مطالعه تراز انرژی یک موتور دیزل تک سیلندر با مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول

رسول کریمی [۱]، حسین حاجی آقا علیزاده [۲*]، به داد شدیدی [۳]

۱. دانش‌آموخته کارشناسی ارشد گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران (rasoul1148@gmail.com)
۲. دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران (h-alizade@basu.ac.ir)
۳. استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران (b.shadidi@basu.ac.ir)

چکیده

در این تحقیق تراز انرژی یک موتور تک سیلندر دیزلی هوا خنک با ترکیبی از سوخت‌های دیزل- بیودیزل- بیواتانول و با ثابت نگه‌داشتن مقدار سوخت دیزل به مقدار ۸۰ درصد و اضافه کردن سوخت بیودیزل و بیواتانول در غلظت‌های مختلف (B15E5، B12E8، B10E10) در سرعت‌های ۲۵۰۰، ۳۰۰۰ و ۳۵۰۰ دور بر دقیقه موتور مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بررسی نشان داد که استفاده از سوخت‌های مخلوط ذکر شده باعث کاهش توان ترمزی موتور و افزایش تلفات حرارتی خنک‌کننده می‌گردد. بیشترین کاهش توان ترمزی با سوخت B10E10 در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به میزان ۱٤/۹ درصد اتفاق افتاد. بیشترین تلفات حرارتی سیستم خنک کننده مربوط به سوخت B10E10 به مقدار ۲۷/۷ درصد بود. تلفات حرارتی اگزوز با افزایش سرعت موتور در تمامی سوخت‌ها افزایش داشت که بیشترین افزایش در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه با سوخت B5E15 به مقدار ۲٤/۱۲ درصد رخ داد. تلفات حرارتی محاسبه نشده با افزایش سرعت با مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول کاهش داشت که بیشترین کاهش مربوط به سوخت B5E15 در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به مقدار ۲۷/۹۵ درصد اتفاق افتاد. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده سوخت B15E5 با بازده حرارتی نزدیک به سوخت پایه و کمترین کاهش توان ترمزی جایگزینی مناسب‌تر برای سوخت گازوییل خالص می‌باشد.

کلمات کلیدی:

تراز انرژی، بیودیزل، بیواتانول.

***نویسنده مسئول:** h-alizade@basu.ac.ir

مطالعه تراز انرژی یک موتور دیزل تک سیلندر با مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول

مقدمه

رشد صنعت و موتوریزه شدن آن در جهان، تقاضا برای سوخت‌های فسیلی را افزایش داده است. از طرف دیگر، بر اساس برآوردها، ذخایر نفت خام دنیا کمتر از ٤١ سال دیگر تمام خواهد شد. بنابراین، افزایش تقاضا، کاهش ذخایر موجود سوخت‌های فسیلی و افزایش آلودگی‌های زیست‌محیطی ناشی از این سوخت‌ها باعث گرایش محققان برای یافتن سوخت‌های جایگزین شده است که از مهم‌ترین این سوخت‌ها می‌توان سوخت‌های گیاهی را نام برد. مهم‌ترین سوخت‌های گیاهی شامل روغن‌های گیاهی، روغن‌های حیوانی، روغن‌های خوراکی بازیافت شده، بیواتانول و بیومتانول می‌باشند. در کشورهای مختلف جهان بیواتانول به‌عنوان یک سوخت تجدیدپذیر مهم مطرح است. از مزایای بیواتانول این است که مصرف بیواتانول تغییری در گازهای گلخانه‌ای دی‌اکسید کربن ایجاد نمی‌کند .در حال حاضر در اکثر کشورهای جهان بیواتانول به‌صورت ترکیبی با دیگر سوخت‌های فسیلی و یا به‌طور خالص در موتورهای درون‌سوز استفاده می‌شود [1]. بیودیزل نوعی از زیست‌توده است که پیشرفت قابل توجهی در زمینه حجم تولید داشته است [۲]. در طول دهه گذشته تولید بیودیزل از سالانه ۰/۸ به ١٤/٧ میلیارد لیتر افزایش یافته است [3]. در میان سوخت‌های جایگزین پیشنهادشده برای موتورهای دیزل، ترکیب دیزل- بیودیزل- بیو اتانول در سال‌های اخیر توجه زیادی را به خود جلب کرده است [4].

روش‌های تجربی برای تجزیه و تحلیل تراز انرژی، به‌عنوان یک مسئله کلیدی برای ارزیابی پتانسیل راهکارهای مختلف در موتور، جهت بهینه‌سازی مصرف و شناسایی راه‌های بهبود مصرف می‌باشد [5]. در موتورهای احتراق داخلی، تنها حدود یک سوم انرژی کل ورودی سوخت به کار مفید تبدیل می‌شود. اگر انرژی به سیستم خنک‌کننده رسیده و گازهای خروجی بتوانند جایگزین شوند و کار مفید انجام دهند، اقتصاد سوخت به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای بهبود خواهد یافت [6]. تجزیه و تحلیل تراز انرژی موتور احتراق داخلی برای تقریباً دو دهه به‌عنوان یک ابزار برای ارزیابی تلفات مختلف در جریان عملیات یک موتور احتراق داخلی مورد بحث قرار گرفته است [7].

لذا در این تحقیق تراز انرژی یک موتور تک سیلندر دیزلی هوا خنک با ترکیبی از سوخت‌های دیزل- بیودیزل- بیواتانول و با ثابت نگه‌داشتن مقدار سوخت دیزل به مقدار ۸۰ درصد و اضافه کردن سوخت بیودیزل و بیواتانول در غلظت‌های مختلف (B15E5، B12E8، B10E10) در سرعت‌های ۲۵۰۰، ۳۰۰۰ و ۳۵۰۰ دور بر دقیقه موتور مورد بررسی قرار گرفت.

مواد و روش‌ها

تهیه سوخت‌های مورد آزمایش

برای انجام این آزمایش سه نوع سوخت مورد نیاز بود که سوخت بیودیزل از دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس تهران خریداری شد و سوخت بیواتانول نیز با خلوص ۹۹ درصد از آزمایشگاه بیوانرژی دانشکده کشاورزی دانشگاه بوعلی سینا و سوخت دیزل نیز از ایستگاه‌های سوخت همدان تهیه گردید. سوخت‌های موردنظر طبق نسبت‌های ذکر شده در جدول ۱ آماده شد.

جدول۱- درصدهای اختلاط سوخت

نوع سوخت	بیواتانول (٪)	بیودیزل (٪)	دیزل (٪)
D	۰	۰	۱۰۰
B10E10	۱۰	۱۰	۸۰
B12E8	۸	۱۲	۸۰
B15E5	۵	۱۵	۸۰

مشخصات موتور مورد آزمایش

در این تحقیق از یک موتور دیزل تک سیلندر هوا خنک با توان ۵/۵ کیلووات ساخت شرکت HATZ نوع 1B30-2 کشور آلمان استفاده شد که این موتور به‌منظور نصب بر روی دستگاه CT 110 طراحی شده است. موتور بر روی پایه مخصوص نصب گردید و تمام اتصالات لازم برای انتقال اطلاعات از طریق حسگرها بین دستگاه CT 110 و موتور مورد آزمایش برقرار گردید. تمامی لوازم موردنیاز برای اندازه‌گیری دیتاهای لازم بر روی دستگاه و موتور مورد آزمایش تعبیه شده بود. برای اندازه‌گیری هوای گرم خروجی از سیلندر موتور یک عدد دماسنج دیجیتالی استفاده گردید. تصویر موتور در شکل ۱ آورده شده است.

شکل ۱- موتور مورد آزمایش

جدول ۲- مشخصات فنی موتور

قطر سیلندر	80 mm
جابجایی سیلندر	69 mm
توان خروجی	5.5 kW at 3500 rpm
نسبت تراکم	22:1
حسگر اندازه گیری گازهای خروجی	0-100℃

محاسبات تراز انرژی

محققان تعادل انرژی موتورهای احتراق تراکمی را با اصطلاحات و روش‌های مختلفی انجام داده‌اند اما پایه و اساس، اولین قانون ترمودینامیک است اصطلاحات اصلی تعادل انرژی عبارت‌اند از: قدرت ترمزی، تلفات خنک‌کننده یا تلفات حرارتی خنک‌کننده و تلفات اگزوز یا تلفات حرارتی اگزوز. تلفات نامشخص انرژی به‌عنوان تلفات حرارتی محاسبه نشده یا تلفات حرارتی متفرقه نامیده می‌شوند [8].

اگر یک حجم کنترل در اطراف موتور در نظر گرفته شود برای محاسبه تعادل انرژی در موتور با توجه به قانون اول ترمودینامیک برای این حجم کنترل داریم [6]:

$$Q_s = P_b + Q_{cool} + Q_{exh} + Q_{un} \quad (1)$$

انرژی گرمایی کل = Q_s

توان ترمزی =P_b

تلفات سیستم خنک کننده = Q_{cooL}

تلفات حرارتی اگزوز = Q_{exh}

تلفات حرارتی محاسبه نشده = Q_{un}

محاسبه انرژی گرمایی کل

انرژی گرمایی کل همان انرژی گرمایی سوخت است که در زمان احتراق سوخت در موتور به گرما تبدیل می‌شود. انرژی گرمایی کل از حاصل‌ضرب دبی جرمی $\dot{m}_f$ **سوخت در ارزش حرارتی پایین** Q_{LHV} **سوخت به دست می‌آید:**

$$Q_s = \dot{m}_f + Q_{LHV} \quad (۲)$$

Q_s **انرژی گرمایی کل برحسب** (kw)، $\dot{m}_f$ **دبی جرمی سوخت برحسب** (kg/s) **و** Q_{LHV} **ارزش حرارتی پایینی سوخت برحسب** (kj/kg) **می‌باشد.**

برای بیان ارزش حرارتی به‌دلیل اینکه آب موجود در گازهای خروجی به‌صورت بخار می‌باشد از ارزش حرارتی پایینی استفاده‌شده است. از ارزش حرارتی بالایی موقعی استفاده می‌شود که آب موجود در گازهای خروجی حاصل از احتراق به‌صورت مایع باشد [6].

محاسبه توان ترمزی موتور

توان ترمزی P_b (kw) **در واقع توان روی چرخ لنگر است که با استفاده از سرعت** (N) **و گشتاور** (T) **اندازه‌گیری شده به‌وسیله دینامومتر از رابطه زیر محاسبه گردید.**

$$P_b = \frac{2\pi \times T(n.m) \times N\left(\frac{rev}{s}\right)}{1000} \quad (3)$$

راندمان حرارتی نیز از تقسیم توان ترمزی (P_b) **بر انرژی گرمایی کل** (Q_s) **بدست می‌آید** [6]:

$$\text{thermal efficiency} = \frac{P_b}{Q_s} \quad (4)$$

محاسبه تلفات حرارتی سیستم خنک‌کننده

تلفات حرارتی سیستم خنک کاری از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{cooL} = \dot{m}_a \times c_a \times \nabla T_a \quad (5)$$

$\dot{m}_a$ = **دبی جرمی هوای ورودی به موتور برحسب کیلوگرم بر ثانیه**

c_a = **گرمای ویژه هوا برحسب کیلوژول بر کیلوگرم درجه کلوین**

∇T_a = **اختلاف دما بین هوای خنک‌کننده ورودی و خروجی از موتور برحسب درجه کلوین است، که به‌وسیله حسگر اندازه‌گیری می‌شود** [6].

محاسبه تلفات حرارتی اگزوز

تلفات حرارتی اگزوز با استفاده از تغییرات آنتالپی در فشار ثابت و دمای متوسط اگزوز (میانگین دمای اگزوز و محیط) و دبی جرمی گازهای خروجی از رابطه زیر به‌دست می‌آید [6]:

$$Q_{exh} = \left(\dot{m}_f + \dot{m}_a\right) \times c_e \times (T_g - T_a) \quad (6)$$

Q_{exh} = **تلفات حرارتی اگزوز برحسب** (kw)

T_g = **دمای گازهای خروجی از اگزوز برحسب کلوین**

T_a = **دمای هوای محیط برحسب کلوین**

c_e = **گرمای ویژه متوسط گازهای خروجی از اگزوز**

تلفات محاسبه نشده

تلفات محاسبه نشده شامل تلفات حرارتی سیستم روغن‌کاری، به‌اضافه انتقال حرارت تشعشع و جابجایی از بدنه موتور می‌باشد. تلفات حرارتی سیستم روغن‌کاری شامل تلفات اصطکاکی میان میل‌لنگ و یاتاقان‌ها، رینگ‌ها و دیواره سیلندر و غیره است. تلفات محاسبه نشده از رابطه زیر به‌دست می‌آید [6]:

$$Q_{un} = Q_s - (P_b + Q_{cooL} + Q_{exh}) \quad (۷)$$

Q_{un} = **تلفات حرارتی محاسبه نشده**

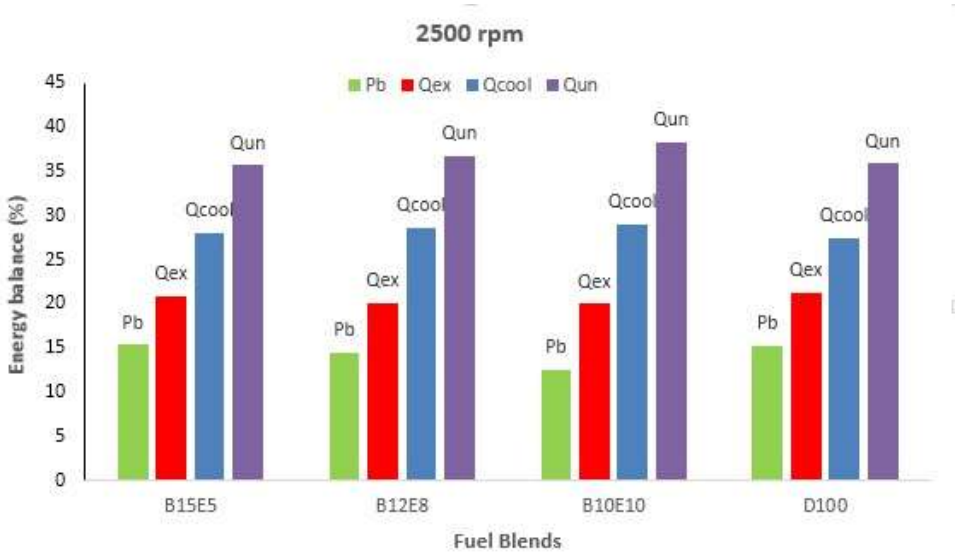
روش انجام آزمایش‌ها

آزمایش‌ها در قالب یک آزمون کوتاه‌مدت به‌منظور مقایسه تراز انرژی موتور دیزل با استفاده از مخلوط‌های سوخت دیزل، بیودیزل و بیواتانول انجام می‌گیرد. متغیرهای تحت کنترل، بار اعمالی از طرف دینامومتر به موتور، سرعت موتور و مخلوط‌های مختلف دیزل- بیودیزل- بیواتانول می‌باشد. تمامی آزمایش‌ها در شرایط استاندارد و بدون تغییر در ساختار فنی و ساختمانی موتور انجام گرفت. روش انجام آزمایش‌ها بدین‌صورت بود که سوخت‌های موردنظر در باک‌های جداگانه ریخته و به موتور وصل گردید و برای گرم شدن موتور و مصرف سوخت قبلی در مسیر سوخت‌رسانی، موتور ۵ دقیقه کار کرده و سپس طبق جدول آزمایش‌ها بار و سرعت موردنظر از طریق پنل کنترل دینامومتر اعمال گردید. دور موتور را ابتدا در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه تنظیم نموده و پس از ۵ دقیقه کار کردن، برای ایجاد حالت پایداری داده‌برداری‌های مربوط به مصرف سوخت، گشتاور، دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی به موتور، دمای گازهای خروجی و جریان هوای ورودی انجام گرفت. برای اطمینان از نتایج به‌دست آمده هر آزمایش سه مرتبه تکرار گردید.

نتایج و بحث

شکل 2 تا 4 تراز انرژی موتور در سرعت‌های ذکر شده با استفاده از سوخت‌های مورد آزمایش را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل 2 مشاهده می‌شود در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه موتور با افزایش درصد بیواتانول، کاهش مقدار بیودیزل و ثابت ماندن درصد گازوییل در ترکیب سوخت‌ها، باعث کاهش تلفات حرارتی اگزوز می‌شود. تلفات حرارتی اگزوز در سوخت دیزل خالص ۲۱/۳۰ درصد می‌باشد و در مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۲۰/۸۵، ۲۰/۱ و ۲۰/۰۲ درصد کاهش یافته و توان ترمزی نیز در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه برای سوخت دیزل خالص ۱۵/۳۲ درصد می‌باشد که با مخلوط سوخت B15E5 به ۱۵/۳٤ درصد افزایش داشته و در سوخت‌های B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۱٤/٥٤ و ۱۲/٦ درصد کاهش یافته و تلفات حرارتی خنک‌کننده نیز در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه با سوخت دیزل خالص ۲۷/٤۸ درصد بود که با مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۲۸/۱۲، ۲۸/۵۹ و ۲۹/۰۸ درصد افزایش داشته است.

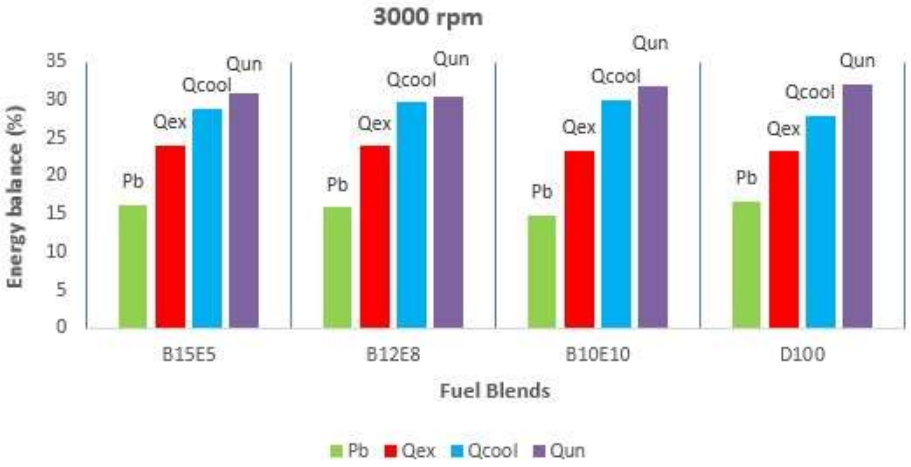


شکل 2- تراز انرژی موتور با استفاده از مخلوط‌های سوخت در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه

تلفات محاسبه نشده نیز در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه با سوخت دیزل خالص ۳۵/۹ درصد می‌باشد که با مخلوط سوخت B15E5 به ۳۵/٦۹ درصد کاهش و در مخلوط‌های سوخت B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۳٦/۷۷ و ۳۸/۳ درصد افزایش را نشان می‌دهد.

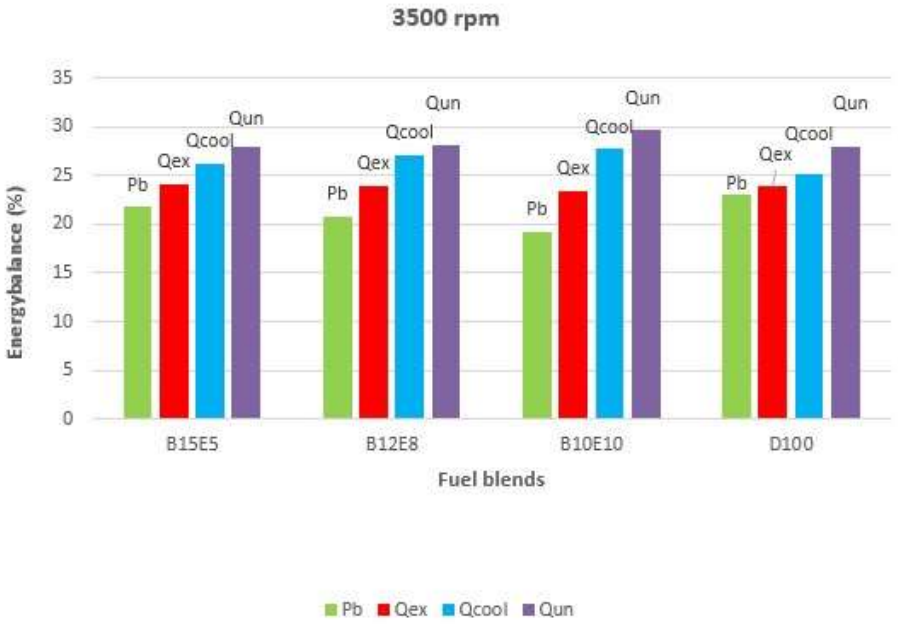
شکل 3 تراز انرژی موتور در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهد. که با افزایش درصد بیواتانول در ترکیب سوخت‌ها و کاهش مقدار بیودیزل و ثابت ماندن درصد گازوییل تلفات حرارتی اگزوز افزایش یافته است. این مقدار در سوخت دیزل خالص ۲۳/۲۵ می‌باشد که با مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۲٤/۱۱، ۲۳/۸۹ و ۲۳/۳۵ درصد افزایش را نشان می‌دهد. تلفات خنک‌کننده در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه با سوخت دیزل خالص ۲۸/۰۲ می باشد که با سوخت‌های دیزل- بیودیزل- بیواتانول با مخلوط های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۲۸/۸٦، ۲۹/٦۷ و ۲۹/۹۵ درصد افزایش داشته و تلفات محاسبه نشده در سوخت دیزل خالص ۳۲/۱۳ درصد می‌باشد

که با سوخت‌های B15E5،B12E8 **و** B10E10 **به ترتیب به ۳۰/۸۳، ۳۰/٥٤ و ۳۱/۹ درصد کاهش داشته است؛ و توان ترمزی نیز در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه با سوخت دیزل خالص ١٦/٦٦ درصد می‌باشد که با مخلوط‌های سوخت** B15E5،B12E8 **و** B10E10 **به ترتیب به ١٦/٢، ١٥/٩ و ١٤/٨ درصد کاهش یافته است.**



شکل 3- تراز انرژی موتور با استفاده از مخلوط‌های سوخت در سرعت 3000 دور بر دقیقه.

شکل 4 **تراز انرژی موتور در سرعت ۳٥۰۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهد با توجه به نتایج نشان داده شده که تلفات حرارتی خنک‌کننده در سوخت دیزل خالص ۲٥/۱۳ درصد می‌باشد که با سوخت‌های** B15E5، B12E8 **و** B10E10 **به ترتیب به ٢٦/١٨، ٢٧/٠٦ و ٢٧/٧٢ درصد افزایش داشته و تلفات حرارتی اگزوز در سوخت دیزل خالص ٢٣/٨٩ درصد می‌باشد که با سوخت‌های** B12E8،B15E5 **و به ترتیب به ٢٤/١٢، ٢٣/٩٢ و درصد افزایش داشته و در سوخت** B10E10 **به ٢٣/٤٥ درصد کاهش یافته است. تلفات محاسبه نشده نیز در سوخت دیزل خالص ٢٧/٩٢ درصد می‌باشد که با سوخت‌های** B12E8،B15E5 **و** B10E10 **به‌ترتیب به ٢٧/٩٥، ٢٨/١٩ و ٢٩/٦٣ درصد افزایش داشته است. توان ترمزی نیز در سرعت ۳٥۰۰ دور بر دقیقه در سوخت دیزل خالص ٢٣/٠٦ درصد می‌باشد که با مخلوط‌های سوخت** B15E5، B12E8 **و** B10E10 **به ترتیب به ٢١/٧٥، ٢٠/٨٣ و ١٩/٢ درصد کاهش یافته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با کاهش درصد بیودیزل و افزایش درصد بیواتانول و ثابت ماندن درصد گازوییل توان ترمزی کاهش یافته و تلفات حرارتی خنک‌کننده و تلفات محاسبه نشده افزایش داشته است.**



شکل 4- تراز انرژی موتور با استفاده از مخلوط‌های سوخت در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه.

با توجه به شکل‌های 2 تا 4 مشاهده می‌شود که توان ترمزی در مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 در تمامی سرعت‌های آزمایش شده کاهش داشته است. این کاهش توان ترمزی را می‌توان به‌دلیل کاهش ارزش حرارتی بیواتانول و بیودیزل در مخلوط‌های سوخت مورد آزمایش دانست. در تحقیقات آیدوگان و همکاران [9] با استفاده از مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول قدرت موتور دیزل چهار سیلندر حدود ۱۵ درصد کاهش یافته است. شهیر و همکاران [4] نیز با سوخت دیزل – بیودیزل- بیواتانول کاهش ٤ تا ٨ درصدی قدرت موتور را مشاهده کردند که علت این کاهش را کاهش عدد ستان و ارزش حرارتی سوخت‌های مخلوط در مقایسه با سوخت دیزل دانسته‌اند

در تلفات سیستم خنک همان‌طور که در نمودارهای شکل ٤، ٥ و ٦ مشاهده می‌شود در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه با مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب به ۲۸/۱۲، ۲۸/۵۹ و ۲۹/۰۸ درصد بود که در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب به ۲۸/۸٦، ۲۹/٦۷ و ۲۹/۹۵ درصد افزایش داشته و در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ۲٦/۱۸، ۲۷/۰٦ و ۲۷/۷۲ رسید. این موضوع را می‌توان به دلیل افزایش حرارت محفظه احتراق و همچنین افزایش اصطکاک بین قطعات در دورهای بالاتر دانست. این عوامل باعث ایجاد دمای بیشتر در قطعات موتور مانند سرسیلندر و سیلندر می‌شود و برخورد هوای خنک کننده به موتور باعث بالا رفتن دمای آن شده و افزایش تلفات خنک کننده نسبت به سرعت‌های پایین موتور را در بر دارد. شدیدی و همکاران [10] نیز افزایش دما در محفظه احتراق را دلیل افزایش تلفات سیستم خنک کننده عنوان نموده‌اند.

با توجه به نمودارهای شکل ٤، ٥ و ٦ مشاهده می‌شود که تلفات حرارتی اگزوز در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه با مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب ۲۰/۸۵، ۲۰/۱ و ۲۰/۰۲ درصد بوده که در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه به مقدار ۲٤/۱۱، ۲۳/۸۹ و ۲۳/۳۵ درصد افزایش داشته است و در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب به ۲٤/۱۲،

۲۳/۹۲، ۲۳/٤٥ درصد رسیده است علت افزایش تلفات حرارتی اگزوز را می‌توان افزایش دمای محفظه احتراق در سرعت‌های بالاتر دانست که شدیدی و همکاران [10] نیز همین علت را برای افزایش تلفات حرارتی اگزوز گزارش نموده‌اند.

همچنین با توجه به نمودارها مشاهده می‌شود که تلفات حرارتی محاسبه نشده در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه با مخلوط‌های سوخت B15E5، B12E8 و B10E10 به ترتیب ۳۵/٦۹، ۳٦/۷۷ و ۳۸/۳ درصد بوده که در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه به مقدار به ۳۰/۸۳، ۳۰/٥٤ و ۳۱/۹ درصد کاهش داشته است و در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب به ۲۷/۹۵، ۲۸/۱۹ و ۲۹/٦۳ درصد رسیده است. شدیدی و همکاران [10] آبدین و همکاران [8] نیز به این نتیجه رسیدن که با افزایش سرعت موتور تلفات حرارتی محاسبه نشده در تمامی دورها و تمامی نمونه سوخت‌ها کاهش می‌یابد و عنوان کردند که در سرعت‌های پایین، روغن موتور فرصت خنک‌کاری در مخزن را داشته و اختلاف دمای آن با سطوح داغ زیاد بوده و حرارت بیشتری جذب می‌نماید. همچنین در دورهای پایین فرصت کافی برای احتراق و افزایش بیشتر فشار که باعث اصطکاک می‌شود وجود دارد.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق تراز انرژی یک موتور دیزل تک سیلندر هوا خنک را با استفاده از مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول (B15E5, B12E8, B10E10) در سرعت‌های ۲۵۰۰، ۳۰۰۰ و ۳۵۰۰ مورد بررسی قرار گرفت و با استفاده از داده‌های به دست آمده مدل‌سازی توسط شبکه عصبی مصنوعی متلب انجام گرفت و نتایج زیر به دست آمد.

۱. **توان ترمزی در تمامی مخلوط‌های سوخت و تمامی دورهای نسبت به سوخت دیزل کاهش یافت که بیشترین کاهش در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه با سوخت B10E10 به مقدار ۱٤/۱۹ درصد به دست آمد.**

۲. **تلفات حرارتی سیستم خنک کننده با مخلوط‌های دیزل- بیودیزل- بیواتانول با افزایش سرعت موتور افزایش یافت. بیشترین افزایش مربوط به سوخت B10E10 به میزان ۲۷/۷۲ درصد در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه اتفاق افتاد.**

۳. **تلفات حرارتی محاسبه نشده با افزایش سرعت با مخلوط‌های سوخت دیزل- بیودیزل- بیواتانول کاهش داشت که بیشترین کاهش مربوط به سوخت B5E15 در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به مقدار ۲۷/۹۵ درصد اتفاق افتاد.**

۴. **تلفات حرارتی اگزوز با افزایش سرعت موتور در تمامی سوخت‌ها افزایش داشت که بیشترین افزایش در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه با سوخت B5E15 به مقدار ۲٤/۱۲ درصد رخ داد.**

۵. **سوخت B15E5 با کمترین کاهش توان ترمزی و بازده حرارتی نزدیک به سوخت پایه، جایگزینی مناسب‌تر برای سوخت گازوییل خالص می‌باشد.**

مراجع:

1. Kiani M. K. D., Ghobadian B, Tavakoli T., Nikbakht A. M., Najafi G. 2010. Application of artificial neural networks for the prediction of performance and exhaust emissions in SI engine using ethanol-gasoline blends. Energy, 35(1): 65-69.
2. Noorollahi Y., Azadbakht M., Ghobadian B. 2018. The effect of different diesterol (diesel–biodiesel–ethanol) blends on small air-cooled diesel engine performance and its exhaust gases. Energy, 142: 196-200.
3. Roy M.M. et al. 2016. Cold start idle emissions from a modern Tier-4 turbo-charged diesel engine fueled with diesel-biodiesel, diesel-biodiesel-ethanol, and diesel-biodiesel-diethyl ether blends. Applied Energy, 180: 52-56.
4. Shahir A. et al. 2015. Performance and emission assessment of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as a fuel in diesel engines: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 48: 62-78.
5. Payri F. et al. 2015. Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine. Applied Thermal Engineering, 89: 545-557.
6. Shadidi B., Haji Agha Alizade H., Ghobadian B. 2017. The effect of a novel hybrid nano-catalyst in diesel-biodiesel fuel blends on the energy balance of a diesel engine. Energy Equipment and Systems, 5(1: 59-69.
7. Paul A., Panua R., Debroy D. 2017. An experimental study of combustion, performance, exergy and emission characteristics of a CI engine fueled by Diesel-ethanol-biodiesel blends. Energy, 141: 839-852.
8. Abedin M.J. et al. 2013. Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 26: 20-33.
9. Aydogan H. 2015. Prediction of diesel engine performance, emissions and cylinder pressure obtained using Bioethanol-biodiesel-diesel fuel blends through an artificial neural network. Journal of Energy in Southern Africa, 26(2):74.
10. Shadidi B., Alizade H.H.A. Najafi G. 2020. Performance and exergy analysis of a diesel engine run on petrodiesel blends containing mixed CeO_2 and MoO_3 nanocatalyst. Biofuels, Published online.

Study of the energy balance of a single-cylinder diesel engine with diesel-biodiesel-bioethanol fuel blends

Rasoul Karimi[1], Hossein Haji Agha Alizade[2*], Behdad Shadidi[3]

1 Department of Biosystems Engineering, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran,rasoul1148@gmail.com
2 Department of Biosystems Engineering, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran, h-alizade@basu.ac.ir
3 Department of Biosystems Engineering, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran, b.shadidi@basu.ac.ir

Abstract

In this study, the energy balance of a single-cylinder, air-cooled diesel engine with a combination of diesel-biodiesel-bioethanol fuels examined with keeping the amount of diesel fuel at 80% constant and adding biodiesel and bioethanol at different concentrations (B15E5, B12E8 , B10E10) at 2500, 3000 and 3500 rpm. The results of the study showed that the use of the mentioned fuels reduces the braking power of the engine. The highest reduction in braking power with B10E10 at 3500 rpm occurred with amount 14.9%. The highest heat loss of cooling system was related to B7E10 fuel with 27.7%. Exhaust heat losses increased with increasing engine speed in all fuels, the highest increase happened at 3500 rpm with B5E15 with amount 24.12%. Unaccounted heat losses decreased with increasing speed with diesel-biodiesel-bioethanol mixtures, the highest decrease happened with B5E15 at 3500 rpm with amount 27.95%. According to the results obtained, B15E5 fuel is the most suitable replacement for pure diesel fuel with nearby thermal efficiency to the base fuel and the least reduction in braking power.

Key words: Energy balance, biodiesel, bioethanol.

*Corresponding author

E-mail: h-alizade@basu.ac.ir