



بررسی تراز انرژی موتور اشتعال جرقه ای سه استوانه مجهز به پرخوران

هادی نیکنام شیروان^۱، ایمان چیت ساز^{۲*}، احسان امانی^۳، سعید عبدالملکی^۴، امیرحسین پریور^۵

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، hniknam1995@gmail.com

^۲ گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه خوارزمی، کرج، ایران، i_chitsaz@khu.ac.ir

^۳ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، eh.amani@gmail.com

^۴ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران، s_abdolmaleki@ip-co.com

^۵ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران، a_parivar@ip-co.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱ دی ۱۳۹۶

پذیرش: ۲ اسفند ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

تراز انرژی

موتور احتراق داخلی

پرخوران

بازده حرارتی

چکیده

در این مقاله تراز انرژی برای یک موتور سه استوانه مجهز به پرخوران مورد بررسی قرار گرفته است. تراز انرژی روشی است که بر پایه قانون اول ترمودینامیک استوار است و بر اساس آن حجم کنترلی بر روی موتور انتخاب می‌شود و انرژی‌های ورودی و خروجی حجم کنترل محاسبه و اندازه‌گیری می‌شوند. با استفاده از این روش می‌توان توزیع میزان انرژی‌های مختلف در موتور را به دست آورد. در آزمایش انجام شده توان خالص خروجی، انرژی دود خروجی، انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری و سایر انرژی‌ها، که شامل انتقال حرارت به صورت جابه‌جایی و تشعشع از بدنه موتور است، در شرایط مختلف کارکرد یعنی در دورها و بارهای مختلف و همچنین در دماهای مختلف خنک‌کاری محاسبه شده است. نتایج این آزمایش نشان می‌دهد که حداکثر بازده حرارتی در شرایط مختلف کاری برابر ۳۵٫۹۵٪ می‌باشد و در ۳۰۰۰ دور در دقیقه و ۱۵ بار حاصل می‌شود. همچنین بیشترین درصد برای انرژی دود خروجی برابر ۳۵٫۷۵٪ می‌باشد و در ۴۵۰۰ د.د.د. و ۲۰ بار اتفاق می‌افتد. برای انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری بیشترین مقدار برابر ۴۳٫۲۷٪ می‌باشد که در ۴۰۰۰ د.د.د. و ۱ بار این مقدار حاصل می‌شود.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

تراز انرژی بر روی موتور روشی است که با استفاده از آن می‌توان توزیع انرژی ورودی توسط سوخت به موتور را تعیین کرد. اساس این روش بر طبق قانون اول ترمودینامیک می‌باشد که با انتخاب حجم کنترلی بر روی موتور می‌توان میزان انرژی ورودی به موتور توسط احتراق سوخت و همچنین انرژی خروجی از موتور که بخشی از آن به صورت توان خالص خروجی می‌باشد و سایر آن به صورت انرژی خنک‌کاری موتور، انرژی دود خروجی و انرژی تلف شده توسط اصطکاک و انتقال حرارت تابشی و جابجایی از بدنه موتور می‌باشد را به دست آورد. دستیابی به سهم هر یک از انرژی‌های خروجی در شرایط مختلف کارکردی موتور و ارائه راهکارهایی برای بهبود شرایط در عملکرد و افزایش بازده از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد.

مشکلات آلاینده‌گی سوخت‌های فسیلی باعث شده است تا دانشمندان به فکر سوخت‌های جایگزین با عملکرد بهتر بر روی موتور باشند. بررسی تاثیر سوخت‌های مختلف بر عملکرد موتور می‌تواند با تراز انرژی بر روی موتور حاصل شود و مطالعات زیادی در این زمینه صورت گرفته است. آجاو شرایط عملکردی یک موتور دیزل تک استوانه با جایگزینی مخلوط اتانول و دیزل به عنوان سوخت مورد مطالعه قرار داد و مشاهده نمود که با افزایش میزان اتانول در سوخت میزان توان خروجی و بازده حرارتی در موتور افزایش می‌یابد [۱].

تاثیر مخلوط کردن متانول با سوخت دیزل و مقایسه عملکردی با حالت سوخت دیزل خالص توسط گوپنگ‌هن انجام شد و مشاهده شد که در بارهای زیاد تلفات خنک‌کاری برای سوخت مخلوط نسبت به حالت سوخت خالص کاهش می‌یابد [۲].

یوکسل تاثیر افزودن سوخت هیدروژن به مخلوط هوا و بنزین را در یک موتور ۴ استوانه اشتعال جرقه‌ای مورد بررسی قرار داد و نتیجه گرفت که با افزودن مقدار مشخصی سوخت هیدروژن به مخلوط هوا و بنزین عملکرد موتور بهبود می‌یابد اما اگر میزان هیدروژن افزوده شده از ۵ درصد فراتر رود به دلیل این که میزان هوای مورد نیاز کاهش می‌یابد، عملکرد موتور ضعیف‌تر خواهد شد [۳].

عابدین تاثیر عملکرد سوخت هیدروژن، الکل، LPG و بیودیزل را بر روی موتور بررسی و مقایسه نمود. وی همچنین تاثیرگذاری استفاده از پرخوران در موتور و مقدار افزایش توان خروجی و بازده را مورد بررسی قرار داد [۴].

تحلیل انرژی و انرژی در دسترس با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک یکی دیگر از موارد بررسی عملکرد موتورهای احتراق داخلی می‌باشد که معمولاً تراز انرژی و انرژی بر روی موتور، به همراه هم انجام می‌شود. این موضوع از این جهت دارای اهمیت است که تنها در حدود ۲۰ تا ۴۰ درصد از انرژی آزاد شده توسط سوخت در موتور به توان مفید تبدیل می‌شود و در حدود ۶۰ تا ۸۰ درصد آن به

شکل‌های مختلف تلف می‌شود و ارائه راهکارهایی برای بازیافت و استفاده مجدد از این انرژی تلف‌شده می‌تواند باعث افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت در موتور گردد. جیانکین تراز انرژی و انرژی را بر روی یک موتور بنزینی انجام داد و نتیجه‌گیری کرد دود خروجی دارای انرژی در دسترس بیشتری نسبت به انرژی خنک‌کاری می‌باشد و همچنین نشان داد بازده حرارت موتور با بازیافت انرژی‌های تلف شده می‌تواند تا ۶۰ درصد افزایش یابد. وی همچنین دریافت ماکزیمم انرژی دود خروجی در دور و بار زیاد حاصل می‌شود ولی ماکزیمم انرژی برای خنک‌کاری در دور و بار کم به دست می‌آید [۵]. لیو نیز اثر بازیافت انرژی دود خروجی و تاثیر آن بر روی بهبود بازده موتور را بررسی کرد [۶]. اباسوگلو تحلیل انرژی را بر روی موتور دیزل ارزیابی نمود [۷] و ایسمت سزار تاثیر نسبت سوخت و هوا را در تحلیل انرژی مورد بررسی قرار داد [۸].

تایماز تاثیر استفاده از سرامیک به عنوان عایق در بدنه موتور دیزل مجهز به پرخوران را بررسی کرد و مشاهده کرد تلفات حرارتی توسط دود خروجی و انرژی خنک‌کاری کاهش و همچنین مصرف سوخت موتور کاهش می‌یابد [۹]. جیاکومیس نیز اثر استفاده از بدنه ی عایق شده را در تحلیل انرژی و انرژی در یک موتور دیزل مجهز به پرخوران را مورد بررسی قرار داد و دریافت که با افزایش بار بر خلاف پارامترهای قانون اول، پارامترهای قانون دوم به شدت تحت تاثیر قرار می‌گیرند [۱۰].

تسوری‌شما تاثیر بازگردانی دود^۱ در موتورهای دیزل معمول و HCCI مورد بررسی قرار داد و مشاهده نمود که با استفاده از EGR، در هر دو موتور، تلفات حرارتی در بارهای پایین کاهش می‌یابد [۱۱].

تاثیر افزایش دمای سیال خنک‌کاری در یک موتور دیزل توسط قره‌قانی بررسی گردید وی دریافت با افزایش بار و دمای خنک‌کاری بازده حرارتی موتور و همچنین انرژی خروجی توسط دود افزایش می‌یابد ولی میزان انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کن کاهش می‌یابد. وی همچنین شرایط عملکردی موتور را در دو حالت تنفس طبیعی و پرخوران مورد بررسی و مقایسه قرار داد [۱۲].

در این مطالعه ابتدا روابط و معادلات تراز انرژی بر اساس قانون اول ترمودینامیک ذکر شده اند و سپس تراز انرژی بر روی یک موتور بنزینی سه استوانه مجهز به پرخوران در شرایط مختلف کارکرد، یعنی تغییر سرعت و بار در موتور و همچنین تغییر دمای سیال خنک‌کننده مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج حاصله همراه با تحلیل و مقایسه و ذکر دلایل آورده شده‌اند. بررسی‌های موجود در ادبیات نشان می‌دهد که بررسی تراز انرژی در موتورهای احتراق داخلی محدود به دمای خنک‌کاری ۹۰ درجه یا بررسی سوخت‌های مختلف بوده است. در این مطالعه علاوه بر بررسی تراز انرژی در یک موتور سه استوانه در دمای ۹۰ درجه، دمای ۶۰ درجه نیز مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است.

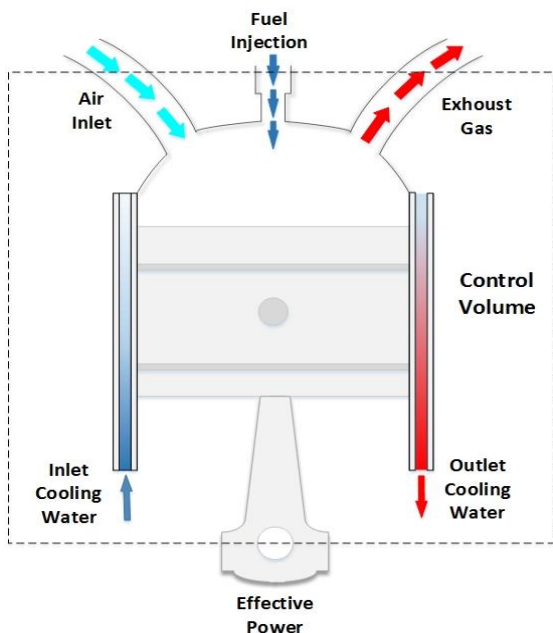
^۱ EGR

m_i و $Q_{HV,i}$ در معادله ۵ به ترتیب دبی و ارزش حرارتی هر یک از محصولات احتراق ناقص می‌باشند.

انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کننده در موتور با استفاده از معادله ۶ محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_c \times C_c \times (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (۶)$$

در معادله ۶ برابر دبی آب ورودی به موتور و C_c برابر گرمای ویژه سیال خنک‌کننده و $T_{c,i}$ و $T_{c,o}$ به ترتیب برابر دمای ورودی و خروجی سیال خنک‌کننده می‌باشد.



شکل ۱: شماتیک حجم کنترل انتخابی بر روی موتور

انرژی منتقل شده توسط گازهای خروجی موتور برابر است با مجموع اختلاف آنتالپی گازهای خروجی با حالت مرجع، برای محاسبه این انرژی باید دبی جرمی هر کدام از گازهای خروجی معلوم باشد، این کار توسط آنالیزور گازهای خروجی در هنگام آزمایش بر روی موتور انجام می‌شود و با محاسبات مربوطه می‌توان دبی جرمی خروجی هر کدام از گازها را محاسبه نمود. معادله ۷ نحوه محاسبه انرژی منتقل شده توسط گازهای خروجی را نشان می‌دهد:

$$\dot{H}_{exh} = \sum \dot{m}_i \times \Delta h_i \quad (۷)$$

در معادله ۷ برابر دبی گاز خروجی می‌باشد و Δh_i عبارت است از اختلاف آنتالپی گاز در دمای خروجی با حالت مرجع ترمودینامیکی، که این اختلاف آنتالپی برای هر کدام از گازها با استفاده از جداول ترمودینامیکی جنف محاسبه می‌شوند. در این جداول برای هر یک از گازها، اختلاف آنتالپی با حالت مرجع در دماهای مختلف موجود است. برای دماهایی بین دو دمای مختلف در جدول قرار دارند از روش میانمایی برای به دست آوردن اختلاف آنتالپی استفاده می‌شود.

۲- محاسبات تراز حرارتی موتور احتراق داخلی

برای برآورد تراز حرارتی موتور بر اساس قانون اول ترمودینامیک باید حجم کنترلی در اطراف موتور مطابق شکل ۱ در نظر گرفته شود. بر اساس قانون اول انرژی‌ها و کارهای ورودی و خروجی حجم کنترل باید محاسبه شوند. معادله ۱ نشان‌دهنده قانون اول ترمودینامیک بر روی حجم کنترل انتخابی با فرض آدیاباتیک می‌باشد.

$$\dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + \eta_{comb} \times \dot{Q}_{comb} = \dot{H}_{exh} + E_{other} + \dot{W}_{shaft} + \dot{Q}_{cooling} \quad (۱)$$

در معادله ۱ سمت چپ تساوی انرژی‌های ورودی به حجم کنترل و سمت راست تساوی انرژی خروجی از حجم کنترل می‌باشند. در این معادله \dot{H}_{air} و \dot{H}_{fuel} به ترتیب برابر انرژی ورودی با هوا و سوخت ورودی به دلیل اختلاف با حالت مرجع، برابر انرژی آزاد شده ناشی از احتراق سوخت در موتور می‌باشد، η_{comb} برابر بازده احتراق در موتور، \dot{W}_{shaft} برابر توان مفید خروجی می‌باشد که توسط لگام ترمز اندازه‌گیری می‌شود، $\dot{Q}_{cooling}$ برابر انرژی منقل شده به سیال خنک‌کننده موتور می‌باشد، \dot{H}_{exh} برابر انرژی منتقل شده از موتور توسط گازهای خروجی می‌باشد، E_{other} برابر انتقال حرارت تشعشع و جابجایی از بدنه موتور و همچنین اصطکاک اجزای مختلف موتور است که مجموع این انرژی‌ها به صورت غیرمستقیم قابل محاسبه است.

انرژی سوخت و هوای ورودی توسط معادلات ۲ و ۳ محاسبه می‌شوند:

$$\dot{H}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \times \Delta h_{fuel} \quad (۲)$$

$$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \times \Delta h_{air} \quad (۳)$$

\dot{m}_{fuel} و \dot{m}_{air} دبی سوخت و هوای ورودی به موتور و Δh_{fuel} و Δh_{air} اختلاف آنتالپی سوخت و هوا در دمای ورودی با حالت مرجع ترمودینامیکی (25°C) می‌باشند.

انرژی ناشی از احتراق سوخت با استفاده از معادله ۴ محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{fuel} \times LHV \quad (۴)$$

در معادله ۴ برابر دبی جرمی سوخت ورودی به موتور و LHV برابر ارزش حرارتی پایین سوخت به کار رفته می‌باشد. در معادله ۱ مشاهده می‌شود که \dot{Q}_{comb} در η_{comb} ضرب شده است، که بازده احتراق در موتور می‌باشد. در حالت عادی ممکن است که به جای بخار آب و دی اکسید کربن، محصولات احتراق شامل CO ، HC ، H_2 باشند که در این حالت احتراق ناقص است. در احتراق ناقص انرژی سوخت به جای رها شدن کامل، در محصولات ذکر شده ذخیره می‌شود و آزاد نمی‌شود. برای به دست آوردن بازده احتراق باید نسبت انرژی خارج شده توسط محصولات احتراق ناقص به انرژی آزاد شده توسط احتراق کامل سوخت محاسبه شود. فرمول ۵ نحوه محاسبه بازده احتراق را نشان می‌دهد.

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{\sum m_i Q_{HV,i}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV} \quad (۵)$$

سوخت و سیال خنک‌کن در نقاط مختلف توسط سنسور های اندازه گیری دما محاسبه شده‌اند. شکل شماتیک تجهیزات آزمایش بر روی موتور در شکل ۲ و نمای اتاق آزمایش در شکل ۳ نشان داده شده است. سوخت مورد استفاده در این آزمایش دارای ارزش حرارتی پایین $4384 \frac{kJ}{kg}$ می‌باشد و ضرائب C و H و O در فرمول شیمیایی آن به ترتیب برابر $7,301$ و $12,103$ و $0,006$ می‌باشند.

جدول ۱: مشخصات موتور آزمایش

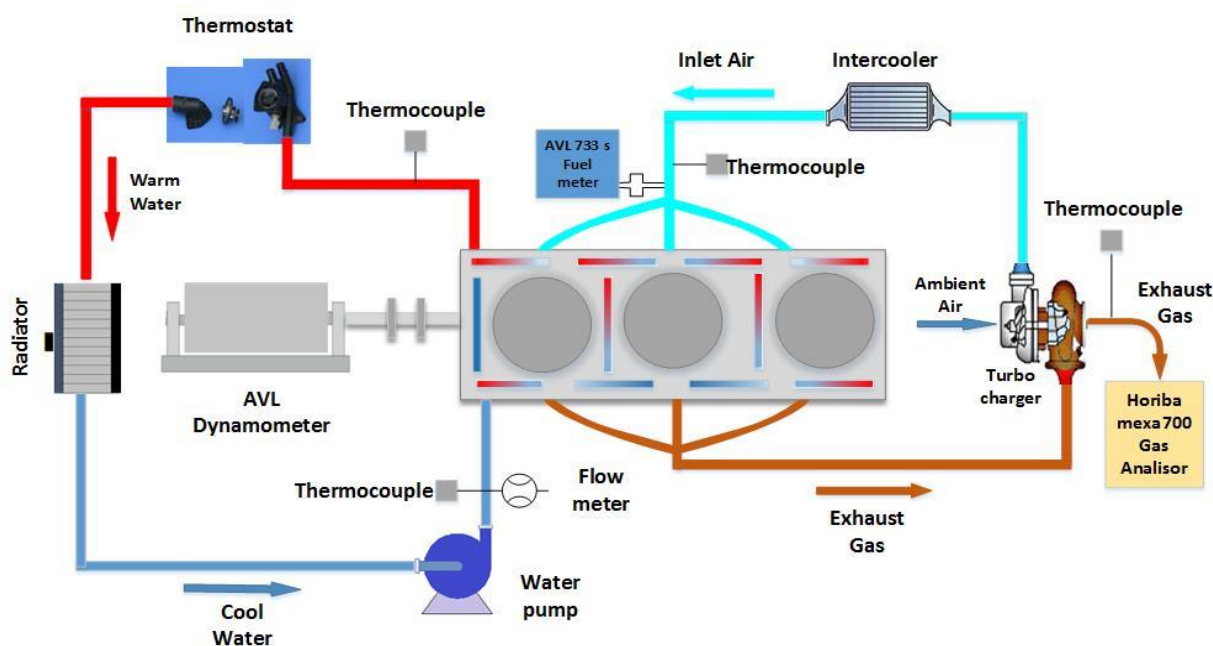
نام موتور	فورد اکوبوست
رده بندی موتور	موتور خطی
حجم موتور	999 cm^3
نسبت تراکم	۱۰:۱
قطر استوانه	78 mm
تعداد استوانه	۳
تعداد دریچه	۴ در هر استوانه
توان بیشینه (kW)	$92 \text{ rpm} @ 600$
گشتاور بیشینه (N.m)	$170 \text{ rpm} @ 450-1500$

از آن جایی که محاسبه و به دست آوردن دقیق انتقال حرارت از بدنه موتور و همچنین انرژی اصطکاک مقدور نمی‌باشد برای محاسبه E_{other} در معادله ۱ از روش غیرمستقیم استفاده می‌شود. بدین ترتیب که با محاسبه و به دست آوردن تمام پارامترها در معادله ۱، E_{other} محاسبه خواهد شد.

۳- موتور مورد آزمایش و وسایل آزمایش

موتور مورد استفاده در آزمایش موتور فورد اکوبوست می‌باشد که دارای سه استوانه و مجهز به توربو شارژر است. در جدول ۱ مشخصات این موتور آمده است.

در این آزمایش برای محاسبه توان مفید خروجی از لگام ترمز ای وی ال ای پی ای ۱ اف ۴ ای-۰۵۰۹ استفاده شده است. این لگام ترمز برای موتورهایی تا توان خروجی 220 kW قابل استفاده است. از آنالیزور دود هوریا مکسا-۷۰۰ نیز برای اندازه‌گیری اجزای دود خروجی استفاده شده است. دبی سوخت توسط دبی‌سنج ای وی ال ۷۳۳ اس ۴ اندازه‌گیری شده است و با استفاده از اندازه‌گیری نسبت سوخت به هوا توسط حسگر لامبدا^۵ میزان دبی هوا محاسبه می‌شود. دمای هوا،



شکل ۲: شماتیک اجزای آزمایشی موتور

۴- نتایج آزمایش

محاسبه تراز حرارتی برای شرایط مختلف عملکردی در سرعت‌ها و بارهای مختلف و در دو دمای خنک‌کاری 60°C و 90°C انجام گرفته است.

سیال خنک‌کاری مورد استفاده در آزمایش محلول آب و ضدیخ ۵۰ درصد و همچنین ظرفیت گرمایی این سیال برابر $3,55 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ\text{C}}$ می‌باشد. داده‌برداری در دور موتور 1000 rpm تا 6000 rpm و در بارهای مختلف برای دماهای خنک‌کاری 60°C و 90°C انجام گرفته است.

^۴ AVL 733s
^۵ lambda sensor

^۱ Ford EcoBoost
^۲ AVL APA 1F4-E-0509
^۳ Horiba Mexa-700

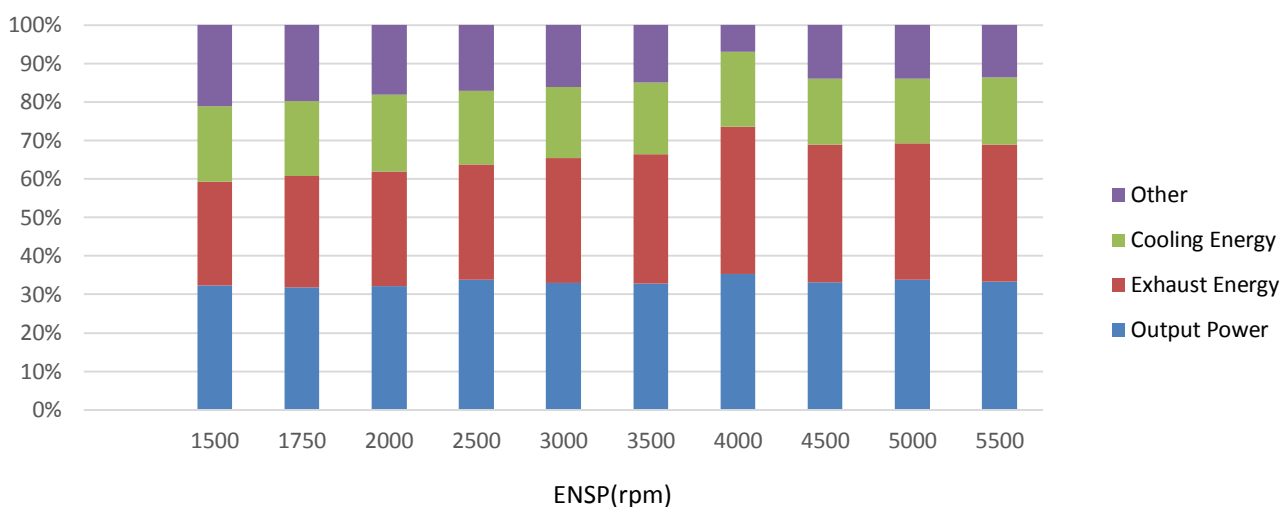
در شکل ۴ نمودار توزیع سهم هر یک از انرژی‌های مختلف در موتور برای موتور در حالت تمام بار و دمای خنک‌کاری ۹۰°C آورده شده است. همان طور که در نمودار مشاهده می‌شود درصد هر یک از انرژی‌ها با تغییر شرایط و افزایش سرعت و بار رفتار متفاوتی دارند که در ادامه بحث این تغییرات به همراه بررسی دلایل ذکر خواهد شد.



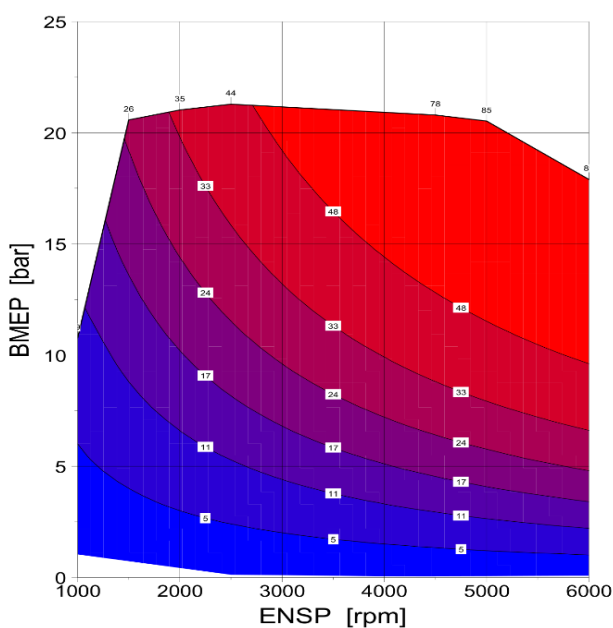
شکل ۳: نمای اتاق و تجهیزات آزمایش

۵- توزیع توان خالص خروجی

در عملکرد موتور رسیدن به توان تولیدی بیشتر می‌تواند هدف مطلوب باشد، به همین علت بررسی میزان توان تولیدی و یافتن بهترین نقاط کارکردی از اهمیت بالایی برخوردار است.



شکل ۴: نمودار توزیع سهم انرژی‌ها

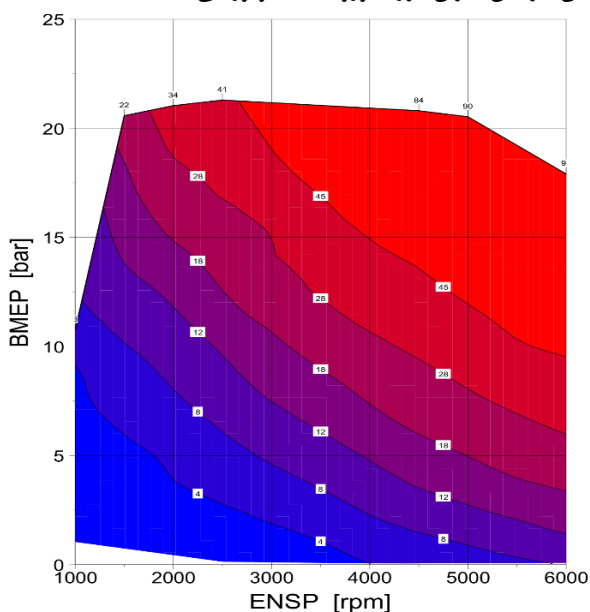


شکل ۵: نقشه توان خاص خروجی موتور [kW]

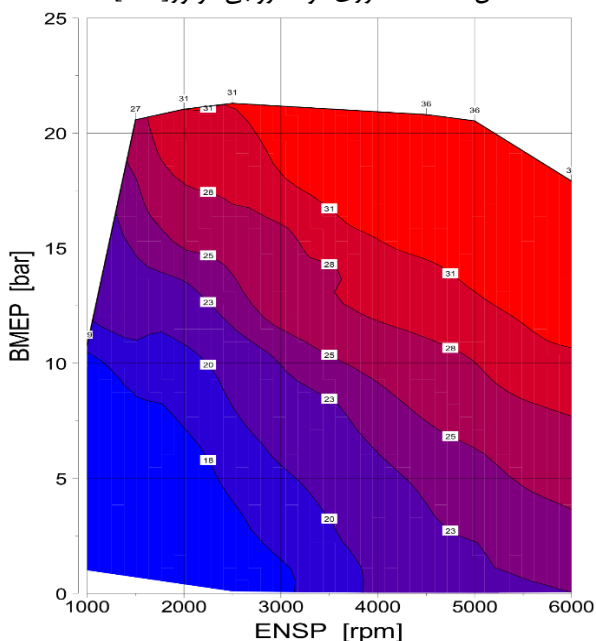
در شکل ۵ نقشه میزان توان تولیدی در موتور بر حسب سرعت و بار آورده شده است. با بررسی این نقشه مشاهده می‌شود که مطابق انتظار با افزایش سرعت و بار در موتور میزان توان تولیدی نیز افزایش می‌یابد. برای بررسی بهتر و دقیق‌تر سهم توان خالص تولیدی در موتور به کل میزان انرژی آزاد شده، نقشه درصد توان تولیدی در شکل ۶ آورده شده است. این پارامتر معادل با بازده حرارتی در موتور می‌باشد و نشان‌دهنده‌ی میزان مصرف سوخت است.

با بررسی نقشه شکل ۶ می‌توان دریافت که راندمان حرارتی تابعی از بار و دور می‌باشد اما با دور موتور تغییرات کمتری دارد. راندمان حرارتی با افزایش بار به غیر از حالت تمام بار افزایش می‌یابد و این نشان می‌دهد که کارکرد در شرایط بارهای زیاد از لحاظ مصرف سوخت مطلوب‌تر است. در توجیه این تغییرات برای راندمان حرارتی می‌توان گفت با افزایش بار در موتور میزان تلفات پمپ کاهش یافته و در نتیجه با افزایش توان تولیدی، بازده حرارتی نیز افزایش می‌یابد.

افزایش خواهد یافت. در دور ثابت با افزایش بار موتور و به خصوص در موتورهای پرخوران به دلیل جلوگیری از بروز پدیده کوبش یا کاهش دمای گازهای خروجی، غنای مخلوط افزایش یافته که منجر به احتراق ناقص می‌شود. این پدیده اگرچه با کاهش دمای گازهای خروجی همراه است اما به دلیل انرژی آزاد نشده موجود در سوخت سبب افزایش درصد انرژی گازهای خروجی می‌گردد. عامل دیگر در افزایش درصد انرژی دود خروجی در دور ثابت، عدم تغییر در میزان اتلافات اصطکاکی در عین افزایش میزان انرژی ورودی به موتور می‌باشد.



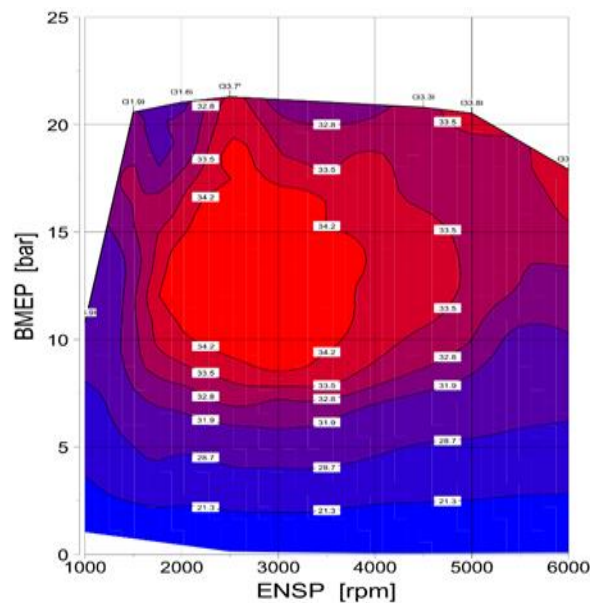
شکل ۷: نقشه انرژی دود خروجی موتور [kW]



شکل ۸: نقشه سهم انرژی دود خروجی به انرژی کل [%]

موتورهای پرخوران به دلیل جلوگیری از بروز پدیده کوبش یا کاهش دمای گازهای خروجی، غنای مخلوط افزایش یافته که منجر به احتراق

همچنین با افزایش بار موتور در یک دور ثابت، بازده به یک مقدار بیشینه رسیده و سپس کاهش می‌یابد. کاهش بازده پس از رسیدن به نقطه بهینه ناشی از افزایش غنای مخلوط و به تبع آن احتراق ناقص است. افزایش غنای سوخت به این دلیل می‌باشد که در موتورهای پرخوران به دلیل محدود کردن دمای گاز خروجی باید در حالت تمام بار مخلوط را غنی نمود تا در اثر احتراق ناقص دمای گازهای خروجی اندکی کاهش یابد.

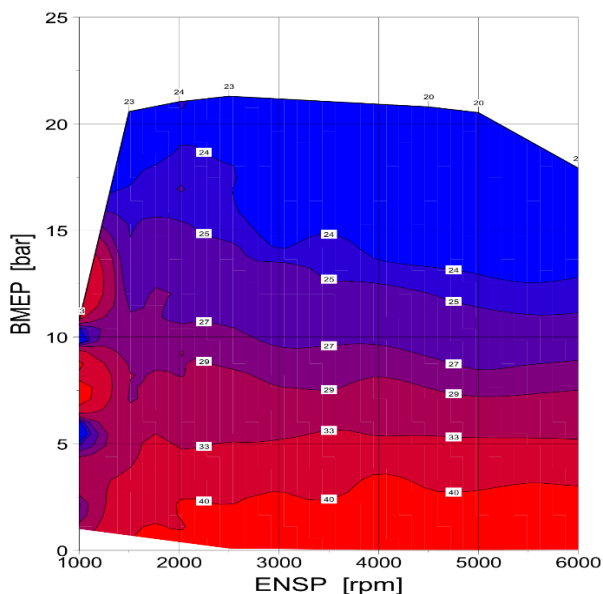


شکل ۶: نقشه بازده حرارتی موتور [%]

۶- توزیع انرژی دود خروجی

دود خروجی از موتور مقدار زیادی از انرژی آزاد شده در موتور را به بیرون منتقل می‌کند، به همین علت ارزیابی میزان تلفات انرژی توسط دود خروجی در نقاط مختلف کارکرد اهمیت زیادی دارد. در شکل ۷ نقشه میزان انرژی دود خروجی در نقاط مختلف کارکرد بر حسب دور موتور و بار آورده شده است. با مقایسه نقشه های شکل ۵ و شکل ۷ مشاهده می‌شود که میزان انرژی خروجی توسط دود تقریباً با میزان توان خالص تولیدی برابر است.

در شکل ۸ نقشه سهم میزان انرژی دود خروجی به کل انرژی آزاد شده در موتور آورده شده است. با بررسی این نقشه مشاهده می‌شود که درصد انرژی دود خروجی تابعی خطی از دور و بار موتور می‌باشد. این جمله بدین معناست که افزایش بار یا دور موتور تاثیری مشابه بر میزان اتلاف دود خروجی خواهند داشت. با افزایش دور موتور درصد انرژی دود خروجی افزایش می‌یابد که در توجیه این پدیده می‌توان گفت با افزایش دور موتور، زمان صرف شده در هر چرخه کاهش یافته و درصد انتقال حرارت از طریق بدنه‌ی موتور کاهش می‌یابد و این پدیده باعث افزایش دمای گاز خروجی می‌شود. با توجه به تغییر کم درصد توان مفید خروجی با افزایش سرعت (شکل ۶)، درصد انرژی دود خروجی با افزایش دور



شکل ۱۰: نقشه سهم انرژی خک کاری به انرژی کل [%]

۸- مقایسه عملکردی در دماهای مختلف سیال خنک کن

همان طور که گفته شد این آزمایش برای دو دمای خنک کاری مختلف انجام گرفته است و با بررسی و مقایسه نتایج حاصله برای هر یک از دماهای خنک کاری می توان به شرایط کارکرد موتور در این دو دما دست یافت.

در جدول ۲ تا ۵ به ترتیب نتایج حاصله برای توان مفید خروجی، انرژی دود خروجی، انرژی خنک کاری و انرژی غیر قابل محاسبه برای حالت $BMEP=8bar$ در دوره های مختلف آورده شده است.

جدول ۲: نتایج توان خروجی برای دماهای خنک کاری مختلف

دور موتور (RPM)	۶۰°C		۹۰°C	
	\dot{W}_{shaft} (kW)	η_{th} (%)	\dot{W}_{shaft} (kW)	η_{th} (%)
۱۰۰۰	۶,۶	۲۸,۸	۶,۷	۲۸,۸
۲۰۰۰	۱۳,۳	۳۳,۲	۱۳,۴	۳۲,۹
۳۰۰۰	۲۰	۳۱,۶	۲۰	۳۳,۷
۴۰۰۰	۲۶,۷	۳۱,۶	۲۶,۸	۳۳

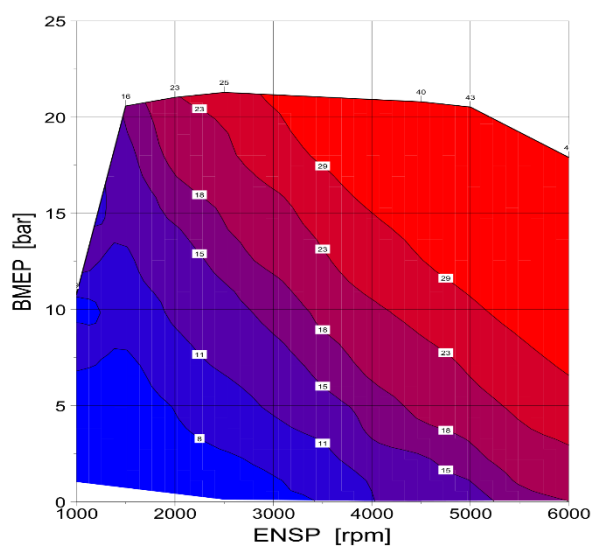
با بررسی و مقایسه نتایج در دماهای خنک کاری در جدول ۲ مشاهده می شود که با افزایش دمای خنک کاری، میزان توان خالص تولیدی و همچنین بازده حرارتی موتور افزایش یافته است. علت این امر این است که با افزایش دمای خنک کاری در موتور گرانیروی روغن کاهش یافته و در نتیجه میزان تلفات اصطکاکی در موتور کمتر می شود و در نتیجه توان تولیدی و بازده حرارتی افزایش می یابد. از دیگر عوامل افزایش بازده این است که به دلیل اختلاف دمای کمتر برای سیال خنک کاری مقدار انرژی هدررفت به سیال خنک کاری کاهش می یابد و به تبع آن بازده حرارتی افزایش می یابد.

ناقص می شود. این پدیده اگرچه با کاهش دمای گازهای خروجی همراه است اما به دلیل انرژی آزاد نشده موجود در سوخت سبب افزایش درصد انرژی گازهای خروجی می گردد. عامل دیگر در افزایش درصد انرژی دود خروجی در دور ثابت، عدم تغییر در میزان اتلافات اصطکاکی در عین افزایش میزان انرژی ورودی به موتور می باشد.

۷- توزیع انرژی منتقل شده به سیال خنک کن

نقشه میزان انرژی منتقل شده به سیال خنک کن در موتور برای نقاط مختلف عملکردی در شکل ۹ آورده شده است. با بررسی این نقشه مشاهده می شود که همانند نقشه های توان و انرژی دود خروجی، میزان انرژی خنک کاری نیز با افزایش دور موتور و بار، افزایش می یابد. با مقایسه شکل های ۷ و ۹ مشاهده می شود که در دورها و بارهای پایین میزان انرژی منتقل شده به سیال خنک کن بیشتر از انرژی دود خروجی می باشد ولی با افزایش دور موتور و بار مشاهده می شود که انرژی دود خروجی بیشتر از انرژی منتقل شده به سیال خنک کن می شود.

در شکل ۱۰ نقشه میزان انرژی خنک کاری به کل انرژی آزاد شده در موتور در شرایط مختلف کارکرد آورده شده است. با بررسی این نقشه مشاهده می شود که بر خلاف درصد توان خروجی و انرژی دود خروجی، درصد انرژی خنک کاری تقریباً تابعی از بار موتور می باشد. تنها استثنا در این زمینه افزایش درصد انرژی خنک کاری در بارهای کمتر از ۲۰۰۰ دور بر دقیقه در بار ثابت است. علت ثابت ماندن درصد انرژی خنک کاری با افزایش دور ناشی از افزایش دور تلمبه آب و به تبع آن افزایش انرژی منتقل شده به سیال خنک کن و ثابت ماندن تقریبی درصد انرژی خنک کاری است. در دور ثابت به دلیل ثابت ماندن سرعت تلمبه آب خنک کن، افزایش بار ورودی به موتور منجر به کاهش درصد انرژی خنک کاری می شود.



شکل ۹: نقشه انرژی خنک کاری [kW]

کاهش اصطکاک و کاهش انرژی خنک کاری ناشی از کاهش اختلاف دمای سیال خنک کن می‌باشد.

۳. انرژی دود خروجی و سهم آن با افزایش دمای خنک کاری افزایش می‌یابد ولی انرژی هدررفت به سیال خنک کن و سهم آن کاهش می‌یابد. کاهش انرژی خنک کاری به این دلیل است که با افزایش دمای سیال خنک کننده اختلاف دمای سیال با محفظه احتراق کاهش یافته و در نتیجه انرژی منتقل شده کاهش می‌یابد.

مراجع

- [1] Ajav, E., B. Singh, and T. Bhattacharya, Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels, in Energy conversion and management. 2000. p. 1533-1541.
- [2] Han, G., et al., Theoretical and experimental investigations on energy balance on DMDF engine. Fuel, 2016. 164: p. 393-402.
- [3] Yüksel, F. and M. Ceviz, Thermal balance of a four stroke SI engine operating on hydrogen as a supplementary fuel. Energy, 2003. 28(11): p. 1069-1080.
- [4] Abedin, M., et al., Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 26: p. 20-33.
- [5] Fu, J., et al., Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. Applied energy, 2013. 102: p. 622-630.
- [6] Liu, J., et al., Comparison and analysis of engine exhaust gas energy recovery potential through various bottom cycles. Applied Thermal Engineering, 2013. 50(1): p. 1219-1234.
- [7] Abusoglu, A. and M. Kanoglu, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1-Formulations. Applied Thermal Engineering, 2009. 29(2): p. 234-241.
- [8] Sezer, İ. and A. Bilgin, Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines. Fuel, 2013. 112: p. 523-530.
- [9] Taymaz, I., An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. Energy, 2006. 31(2): p. 364-371.
- [10] Giakoumis, E., Cylinder wall insulation effects on the first-and second-law balances of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions. Energy Conversion and Management, 2007. 48(11): p. 2925-2933.
- [11] Tsurushima, T., et al., Thermodynamic characteristics of premixed compression ignition combustions. 2001, SAE Technical Paper.
- [12] Gharehghani, A., et al., Experimental investigation of thermal balance of a turbocharged SI engine operating on natural gas. Applied Thermal Engineering, 2013. 60(1): p. 200-207.

جدول ۳: نتایج انرژی دود خروجی برای دماهای خنک کاری

دور موتور (RPM)	۶۰°C		۹۰°C	
	\dot{H}_{exh} (kW)	\dot{H}_{exh} (%)	\dot{H}_{exh} (kW)	\dot{H}_{exh} (%)
۱۰۰۰	۳,۳	۱۴,۳	۳,۵	۱۵,۱
۲۰۰۰	۷,۱	۱۷,۸	۷,۵	۱۸,۴
۳۰۰۰	۱۳,۶	۲۱,۴	۱۲,۹	۲۱,۸
۴۰۰۰	۲۰,۳	۲۴	۱۹,۶	۲۴,۱

با بررسی نتایج در جدول ۳ مشاهده می‌شود که با افزایش دمای خنک کاری میزان انرژی دود خروجی و سهم آن به انرژی کل، افزایش یافته است. علت این امر این است که با افزایش دمای خنک کاری دمای محفظه احتراق نیز افزایش یافته و در نتیجه دمای دود خروجی و میزان انرژی منتقل شده توسط دود خروجی افزایش می‌یابد. در عین حال به دلیل کاهش میزان انرژی منتقل شده به سیال خروجی در دمای آب بیشتر، درصد انرژی دود خروجی افزایش می‌یابد.

جدول ۴: نتایج انرژی خنک کاری در دماهای خنک کاری

دور موتور (RPM)	۶۰°C		۹۰°C	
	$\dot{Q}_{cooling}$ (kW)	$\dot{Q}_{cooling}$ (%)	$\dot{Q}_{cooling}$ (kW)	$\dot{Q}_{cooling}$ (%)
۱۰۰۰	۶,۵	۲۸,۶	۷,۶	۳۲,۵
۲۰۰۰	۹,۹	۲۴,۷	۹,۹	۲۴,۴
۳۰۰۰	۱۵,۴	۲۴,۳	۱۴,۲	۲۴,۱
۴۰۰۰	۱۹,۵	۲۳	۱۹,۴	۲۴,۶

در جدول ۴ نیز مشاهده می‌شود که با افزایش دمای خنک کاری میزان انرژی منتقل شده به سیال خنک کن و سهم آن به انرژی کل کاهش می‌یابد. این امر به این دلیل است که با افزایش دمای سیال خنک کننده اختلاف دمای سیال با محفظه احتراق کاهش یافته و در نتیجه انرژی منتقل شده کاهش می‌یابد.

نتیجه گیری

با انجام آزمایش تراز انرژی و محاسبات مربوط به آن می‌توان موارد زیر را نتیجه‌گیری نمود:

۱. با افزایش دور و بار موتور توان خالص خروجی، انرژی دود خروجی و انرژی منتقل شده به سیال خنک کن افزایش می‌یابد، همچنین راندمان حرارتی با افزایش بار به غیر از حالت تمام بار افزایش می‌یابد و این نشان می‌دهد که کارکرد در شرایط بارهای زیاد از لحاظ مصرف سوخت مطلوب‌تر است.
۲. با افزایش دمای خنک کاری، میزان توان خالص تولیدی و همچنین بارده حرارتی در موتور افزایش می‌یابد. دلیل افزایش بارده در موتور،



Energy balance on a three-cylinder engine with turbocharger

H. N. Shirvan¹, I. Chitsaz^{2*}, E. Amani³, S. Abdolmaleki⁴, A. H. Parivar⁵

¹Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, hniknam1995@gmail.com

²Faculty of Mechanical Engineering, Kharazmi University, Karaj, Iran, i_chitsaz@khu.ac.ir

³Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, eh.amani@gmail.com

⁴IranKhodro Powertrain Company(IPCo), Tehran, Iran, s_abdolmaleki@ip-co.com

⁵IranKhodro Powertrain Company(IPCo), Tehran, Iran, a_parivar@ip-co.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 22 December 2017

Accepted: 21 February 2018

Keywords:

Energy balance

Internal Combustion Engine

Turbocharger

Thermal Efficiency

ABSTRACT

In this paper, Energy balance for a three-cylinder engine with turbocharger has been analyzed. Energy balance is a method based on the first law of thermodynamics on account of which a control volume would be chosen over the engine and the inlet and outlet energies on that control volume would be measured and calculated. Using this method, the distribution of different types of energy in the engine can be obtained. In the experiment done on the engine, net output power, exhaust energy, energy transmitted to the coolant and other types of energy including heat transfer by means of convection and radiation from the engine's body, have been calculated in different situations such as different RPMs and different cooling temperatures. The results of this experiment show that the maximum thermal efficiency in different operating conditions is 35.95%, at 3000 rpm and 15 bar. Also, the maximum percentage for the smoke output is 35.75%, and is at 4500 rpm and 20 bar. For the energy transferred to the cooling fluid, the highest value is 43.27%, which is obtained at 4000 rpm and 1 bar.

