی در استوانه موتور در صورتی که سامانه بسته فرض شود را می‌توان بصورت زیر بیان نمود [۹ و ۱۲].

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dA_Q}{d\theta} - \frac{dA_W}{d\theta} + \frac{dA_F}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} \quad (۵)$$

نرخ قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما بر حسب درجه میل لنگ از معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۴ و ۱۵].

$$\frac{dA_Q}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (۶)$$

که در فرمول فوق $\frac{dQ_w}{d\theta}$ نرخ گرمای انتقال یافته، T دمای لحظه‌ای استوانه، T_0 دمای محیط است.

نرخ قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار بدین روش محاسبه می‌شود [۱۵].

$$\frac{dA_W}{d\theta} = (P_{cycl} - P_0) \frac{dv}{d\theta} \quad (۷)$$

³ Thermomechanical exergy

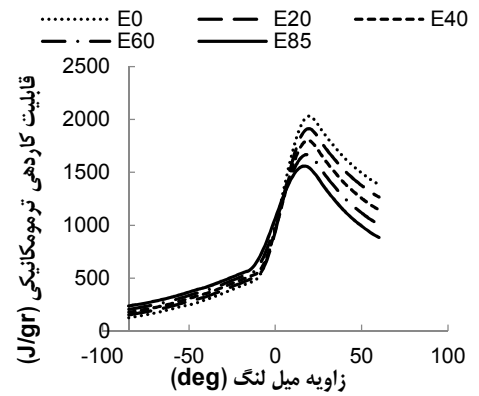
به عبارت دیگر، قابلیت کاردهی ترمومکانیکی (a_{th}) مجموع قابلیت کاردهی گرمایی و قابلیت کاردهی مکانیکی است. با این وجود، در مرحله تراکم گازهای درون استوانه گرم‌تر شده و با زیاد شدن انرژی درونی همراه اند. پس قابلیت کاردهی ترمومکانیکی در طول مرحله احتراق افزایش می‌یابد.

با پایان یافتن مرحله احتراق و شروع مرحله انبساط مقادیر گرما و فشار کاهش می‌یابند و این امر باعث کاهش انرژی درونی می‌شود. قابلیت کاردهی ترمومکانیکی در حالت ۱۰۰٪ باز بودن دریچه گاز برای سوخت E_0 حدود ۱۷،۵٪، ۲۲،۲٪، ۳۳،۵٪ بترتیب نسبت به حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ افزایش می‌یابد. این متغیر برای سوخت E_{20} بترتیب ۱۷٪، ۲۴،۲٪، ۳۳٪، برای سوخت E_{40} ، ۱۶،۶٪، ۲۳،۳٪، ۳۳،۳٪، برای سوخت E_{60} ، ۱۷،۷٪، ۲۲،۷٪، ۳۲،۹٪ و در نهایت برای سوخت E_{85} ، ۱۵،۴٪، ۱۹،۳٪ و ۳۱،۸٪ بترتیب نسبت به حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ باز بودن دریچه گاز بیشتر اند. عامری و همکاران (۲۰۱۲)، بررسی انرژی و قابلیت کاردهی را برای سوخت‌های بنزینی و گازی انجام دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش مقدار هوای ورودی، قابلیت کاردهی افزایش می‌یابد [۲۱]

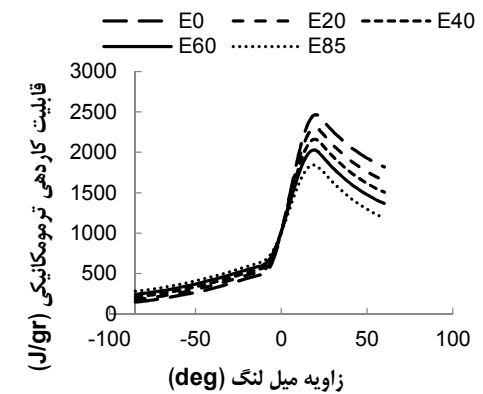
همانطور که در شکل (۳) دیده می‌شود، قابلیت انجام کار از طریق انتقال کار (a_w) برای تمام سوخت‌ها، با افزایش درصد باز بودن دریچه گاز افزایش می‌یابد. متغیر قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار برای سوخت E_0 ، بترتیب، ۱۶،۸٪، ۳۵،۹٪، ۷۰٪ سوخت E_{20} ، ۱۷،۷٪، ۳۷٪، ۶۹٪ سوخت E_{40} ، ۱۵،۳٪، ۳۷،۴٪، ۶۹،۶٪ سوخت E_{60} ، ۱۴٪، ۳۵،۸٪ و ۶۸،۹٪ و برای سوخت E_{85} ، ۱۳،۳٪، ۳۳،۵٪، ۶۶،۸٪ نسبت به حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ بیشتر اند. این علت را می‌توان چنین شرح داد؛ با بیشتر باز شدن دریچه گاز سرعت تلاطم محتویات درون استوانه افزایش یافته و در نتیجه باعث افزایش سرعت احتراق در نزدیکی نقطه مکث بالا شده و در نهایت، مقدار انرژی بیشتری آزاد می‌شود. بنابراین فشار درون استوانه افزایش می‌یابد [۲۰]. قابلیت انجام کار از طریق انتقال کار (a_w) در مرحله تراکم تا قبل از نقطه مکث بالا منفی است. که علت آن، کار انجام شده توسط سنبه روی سامانه است. رفته رفته در ۱۱- درجه قبل از نقطه مکث بالا، احتراق آغاز شده و تا نقطه مکث بالا قابلیت انجام کار از طریق انتقال کار (a_w) روند افزایشی پیدا کرده ولی هنوز هم منفی است.

در ادامه مرحله احتراق روند افزایشی ادامه پیدا کرده و در انتهای مرحله احتراق به بیشینه مقدار خود می‌رسد. در ادامه مرحله انبساط به علت کاهش حجم و تغییرات فشار این مقدار کمتر شده است. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش درصد حجمی اتانول، قابلیت انجام کار از طریق انتقال کار (a_w) افزایش می‌یابد.

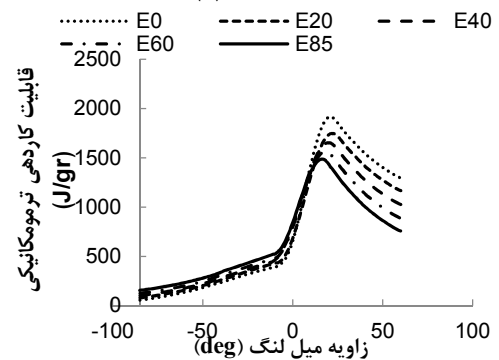
دلیل این امر در این است که زیست اتانول دارای مقداری اکسیژن در ساختار خود است که به احتراق بهتر این سوخت کمک می‌کند [۲۲].



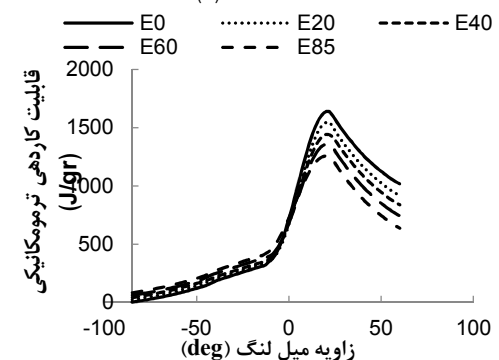
(a)



(b)



(c)



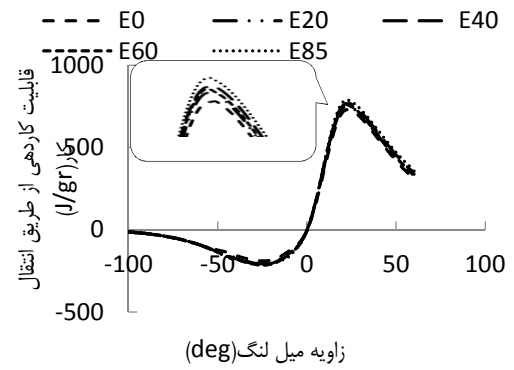
(d)

شکل ۲: متغیرهای قابلیت کاردهی ترمومکانیکی برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} (a)، مقدار باز بودن ۱۰۰٪ دریچه گاز (b)، مقدار باز بودن ۷۵٪ دریچه گاز (c)، مقدار باز بودن ۵۰٪ دریچه گاز (d)، مقدار باز بودن ۲۵٪ دریچه گاز

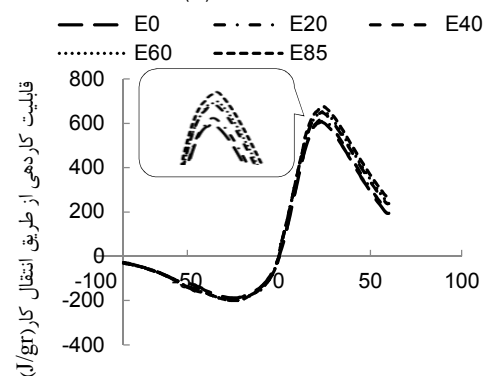
لذا قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار سوخت E_{85} نسبت به سایر سوخت‌ها تا حدودی بیشتر است. همانطور که در شکل (۴) ملاحظه می‌شود، با افزایش مقدار باز بودن دریچه گاز قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ افزایش می‌یابد. این امر به این علت است که، با افزایش مقدار باز بودن دریچه گاز مقدار سوخت ورودی به درون استوانه بیشتر می‌شود [۲۰].

قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده قبل از مرحله احتراق صفر است، زیرا درون استوانه واکنشی انجام نشده و سوختی مصرف نشده است. سپس با شروع احتراق این متغیر افزایش یافته و سپس با کاهش جرم سوخت سوزانده شده قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده ثابت می‌ماند. قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده برای سوخت E_0 ، در حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ نسبت به ۱۰۰٪ باز بودن دریچه گاز به ترتیب ۱۹٫۴٪، ۲۷٪، ۳۹٪ برای سوخت E_{20} ، ۱۹٫۶٪، ۲۷٫۳٪، ۳۹٫۲٪ برای سوخت E_{40} ، ۱۹٫۷٪، ۲۷٫۵٪، ۳۹٫۳٪، برای سوخت E_{60} ، ۱۷٫۶٪، ۲۷٫۳٪، ۳۹٫۲٪ و در نهایت برای سوخت E_{85} مقادیر این متغیر ۱۹٫۶٪، ۲۷٫۴٪ و ۳۹٫۳٪ کمتر اند. قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما در شکل (۵) برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ در موقعیت‌های مختلف دریچه گاز نشان داده شده است. این متغیر با افزایش مقدار باز بودن دریچه گاز برای سوخت‌های مورد مطالعه افزایش می‌یابد. مقدار این متغیر برای سوخت E_0 ، ۱۷٫۷٪، ۳۲٫۹٪، ۵۹٫۹٪، سوخت E_{20} ، ۲۰٫۵٪، ۳۹٫۸٪، ۶۱٫۵٪، سوخت E_{40} ، ۲۱٫۵٪، ۴۱٫۴٪، ۶۲٫۷٪، سوخت E_{60} ، ۲۳٫۷٪، ۴۰٫۳٪، ۶۲٫۳٪ و سوخت E_{85} ۲۰٫۷٪، ۳۷٫۲٪ و ۶۱٫۷٪ به ترتیب در حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ نسبت به موقعیت ۱۰۰٪ باز بودن دریچه گاز کاهش می‌یابند. در واقع با افزایش باز بودن دریچه گاز، دمای محتویات درون استوانه تحت تأثیر قرار می‌گیرد. به عبارت دیگر با افزایش مقدار باز بودن دریچه گاز سرعت احتراق افزایش یافته و در نتیجه دما و فشار ناشی از احتراق نیز افزایش می‌یابند [۷ و ۲۳-۲۴]. همچنین ملاحظه می‌شود، قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما (a_Q) در سوخت E_0 بیشتر از سایر سوخت‌ها است. علت بزرگتر بودن ارزش حرارتی سوخت E_0 نسبت به سایر سوخت‌ها است. قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما (a_Q) در سوخت E_{85} کمترین مقادیر را نسبت به سایرین دارد.

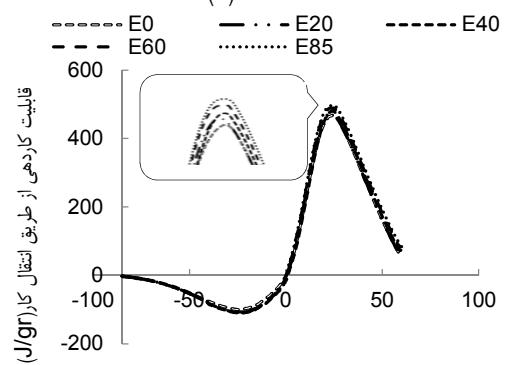
شکل (۶) بازده قانون دوم برای سوخت‌ها در حالت‌های ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ باز بودن دریچه گاز را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل بازده قانون دوم برای سوخت E_0 ، ۱۸٫۷٪، ۲۹٪، ۶۰٫۶٪ برای سوخت E_{20} ، ۲۱٫۵٪، ۳۲٫۷٪ و ۶۱٫۵٪ همچنین سوخت E_{40} ، ۲۳٪، ۳۵٫۴٪، ۶۲٫۵٪ و سوخت E_{60} ، ۲۲٫۸٪، ۳۵٫۵٪، ۶۳٫۶٪ و در نهایت بازده قانون دوم برای سوخت E_{85} ، ۲۷٪، ۴۰٪ و ۶۵٪ در حالت‌های ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ نسبت به حالت ۱۰۰٪ دریچه گاز کمتر اند.



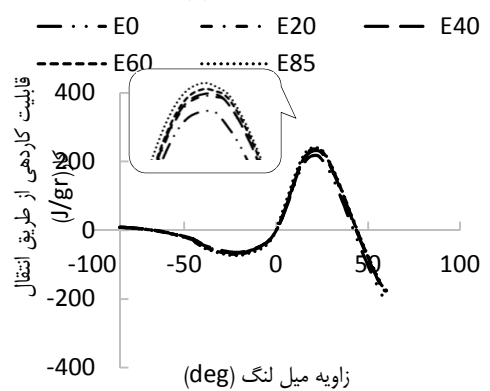
(a) زاویه میل لنگ (deg)



(b) زاویه میل لنگ (deg)

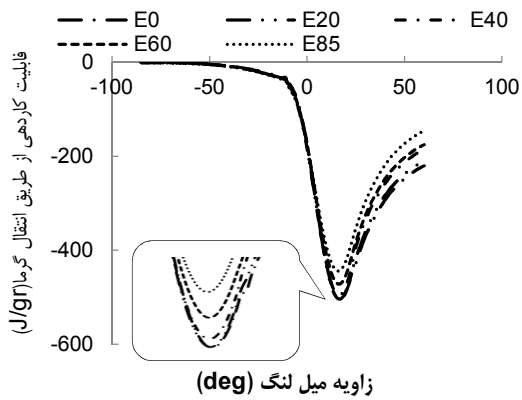


(c) زاویه میل لنگ (deg)

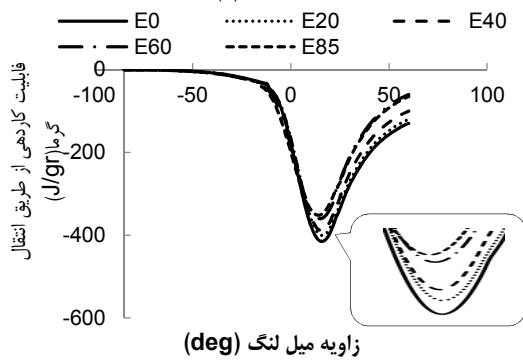


(d) زاویه میل لنگ (deg)

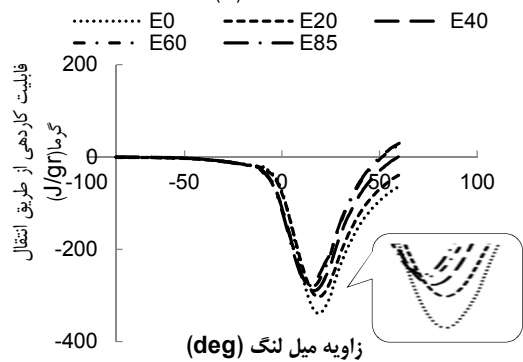
شکل ۳: قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ و (a) مقدار باز بودن ۱۰۰٪ دریچه گاز، (b) مقدار باز بودن ۷۵٪ دریچه گاز، و (c) مقدار باز بودن ۵۰٪ دریچه گاز (d)، مقدار باز بودن ۲۵٪ دریچه گاز



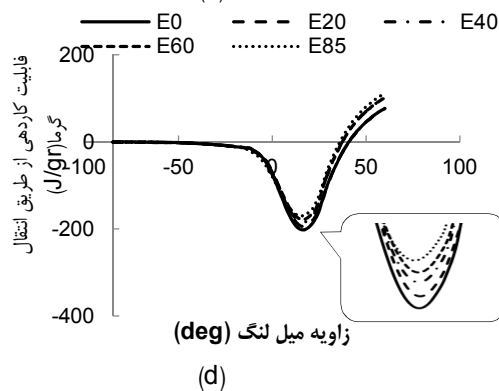
(a)



(b)

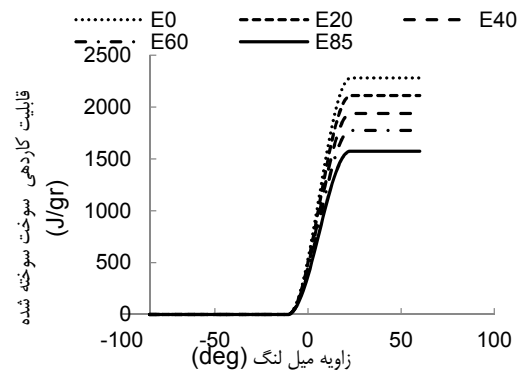


(c)

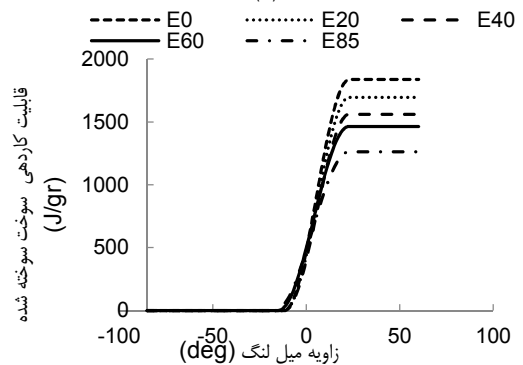


(d)

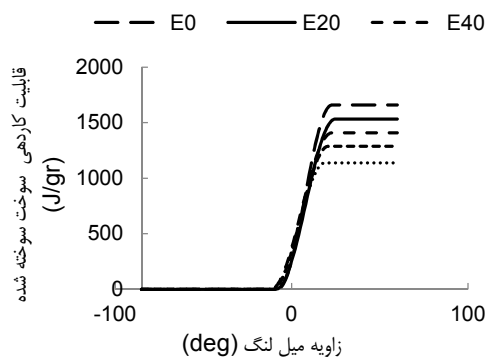
شکل ۵: متغیرهای قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما برای سوخت های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ (a)، مقدار باز بودن ۱۰۰٪ درجه گاز (b)، مقدار باز بودن ۷۵٪ درجه گاز (c)، مقدار باز بودن ۵۰٪ درجه گاز (d)، مقدار باز بودن ۲۵٪ درجه گاز



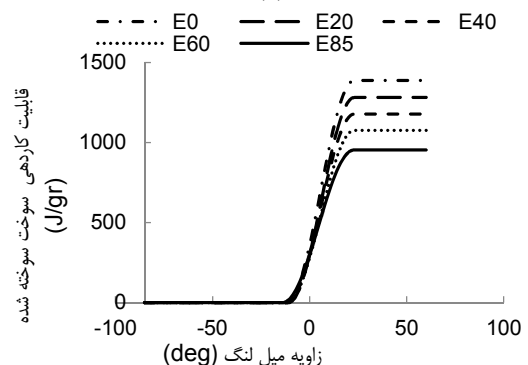
(a)



(b)



(c)



(d)

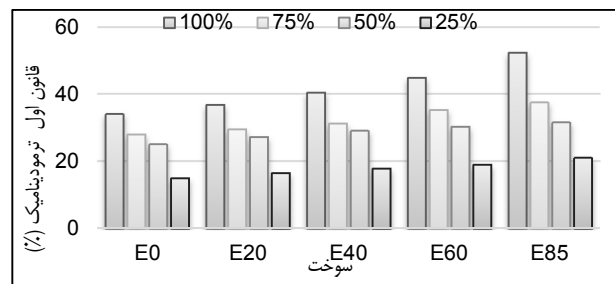
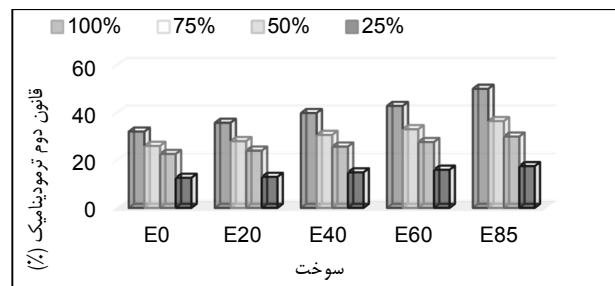
شکل ۴: متغیرهای قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده برای سوخت های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ (a)، مقدار باز بودن ۱۰۰٪ درجه گاز (b)، مقدار باز بودن ۷۵٪ درجه گاز (c)، مقدار باز بودن ۵۰٪ درجه گاز (d)، مقدار باز بودن ۲۵٪ درجه گاز

مراجع

- [1] M. Kiani Deh Kiani, B. Ghobadian, F. Ommi, G.H. Najafi, Modeling of an SI engine performance parameters and emissions using bio-ethanol-gasoline blends by genetic programming, The Journal of Engine Research, 27:47-57, 2013
- [2] - M.J. Moran, and H.N. Shapiro, Fundamental of engineering thermodynamic (5end Ed). Wiley, United stated, 2008.
- [3] A. Goudarzi, and M.M. Doustdar, Exergic Comparison of SI Engines Performance for Gasoline, Methane and Hydrogen Fuel. Fuel. 1: 89-105, 2014.
- [4] J. Fu, J. Liu, R. Feng, Y. Yang, L. Wang, and Y. Wang, Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. Applied Energy, 102: 622-630, 2013.
- [5] M. Eslami, R. Sajad, M. Kiani Deh Kiani, B. Ghobadian, Effect of fuel and compression ratio on exergetic efficiency of a gasoline engine, Journal of Researches in Mechanics of Agricultural Machinery, 2:51-59, 2014.
- [6] S.K. Kamboj, and M.N. Karimi, The effect of compression ratios and fuels on the energetic, exergetic and ecological efficiency of an air standard Otto cycle. International Journal of Energy Science (IJES), 3:320-332, 2012.
- [7] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw- Hill, New York, 1988.
- [8] C. Ferguson, and A. Kirkpatric, Internal Combustion Engine: Applied Therosciences (3rded). Wiely, New York, 2001.
- [9] I. Sezer, A. and Bilgin, Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines. Fuel, 112: 523-530, 2013.
- [10] R.E. Sonntag, C. Borgnake, and G.J. Van Wylen, Fundamentals of thermodynamics, 6th Edition, New York, Wiley, 2003.
- [11] K. Wark, Advance Thermodynamics for Engineers, 2nd ed., McGraw-Hill, NewYork, 1990.
- [12] C.D. Rakopoulos, and E.G. Giakoumis, Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation. Progress in Energy and Combustion Science, 32: 2-47, 2006.
- [13] z. Ahmed, D.K. Mahanta, Exergy analysis of compression ignition engine. Mechanical Engineering and Technology, 3: 633-642, 2012.
- [14] J.A. Caton, Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics. Fuel, 89: 3157-3166, 2010.
- [15] S. Jafarmadar, M. Mansoury, Exergy analysis of air injection at various loads in a natural aspirated 4 direct injection diesel engine using multidimensional model. Applied Fuel, 154: 123-131, 2015.
- [16] k. Rezapoor, Availability analysis of a bi- fuel SI engine model for improvement ITS performance. International Journal on "Technical and Physical Problems of Engineering, 4: 115-121, 2012.
- [17] R. Fatehi, S.H. Khalilarya, and R. Ebrahimi, Energy

در واقع با کامل باز بودن درجه گاز، بازده حجمی افزایش یافته و مقدار فشار درون استوانه بیشتر می‌شود [۲۵]. نتایج دیگر از این شکل نشان می‌دهند، با افزایش درصد اتانول مقدار بازده قابلیت کاردهی افزایش می‌یابد و علت آن بیشتر بودن محتوای اکسیژن و در نتیجه بهبود فرآیند احتراق در E_{85} نسبت به سوخت‌های دیگر است [۲۶].

بنابراین، با افزایش موقعیت درجه گاز بازده قابلیت کاردهی تمامی سوخت‌ها از جمله E_{85} افزایش می‌یابد. مقدار افزایش بازده قانون دوم برای این سوخت (E_{85}) بترتیب ۵۰٪، ۳۶٫۴٪، ۲۹٫۹٪ و ۱۷٫۵٪ در حالت‌های ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ باز بودن درجه گاز تغییر کرده است.



شکل ۶: مقایسه بازده قانون اول و دوم در حالت‌های مختلف باز بودن درجه گاز برای مخلوط‌های مختلف سوخت بنزین- اتانول

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق اثر درجه گاز بر روی بازده قانون دوم ترمودینامیک بررسی شد. نتایج حاصل از تحلیل متغیرهای قابلیت کاردهی، حاکی از این امر است که مقادیر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی، قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما، قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده و قابلیت کاردهی ناشی از انتقال کار برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} در حالت ۱۰۰٪ باز بودن درجه گاز نسبت به موقعیت‌های دیگر درجه گاز بیشتر است. همچنین بازده قانون دوم ترمودینامیک برای مخلوط سوخت‌های بنزین - اتانول با افزایش مقدار درصد اتانول و افزایش مقدار درجه گاز بیشتر می‌شود. مقدار بازده قانون دوم برای سوخت (E_{85}) بترتیب ۵۰٪، ۳۶٫۴٪، ۲۹٫۹٪ و ۱۷٫۵٪ در حالت‌های ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ باز بودن درجه گاز است.

Meeting, Anaheim CA. Proceedings of the AES, 61-68, 1986.

[23] J.C. Guibet, Carburants ET moteur. Tome2, Edition technip, Paris, France, 1987.

[24] P. Sementa, B. Maria Vaglieco, and F. Catapano, Thermodynamic and optical characterizations of a high performance GDI engine operating in homogeneous and stratified charge mixture conditions fueled with gasoline and bio-ethanol. Fuel, 96: 204-219, 2012.

[25] S. Babazadeh Shayan, S.M. Seyedpour F. Omni S.H. Moosavy M. Alizadeh, Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a SI engine. International Journal of Energy & Technology, 3:26, 1-6, 2011.

[26] M.B. Celik, Experimental determination of suitable ethanol-gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine. Applied Thermal Engineering, 28: 396-404, 2008.

and Exergy analyses of homogeneous charge compression ignition engine. Thermal Science, 17:107-117, 2013.

[18] A. Began, Advanced engineering thermodynamics, New York, Wiley, 1988.

[19] A. Ghareghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, and F. Talal, a comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline. Fuel, 158: 488-493, 2015.

[20] S.H. Yoon, and C.S. Lee, Effect of undiluted bioethanol on combustion and emissions reduction in a SI engine at various charge air conditions. Fuel, 197:887-890, 2012.

[21] M. Ameri, F. Kiaahmadi, and M. Khanaki, Comparative analysis of the performance of a dual - fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. Journal of Power Technologies, 92: 214 - 226, 2012.

[22] R.J. Primus P.F. Flynn, the assessment of losses in diesel engines using second law analysis. ASME WA-



The Effect of throttle valve positions on thermomechanical exergy, burned fuel exergy, exergy with heat transfer and exergy with work transfer of an SI Engine

M. Eslami¹, S. Rostami^{*2}, M. Kiani Deh Kiani³, B. Ghobadian⁴

¹ Mechanical Engineering of Biosystem Department, Shahrekord University, Shahrekord, Iran, eslamim910@gmail.com

² Mechanical Engineering of Biosystem Department, Shahrekord University, Shahrekord, Iran, Rostami.sajad@yahoo.com

³ Mechanical Engineering of Biosystem Department, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran, m.kiani@scu.ac.ir

⁴ Mechanical Engineering of Biosystem Department, Tarbiat Modaress University, Tehran, Iran, bghobadian2004@yahoo.com

**Corresponding Author*

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 12 March 2016

Accepted: 8 August 2016

Keywords:

Exergy

Throttle valve position

Ethanol

Gasoline

SI engine

ABSTRACT

The aim of the present study was to examine the effect of throttle valve opening positions on the analysis of MVH 418 engine exergy using ethanol-gasoline mixtures (E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} and E_{85}). In so doing, the definitions dealing with exergy and pertinent exergy equations as well as their applications for closed systems were provided. The results of this study showed that the largest share of the irreversibility in the engine was combustion process. In addition, the results showed that by increasing the throttle valve thermomechanical exergy, burned fuel exergy, exergy with heat transfer and exergy with work transfer, for E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} and E_{85} fuels increases. Furthermore, it was found that the efficiency of exergy in 25%, 50%, and 75% throttle valve opening positions were reduced for E_0 18.7%, 29%, 60.6%, for E_{20} 21.5%, 32.7%, 61.5%, for E_{40} 23%, 35.4%, 62.5%, for E_{60} 22.8%, 35.5%, 63.6%, and for E_{85} fuel 27%, 40%, 65% respectively compared to 100% position.

