

تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی با استفاده از مخلوط سوخت‌های بنزین - اتانول

سجاد رستمی^{۱*}، مریم اسلامی^۲ و مصطفی کیانی ده کیانی^۳

- ۱- استادیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
- ۲- دانش آموخته کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
- ۳- استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

تاریخچه مقاله	چکیده
دریافت: ۱۳۹۴/۱۰/۰۲ پذیرش نهایی: ۱۳۹۵/۰۲/۲۷	در سال‌های اخیر به منظور کمی ساختن کیفیت، انرژی مفهومی تحت عنوان «اکسرژی» تعریف گردیده و به طور گسترده در طراحی، شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد سیستم‌های مختلف حرارتی و شیمیایی-حرارتی به کار برده شده است؛ لذا برای ارزیابی کیفیت موتورهای بنزینی در این تحقیق، قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی با استفاده از مخلوط سوخت‌های بنزین و اتانول مورد بررسی قرار گرفت. همچنین تأثیر دورهای ۲۵۰۰ rpm و ۴۵۰۰ rpm بر تحلیل قانون دوم ترمودینامیک با سوخت‌های مختلف، بررسی شد. ترم‌های مورد بررسی در این تحقیق شامل قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما، بازگشت ناپذیری، قابلیت کاردهی کل، قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده می‌باشند. نتایج این تحقیق نشان داد که، پارامترهای قابلیت کاردهی برای بنزین و ترکیب‌های مختلف اتانول تا مرحله احتراق زیاد می‌شوند؛ سپس با شروع مرحله انبساط کاهش می‌یابند. برای سوخت E_{85} ، ۳۲/۲۳ درصد از اکسرژی ورودی به اکسرژی کار اندیکاتوری تبدیل می‌شود. این مقدار برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} و E_{60} به ترتیب ۲۶/۳۷، ۲۸/۵، ۳۰/۳ و ۳۱/۸ درصد می‌باشد. با افزایش مقدار اتانول بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشتر می‌شود. بازده قانون دوم در دور ۴۵۰۰ rpm برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} به ترتیب ۳۵/۷٪، ۳۹/۸٪، ۴۲/۸٪ و ۵۰٪ می‌باشد. همچنین با کاهش دور به ۲۵۰۰ rpm بازده برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} کاهش و به ترتیب ۲۶/۷٪، ۳۰/۴٪، ۳۱٪، ۳۴٪ و ۳۶٪ شده است.
کلمات کلیدی: اکسرژی، اتانول، بنزین، سرعت، قابلیت کاردهی، موتور SI	
*عهده دار مکاتبات Email: Rostami.sajad@yahoo.com	

مقدمه

موتورهای درون‌سوز، نقش مهمی در زندگی بشر ایفا می‌کنند که با توجه به محدودیت‌های زیست محیطی و صرفه اقتصادی طراحی می‌شوند. در سال ۱۹۲۳ برای اولین بار در آمریکا، ترا اتیل سرب به عنوان یک ماده افزودنی مورد استفاده قرار گرفت. این ترکیب به دلیل اثر مسموم کنندگی و سرطان‌زایی به مرور زمان در حال حذف شدن از بنزین می‌باشد. همین امر باعث گردید که تحقیقات پیرامون مواد افزودنی دیگر با اثرات آلاینده‌گی کمتر و افزایش دهنده توان موتور اهمیت زیادی پیدا کند. در حال حاضر دانشمندان به استفاده از سوخت‌های با پایه گیاهی به عنوان مواد افزودنی در سوخت‌های فسیلی روی آورده‌اند (۱۵). یکی از این سوخت‌ها با پایه گیاهی، بیواتانول می‌باشد که در موتورهای بنزینی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در حال حاضر اتانول به عنوان منبعی قابل اعتماد، می‌تواند جایگزین سوخت‌های رایج باشد. اتانول با توجه به منابع هر کشوری قابل تولید است. در برزیل بیواتانول را از نیشکر، در آمریکا از ذرت و ... به دست می‌آورند (۳).

آنالیز انرژی در سیستم‌های مختلف از جمله موتورهای احتراق داخلی با به کاربردن قانون اول ترمودینامیک انجام می‌شود. قانون دوم ترمودینامیک با کیفیت انرژی و بخصوص با افت کیفیت انرژی در هر فرآیند، با تولید آنتروپی، و فرصت‌های از دست رفته برای انجام کار سروکار دارد، و امکان بهبود کیفیت را فراهم می‌آورد (۶). در تجزیه و تحلیل موتورهای احتراق داخلی باید از آنالیز قانون دوم که به اکسرژی معروف است، در کنار آنالیز قانون اول (آنالیز انرژی) استفاده کرد. قانون دوم ترمودینامیک، وسیله با ارزشی برای بهینه سازی سیستم‌های پیچیده ترمودینامیکی است. آنالیز اکسرژی در جهت کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها و بهبود عملکرد سیستم به طراح کمک می‌کند (۹). تحقیقی در مورد عملکرد موتورهای درون‌سوز با سوخت‌های گازی-بنزینی انجام شد. نتایج نشان داد، انرژی و اکسرژی که از

اتلاف گرما برای سوخت‌های بنزینی وگازی افزایش می‌یابند، با زیاد شدن دور موتور راندمان اکسرژی کمی بیشتر از راندمان انرژی متناظر با آن افزایش پیدا می‌کند (۲). در تحقیق دیگری، اثر تغییر در نسبت تراکم سوخت، گرمای ویژه متغیر بر راندمان انرژی، اکسرژی متانول، اتانول، ایزواکتان و گاز نفتی مایع^۱ (LPG) در مدل چرخه موتور SI مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که، بازگشت‌ناپذیری در خلال احتراق، انتقال حرارت داخلی و گازهای آگزوز 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 (آگزوز) کاهش پیدا می‌کند (۱۹). در تحقیقی، ویژگی‌های اکسرژی یک موتور اشتعال جرقه‌ای سوخت دوزیستی (گاز طبیعی و بنزین) مورد بررسی قرار گرفت. موتور بر اساس مدل شبه بعدی دو منطقه‌ای شبیه‌سازی شد. در این مدل، معادلات دیفرانسیل مربوط به مراحل تراکم، احتراق و انبساط حل شدند. با یک روش تقریبی فرآیندهای ورودی و خروجی، مدل‌سازی انجام شد. این برنامه با استفاده از مدل احتراق آشفته، قادر به شبیه‌سازی نرخ سوختن است و در مقایسه با مدل‌های^۲ CFD سریعتر می‌باشد (۲۲). فو و همکاران (۱۳)، در مطالعه‌ای به تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی در موتور بنزینی پرداختند و پتانسیل بازیابی و بهبود اتلاف حرارت و بازده اکسرژی موتور بنزینی را از طریق آنالیز اکسرژی مورد ارزیابی قرار دادند. آنها نتیجه گرفتند که در سرعت بالا و بار کامل، انرژی گاز خروجی بزرگتر از انرژی آب خنک کننده است. همچنین، بازده اکسرژی گاز خروجی در سرعت بالا و بار کامل، بیشتر می‌باشد. ضمن اینکه بازده سوخت موتور بنزینی می‌تواند از طریق بازیابی و بهبود اتلاف گرما تا ۲۱ درصد ارتقاء یابد.

مواد و روش‌ها

1- Liquefied Petroleum Gas

2- Computational Fluid Dynamic

بیرون برحسب J می‌باشد. h_g ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $A_w(\theta)$ سطح مؤثر دیواره‌ی سیلندر برحسب مترمربع، $T_g(\theta)$ دمای گاز در محفظه‌ی احتراق، T_w دمای دیواره سیلندر برحسب کلونین و N دور موتور می‌باشد.

کار انجام شده

برای محاسبه مقدار کار داخلی (اندیکاتور) در هر گام می‌توان از معادله (۳) استفاده کرد (۲۶).

$$\delta w = \frac{1}{2}(P_2 + P_1)(V_2 - V_1) \quad (۳)$$

که در این رابطه P_1 و V_1 به ترتیب فشار و حجم در شروع گام، P_2 و V_2 فشار و حجم در انتهای گام هستند.

تابع کسینوسی

در فرآیند احتراق برای محاسبه میزان سوختن مخلوط درون سیلندر در موتور اشتعال جرقه‌ای، روش معروف به تابع کسینوسی (Current Study) مورد استفاده قرار گرفت (۲۳).

$$X_b = 0.5 \left(1 - \cos \left[\pi \frac{(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right) \quad (۴)$$

در این رابطه θ_s شروع بازه جرقه زنی و θ_b مدت زمان جرقه زنی است (۱).

آنالیز اکسرژی

روش آنالیز قانون اول ترمودینامیک به تنهایی قادر به تحلیل کامل پارامترهای مؤثر نیست و برای بررسی میزان بازدهی موتور که نیازمند مقداردهی به بازگشت‌ناپذیری‌های مربوط به فرآیندهای مختلف است؛ آنالیز قانون دوم ترمودینامیک باید مورد استفاده قرار بگیرد. در آنالیز قانون دوم پارامتر کلیدی قابلیت‌کاردی است. قابلیت‌کاردی، اکسرژی نیز نامیده می‌شود. قابلیت‌کاردی، ماکزیمم کار نظری است که سیستم می‌تواند انجام دهد (۱۷). وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سیستم و محیط به اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود.

با توجه به این که با استفاده از قانون اول ترمودینامیک نتایج حاصل از مدل با نتایج تجربی کیانی ده کیانی و همکاران، تطابق دارد، در این تحقیق آنالیز اکسرژی بر روی سوخت‌های بنزین و اتانول (E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85}) در سرعت 2500 rpm و 4500 rpm ، روی موتور بنزینی مورد بررسی قرار گرفت.

شکل (۱) پیش بینی فشار محفظه درون سیلندر برای سوخت E_0 در دور 4500 rpm را نشان می‌دهد. همان گونه که از شکل (۱) برآورد می‌شود، انطباق خوبی بین نتایج محاسباتی و تجربی وجود دارد. به طور مشابه نتایج تجربی با نتایج حاصل از مدل برای سوخت‌های E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} انطباق خوبی با هم دارند. شکل (۲) مقادیر پیش بینی شده دمای محفظه احتراق را در هر درجه از زاویه میل لنگ در دور 4500 rpm برای ترکیبات مختلف بنزین و اتانول نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، دمای سوخت E_0 بیشتر از سایر سوخت‌های با درصد متفاوت اتانول می‌باشد. که علت آن بیشتر بودن ارزش حرارتی سوخت E_0 نسبت به سایر سوخت‌ها است. مشخصات فنی این موتور در جدول (۱) آورده شده است.

در ابتدا به معادلات حاکم که در فرآیندهای داخلی موتور به کار می‌روند، اشاره می‌شود. رابطه اساسی به کار گرفته شده در مراحل مدل‌سازی رابطه بقای انرژی است (۱۸ و ۷).

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (۱)$$

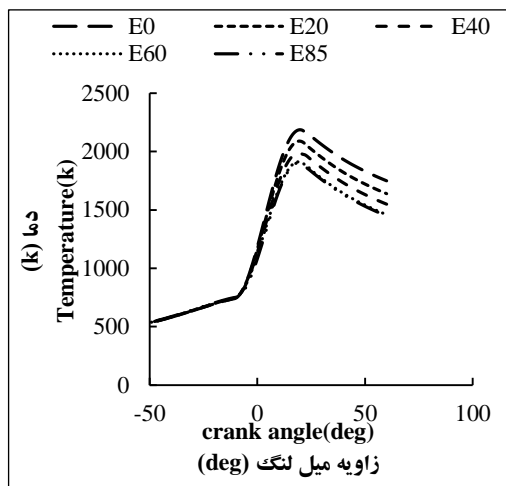
انتقال حرارت

نرخ انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و محیط بیرون بر اساس معادله‌ی انتقال حرارت جابجایی نیوتن محاسبه می‌شود (۲۱ و ۱۲).

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{h_g(\theta)A_w(\theta)[T_g(\theta) - T_w]}{N} \quad (۲)$$

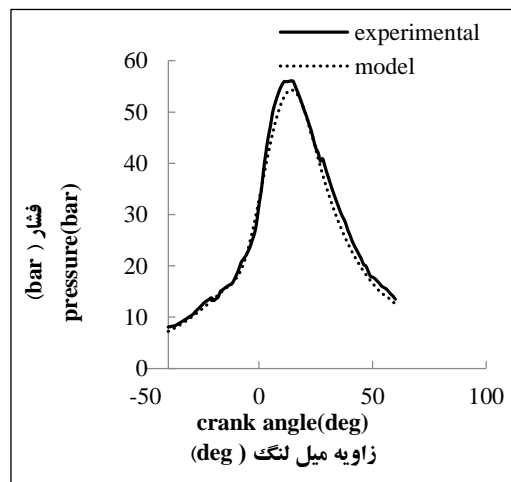
dQ_w ، نرخ انتقال حرارت بین دیواره‌ی سیلندر و محیط

رستمی و همکاران: تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی ...



شکل (۲) دمای درون سیلندر برای سوخت‌های بنزین-اتانول

Figure (2) In-cylinder temperature for gasoline-ethanol blends



شکل (۱) مقایسه فشار درون سیلندر حاصل از مدل و

داده‌های تجربی برای سوخت بنزین

Figure (1) The comparison between experimental and model data of in-cylinder pressure for gasoline fuel

جدول (۱) مشخصات فنی موتور بنزینی مورد استفاده

Table (1) Technical specifications of used SI engine

واحد unit	مقدار value	مشخصات موتور مورد Engine characteristics (MVH 418)
mm	134	طول شاتون Connecting rod length
mm	88	کورس پیستون Stroke
mm	80.6	قطر سیلندر Cylinder bore
-	4	تعداد سیلندر Number of cylinders
-	10	نسبت تراکم Compression ratio

حالت مرده محدوده به حالت مرده (واقعی) تعریف می‌گردد. این پارامتر به صورت مجزا از اکسرژی ترمومکانیکی مطالعه می‌شود (۲۰).

بالانس قابلیت کاردهی موتور

بالانس اکسرژی را در سیلندر موتور می‌توان به صورت رابطه (۵) بیان نمود (۲۰).

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dA_Q}{d\theta} - \frac{dA_W}{d\theta} + \frac{dA_F}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} + \sum m_{in} b_{in} - \sum m_{out} b_{out} \quad (5)$$

اگر تنها تعادل ترمومکانیکی بین سیستم و محیط اطرافش برقرار باشد، گفته می‌شود که سیستم در حالت مرده محدود قرار دارد. عبارات اکسرژی گرمایی و اکسرژی مکانیکی مجموعاً اکسرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اکسرژی شیمیایی به صورت قابلیت کاردهی سیستم در اثر وقوع واکنش شیمیایی برگشت پذیر بین اجزای سیستم و اجزای محیط و یا ناشی از عبور بازگشت پذیر اجزای سیستم به شرایط محیط و اختلاط با محیط تا رسیدن از

تعداد گوگرد می‌باشد. اکسرژی شیمیایی این سوخت از رابطه (۱۲) بدست می‌آید (۲۰ و ۶).

$$a_{fch} = LHV \left[1.0401 + 0.01728 \frac{y}{z} + 0.0432 \frac{p}{z} + 0.2169 \frac{q}{z} \left(1 - 2.0628 \frac{y}{z} \right) \right] \quad (۱۲)$$

اکسرژی شیمیایی

اگر سیستم در حالت مرده محدود شده مجاز به حرکت در محیط باشد، اما هیچ‌گونه واکنش شیمیایی با محیط را نداشته باشد. آنگاه برای یک ترکیب گاز ایده‌آل قابلیت کاردهی شیمیایی بصورت رابطه (۱۳) تعریف می‌شود (۲۲ و ۲۰).

$$A_{fch} \sum (\mu_{i,0} - \mu_i^0) m_i T_0 \sum R_i m_i \ln \frac{x_i}{x_i^0} \quad (۱۳)$$

$\mu_{i,0}$ پتانسیل شیمیایی جزء i در حالت مرده واقعی و x_i کسر مولی جزء i در مخلوط در حالت مرده محدود شده و x_i^0 کسر مولی جزء i در حالت مرده، T_0 بیانگر دمای محیط و R_i ثابت جهانی گاز می‌باشند.

اکسرژی ترمومکانیکی

ماکزیمم کار تئوری قابل از یک سیستم زمانی که این سیستم به حالت تعادل دمایی و فشار با محیط برسد، اکسرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود، که مطابق رابطه (۱۴) محاسبه می‌گردد (۲۴).

$$\bar{A}_{tm,i} = \bar{h}_i - \bar{h}_{i,0} - T_0 (\bar{s}_i - \bar{s}_{i,0}) \quad (۱۴)$$

\bar{h}_i آنتالپی تشکیل جزء i آنتالپی تشکیل جزء i در شرایط محیط، \bar{s}_i آنتروپی جزء i آنتروپی جزء i در حالت استاندارد، T_0 بیانگر دمای محیط است. برای محاسبه آنتروپی در حالت استاندارد هر یک از اجزاء موجود در مخلوط می‌توان از معادله (۱۵) استفاده کرد. ضرایب u_i موجود در معادله (۱۵) برای هر جزء از جداول ترمودینامیکی JANAF استخراج می‌شوند (۱۲).

$$s_i^0 = \bar{R}_i \left(u_{i1} \ln T + u_{i2} T + \frac{u_{i3}}{2} T^2 + \frac{u_{i4}}{3} T^3 + \frac{u_{i5}}{4} T^4 + u_{i7} \right) \quad (۱۵)$$

در این رابطه $\frac{dA}{d\theta}$ آهنگ تغییرات اکسرژی کل در داخل سیلندر موتور، $\sum \dot{m}_{in} b_{in}$ و $\sum \dot{m}_{out} b_{out}$ ترم‌های انتقال اکسرژی همراه با جرم‌های ورودی و خروجی هستند که در صورت مواجه با سیستم بسته این ترم‌ها حذف می‌شوند. b اکسرژی جریان جرم ورودی به سیلندر و یا خروجی از آن است و به صورت رابطه (۶) تعریف می‌شود (۱۱):

$$b = h - T_0 S - \sum m_i \mu_i^0 \quad (۶)$$

در رابطه بالا S آنتروپی گازهای داخل سیلندر بوده و اندیس صفر مربوط به شرایط محیط است. $\frac{dA_Q}{d\theta}$ نرخ قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما بر حسب درجه میل لنگ بوده و از رابطه (۷) محاسبه می‌شود (۲۰ و ۱۱).

$$\frac{dA_Q}{d\theta} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cycl}} \right) \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (۷)$$

که در فرمول فوق $\frac{dQ_w}{d\theta}$ نرخ گرمای انتقال یافته، T_{cycl} دمای لحظه‌ای سیلندر، T_0 دمای محیط می‌باشد.

$\frac{dA_w}{d\theta}$ نرخ قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار از رابطه (۸) محاسبه می‌شود. که P_0 فشار محیط (۲۵°C) و P_{cycl} فشار لحظه‌ای سیلندر می‌باشد (۲۳، ۲۴ و ۲۲).

$$\frac{dA_w}{d\theta} = (P_{cycl} - P_0) \frac{dv}{d\theta} \quad (۸)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \sin \theta \left[1 + \cos \theta (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (۹)$$

m_f و m_m به ترتیب جرم سوخت و مجموع جرم درون سیلندر $\frac{dx_B}{d\theta}$ ، نرخ سوختن در هر لحظه از چرخش میل لنگ که از رابطه (۴) بدست می‌آید. هم‌چنین a_{fch} ، اکسرژی شیمیایی سوخت که از رابطه (۱۰) یا (۱۱) بدست می‌آید (برای سوخت $C_\alpha H_\beta$ ، α تعداد کربن β تعداد هیدروژن و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است).

$$\frac{a_{fch}}{LHV} = 1.033 + 0.0169 \frac{\beta}{\alpha} - \frac{0.0698}{\alpha} \quad (\text{For Gas}) \quad (۱۰)$$

$$\frac{a_{fch}}{LHV} = 1.04224 + 0.011925 \frac{\beta}{\alpha} - \frac{0.042}{\alpha} \quad (\text{For liquid}) \quad (۱۱)$$

برای سوخت‌های مایع با فرمول $C_z H_y O_p S_q$ ، Z تعداد کربن، y تعداد هیدروژن P تعداد اکسیژن و

رستمی و همکاران: تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی ...

بازده انرژی و اکسرژی

بر طبق قانون اول ترمودینامیک بازده انرژی (η_I) به صورت کار اندیکاتوری بر انرژی حرارتی سوخت سوخته شده تعریف می‌شود به‌طور خلاصه بازده قانون اول به معنای نسبت گرمایی است که به کار مکانیکی تبدیل شده است. البته در موتور به جای فرض شدن گرما، احتراق سوخت را در نظر می‌گیرند (۲۲، ۲۳ و ۹).

کار اندیکاتوری، m_f جرم سوخت درون سیلندر و Q_{LHV} ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشند.

$$\eta_I = \frac{Energy_{out}(work)}{Energy_{in}} = \frac{W}{m_f Q_{LHV}} \quad (23)$$

بازده اکسرژی (η_{II}) به صورت قابلیت کاردهی از طرق انتقال کار بر مقدار سوخت سوخته شده در اکسرژی ویژه شیمیایی سوخت طبق فرمول (۲۴) تعریف می‌شود (۲۲).

A_{Wch} قابلیت کاردهی از طریق انتقال کار و a_{fch} اکسرژی شیمیایی سوخت می‌باشند.

$$\eta_{II} = \frac{Energy_{out}(work)}{Energy_{in}} = \frac{A_W}{m_f a_{fch}} \quad (24)$$

بحث و بررسی نتایج

مدل ارائه شده برای موتور اشتعال جرقه‌ای مدل فورد (MVH 418) انجام شد. بنابراین تحلیل اکسرژی با تأثیر مخلوط سوخت‌ها بر روی پارامترهای قابلیت کاردهی مورد بررسی قرار خواهد گرفت

مقایسه پارامترهای قابلیت کاردهی

شکل‌های (۳) تا (۶) مقایسه پارامترهای قابلیت کاردهی برای ترکیبات مختلف سوخت را نشان می‌دهند. با توجه به شکل (۳)، با افزایش دور موتور اکسرژی کل برای تمام سوخت‌ها (E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85}) افزایش می‌یابد.

در واقع، افزایش قابلیت کاردهی کل، شامل دو بخش اکسرژی شیمیایی سوخت و اکسرژی ترمومکانیکی می‌باشد، که هرکدام از آنها با افزایش سرعت موتور،

برای محاسبه‌ی گام به گام گرمای ویژه و آنتالپی تشکیل بنزین و بیواتانول موجود در سوخت از روابط (۱۶) و (۱۷) استفاده می‌گردد (۱۸).

$$h_G(T) = u_{G_1} + u_{G_2} \frac{t^2}{2} + u_{G_3} \frac{t^3}{3} + u_{G_4} \frac{t^4}{4} - \frac{u_{G_5}}{t} + u_{G_6} + u_{G_8} \quad (16)$$

$$h_E(T) = u_{E_1} + u_{E_2} \frac{t^2}{2} + u_{E_3} \frac{t^3}{3} + u_{E_4} \frac{t^4}{4} - \frac{u_{E_5}}{t} + u_{E_6} + u_{E_8} \quad (17)$$

آنتروپی حالت استاندارد در فشار P_0 یعنی فشار اتمسفر محاسبه می‌شوند که تابعی از دما است؛ بنابراین برای محاسبه آنتروپی در فشارهای مختلف باید از معادله‌ی (۱۸) استفاده شود (۲۰) s_i^0 آنتروپی حالت استاندارد، \bar{R}_i ثابت جهانی گاز $\frac{kJ}{kg K}$ و x_i کسر مولی جزء i می‌باشند.

$$s_i = s_i^0 - \bar{R}_i \ln \left(\frac{x_i p}{p_0} \right) \quad (18)$$

برای محاسبه آنتروپی کل مخلوط داریم:

$$S = \sum n_i s_i \quad (19)$$

که n_i تعداد مول هر جزء است.

بازگشت‌ناپذیری

بازگشت‌ناپذیری در یک سیلندر از معادله (۲۱) محاسبه می‌شود (۲۳ و ۲۰).

$$I = T_0 * S_{gen} \quad (20)$$

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

آنتروپی تولید شده

برای تعیین آنتروپی تولید شده از رابطه‌ی (۲۰) استفاده می‌گردد:

$$S_{gen} = - \sum \frac{Q_w}{T_w} + \Delta S \quad (21)$$

ΔS گرمای انتقال یافته، Q_w دمای دیواره سیلندر، T_w

تغییرات آنتروپی در سیلندر است (۱۹ و ۹).

اکسرژی کل

قابلیت کاردهی ترمومکانیکی بعلاوه قابلیت شیمیایی، برابر اکسرژی کل سیستم می‌شود (۱۱).

$$A = A^{tm} + A^{ch} \quad (22)$$

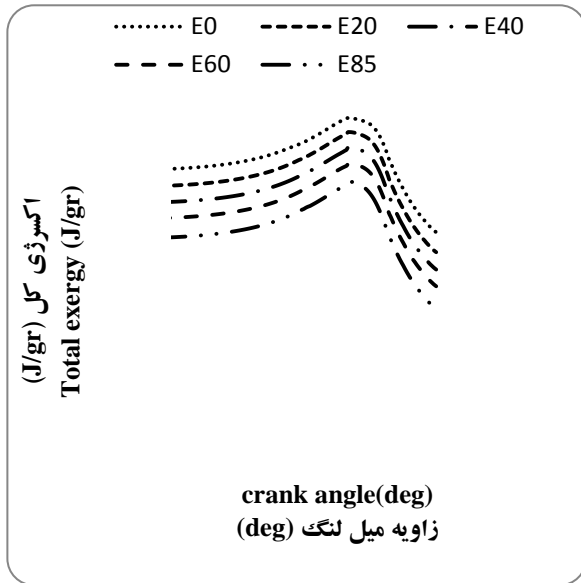
علت این امر بالاتر بودن ارزش حرارتی E_0 نسبت به E_{20} و E_{40} نسبت به E_{60} ، E_{40} و E_{60} در نهایت بالاتر بودن E_{60} نسبت به E_{85} می‌باشند.

همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود، پارامتر بازگشت‌ناپذیری (i) با افزایش سرعت موتور برای تمام سوخت‌ها کاهش می‌یابد؛ به عبارت دیگر، با افزایش دور موتور میزان انتقال حرارت درون محفظه احتراق کاهش می‌یابد. با این وجود، کاهش مقدار بازگشت‌ناپذیری تولید شده در مرحله احتراق ناشی از کاهش دمای مرحله احتراق می‌باشد (۲۳۸ و ۵). در واقع در مرحله تراکم به علت آن که دما و میزان انتقال گرما کم است، پس بازگشت‌ناپذیری صفر می‌باشد؛ اما رفته رفته با شروع مرحله احتراق دما و فشار زیاد می‌شود و در نتیجه میزان انتقال گرما افزایش می‌یابد. از طرفی خود احتراق مهم‌ترین عامل بازگشت‌ناپذیری بوده و تقریباً هشتاد درصد از بازگشت‌ناپذیری‌های احتراق در طی فرآیند انتقال گرما بین گازهای واکنش داده و گازهایی که هنوز سوخته نشده اند رخ می‌دهد. سرانجام بعد از شروع احتراق بازگشت‌ناپذیری افزایش یافته و بعد از آن به علت کاهش آنتروپی و کاهش آنتالپی که ناشی از کاهش در میزان فشار و دماست بازگشت‌ناپذیری کاهش می‌یابد. و در نهایت در مرحله انبساط میزان بازگشت‌ناپذیری ثابت می‌ماند (۵). هم‌چنین مشاهده می‌شود که، بازگشت‌ناپذیری سوخت E_0 نسبت به E_{20} و E_{20} نسبت به سایر سوخت‌ها بالاتر بوده است. که علت آن، افزایش میزان انتقال حرارت E_0 و E_{20} نسبت به E_{40} ، E_{60} و E_{85} ناشی از بیشتر بودن ارزش حرارتی پایین سوخت‌ها می‌باشد.

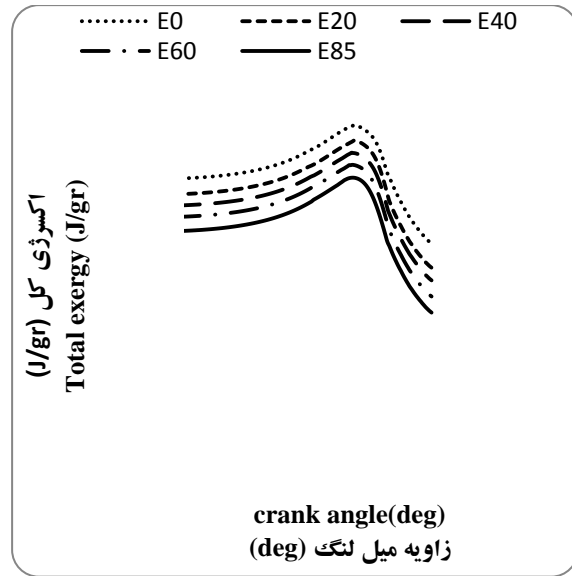
با توجه به شکل (۶)، اکسرژی سوخت سوخته‌شده با افزایش دور موتور برای همه سوخت‌ها (E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85}) بیشتر می‌شود. در واقع با افزایش سرعت موتور مقدار سوخت ورودی به درون سیلندر افزایش می‌یابد (۲۷). اکسرژی

افزایش می‌یابد. این علت را می‌توان چنین شرح داد؛ با افزایش دور موتور بیشینه فشار درون سیلندر و مقدار سوخت ورودی به درون سیلندر افزایش می‌یابد (۲۷). در نتیجه اکسرژی ترمومکانیکی ناشی از افزایش فشار و اکسرژی شیمیایی ناشی از افزایش سوخت ورودی به درون سیلندر بیشتر می‌شوند. از طرفی با توجه به شکل (۳)، اکسرژی کل سوخت E_0 نسبت به E_{20} ، E_{20} نسبت به E_{40} ، E_{40} و E_{60} ناشی از بالا بودن ارزش حرارتی پایین سوخت بیشتر می‌باشند. سزر و همکاران، روی موتور اشتعال جرقه‌ای در مورد پارامترهای اکسرژی تحقیقی انجام دادند که با این نتایج مطابقت دارند (۲۳). سی سایین و همکاران (۲۵)، پارامترهای اکسرژی را روی یک موتور بنزینی با سرعت‌هایی بین ۱۲۰۰ rpm و ۲۴۰۰ rpm بررسی کردند، نتایج حاصل از این تحقیق نشان داد، احتراق مهم‌ترین عامل ناکارآمدی سیستم است و تقریباً همه پارامترهای عملکردی با بالا رفتن سرعت موتور، افزایش می‌یابد. نتایج حاصل از شکل (۴) نشان می‌دهند، اکسرژی بواسطه‌ی انتقال گرما (a_Q) با افزایش دور موتور برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} کاهش می‌یابد. در واقع با افزایش سرعت موتور، زمان کمتری برای انتقال گرما از گازهای درون سیلندر به دیواره وجود دارد و در نتیجه اکسرژی از طریق انتقال گرما کم می‌شود (۱۶). با توجه به شکل (۴)، اکسرژی از طریق انتقال گرما در تمامی مراحل یک سیکل رخ می‌دهد. در طول کورس تراکم گازهای داخل سیلندر گرم‌تر می‌شود و در نتیجه انتقال گرما افزایش می‌یابد. حداکثر انتقال گرما در مرحله احتراق اتفاق می‌افتد. بنابراین، احتراق بیشترین سهم موجود در اتلاف قابلیت‌کاردهی به واسطه انتقال گرما را دارا است. پس با کاهش انتقال گرما، اکسرژی ناشی از انتقال گرما کاهش می‌یابد (۱۷). این پارامتر برای سوخت‌های E_0 و E_{20} نسبت به E_{40} ، E_{60} و E_{85} بیشتر است و اختلاف زیادی با E_{85} دارند.

رستمی و همکاران: تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی ...

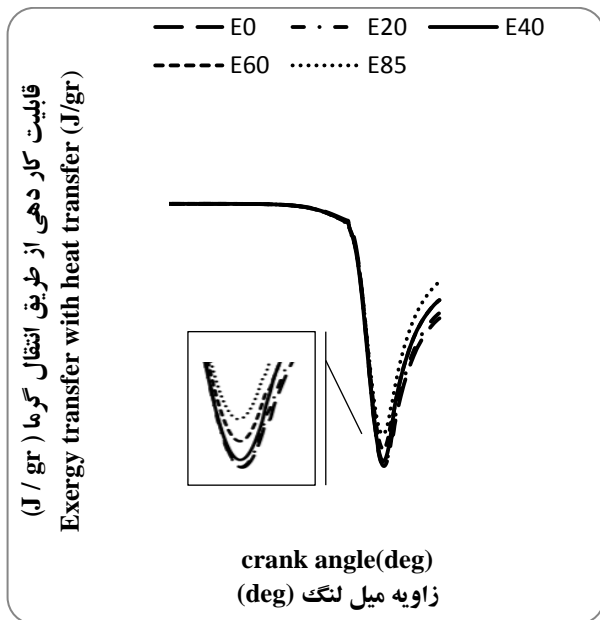


(الف)

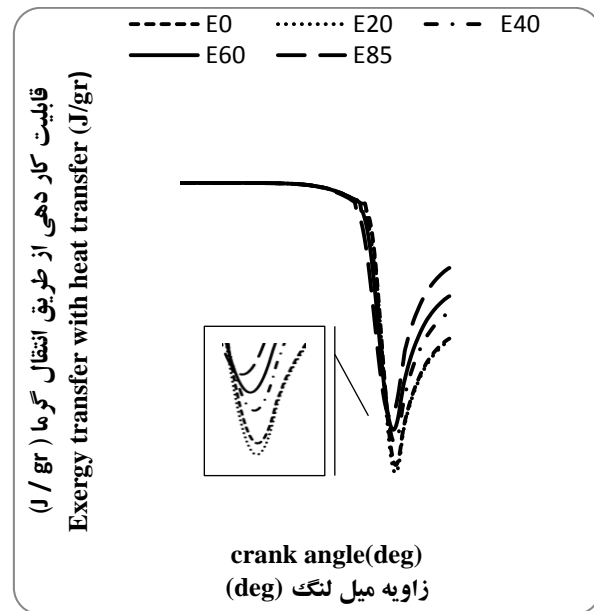


(ب)

شکل (۳) پارامتر اکسرژی کل برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ (الف) ۴۵۰۰ rpm، (ب) ۲۵۰۰ rpm
 Figure (3) Total exergy term for $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ and E_{85} fuels (a) 4500 rpm, (b) 2500 rpm

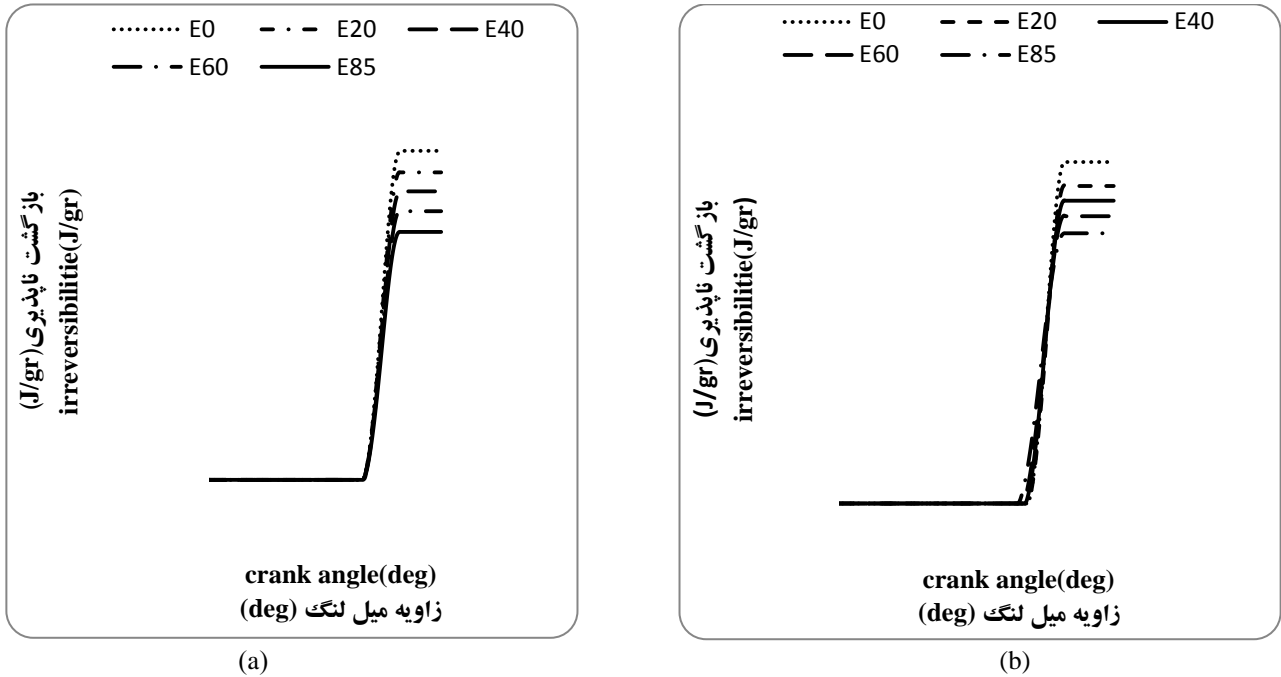


(a)

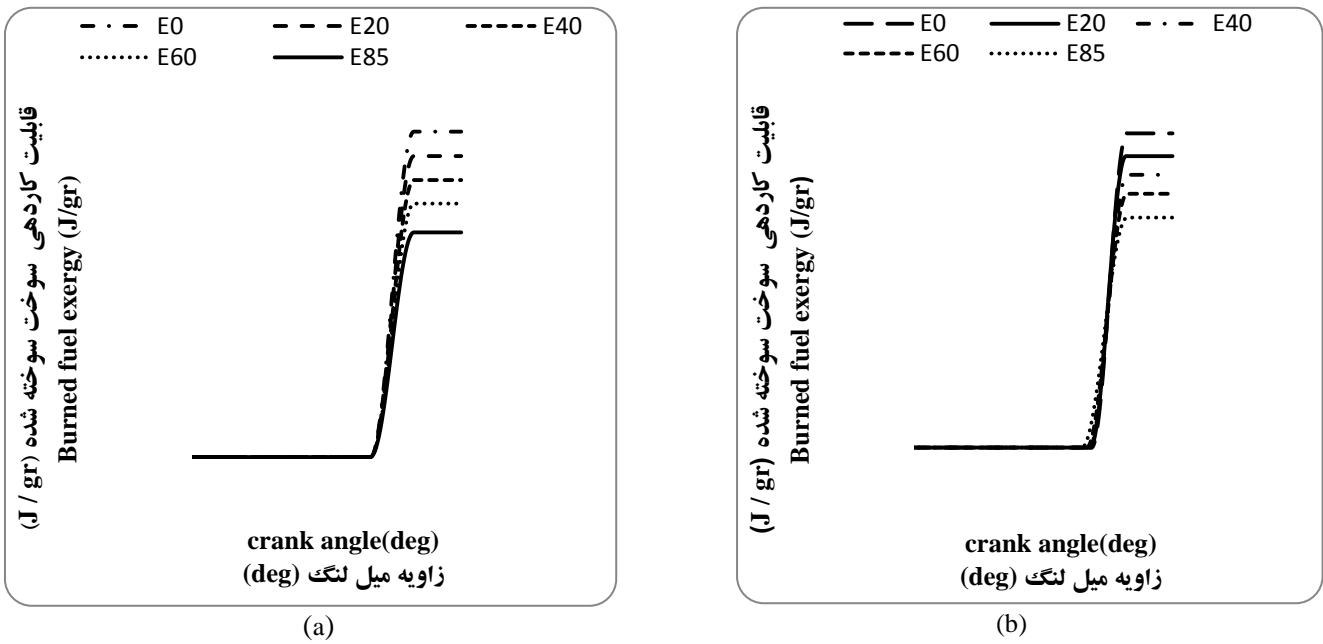


(b)

شکل (۴) پارامتر اکسرژی از طریق انتقال گرما برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}, E_{85}$ (الف) ۴۵۰۰ rpm (ب) ۲۵۰۰ rpm
 Figure (4) Exergy transfer with heat transfer term for $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ and E_{85} fuels (a) 4500 rpm, (b) 2500 rpm



شکل (۵) پارامتر بازگشت ناپذیری برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} (a) ۴۵۰۰ rpm، (b) ۲۵۰۰ rpm
 Figure (5) Exergy irreversibility term for E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} and E_{85} fuels (a) 4500 rpm, (b) 2500 rpm



شکل (۶) پارامتر اکسرژی سوخت سوخته شده برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} (a) ۴۵۰۰ rpm، (b) ۲۵۰۰ rpm
 Figure (6) Burned fuel exergy term for E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} and E_{85} fuels (a) 4500 rpm, (b) 2500 rpm

شیمیایی انجام شده و سر انجام سوخت سوزانده می‌شود. بنابراین، با پایان یافتن مرحله احتراق (پایان واکنش شیمیایی) قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده ثابت می‌ماند (۱۷). هم‌چنین

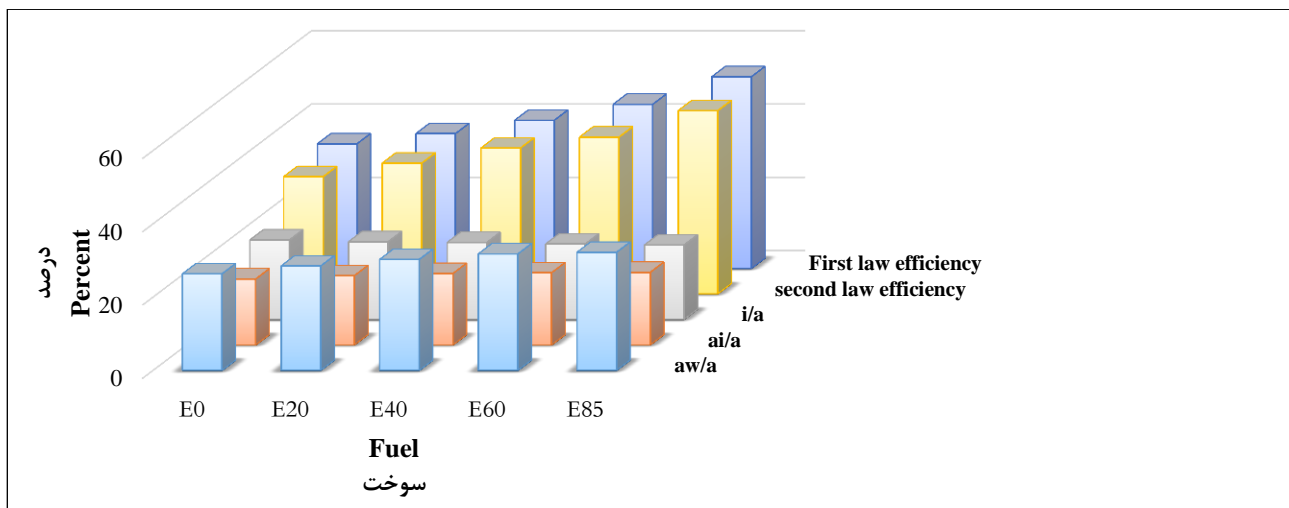
سوخت سوخته‌شده تا قبل از مرحله احتراق صفر بوده به دلیل آن‌که محتویات درون سیلندر، هیچ‌گونه واکنشی انجام نداده و سوختی مصرف نشده است. با شروع مرحله احتراق، واکنش

رستمی و همکاران: تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی یک موتور بنزینی ...

تبخیر بیشتری نسبت به بنزین است (سه برابر) که این امر باعث احتراق سریعتر و بهتر مخلوطها با افزایش درصد اتانول می‌شود. افزایش سرعت احتراق باعث می‌شود که در نزدیکی نقطه مرگ بالا، مقدار انرژی بیشتری آزاد شود و در نتیجه آن فشار افزایش یابد (۲۷). با توجه به شکل (۸) بازده قانون اول ترمودینامیک با افزایش مقدار درصد حجمی اتانول در دور ۲۵۰۰rpm به ترتیب برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} ، E_{85} و E_{85} ۳۶/۸، ۴۰/۴، ۴۴/۸ و ۵۲/۳۲ درصد می‌باشد. نتایج دیگر نشان می‌دهد، برای سوخت E_{85} ۲۵/۸٪ از اکسرژی ورودی به اکسرژی کار اندیکاتوری تبدیل می‌شود. بازده قانون دوم این سوخت (E_{85}) حدود ۲۶/۷٪ می‌باشد. در دور ۲۵۰۰rpm به دلیل آن‌که انتقال حرارت نسبت به دور ۴۵۰۰ بیشتر می‌باشد، میزان درصد انتقال اکسرژی از طریق انتقال گرما نسبت به اکسرژی ورودی برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} حدود ۲۵/۶٪، ۲۶/۵٪، ۲۷/۲٪ و ۲۸٪ می‌باشد، که این مقادیر نسبت به دور rpm ۴۵۰۰ افزایش یافته‌اند. قرقهانی و همکاران (۱۴)، آنالیز قانون دوم بر روی یک موتور بنزینی با سوخت دو زیستی (بنزین و گاز طبیعی) را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد، بازده قانون دوم در دور rpm ۲۵۰۰، ۲۳٪ بوده که نسبت به دور rpm ۴۵۰۰ افزایش یافته است. رضاپور (۲۲) در تحقیقی، پارامترهای اکسرژی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای سوخت دوزیستی (گاز طبیعی و بنزین) را مورد بررسی قرار داد. نتایج حاصل از این مطالعه نشان داد، بازده قانون دوم ترمودینامیک در دور rpm ۴۵۰۰، ۳۳٪ و در دور rpm ۲۵۰۰ تقریباً ۳۱٪ می‌باشد.

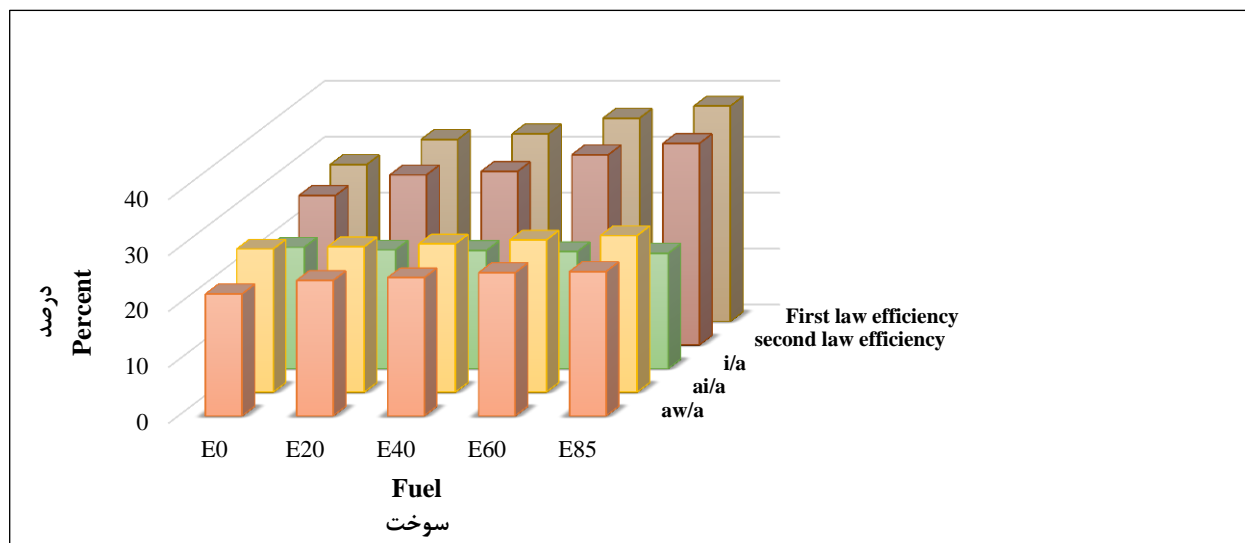
نتایج حاصل از شکل (۶) نشان می‌دهد که، به دلیل آن که سوخت E_0 ارزش حرارتی بالاتری دارد، بیشترین اکسرژی سوخت سوخته شده را نسبت به سایر سوخت‌ها داشته است.

همانطور که در شکل (۷) دیده می‌شود، برای سوخت E_{85} ۳۲/۲۳ درصد از اکسرژی ورودی به اکسرژی کار اندیکاتوری تبدیل می‌شود. این مقدار برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} و E_{60} به ترتیب ۲۶/۳۷، ۲۸/۵، ۳۰/۳ و ۳۱/۸ درصد می‌باشد و علت آن بیشتر بودن محتوای اکسیژن و در نتیجه بهبود فرآیند احتراق در E_{85} نسبت به سوخت‌های دیگر است. همین امر موجب بالاتر بودن بازده قانون دوم برای سوخت E_{85} نسبت به سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} و E_{60} می‌گردد. به عبارت دیگر، با افزایش درصد حجمی اتانول، چگالی مخلوط اتانول - بنزین و راندمان حجمی افزایش می‌یابد که نتیجه آن احتراق کامل‌تر خواهد بود و لذا بازده قانون دوم بیشتر می‌شود (۱۰ و ۴). بازده قانون اول ترمودینامیک با افزایش مقدار درصد حجمی اتانول در اثر افزایش کار اندیکاتوری، بیشتر می‌شود. این افزایش به ترتیب برای سوخت‌های E_0 ، E_{20} ، E_{40} ، E_{60} و E_{85} ۳۶/۸، ۴۰/۴، ۴۴/۸ و ۵۲/۳۲ درصد می‌باشد؛ هم‌چنین نتایج حاصل از شکل (۷) بیان می‌کنند که، درصد بیشتری از اکسرژی ورودی برای سوخت E_{85} نسبت به سایر سوخت‌ها، صرف اکسرژی از طریق انتقال گرما و اکسرژی از طریق انتقال کار می‌شود، که علت آن افزایش سهم اتانول در مخلوط سوخت، افزایش عدد اکتان و به عبارت دیگر طولانی شدن زمان تاخیر در اشتعال و افزایش جرم مصرفی سوخت در محفظه‌ی احتراق است. اتانول دارای سرعت



شکل (۷) مقایسه قانون دوم، برای سوخت‌های بنزین - اتانول در دور rpm ۴۵۰۰

Figure (7) Comparison of second law efficiency for ethanol-gasoline blends at 4500 rpm



شکل (۸) مقایسه قانون دوم، برای سوخت‌های بنزین- اتانول در دور ۲۵۰۰ rpm

Figure (8) Comparison of second law efficiency for ethanol-gasoline blends at 2500 rpm

- ۲- قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت با افزایش سرعت موتور بالا می‌رود.
- ۳- با افزایش مقدار اتانول در ترکیب سوخت‌ها، اکسرژی از طریق انتقال گرما کاهش می‌یابد.
- ۴- با افزایش مقدار اتانول بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشتر می‌شود.
- ۵- با افزایش دور موتور میزان قابلیت کاردهی از طریق انتقال گرما کاهش می‌یابد.

نتیجه گیری

در این مطالعه تأثیر نوع سوخت و دور موتور بر روی یک موتور اشتعال جرقه‌ای مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا پایه‌های مفهومی لازم به منظور انجام تحلیل اکسرژی سیستم، با تعریف عبارت اکسرژی و بیان معادلات اکسرژی مربوطه و به کار بردن آن‌ها برای سیستم‌های بسته، بنا نهاده شده است. نتایج حاصل از این مطالعه نشان می‌دهد:

۱- بیشترین سهم بازگشت‌ناپذیری در موتور مربوط به فرآیند احتراق است.

منابع

1. Abd Alla, G.H. 2002. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine. Energy Conversion and Management, 43: 1043-1061.
2. Ameri, M., Kiaahmadi, F., and Khanaki, M. 2012. Comparative analysis of the performance of a dual – fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. Journal of Power Technologies, 92: 214 – 226.
3. Agarwal, A.K. 2007. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. Progress in Energy and Combustion Science, 33:233–271.
4. Al-Hasan, M. 2003. Effect of Ethanol – Unleaded Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emission. Energy Conversion and Management, 44:1547–1561.
5. Alkidas, A.C. 1988. The application of availability and energy balances to a diesel engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110: 462-469.

6. Began, A. 1988. *Advanced engineering thermodynamics*, New York, Wiley.
7. Caton, J.A. 2010. Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics. *Fuel*, 89: 3157–3166.
8. Caton, J.A. 2000. On the destruction of availability (exergy) due to the combustion 493process-with specific application to the internal combustion engine. *Energy*, 25:1097–117.
9. Cengel, Y.A., and Boles M.A. 1998. *Thermodynamics, an Engineering Approach*. 2nd ed. McGraw-Hill.
10. Celik, M.B. 2008. Experimental determination of suitable ethanol–gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, 28: 396–404.
11. Fatehi, R., Khalilarya, SH., and Ebrahimi, R. 2013. Energy and Exergy analyses of homogeneous charge compression ignition engine. *Thermal Science*, 17:107-117.
12. Ferguson, C., and Kirkpatric, A. 2001. *Internal Combustion Engine: Applied Therosciences* (3rd ed). Wiely, New York.
13. Fu, J., Liu, J., Feng, R., Yang, Y., Wang, L., and Wang, Y. 2013. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. *Applied Energy*, 102: 622-630.
14. Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., and Talal, F., 2015. 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.
15. Ghobadian, B., and Rahimi, H. 2006. Evaluation of engine performance using net diesel fuel and biofuel blends. The 1st Combustion Conference of Iran, Tarbiat Modares University. Tehran. Iran.
16. Goudarzi, A., and Doustdar, M.M. 2014. Exergic Comparison of SI Engines Performance for Gasoline, Methane and Hydrogen Fuel. *Fuel and Combustion*, 1: 89-105. (In Persian with English abstract).
17. Habibian., S.H., Ebrahimi., R., Rostami., S. 2014. Thermodynamic modeling of combustion process of a DI diesel fueled with biodiesel. M.Sc thesis of in Agricultural Machinery. Shahrekord University Faculty of Agriculture. Shahrekord. Iran.
18. Heywood, J.B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw- Hill, New York.
19. Kamboj, S.K., and Karimi, M.N. 2012. The effect of compression rations and fuels on the energetic, exergetic and ecological efficiency of an air standard Otto cycle. *International Journal of Energy Science*, 3:320 – 332.
20. Rakopoulos, C.D., and Giakoumis, E.G. 2006. Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32: 2-47.
21. Rezapour, K., Mason, B.A., Wood, A.S., Ebrahimi, M.K. 2014. Bi-fuel SI Engine Model for Analysis and Optimization. *Universal Journal of Mechanical Engineering*. 2(2), 71-82.
22. Rezapoor, k. 2012. 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.
23. Sezer, I., and Bilgin, A. 2013. Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines. *Fuel*, 112: 523-530.
24. Sezer, I., Bilgin, A. 2008. Exergy analysis of SI engines. *International Journal of Exergy*, 5: 204-217.

25. Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M., and Kilicaslan, I. 2006. Energy and exergy analyses of a gasoline engine. *International Journal of Energy Research*, 31:259-273.
26. Woschni, G. 1967. A Universally Applicabl Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. DOI: 10.4271/67093, SAE Paper 670931.
27. Yoon, S.H., and Lee, C.S. 2012. Effect of undiluted bioethanol on combustion and emissions reduction in a SI engine at various charge air conditions. *Fuel*, 97: 887-890.