

بررسی ترازنامه حرارتی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی در حالت پرخورانی

مصطفی کوچک

کارشناس ارشد دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
Koochak.mostafa@gmail.com

سیدمصطفی میرسلیم*

استادیار دانشگاه صنعتی امیرکبیر
mirsalim@csr.ac.ir

علی کشاورز

دانشیار دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
keshavarz@kntu.ac.ir

آیت اله قره‌قانی

دانشجوی دکتری دانشگاه صنعتی امیرکبیر
a_ghareghani@yahoo.com

پیمان شرقی

کارشناس ارشد شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو
p_sharghi@ip-co.com

* نویسنده مسئول/ تاریخ دریافت: ۸۹/۱۱/۲۲ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۴/۰۴

چکیده

هدف از این مقاله شرح و بررسی ترازنامه حرارتی در موتور است. بدین منظور آزمایش‌های ترازنامه حرارتی بر روی موتور پایه گازسوز EF7 با سوخت گاز طبیعی و در حالت پرخورانی، انجام شده است. آزمایش‌های ترازنامه حرارتی در صنعت خودرو به منظور شناخت چگونگی توزیع جریان انرژی و انرژی در موتور و بهبود بازده آن انجام می‌شود. این آزمایش‌ها نسبتاً طولانی و پرهزینه است زیرا باید با دقت انجام شود، لذا در این مقاله به جستجوی معادلاتی که قابلیت کاربرد در شرایط مختلف عملکردی برای محاسبه ترازنامه حرارتی موتور را داشته باشد، پرداخته شده است.

در آزمایش انجام شده توان موتور، انرژی دود خروجی، انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری، انرژی خروجی توسط خنک‌کن میانی و سایر انرژی‌ها، که شامل انتقال حرارت به صورت جابه‌جایی و تشعشع از بدنه موتور است، محاسبه شده است. توان خروجی از موتور با استفاده از لگام‌ترمز، انرژی دود خروجی، انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری و انرژی خروجی توسط خنک‌کن میانی، با توجه به اطلاعات ثبت شده توسط حسگرها و روابط موجود تعیین شده است. سایر انرژی‌ها به صورت مستقیم محاسبه نشده و با استفاده از قانون اول گرماپویایی برای حجم محاسباتی در نظر گرفته شده در اطراف موتور محاسبه می‌شود. تلفات اصطکاکی موتور نیز به صورت حرارت به سیال خنک‌کاری منتقل شده و در انرژی منتقل شده به آن منظور می‌گردد. آزمایش‌های ترازنامه حرارتی در چهار حالت عملکردی تمام بار و نیمه بار با دمای سیال خنک‌کاری ۹۰ و ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد انجام شده‌اند. در تمام آزمایش‌ها موتور کاملاً گرم است.

پس از اندازه‌گیری ترازنامه حرارتی در حالت‌های عملکردی مختلف، بر اساس نتایج تجربی محاسبه انرژی دود خروجی، یک معادله ریاضی برای محاسبه این انرژی پیشنهاد شده است که نتایج حاصل از این معادله انطباق نسبتاً خوبی با نتایج تجربی آزمایشگاهی دارد. در ادامه بازده موتور در حالت‌های مختلف با یکدیگر مقایسه شده است؛ مشاهده می‌شود که با افزایش بار و دمای سیال خنک‌کاری، بازده موتور افزایش می‌یابد. همچنین تأثیر استفاده از پرخوران بر افزایش توان و بازده موتور در این مقاله بررسی شده است.

کلید واژه‌ها: ترازنامه حرارتی، بازده، انرژی دود خروجی، توان خنک‌کاری، پرخوران

۱- مقدمه

با استفاده از ترازنامه حرارتی می‌توان نحوه توزیع انرژی ورودی توسط سوخت به موتور را تعیین کرد. بدین منظور از قانون اول گرماپویایی برای حجم محاسباتی در اطراف موتور استفاده می‌شود. در موتورهای احتراق داخلی حدود یک سوم از انرژی ورودی به موتور به کار مفید خروجی تبدیل می‌شود و باقی انرژی ورودی از طریق دود خروجی، انتقال حرارت به سیال خنک‌کاری و انتقال حرارت از طریق بدنه موتور، به محیط پیرامون منتقل می‌شود. در سرعت‌های مختلف موتور و نیز بارهای متفاوت، نسبت توان، انرژی دود خروجی و انرژی منتقل شده از طریق انتقال حرارت تغییر می‌کند.

در زمینه تعیین ترازنامه حرارتی و بررسی قوانین اول و دوم گرماپویایی در موتورهای احتراق داخلی، تحقیقات زیادی صورت گرفته است. اسمیت و بافی ترازنامه حرارتی را در موتورهای دیزل بررسی کرده‌اند. [۱،۲]. ترازنامه حرارتی در موتورهای دیزل معمول و موتورهای HCCI و تأثیر بازگردانی دود بر ترازنامه، توسط تاسوریشیما تشریح شده است. [۳]. در مطالعه دیگری نتایج حاصل از محاسبه قوانین اول و دوم گرماپویایی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای معمول و موتورهای با چرخه میلر توسط اندرسون و با استفاده از شبیه‌سازی، بررسی شد. [۴]. همچنین دارگن به صورت تئوری، ترازنامه حرارتی در موتورهای دیزل پرخورانی و تنفس طبیعی، و تأثیر افزودن بخار بنزین به هوای ورودی در ترازنامه را بررسی کرده است [۵]. تأثیر کاهش تلفات حرارتی در ترازنامه حرارتی موتورهای دیزلی که بدنه آنها با سرامیک پوشانده شده است توسط توماس بررسی شده است [۶]. آجاو نیز ترازنامه حرارتی را در یک موتور دیزل تک استوانه برای سوخت‌های متفاوت بررسی کرده است [۷] و یوکسل تأثیر افزودن هیدروژن را به سوخت، در ترازنامه حرارتی موتورهای اشتعال جرقه‌ای، تشریح و مورد مطالعه قرار داده است [۸].

یکی از موارد مهم در تعیین ترازنامه حرارتی موتور تعیین دقیق انرژی دود خروجی است. هیوود نمودارهایی ارائه کرده است که انرژی دود خروجی را برای سوخت بنزین، با نسبت‌های سوخت به هوای متفاوت، تعیین می‌کند [۹]. در شیوه‌های آزمایشگاهی، انرژی دود خروجی را می‌توان با استفاده از دستگاه تحلیل‌گر ترکیب دود خروجی و یا با استفاده از مبدل‌های حرارتی تعیین نمود. در مبدل‌های حرارتی، دود را با استفاده از سیال خنک‌کننده سرد می‌کنند تا به دمای محیط برسد و حرارت گرفته شده از دود را محاسبه می‌کنند. یوکسل از این شیوه در تعیین انرژی دود استفاده کرده است [۸]. همچنین در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (IPCO) آزمایش‌هایی در این زمینه انجام شده است [۱۰].

در این شیوه تنها آنتالپی محسوس دود خروجی محاسبه می‌شود و انرژی شیمیایی موجود در دود، که ناشی از احتراق ناقص سوخت و تشکیل مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته است، محاسبه نمی‌شود. روش دیگر محاسبه آزمایشگاهی انرژی دود خروجی، استفاده از دستگاه تحلیل‌گر ترکیب دود است. با تعیین ترکیب دود، آنتالپی محسوس و انرژی شیمیایی موجود در دود محاسبه می‌شود. مجموعه معادلاتی در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو برای محاسبه انرژی دود، با استفاده از نتایج آزمایشگاهی ترکیب دود خروجی بر روی موتور EF7 در حالت تنفس طبیعی موجود است که با همکاری شرکت FEV به دست آمده است. [۱۱].

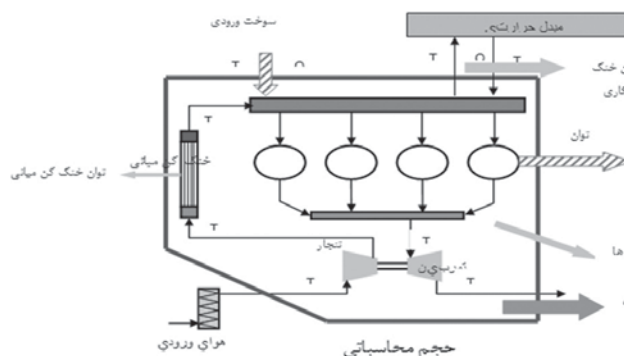
در مطالعه صورت گرفته با در نظر گرفتن حجم محاسباتی فرضی در اطراف موتور و با استفاده از قانون اول گرماپویایی، ترازنامه حرارتی موتور EF7 در حالات مختلف عملکردی محاسبه شده است. سپس حالت‌های عملکردی با یکدیگر مقایسه شده و دلایل تغییر بازده در این حالات تشریح شده است.

همچنین در این آزمایش انرژی دود خروجی با استفاده از تحلیل‌گر دود محاسبه شده است. سپس نتایج تجربی حاصل با نتایج معادلات ریاضی FEV مقایسه و به علت دقت ضعیف نتایج این معادلات ریاضی در انطباق با نتایج تجربی، مجموعه معادلات جدیدی ارائه شده است که دقت بیشتری برای محاسبه انرژی دود خروجی دارند.

۲- موتور مورد آزمایش، وسایل اندازه‌گیری و شرایط انجام آزمایش

موتور مورد آزمایش یک موتور دوگانه سوز از خانواده EF7 و مجهز به یک پرخوران از نوع FUYUAN-1 است. در جدول ۱ مشخصات موتور در حالت پرخورانی آمده است. نمای اتاق آزمایش در شکل ۱ و محل نصب حسگرها در شکل ۲ نشان داده شده است. در شکل ۲، T مکان حسگرهای دما و Q مکان شارسنج را نشان می‌دهد.

لگام‌ترمز استفاده شده از نوع جریان مخالف و ساخت شرکت SCHENCK است. این لگام با ایجاد یک ترمز برقی به موتور بار وارد می‌کند تا حالت کارکردهای مختلف موتور شبیه‌سازی شود. این لگام‌ترمز با آب خنک می‌شود و برای موتورهایی تا توان خروجی ۱۹۰ کیلو وات قابل استفاده است. دقت لگام‌ترمز هر ۲۴ ساعت سنجیده می‌شود. خطای مجاز لگام‌ترمز در حالت بار ثابت ۰/۴ نیوتن متر و برای بار پویا ۱/۵ نیوتن متر است. از تحلیل‌گر دود Horiba-7170D نیز برای اندازه‌گیری اجزای موجود در دود خروجی استفاده شده است. در بخش مربوط به محاسبه



شکل ۲ حجم محاسباتی و محل نصب حسگرها

۳- محاسبه ترازنامه حرارتی

برای محاسبه ترازنامه حرارتی یک حجم محاسباتی در اطراف موتور، خنک‌کن میانی و پرخوران مطابق شکل ۲ در نظر گرفته شده است. در بررسی ترازنامه حرارتی فرآیند پیچیده احتراق صرفاً به صورت فرآیندی برای آزاد کردن انرژی سوخت در نظر گرفته می‌شود. قانون اول گرماپویایی برای حجم محاسباتی به صورت معادله ۱ است. انرژی گرفته شده از روغن موتور در خنک‌کننده آن، در انرژی خنک‌کاری منظور شده است.

$$\begin{cases} H^{\circ}_{fuel} + H^{\circ}_{oil} + H^{\circ}_{air} = W^{\circ}_{shaft} t + \\ H^{\circ}_{Exh} + Q^{\circ}_{cooling} + Q^{\circ}_{intercooler} + E^{\circ}_{other} \end{cases} \quad (1)$$

در معادله ۱، H°_{fuel} انرژی ورودی با سوخت، H°_{oil} انرژی حاصل از احتراق روغن مصرف شده، H°_{air} انرژی ورودی با هوای ورودی، W°_{shaft} توان مفید خروجی روی محور موتور، H°_{Exh} انرژی موجود در دود خروجی، $Q^{\circ}_{cooling}$ انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری، $Q^{\circ}_{intercooler}$ انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری در خنک‌کن میانی و E°_{other} نشان دهنده سایر انرژی‌ها است. در ادامه نحوه محاسبه قسمت‌های مختلف ترازنامه شرح داده می‌شود.

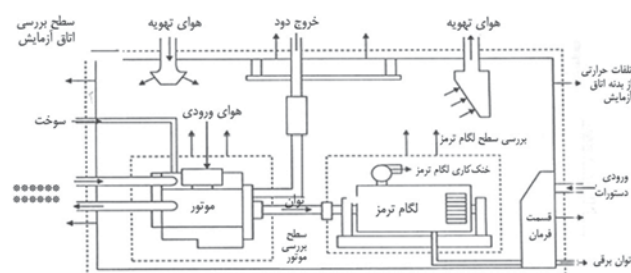
۳-۱ انرژی ورودی با سوخت

این انرژی شامل دو قسمت است؛ انرژی موجود در سوخت به دلیل اختلاف دما با حالت مرجع و انرژی حاصل از احتراق سوخت در محفظه احتراق، این دو قسمت با استفاده از معادلات ۲ و ۳ محاسبه می‌شوند. گرمای ویژه فشار ثابت سوخت $33,335 \text{ kJ/kmol}$ و ارزش حرارتی پایینی سوخت $44,98 \text{ MJ/kg}$ است. جدول ۲ ترکیب سوخت گازی استفاده شده در آزمایش را نشان می‌دهد.

خطای آزمایش، خطای حسگرهای مورد استفاده در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۱ مشخصات موتور مورد آزمایش در حالت پرخورانی

نام موتور	EFV
رده بندی موتور	موتور خطی - دوسوخته
حجم موتور (لیتر)	۱,۶۴۶
نوع احتراق موتور	اشتعال جرقه‌ای
نسبت تراکم تنفسی	۹,۸/۱
قطر استوانه (mm)	۷۸,۶
طول مسیر سمبه (mm)	۸۵
تعداد دریچه	۴ دریچه به ازای هر استوانه
توان بیشینه (کیلو وات)	۱۱۰ کیلو وات در ۵۵۰۰ rpm
گشتاور بیشینه (Nm)	۲۱۵ نیوتن متر در ۴۸۰۰-۲۲۰۰ rpm



شکل ۱ نمای اتاق آزمایش

داده‌برداری در حالت بار کامل و نیمه بار و با دماهای سیال خنک کاری 90°C و 110°C و از دور موتور 1500 تا 5500 rpm و با فاصله 500 rpm انجام گرفته است. برای افزایش دقت در نتایج حاصل، در هر نقطه عملکردی چندین داده ثبت شده و از مقدار میانگین داده‌ها در محاسبات استفاده می‌شود. در آزمایش انجام شده هوا در فشار و دمای اتاق آزمایش وارد موتور شده است. فشار و دمای هوای اتاق آزمایش در داده‌برداری‌های مختلف، به ترتیب، بین 88 تا 90 kPa و 17 تا 20°C بوده است. رطوبت نسبی هوا نیز در طول آزمایش، برای محاسبه دقیق مقدار بخار آب ورودی به محفظه احتراق ثبت شده است.

و پرخوران گرم می‌شود و هنگام ورود در دمایی گرم‌تر از دمای مرجع (۲۹۸,۱۵K) است، دارای اختلاف آنتالپی با حالت مرجع است. انرژی ورودی با هوا با استفاده از معادله ۵ محاسبه می‌شود.

$$H^{\circ}_{air} = m^{\circ}_a (\Delta h_a + w_a \Delta h_{H_2O}) \quad (5)$$

مجموع انرژی‌های محاسبه شده در بالا برابر با انرژی کل ورودی به موتور است.

۳-۴ توان خروجی

توان مفید خروجی موتور با استفاده از لگام‌ترمزی که به محور موتور متصل می‌شود اندازه‌گیری می‌شود.

۳-۵ انرژی دود خروجی

انرژی دود خروجی شامل ۲ بخش است؛ انرژی موجود در دود خروجی به دلیل اختلاف دمای دود در خروج از حجم محاسباتی با دمای مرجع (آنتالپی محسوس) و انرژی شیمیایی موجود در دود به علت احتراق ناقص. در آزمایش ترازنامه حرارتی، برای تعیین دقیق انرژی دود خروجی، از دستگاه تحلیل گر اجزای دود خروجی استفاده شده است.

فرضی که در این مرحله از محاسبات در نظر گرفته می‌شود برابر دانستن مشخصات هیدروکربن‌های نسوخته با متان است. با توجه به اینکه ۸۸/۱ درصد سوخت مورد استفاده در آزمایش از متان تشکیل شده است و باقی هیدروکربن‌های موجود در سوخت حدود ۶/۵ درصد از سوخت را تشکیل می‌دهند و همچنین با در نظر گرفتن فعالیت شیمیایی بیشتر اتان و پروپان در واکنش‌های شیمیایی پس از احتراق، نسبت به متان، فرض در نظر گرفته شده، فرض مناسبی در محاسبات است. با استفاده از داده‌های دستگاه تحلیل گر اجزای دود خروجی، شار سوخت ورودی، شار هوای ورودی و با استفاده از معادله احتراق، شار مولی هر کدام از محصولات احتراق در دود خروجی محاسبه می‌شود. با در نظر گرفتن الگوی دالتون برای مخلوط گازی دود خروجی و استفاده از ضرایب حرارتی فشار ثابت وابسته به دما [۱۲]، آنتالپی محسوس دود خروجی محاسبه می‌شود. علت استفاده از ضرایب حرارتی فشار ثابت وابسته به دما، دقت محاسبه آنتالپی با استفاده از آنها است. انرژی شیمیایی موجود در دود نیز با استفاده از شار مولی مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته محاسبه می‌شود.

در بخش مربوط به تعیین معادلات ریاضی برای محاسبه انرژی دود خروجی، چگونگی محاسبه این انرژی کاملاً شرح داده می‌شود.

$$\Delta h_f = m^{\circ}_f \times C_{pf} \times \Delta T_f \quad (2)$$

$$Q^{\circ}_f = Q_{LHV,f} \times m^{\circ}_f \quad (3)$$

جدول ۲ ترکیب سوخت گازی استفاده شده

اجزای تشکیل دهنده	نسبت تنفسی
CH_4	۰/۸۸۱
C_2H_6	۰/۰۴۷
C_3H_8	۰/۰۱۰۲
C_4H_{10}	۰/۰۰۴۷
C_5H_{12}	۰/۰۰۱۷
C_6H_{14}	۰/۰۰۰۴
CO_2	۰/۰۱
N_2	۰/۰۴۵

۳-۲ انرژی حاصل از احتراق روغن موتور مصرف شده

در موتور مورد آزمایش، روغن تبخیر شده و بخارات سوخت و هوای موجود در محفظه میل لنگ با استفاده از سامانه تهویه در نظر گرفته شده، به درون چند راهه هوا رانده می‌شوند و همراه هوای ورودی به محفظه احتراق برده شده و در آنجا می‌سوزند. بنابراین باید انرژی حاصل از احتراق روغن مصرف شده را در ترازنامه حرارتی محاسبه نمود. معادله ۴ نحوه محاسبه این انرژی را نشان می‌دهد. میزان مصرف روغن اندازه‌گیری شده در آزمایش در بیشترین حالت ۱۶,۷۷g/h و ارزش حرارتی پایینی روغن $Q^{\circ}_{oil} = 43,24 \text{ MJ/kg}$ است.

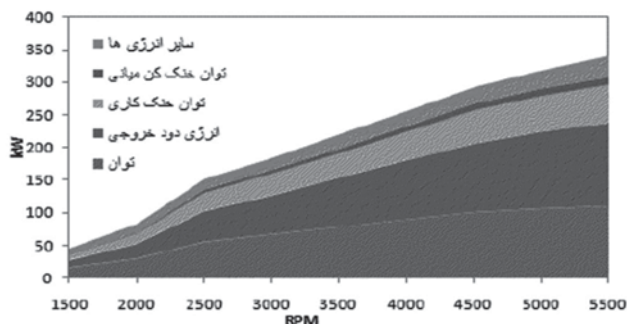
$$Q^{\circ}_{oil} = Q_{LHV,oil} \times m^{\circ}_{oil} \quad (4)$$

در این قسمت فرض شده است که تمام روغن مصرف شده در محفظه احتراق می‌سوزد. با توجه به اینکه انرژی حاصل از سوختن روغن موتور مصرف شده در بیشترین حالت حدود ۰,۱۶ کیلو وات است، با صرف نظر از این فرض در بیشترین حالت ۰/۳۱ درصد در محاسبه انرژی ورودی به موتور خطا ایجاد می‌شود.

۳-۳ انرژی ورودی با هوا به محفظه احتراق

هوا در هنگام ورود به محفظه احتراق که حجم محاسباتی فرضی برای تحلیل، قانون اول است، به دلیل آنکه در عبور از چند راهه ورودی

به تفکیک، بر حسب دور موتور و در حالت تمام بار با دمای سیال خنک کاری 90°C بر حسب کیلووات نشان می‌دهد. روند تغییرات بخش‌های مختلف و مقایسه آن، در حالات مختلف عملکردی در ادامه مورد بحث قرار خواهد گرفت.



شکل ۳ ترازنانه حرارتی در حالت تمام‌بار با دمای سیال خنک‌کاری 90°C بر حسب کیلووات

۱-۶ مقایسه قسمت‌های مختلف ترازنانه بر حسب

کیلووات

در شکل‌های ۴ تا ۶ به ترتیب مقدار توان، انرژی دود خروجی و انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری موتور برای ۴ حالت عملکردی آزمایش شده، نشان داده شده است. می‌بینیم که با افزایش بار موتور از حالت نیمه بار به تمام بار، همچنین با افزایش دور موتور مقدار توان خروجی، انرژی موجود در دود و انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری افزایش می‌یابد که به دلیل افزایش سوخت مصرفی و انرژی حاصل از احتراق است.

در شکل ۴ دیده می‌شود که با افزایش دمای سیال خنک‌کاری در حالت تمام بار و نیمه بار مقدار توان خروجی به علت افزایش اندک بازده، افزایش اندکی نشان می‌دهد. مقدار سوخت ورودی به موتور تقریباً در هر دو حالت تمام بار و نیمه بار با دمای سیال خنک‌کاری یکسان با تغییر دمای سیال خنک‌کاری، برابر است. در قسمت مقایسه ترازنانه در این مورد توضیح بیشتری داده خواهد شد. شکل ۵ نشان‌دهنده رفتار دود خروجی با تغییر بار، دور موتور و دمای سیال خنک‌کاری است. با افزایش دمای خنک‌کاری، دمای محفظه احتراق و در نتیجه دمای گاز درون آن افزایش خواهد داشت که سبب افزایش دمای دود خروجی و در نتیجه افزایش انرژی دود خواهد شد. این اختلاف در حالت تمام بار بیشتر دیده می‌شود که به دلیل افزایش دمای شدید دود در حالت عملکرد تمام بار با دمای سیال 110°C است. در شکل ۶ نیز دیده می‌شود که در حالت تمام بار و نیمه بار میزان انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری، با افزایش دمای سیال، به علت کاهش اختلاف دمای سیال و محفظه

۳-۶ انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری

انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری با استفاده از شار جرمی و اختلاف دمای سیال در ورود و خروج از موتور، با استفاده از معادله ۶ محاسبه می‌شود. حرارت مخصوص در فشار ثابت سیال خنک‌کاری 3.6kJ/kg.K است.

$$Q_{\text{cooling}}^{\circ} = m^{\circ} c \times C_C \times \Delta T_{\text{Engine}} \quad (6)$$

۳-۷ انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری در خنک‌کن

میانی

انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری در خنک‌کن میانی با استفاده از شار جرمی هوای عبوری از خنک‌کن میانی و اختلاف دمای هوا محاسبه می‌شود. شار جرمی هوای عبوری با استفاده از شار سوخت و غنای مخلوط سوخت و هوا به دست می‌آید. معادله ۷ نحوه محاسبه این انرژی را نشان می‌دهد.

$$Q_{\text{intercooler}}^{\circ} = m^{\circ} \text{air} \times C_{\text{air}} \times \Delta T_{\text{air}} \quad (7)$$

در محاسبه توان خنک‌کاری و انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری در خنک‌کن میانی به دلیل اختلاف دمای محدود از حرارت مخصوص در فشار ثابت غیر وابسته به دما استفاده شده است.

۳-۸ سایر انرژی‌ها

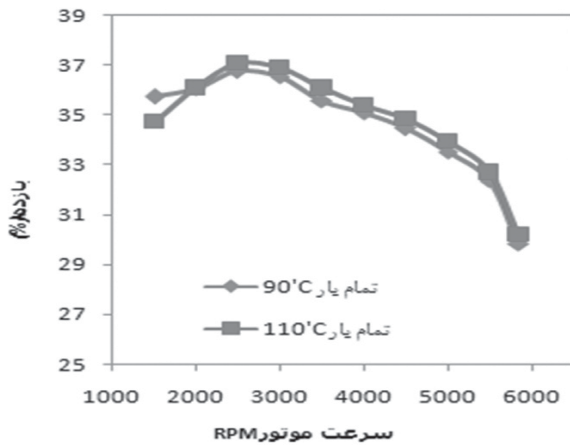
سایر انرژی‌ها شامل تلفات حرارتی از بدنه موتور به محیط اطراف و قسمتی از تلفات اصطکاکی درون موتور است. پدرو تخمینی از تلفات حرارتی ناشی از تشعشع و جابه‌جایی از سطح خارجی موتور ارائه کرده است [۱۳]. با توجه به عدم امکان محاسبه دقیق سایر انرژی‌ها در این آزمایش مقدار آن به صورت مستقیم محاسبه نشده است و با استفاده از قانون اول گرماپویایی و اختلاف انرژی ورودی و مجموع توان، انرژی موجود در دود، توان خنک‌کاری و توان منتقل شده توسط خنک‌کن میانی به دست می‌آید.

۶- نتایج آزمایش

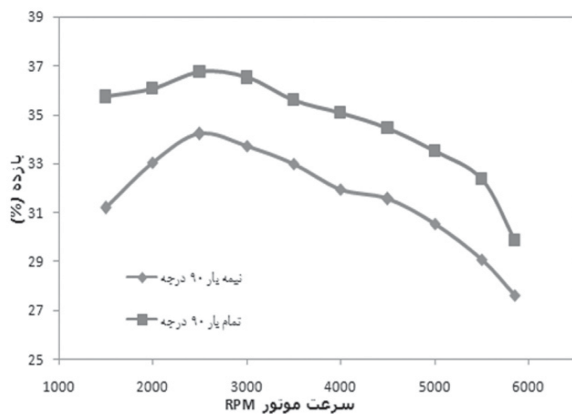
آزمایش ترازنانه حرارتی در چهار حالت عملکردی تمام بار و نیمه بار با دمای سیال خنک‌کاری 90°C و 110°C انجام گرفته است. داده‌های آزمایش، در هر حالت عملکردی، از دور 1500 rpm تا 5500 rpm و با فاصله 500 rpm ثبت شده است. شکل ۳ مقدار هر یک از انرژی‌ها را

احتراق، کاهش یافته است.

تأثیری نخواهد داشت. در شکل ۸ نیز مشاهده می‌شود که در حالت نیمه بار به علت آنکه به طور نسبی توان کمتری از موتور گرفته می‌شود بازده کاهش می‌یابد و انرژی بیشتری به صورت اصطکاک هدر می‌رود. قسمت اعظم انرژی هدر رفته به شکل اصطکاک به سیال خنک‌کاری منتقل شده و درصد انرژی دفع شده در خنک‌کاری افزایش می‌یابد.

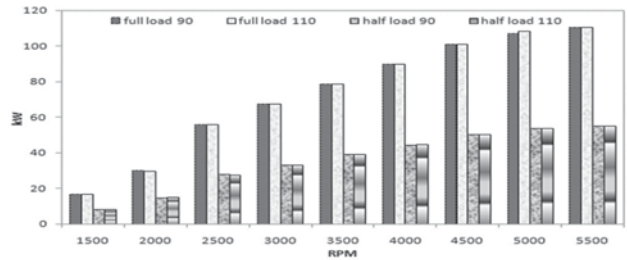


شکل ۷ مقایسه بازده بر حسب درصد در دو حالت تمام بار 90°C و 110°C

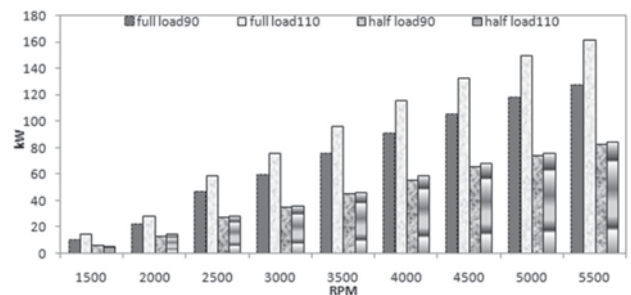


شکل ۸ مقایسه بازده بر حسب درصد در دو حالت تمام بار و نیمه بار 90°C

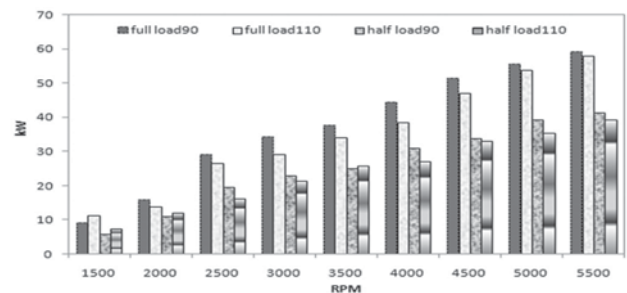
شکل‌های ۹ و ۱۱، نسبت انرژی منتقل شده به دود خروجی و سیال خنک‌کاری را با تغییر دمای خنک‌کاری نشان می‌دهند. در شکل ۹ دیده می‌شود که با افزایش دمای سیال خنک‌کاری موتور، نسبتی از انرژی ورودی که در دود خروجی از محفظه احتراق خارج می‌شود، به دلیل افزایش دمای دود در اثر افزایش دمای محفظه احتراق و در نتیجه افزایش دمای گاز درون سیلندر، افزایش می‌یابد. در شکل ۱۱ نیز دیده می‌شود که با افزایش دمای سیال خنک‌کاری موتور، درصد انرژی منتقل شده به سیال کاهش یافته است. در شکل ۶ نیز مشاهده شد که با افزایش دمای سیال خنک‌کاری، مقدار انرژی منتقل شده به سیال کاهش می‌یابد در حالی که مقدار سوخت مصرفی و در نتیجه مقدار انرژی ورودی توسط



شکل ۴ توان خروجی از موتور در حالات مختلف عملکردی



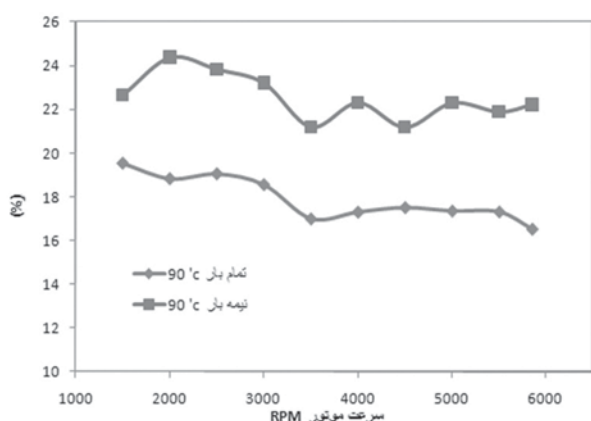
شکل ۵ انرژی دود خروجی در حالات مختلف عملکردی



شکل ۶ انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری موتور در حالات مختلف عملکردی

۲-۶ مقایسه ترازنامه حرارتی بر حسب درصد در حالات مختلف عملکردی

در شکل ۷ بازده موتور در دو حالت تمام بار با دمای سیال خنک‌کاری 90°C و 110°C و در شکل ۸ بازده در دو حالت تمام بار و نیمه بار با دمای سیال 90°C نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای سیال خنک‌کاری موتور و در نتیجه افزایش دمای بدنه محفظه احتراق، بازده موتور اندکی افزایش می‌یابد. علت افزایش بازده، کاهش گرانیوی روغن با افزایش دما و در نتیجه کاهش تلفات اصطکاک در موتور در اثر کاهش گرانیوی است. با افزایش دمای سیال خنک‌کاری در موتورهای تنفس طبیعی، بازده تنفسی کاهش می‌یابد ولی چون در موتور مورد آزمایش از پرخوران استفاده شده است، افزایش دما در بازده تنفسی

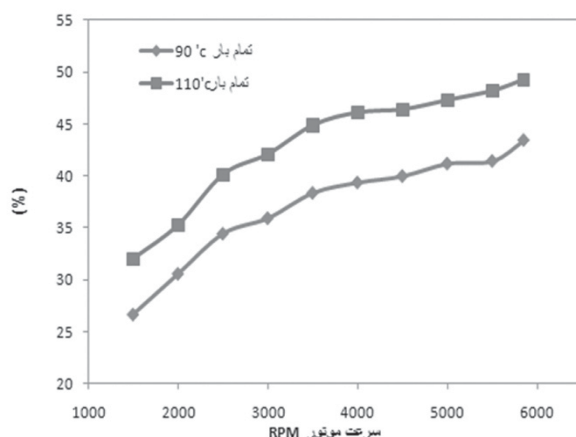


شکل ۱۲ مقایسه انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری موتور بر حسب درصد در دو حالت تمام‌بار و نیمه‌بار 90°C

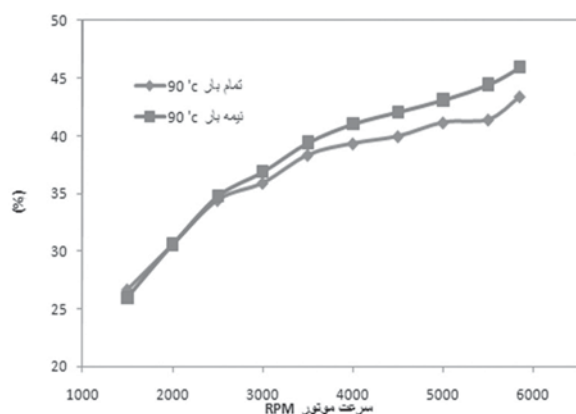
نکته دیگر در شکل ۱۱، رفتار نوسانی درصد انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری در حالت تمام بار 110°C با تغییر دور موتور است. تغییر دمای سیال ورودی به موتور عامل اصلی این مسأله است. در هنگام آزمایش می‌دَل خنک‌کننده سیال در یک محفظه پر شده با آب قرار داده شد که آب موجود در آن با استفاده از برج خنک‌کننده در آزمایشگاه خنک می‌شود. این عامل سبب تغییرات در دمای سیال ورودی به موتور و در نتیجه تغییرات نسبت انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری می‌شود. با دقت در شکل ۶ نیز این نکته دیده می‌شود که انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری با افزایش دور موتور، برای هر یک از ۴ حالت عملکردی، روند افزایشی ولی به صورت نامنظم و غیر خطی دارد. این روند سبب نوسانی شدن درصد انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری دارد. همچنین در حالت تمام بار با دمای سیال 110°C، در دور 1500rpm مشاهده می‌شود که درصد انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری به نسبت زیاد است که دمای پایین سیال ورودی در این نقطه عامل این مطلب می‌باشد

شکل‌های ۱۰ و ۱۲ تأثیر بار موتور را بر درصد انرژی خروجی توسط دود و سیال خنک‌کاری نشان می‌دهد. در حالی که در شکل ۵ دیده شد که مقدار انرژی خروجی با دود در حالت تمام بار بیشتر است، در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که با کاهش بار روی موتور درصد انرژی موجود در دود خروجی افزایش یافته است. این امر به دلیل کاهش بازده در حالت نیمه‌بار و انتقال بخش بزرگتری از تلفات انرژی ورودی به دود خروجی است. تأثیر بار موتور بر انرژی دود در دوره‌های بالا بیشتر دیده می‌شود. دلیل این مطلب افزایش تلفات انرژی به شکل حرارت در دود با افزایش دور موتور است.

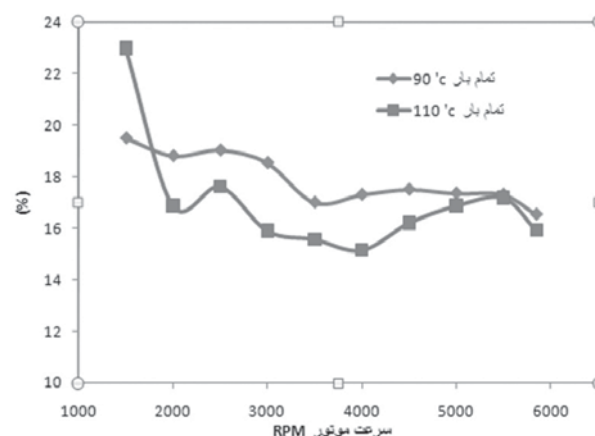
اما بخش بزرگتری از تلفات اصطکاکی به سیال خنک‌کاری منتقل شده و همانگونه که در شکل ۱۲ دیده می‌شود با کاهش بار روی موتور نسبت



شکل ۹ مقایسه انرژی دود خروجی بر حسب درصد در دو حالت تمام بار 90°C و 110°C

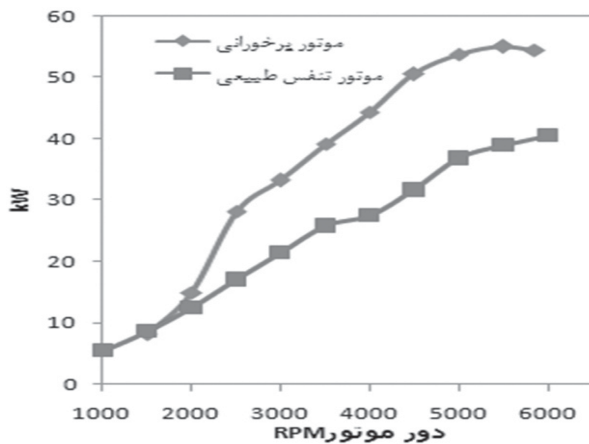


شکل ۱۰ مقایسه انرژی دود خروجی بر حسب درصد در دو حالت تمام‌بار و نیمه‌بار 90°C

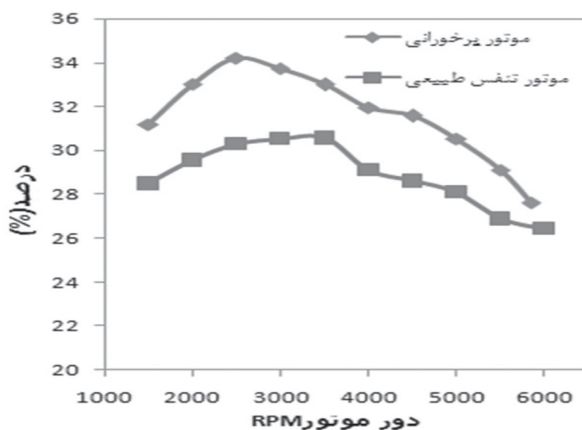


شکل ۱۱ مقایسه انرژی منتقل شده به سیال خنک‌کاری موتور بر حسب درصد در دو حالت تمام بار 90°C و 110°C

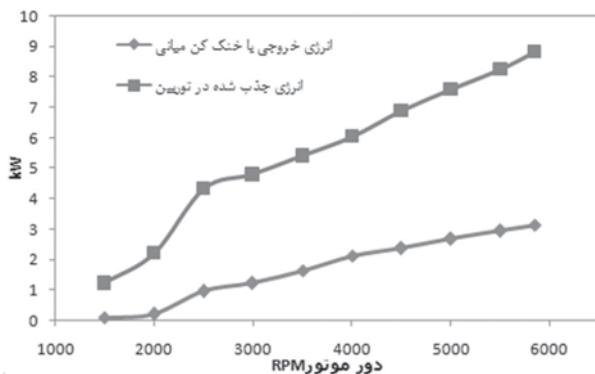
موتور را در حالت پرخورانی، مشابه موتور در حالت تنفس طبیعی با نسبت تراکم تنفسی بزرگتر دانست.



شکل ۱۳ مقایسه توان بر حسب کیلووات در دو حالت پرخورانی و تنفس طبیعی



شکل ۱۴ مقایسه بازده بر حسب درصد در دو حالت پرخورانی و تنفس طبیعی



شکل ۱۵ مجموع انرژی بازگردانی شده با پرخوران و خنک کن میانی بر حسب کیلووات

انرژی منتقل شده به سیال خنک کاری افزایش یافته است. همانگونه که ذکر شد با کاهش بار به علت آنکه به طور نسبی توان کمتری از موتور گرفته می‌شود، بازده کاهش یافته و انرژی بیشتری به صورت اصطکاک هدر می‌رود. قسمت عمده انرژی هدر رفته به شکل اصطکاک به سیال خنک کاری منتقل شده و در نتیجه درصد انرژی منتقل شده با سیال خنک کاری افزایش خواهد یافت.

در هر دو شکل ۷ و ۸ دیده می‌شود که با افزایش دور موتور بازده به یک مقدار بیشینه رسیده و سپس کاهش می‌یابد. کاهش بازده به دلیل افزایش دمای گاز و در نتیجه افزایش مقدار و درصد انرژی منتقل شده به دود خروجی است. این مطلب در شکل‌های ۹ و ۱۰ نیز دیده می‌شود. در حالی که در شکل ۶ مشاهده شد که مقدار انرژی منتقل شده به سیال خنک کاری با افزایش دور موتور بر حسب کیلو وات افزایش یافته است، شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان می‌دهد که با افزایش دور به دلیل زمان کمتر برای انتقال حرارت در هر چرخه درصد انرژی منتقل شده به سیال خنک کاری، به صورت کلی کاهش می‌یابد. این رفتار در حالت تمام بار با دمای سیال خنک کاری 90°C بهتر دیده می‌شود. همانگونه که در بالا تشریح شد علت رفتار نوسانی در درصد انرژی خنک کاری تغییرات دمای سیال ورودی به موتور است.

۳-۶ بررسی اثر پرخورانی بر عملکرد موتور

در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ تأثیر پرخوران بر توان و بازده در حالت نیمه بار با دمای سیال خنک کاری 90°C ، نشان داده شده است. در این دو شکل از نتایج مربوط به آزمایش‌های پیشین صورت گرفته بر روی این موتور در حالت تنفس طبیعی استفاده شده است [۱۱]. مشاهده می‌شود که با استفاده از پرخوران، توان و بازده افزایش می‌یابد. بررسی قانون اول گرمایی برای یک حجم محاسباتی در اطراف توربین پرخوران و خنک کن میانی نشان می‌دهد که در بیشترین حالت حدود ۹ کیلو وات از انرژی موجود در دود به وسیله توربین به حجم محاسباتی بازگردانی می‌شود در حالی که در حدود ۳ کیلو وات از انرژی منتقل شده از پرخوران به هوای ورودی، از طریق خنک کن میانی، از حجم محاسباتی خارج شده است (شکل ۱۵). بنابراین مقدار نهایی انرژی که به کمک مجموعه اضافه شده پرخوران و خنک کن میانی نسبت به موتور تنفس طبیعی بازیابی شده، در بازه ۱ تا ۶ کیلو وات است. در حالی که توان خروجی موتور تا ۱۶ کیلو وات در حالت پرخورانی افزایش یافته است. علت این تفاوت در افزایش توان، افزایش فشار هوای ورودی به محفظه احتراق و افزایش بیشینه فشار و فشار متوسط مؤثر در چرخه عملکردی موتور است. به گونه‌ای که می‌توان

$$a/b = \frac{X_{CO_2}}{X_{CO}} \quad (9)$$

$$\frac{a}{c} = \frac{X_{CO_2}}{X_{CH_4}} \quad (10)$$

$$a + b + c = 1.0443 \times M^{\circ}_{fuel} (mol/s) \quad (11)$$

مقدار بخار آب در دود خروجی برابر با مجموع بخار آب ناشی از احتراق و بخار آب موجود در هوای ورودی است. معادلات ۱۲ و ۱۳ نحوه محاسبه بخار آب موجود در هوای ورودی و معادله ۱۴، محاسبه بخار آب ناشی از احتراق را، با استفاده از مقدار هیدروژن سوخت و میزان هیدروکربن تولید شده در حین احتراق، نشان می‌دهد. در معادله ۱۳، فشار اشباع در دمای هوای ورودی، P_a فشار هوای کل ورودی به موتور و ϕ رطوبت نسبی هوا است. مقدار رطوبت نسبی بر حسب درصد در طول آزمایش ثبت شده است.

$$M^{\circ}_{air} = M^{\circ}_{dry\ air} + M^{\circ}_{moisture} \quad (12)$$

$$\frac{M^{\circ}_{moisture}}{M^{\circ}_{dry\ air}} = 0.662 \times \phi / 100 \quad (13)$$

$$d = M^{\circ}_{fuel} (mol/s) \times \frac{3.9606 - 4 \times c}{2} \quad (14)$$

با استفاده از درصد اکسیژن در دود خروجی مقدار اکسیژن موجود در دود خروجی محاسبه می‌شود.

$$X_{O_2} = \frac{e}{a + b + c + e + f + g + h} \quad (15)$$

با استفاده از موازنه اکسیژن در دو سمت معادله احتراق و با فرض نسبت‌های ذکر شده برای مقادیر NO و NO_2 در دود خروجی، مقدار NO و NO_2 تعیین می‌شود.

$$f = \left[0.21 \times M^{\circ}_{air} \left(\frac{mol}{s} \right) - (2e + d + 2a + b) \right] \times \frac{1}{3} \quad (16)$$

مقدار نیتروژن در دود خروجی نیز با استفاده از معادله ۱۷ بدست می‌آید.

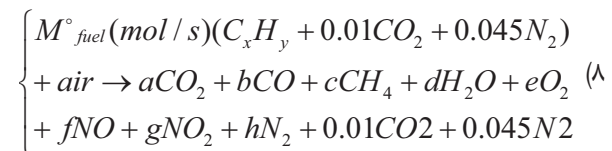
$$h = 0.79 \times M^{\circ}_{air} \left(\frac{mol}{s} \right) - (f + g) \quad (17)$$

۷- به‌دست آوردن معادله‌ای تجربی برای محاسبه انرژی

دود خروجی

برای محاسبه انرژی دود خروجی جداول و نمودارهایی موجود است اما این جداول و نمودارها برای سوخت‌های به‌خصوص و موتورهای خاصی تعیین شده‌اند. همچنین معادلات تجربی برای محاسبه انرژی دود موجود است [۹،۱۱]. برای دقت بیشتر در محاسبه انرژی دود خروجی در این آزمایش انرژی دود با استفاده از ترکیب سوخت، ترکیب دود به کمک دستگاه تحلیل‌گر اجزای دود، و معادله احتراق محاسبه شده است. در جدول ۲ ترکیب سوخت گازی مورد استفاده در آزمایش آورده شده است. جرم مولی سوخت 18.13 gr/mol و نسبت هوا به سوخت در حالت رقت درست، برابر با 15.412 است.

برای احتراق، معادله ۸ در نظر گرفته شده است. در این معادله ضریب کربن در سوخت برابر 1.0343 و ضریب هیدروژن آن برابر 3.9606 است



در محاسبه انرژی دود خروجی مشخصات هیدروکربن‌های نسوخته برابر با مشخصات متان فرض شده است. همچنین مقدار NO و مقدار NO_2 به ترتیب برابر 0.9 و 0.1 مقدار کل اکسیدهای نیتروژن فرض شده‌اند. [۹]. اطلاعات دریافتی از دستگاه تحلیل‌گر اجزای دود در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳ اطلاعات دریافتی از تحلیل‌گر دود

واحد	نماد استفاده شده در محاسبات	جزء شیمیایی
درصد تنفسی	X_{CO}	مونو اکسیدکربن
درصد تنفسی	X_{CO_2}	دی اکسیدکربن
PPMC	X_{CH_4}	هیدروکربن‌های نسوخته
درصد تنفسی	X_{O_2}	اکسیژن
PPM	X_{NO_x}	اکسیدهای نیتروژن

مقدار دی اکسیدکربن، مونو اکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته با استفاده از معادله احتراق و مقادیر اندازه‌گیری شده توسط تحلیل‌گر دود محاسبه می‌شود. معادلات ۹ تا ۱۱ نحوه محاسبه این اجزا را نشان می‌دهد.

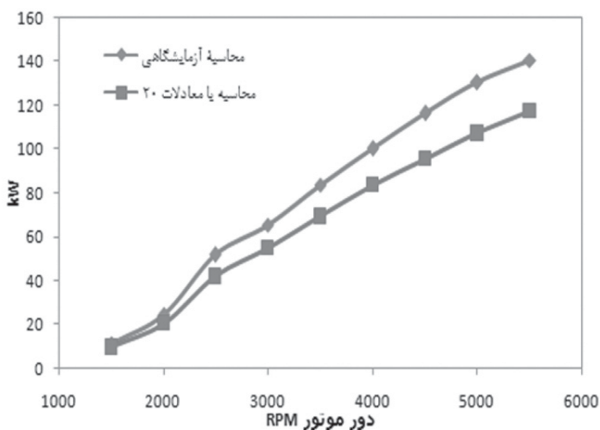
$$H_{exh} = (A + B_1T + B_2T^2)$$

$$A = 8279.49728 - 13744.4871\chi + 5160.91625\chi^2 \quad (20)$$

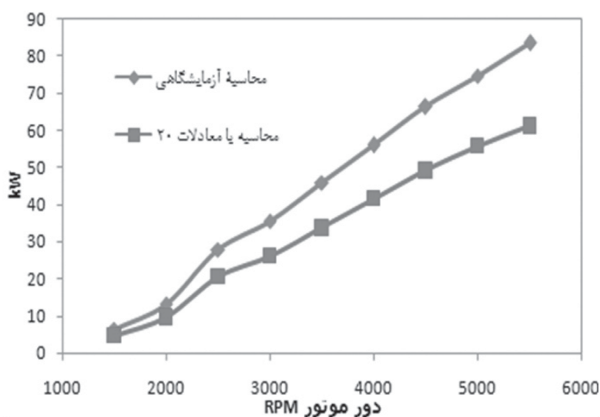
$$B_1 = 1.3509 - 0.59445\chi + 0.2275\chi^2$$

$$B_2 = 0.0000154876 - 0.0000752535\chi + 0.000056625\chi^2$$

با توجه به شکل‌های ۱۶ و ۱۷ مشاهده می‌شود علی‌رغم اینکه مجموعه معادلات ۲۰ از دقت کافی در محاسبه انرژی دود خروجی برخوردار نیستند اما رفتار منحنی‌های محاسبه آزمایشگاهی انرژی دود خروجی مشابه رفتار منحنی‌های حاصل از این معادلات است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با حفظ قالب اصلی مجموعه معادلات ۲۰ و با تغییر ثابت‌های استفاده شده در محاسبه ضرایب A و B_۱ و B_۲ می‌توان معادلاتی را بدست آورد که دقت بیشتری در محاسبه انرژی دود در حالت پرخورانی دارند.



شکل ۱۶ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۰ برای محاسبه انرژی دود تمام بار با دمای خنک کاری ۹۰°C



شکل ۱۷ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۰ برای محاسبه انرژی دود نیمه بار با دمای خنک کاری ۹۰°C

۷-۱ انرژی شیمیایی موجود در دود خروجی

انرژی شیمیایی موجود در دود خروجی حاصل از احتراق ناقص سوخت و تشکیل مونو کسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته است. به ازای احتراق ناقص هر مول کربن و تبدیل آن به مونو اکسید کربن ۲۸۲۹۹۵ ژول و به ازای نسوختن هر مول متان ۷۴۸۷۳ ژول از انرژی موجود در سوخت هدر می‌رود. [۱۲].

۷-۲ آنتالپی محسوس دود

به دلیل اختلاف دمای دود خروجی و دمای محیط، دود خروجی دارای آنتالپی محسوس است. چون دود خروجی مخلوط گازی است، از الگوی دالتون در تعیین آنتالپی محسوس استفاده می‌کنیم. [۱۲].

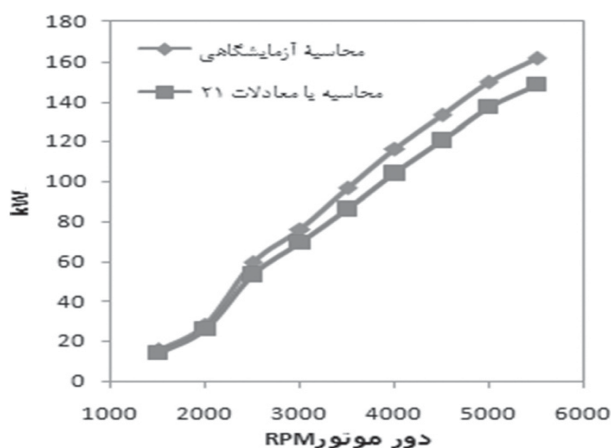
$$H = \sum h_i \quad (18)$$

$$h_i = n_i \times \int_{T_2}^{T_1} C_{pi}^O dT \quad (19)$$

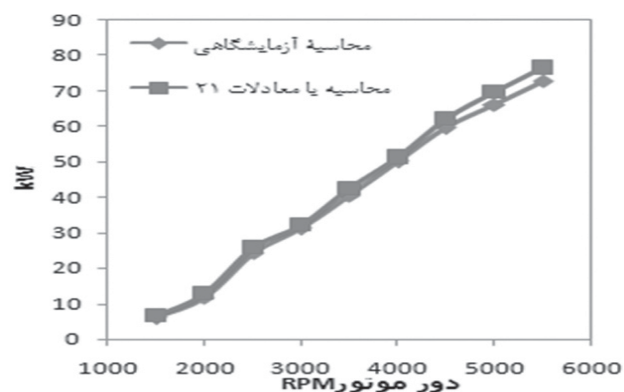
در معادله ۱۹ n_i شار مولی هر کدام از اجزای دود و C_{pi}^O گرمای ویژه فشار ثابت است. برای دقت بیشتر، از C_{pi}^O وابسته به دما استفاده می‌شود [۱۲]. انرژی خروجی در دود برابر با مجموع دو مقدار انرژی شیمیایی موجود در دود و آنتالپی محسوس آن است. انرژی شیمیایی دود در حالتی که موتور در حالت غنی کار می‌کند افزایش خواهد یافت.

۷-۳ تعیین معادله ریاضی برای محاسبه انرژی دود خروجی

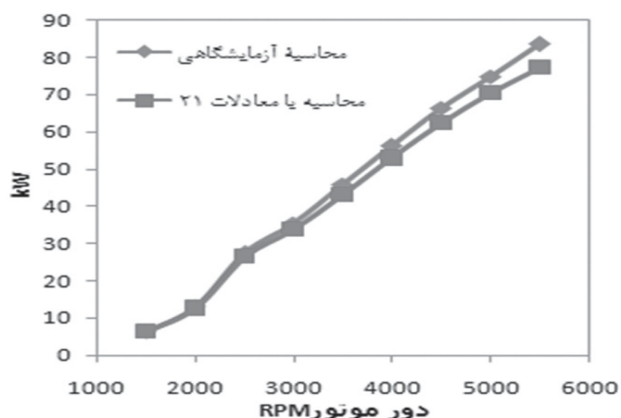
پس از آزمایش ترازنامه حرارتی در حالت پرخورانی نتایج تجربی محاسبه انرژی دود با نتایج حاصل از مجموعه معادلات ۲۰ مقایسه شد. مجموعه معادلات ۲۰ در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، در آزمایش ترازنامه حرارتی بر روی موتور EF7 در حالت تنفس طبیعی، و با همکاری شرکت FEV بدست آمده‌اند [۱۱]. شکل‌های ۱۶ و ۱۷ مقایسه نتایج را در حالت تمام‌بار و نیمه‌بار برای موتور پرخوران با دمای سیال خنک کاری ۹۰°C، نشان می‌دهند. همانگونه که دیده می‌شود نتایج حاصل از مجموعه معادلات ۲۰ با نتایج تجربی همخوانی کافی ندارد.



شکل ۱۹ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۱ برای محاسبه انرژی دود. تمام بار با دمای خنک کاری ۱۱۰°C



شکل ۲۰ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۱ برای محاسبه انرژی دود. نیمه بار با دمای خنک کاری ۹۰°C



شکل ۲۱ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۱ برای محاسبه انرژی دود. نیمه بار با دمای خنک کاری ۱۱۰°C

با تغییر ضرایب A و B₁ و B₂ نقش هر ضریب در پیش‌بینی مقدار انرژی دود خروجی مشخص خواهد شد و با انتخاب مجموعه ضرایبی که بهترین تطابق را با نتایج تجربی نشان می‌دهد مجموعه معادلات ۲۱ به دست می‌آید. همانگونه که در شکل‌های ۱۸ تا ۲۱ مشاهده می‌شود نتایج حاصل از معادلات ۲۱ انطباق بهتری با نتایج آزمایشگاهی، در مقایسه با معادلات ۲۰، دارند. در مجموعه معادلات ۲۰ و ۲۱ دما بر حسب کلوین و λ غنای مخلوط سوخت و هوا است. انرژی بدست آمده از این مجموعه معادلات بر حسب kJ/kg است.

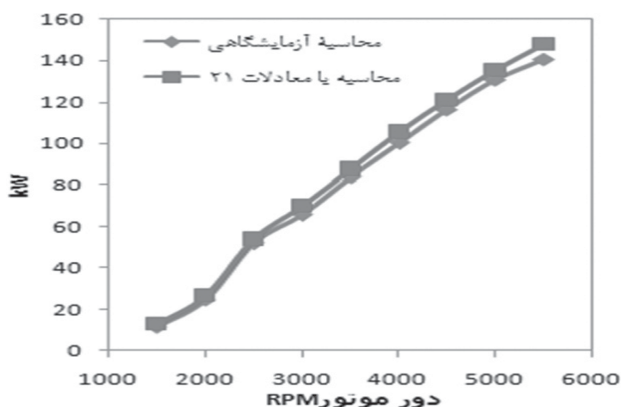
$$H_{exh} = (A + B_1 T + B_2 T^2)$$

$$A = 8388.49728 - 13744.4871\chi + 5165.91625\chi^2 \quad (21)$$

$$B_1 = 1.3521 - 0.59465\chi + 0.2375\chi^2$$

$$B_2 = 0.0000251 - 0.0000753555\chi + 0.000058625\chi^2$$

با دقت در شکل‌های ۱۷ و ۲۰ مشخص می‌شود که در این حالت عملکردی مجموعه معادلات جدید در بیشترین حالت، خطایی برابر ۷/۵ درصد در پیش‌بینی انرژی دود خروجی نشان می‌دهند، در حالی که در این حالت عملکردی مجموعه معادلات FEV بیشینه خطایی برابر ۲۶ درصد در پیش‌بینی انرژی دود دارد. حداکثر خطای معادلات پیشنهاد شده در حالت تمام بار با دمای سیال خنک کاری ۱۱۰ دیده می‌شود که مقدار متوسطی برابر با ۹/۴ درصد دارد در حالی که در این حالت عملکردی مقدار متوسط خطا در پیش‌بینی انرژی دود با استفاده از معادلات FEV به ۲۰/۶ درصد می‌رسد. شکل ۲۲ نتایج حاصل از این دو معادله را در مقایسه با نتایج تجربی نشان می‌دهد.

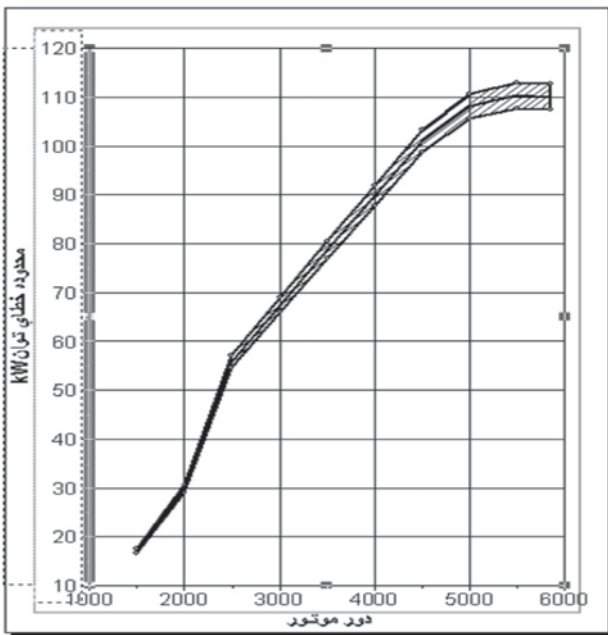


شکل ۱۸ مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات ۲۱ برای محاسبه انرژی دود. تمام بار با دمای خنک کاری ۹۰°C

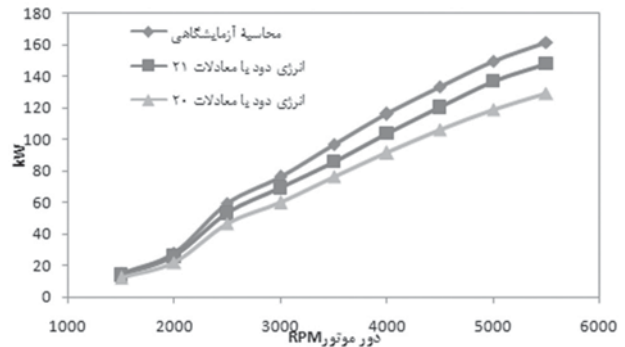
تفاضل کامل X با استفاده از معادله ۲۲ بدست می‌آید.

$$\begin{cases} \delta X = \left(\frac{\delta X}{\delta A} \right)_{B,C,\dots} dA + \left(\frac{\delta X}{\delta B} \right)_{A,C,\dots} dB + \left(\frac{\delta X}{\delta C} \right)_{A,B,\dots} dC + \dots \end{cases} \quad (22)$$

بنابراین خطای هر کدام از مؤلفه‌های ترازنامه حرارتی با استفاده از خطای حسگرها بدست می‌آید. در شکل‌های ۲۳ و ۲۴ خطای اندازه‌گیری توان و سایر انرژی‌ها برای حالت تمام‌بار با دمای سیال خنک‌کاری 110°C نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که مقدار سایر انرژی‌ها در برخی نقاط منفی شده است که نشان‌دهنده خطای آزمایش است. علت بزرگی درصد خطا در محاسبه سایر انرژی‌ها، محاسبه این انرژی به صورت غیرمستقیم و با استفاده از قانون اول گرماپویایی است؛ در نتیجه خطای سایر انرژی‌ها برابر با مجموع خطاها در محاسبه باقی مؤلفه‌های ترازنامه حرارتی است.



شکل ۲۳ محدوده خطای محاسبه توان



شکل ۲۲ مقایسه انرژی دود خروجی پیش بینی شده با معادلات ۲۰ و ۲۱ با نتایج تجربی محاسبه انرژی دود

در شکل‌های ۱۸ تا ۲۱ دیده می‌شود که موقعیت قرارگیری نتایج حاصل از معادلات ۲۱ نسبت به نتایج تجربی، با تغییر بار و دمای سیال خنک‌کاری تغییر می‌کند. این تغییر به علت تلاش برای ارائه یک مجموعه معادله برای هر ۴ حالت عملکردی است. با ارائه دو مجموعه معادله مجزا برای عملکرد موتور در دماهای سیال خنک‌کاری 90°C و 110°C می‌توان به دقت بیشتری در انطباق بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از معادلات ریاضی رسید.

۸- تحلیل خطا

هدف از کارهای تجربی همچون آزمایش موتور، به‌دست آوردن اطلاعات دقیق و معتبر است. در واقع ارائه نتایج آزمایشگاهی بدون انجام دادن تحلیل خطا فاقد ارزش است و نمی‌توان به آن استناد کرد. جدول ۴ خطای حسگرهای مورد استفاده را نشان می‌دهد. در این قسمت با به‌کارگیری مقدار خطای هر حسگر، خطای موجود در نتایج آزمایش ترازنامه حرارتی محاسبه می‌شود. فرض می‌کنیم که کمیت X را از مشاهدات مؤلفه‌های A, B, C, \dots به‌دست می‌آوریم. به زبان ریاضی X تابعی از A, B, C, \dots است:

جدول ۴ دقت حسگرهای مورد استفاده

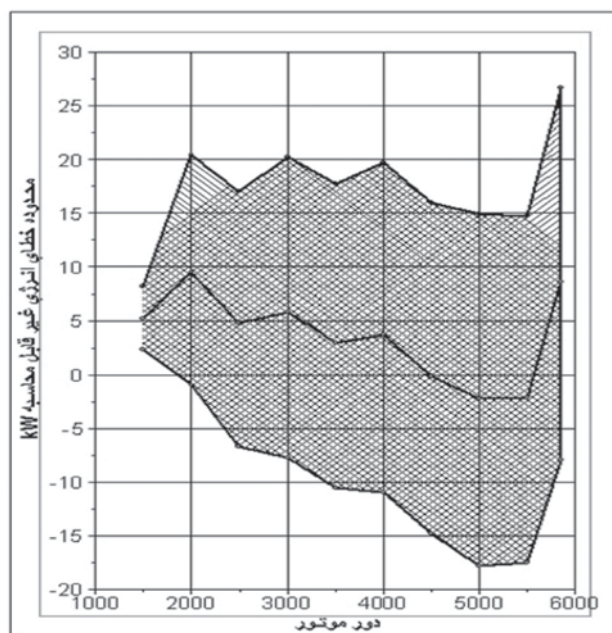
نوع حسگر	حداکثر خطای حسگر
حسگر دما (نوع K)	۱٪
حسگر دما (نوع PT100)	1°C
شارسنج سوخت گاز	۰.۶٪
شارسنج سیال خنک‌کاری	۰.۰۸٪
حسگر غنای مخلوط سوخت و هوا	۰.۲۴۶۳٪

در دوره‌های مختلف خواهد شد. افزایش بازده در نتیجه بازگشت قسمتی از انرژی دود خروجی به هوای ورودی است که باعث برگشت انرژی به حجم محاسباتی می‌شود، همچنین فشار متوسط مؤثر در چرخه عملکردی موتور افزایش می‌یابد. افزایش توان خروجی از موتور در حالت پرخورانی نسبت به حالت تنفس طبیعی در دور 5500 rpm برابر $16/072$ کیلو وات است.

در آزمایش‌های انجام شده، انرژی دود خروجی با استفاده از دستگاه تحلیل‌گر ترکیب دود و معادله احتراق محاسبه شد. پس از مقایسه نتایج تجربی حاصل با مجموعه معادلات ریاضی FEV مشاهده شد که معادلات FEV از دقت کافی در محاسبه انرژی دود در حالت پرخورانی برخوردار نیستند. با تغییر ثابت‌های این معادلات، مجموعه معادلات جدیدی به دست آمد که با نتایج تجربی محاسبه انرژی دود در حالت پرخورانی هم‌خوانی بیشتری داشت. بیشترین خطای مجموعه معادلات جدید در پیش‌بینی انرژی دود در حالت تمام‌بار با دمای سیال خنک‌کاری 110°C دیده می‌شود که مقدار متوسطی برابر با $9/4$ درصد دارد در حالی که متوسط خطای مجموعه روابط FEV در این حالت عملکردی $20/6$ درصد است. بیشترین خطای محاسبه با روابط FEV در حالت عملکردی نیمه‌بار با دمای خنک‌کاری 90°C دیده می‌شود که مقداری برابر 26 درصد دارد در حالی که بیشترین خطای محاسبه با روابط پیشنهاد شده در حالت تمام‌بار با دمای خنک‌کاری 110°C و برابر 11 درصد است.

تقدیر و تشکر

از مجموعه مهندسی شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (IPCO) که همکاری لازم را در جهت تهیه مقدمات و انجام این آزمایش داشته‌اند، کمال تشکر را دارم.



شکل ۲۴ محدوده خطای محاسبه سایر انرژی‌ها

۹- نتیجه گیری

پس از آزمایش ترازنامه حرارتی می‌توان این نتایج را برای کارکردهای مختلف موتور ذکر کرد:

۱- در حالت تمام‌بار بازده نسبت به حالت نیمه‌بار بیشتر است. بیشتر بودن بازده در حالت تمام‌بار به این علت است که به طور نسبی توان بیشتری از موتور گرفته می‌شود، در حالی که در حالت نیمه بار انرژی بیشتری از طریق خنک‌کاری تلف می‌گردد. در حالتی که دمای سیال خنک‌کاری 90°C است بازده موتور در حالت تمام بار نسبت به حالت نیمه بار به صورت متوسط $3/08$ درصد بیشتر است.

۲- با افزایش دمای سیال خنک‌کاری و در نتیجه افزایش دمای موتور، بازده اندکی افزایش می‌یابد که ناشی از کاهش نسبی تلفات اصطکاکی است. به دلیل استفاده از پرخوران بازده تنفسی با افزایش دمای موتور کاهش نخواهد یافت. در حالت تمام‌بار با دمای سیال خنک‌کاری 110°C بازده به صورت متوسط $0,5$ درصد بیشتر از حالتی است که دمای سیال خنک‌کاری 90°C است.

۳- نتایج آزمایش‌های پیشین صورت گرفته بر روی موتور در حالت تنفس طبیعی و آزمایش‌هایی که در این مطالعه بر روی موتور در حالت پرخورانی صورت گرفته است، در حالت نیمه‌بار با دمای خنک‌کاری 90°C نشان می‌دهد که استفاده از پرخوران سبب افزایش حداکثر 4 درصدی در بازده موتور در دور 2500 rpm و افزایش متوسط $2/91$ درصد

References:

1. Leslie Smith, "Application of a First Law Heat Balance Analysis Method to a Turbocharged Automotive Diesel Engine", *SAE2009-01-2744*
2. Luciano Tadeu Baffi Penhalbel, Edson Dias Ferreira, Jorge Paulo Dantas, Mauro Roberto Souza Sobral, Flávio Benjamin Borges Moreira, "Methodology of Thermal Balance Test for Diesel Engines", *SAE2008-36-0205*
3. Tadashi Tsurushima, Akira Harada, Yasuo Asaumi, Yuzo Aoyagi, Yoshiteru Enomoto, "Thermodynamic Characteristics of Premixed Compression Ignition Combustions", *SAE2001-01-1891*
4. Michael K. Anderson, Dennis N. Assanis, Zoran S. Filipi, "First and Second Law Analyses of a Naturally Aspirated, Miller Cycle, SI Engine With Late Intake Valve Closure", *SAE 980889*
5. O. Durgun, Z. Şahin, "Theoretical investigation of heat balance in direct injection (DI) diesel engines for neat diesel fuel and gasoline fumigation", *Elsevier, Energy Conversion and Management, January 2009, Pages 43-51*
6. Imdat Taymaz "An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine", *Elsevier, Energy, February-March 2006, Pages 364-371*
7. E. A. Ajav, Bachchan Singh, T. K. Bhattacharya, "Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels", *Elsevier, Energy Conversion and Management, September 2000, Pages 1533-1541*
8. F. Yuksel, m.a.ceviz, "Thermal balance of a four stroke SI engine operating on hydrogen as a supplementary fuel", *Energy 28 (2003) 1069-1080*
9. John B. Heywood, "internal combustion engine fundamental", 1988.
10. Irankhodro powertrain co (IPCO), "Parametric study of energy balance and simulation of cooling system in peykan engine".
11. Irankhodro powertrain co (IPCO), "heat balance in EF7-NA".
12. Sonntag, Borgnakke, Van wylen "Fundamentals of Thermodynamics" Wiley 2002.
13. Juan Pedro Luna-Abad, "Estimation of convection and radiation heat losses from a diesel engine external surface using infrared thermography", *PAPER NO:248, CIMAC.*

Heat Balance of a Natural Gas Fueled Spark Ignition Engine with a Turbocharger

M.Koochak

MSc.student
Faculty of Mechanical Engineering
K. N. Toosi University of Technology
Koochak.mostafa@gmail.com

A.Keshavarz

Associated of Professor
Faculty of Mechanical Engineering
K. N. Toosi University of Technology
keshavarz@kntu.ac.ir

P.Sharghi

MS.c
Irankhodro Powertrain.Co (IPCO)
p_sharghi@ip-co.com

M.Mirsalim*

Assistant of Professor
School of Mechanical Engineering
Amir Kabir University of Technology
mirsalim@csr.ir

A.Ghareghani

School of Mechanical Engineering
Amir kabir University of Technology
a.ghareghani@gmail.com

*Corresponding Authors

Received: Feb. 07, 2010

Accepted in Revised Form: Mar. 16, 2010

Abstract

In this paper, the heat balance of an engine was investigated experimentally. The experimental work was conducted on the EF7 natural gas fueled and turbocharged engine. The main goal was to develop an empirical equation to be able to predict the heat balance of the engine at various loads and conditions. The data were collected at four different conditions, two different loads and two different inlet coolant temperatures, to include the effects of these parameters into the empirical equation. The exhaust energy, power, coolant energy, and the other energies were determined either directly from the collected data or indirectly calculated from the data. Based on the experimental results along with the engine specifications, a mathematical equation was suggested. Different types of energy can be calculated from this equation which shows a very good agreement with the experimental data.

Keywords: Thermal Balance, Heat Balance, Efficiency, Exhaust Energy, Cooling Power and Turbo-Charger