





دانشکده: مهندسی مکانیک
گروه: تبدیل انرژی

بررسی پارامترهای مؤثر بر انرژی و تخریب انرژی در فرآیندهای تبدیل انرژی در
خودرو

فرشید روشنند

استاد راهنما:
دکترسید مجید هاشمیان

استاد مشاور
دکترسید وحید حسینی

پایان نامه کارشناسی ارشد
بهمن ۹۴

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: مکانیک سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای فرشید روشندل..

تحت عنوان: بررسی پارامترهای مؤثر بر انرژی و تخریب آگزرژی در فرآیندهای تبدیل انرژی در خودرو

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد
ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.
مورد

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	سید وحید حسینی		سید مجید هاشمیان

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به

پدر و مادر عزیز و مهربانم

که در سختی ها و دشواری های زندگی همواره یاری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن برایم بوده اند.

تقدیر و تشکر:

نخستین سپاس و ستایش از آن خداوندی است که بنده کوچکش را در دریای بیکران اندیشه، قطره ای ساخت تا وسعت آن را از دریچه اندیشه های ناب آموزگارانی بزرگ به تماشا نشیند. لذا اکنون که در سایه سار بنده نوازی هایش پایان نامه حاضر به انجام رسیده است، بر خود لازم می دانم تا مراتب سپاس را از بزرگوارانی به جا آورم که اگر دست یاریگرشان نبود، هرگز این پایان نامه به انجام نمی رسید. از استاد گرانقدرم جناب آقای سید مجید هاشمیان که زحمت راهنمایی این پایان نامه را بر عهده داشتند، کمال سپاس را دارم.

از استاد عالی قدرم جناب آقای سید وحید حسینی که زحمت مشاوره این پایان نامه را متحمل شدند، صمیمانه تشکر می کنم.

از شرکت قوای محرکه دینا به دلیل در اختیار گذاشتن اتاق و تجهیزات آزمون موتوری و همچنین شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو به دلیل در اختیار گذاشتن داده های آزمون قدرتانی می گردد.

تعهد نامه

اینجانبفرشید روشندل....دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی....

دانشکده .مهندسی مکانیک..... دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه . بررسی پارامترهای مؤثر بر انرژی و تخریب

اگر رزی در فرآیندهای تبدیل انرژی در خودرو.....تحت راهنمایی..سید مجید هاشمیان .متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

به دنبال کاهش منابع انرژی و افزایش آلاینده های زیست محیطی، تلاش های زیادی به منظور بهینه سازی فرایندهای حرارتی در سراسر جهان آغازشود. در این بین وسایل نقلیه، سهم عمده ای در مصرف سوخت و آلایندگی محیط دارند. به منظور بررسی عملکرد سیستمهای خودرو که وابسته به عملکرد زیرسیستم های آن می باشد، تحلیل ترمودینامیکی خصوصاً تحلیل قانون دوم بینش مناسبی نسبت به فرایندهای انجام شده ایجاد میکند. در تحلیل قانون دوم، انرژی یک مفهوم کلیدی به شمار می آید. انرژی بیانگر پتانسیل موجود برای انجام کار مفید می باشد. هر چند قانون اول بقای انرژی را ضمانت میکند، ولی اعمال قانون دوم حاکی از آن است که انرژی در پدیده هایی مثل احتراق، اصطکاک، اختلاط و اختناق در مجموعه ای از زیرسیستم های خودرو از بین می رود. در این تحقیق در آزمون اول ملحقات شامل سیستم تولید قدرت، سیستم کولر، سیستم هیدرولیک و سیستم شارژ الکتریکی در اتاق آزمون بررسی شده است. این آزمون باهدف به دست آوردن اطلاعات عملکرد موتور EF7 در شرایط عملکردی متفاوت شامل سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰، طراحی شده است.

سوخت مورد استفاده در کاربردهای احتراق تأثیر قابل توجهی بر تولید برگشتناپذیری و ازاین رو بازده انرژی دارد. در ادامه ی تحقیق، تخریب قابلیت دسترسی و بازده انرژی احتراق برای دو سوخت متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. بدین ترتیب در آزمون دوم بکارگیری دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در یک موتور EF7 در دوره های مختلف به تفکیک آزمایش شده است. نتایج هر دو آزمون جهت بررسی بازده انرژی و انرژی احتراق مورد استفاده قرار گرفته است. پس از جمع آوری داده ها، حل تحلیلی آن در شرایط تمام بار سیستم، برای اجزا و هر سوخت به طور جداگانه محاسبه شده است. چنانکه گفته شد، هدف اصلی این مطالعه تعیین اثر ملحقات و همچنین مقایسه سوخت روی بازده انرژی و انرژی یک موتور EF7 است. نتایج به دست آمده نشان دهنده آن است که نوع سوخت و شرایط کار موتور نسبت به اجزای سیستم تأثیر بیشتری بر راندمان انرژی و انرژی احتراق دارد. به عنوان مثال دور rpm ۳۵۰۰ تمام بار، راندمان حرارتی و انرژی احتراق بیشتری نسبت به دور rpm ۲۰۰۰ و ۵۰۰۰ داشته اما تخریب انرژی در دور rpm ۵۰۰۰ موتور بیشتر از دوره های rpm ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ است. در آزمون دوم درصد تخریب انرژی که عمدتاً به خاطر بازگشتناپذیری های حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی است در دور موتور rpm ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ برای گاز طبیعی فشرده و در دور rpm ۵۰۰۰ برای بنزین بیشتر بوده است. بیشترین راندمان انرژی موتور با سوخت بنزین در دور rpm ۴۰۰۰ به میزان ۳۲/۹۴ درصد و برای سوخت گاز طبیعی فشرده به میزان ۳۲/۱۲ درصد در دور موتور rpm ۳۰۰۰ اندازه گیری شده است.

کلمات کلیدی: آنالیز انرژی، آنالیز انرژی، موتور EF7، ملحقات، بنزین، گاز طبیعی فشرده

فهرست مطالب

۱- فصل اول : مقدمه	۱
۱-۱- انرژی	۲
۱-۱-۱- حامل های انرژی	۲
۲-۱- مبانی تحلیل انرژی	۹
۱-۲-۱- مفاهیم و روابط اساسی در تحلیل انرژی	۱۰
۳-۱- خودرو و انواع سوخت و اندازه گیری مصرف سوخت	۱۲
۴-۱- مروری بر تحقیقات گذشتگان و هدف	۱۳
۲- فصل دوم: اتاق آزمون و موتور مورد آزمایش و مشخصات سوخت	۲۳
۱-۲- تجهیزات اتاق آزمون و خودرو	۲۴
۱-۲-۱- استند موتور و دینامومتر	۲۴
۲-۱-۲- دینامومتر	۲۴
۳-۱-۲- کوپلینگ	۲۵
۴-۱-۲- دستگاه کنترل کننده دینامومتر	۲۶
۵-۱-۲- دستگاه کشنده گاز	۲۷
۶-۱-۲- جعبه حساسه	۲۷
۷-۱-۲- آشکارساز نسبت هوا به سوخت	۲۸
۸-۱-۲- دستگاه خنک کن آب موتور	۲۹
۹-۱-۲- نرم افزار مدیریت و اتوماسیون اتاق آزمون موتور	۲۹
۹-۱-۲- حسگرها مورد استفاده در آزمون	۳۰
۲-۲- خودرو مورد مطالعه	۳۳
۳-۲- توضیحاتی در مورد موتور EF7	۳۳
۱-۳-۲- سیستم تایمینگ متغیر پیوسته سوپاپ (CVVT)	۳۵
۴-۲- شرح آزمون	۳۷
۵-۲- تجهیزات بارگذاری ملحقات	۳۹
۶-۲- داده های آزمون	۴۱
۱-۶-۲- داده های آزمون ۱ موتور EF7 با ملحقات	۴۱
۲-۶-۲- داده های آزمون ۲ موتور با دو سوخت بنزین و گاز در شرایط سطح دریا	۴۵
۳- فصل سوم: بیان معادلات حاکم و تئوری مسئله	۴۹
۱-۳- بیان معادلات حاکم اجزای سیکل:	۵۳

سیستم تولید قدرت.....	۳-۱-۱	۵۳
سیستم تهویه مطبوع.....	۳-۱-۲	۶۴
سیستم شارژ الکتریکی.....	۳-۱-۳	۶۴
۴- فصل چهارم : نتایج.....		
نتایج آزمون موتور ۱: بررسی سیستم‌های ملحقات.....	۴-۱	۶۸
نتایج آنالیز انرژی.....	۴-۱-۱	۶۸
نتایج انرژی.....	۴-۱-۲	۷۹
سیستم شارژ الکتریکی.....	۴-۲	۸۵
سیستم تهویه مطبوع (کولر).....	۴-۳	۸۶
نتایج آزمون موتور ۲: مقایسه دو سوخت گاز و بنزین در فشار استاندارد.....	۴-۴	۸۷
نتایج آنالیز انرژی.....	۴-۴-۱	۸۹
نتایج آنالیز انرژی.....	۴-۴-۲	۹۴
نتیجه‌گیری.....	۴-۵	۹۸
پیشنهادهات.....		۱۰۲
پیوست ۱: دینامومتر ادی کارنت ۱۹۰ کیلوواتی.....		۱۰۳
پیوست ۲: دستگاه مهار.....		۱۰۴
پیوست ۳: دستگاه کمند.....		۱۰۵
پیوست ۴: جعبه حساسه دینا.....		۱۰۶
پیوست ۵: آشکارساز نسبت هوا به سوخت HSB102.....		۱۰۷
پیوست ۶: دستگاه کنترل کننده دمای آب‌خنک کاری موتور.....		۱۰۸
پیوست ۷: نرم‌افزار موتور آزما.....		۱۰۹
پیوست ۸: مشخصات آزمون سوخت بنزین در آزمون ۱.....		۱۱۰
پیوست ۹: مشخصات آزمون سوخت بنزین در آزمون ۲.....		۱۱۱
پیوست ۱۰: مشخصات آزمون سوخت گاز در آزمون ۲.....		۱۱۲
فهرست منابع.....		۱۱۳

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: سهم مصرف انرژی شیوه‌های حمل‌ونقل کشور ایران در سال ۱۳۸۹ [۲]..... ۸
- شکل ۲-۱: سهم مصرف انرژی شیوه‌های حمل‌ونقل غیر جاده‌ای کشور ایران در سال ۱۳۸۹ [۲]..... ۸
- شکل ۳-۱: برآورد سهمی از مصرف بنزین و نفت گاز حمل‌ونقل جاده‌ای کشور به تفکیک نوع وسیله نقلیه در سال ۱۳۸۹ [۲]..... ۹
- شکل ۱-۲: استند مخصوص نصب موتور..... ۲۴
- شکل ۲-۲: دینامومتر ادی کارنت موجود در اتاق آزمون..... ۲۵
- شکل ۳-۲: محور انتقال‌دهنده قدرت..... ۲۶
- شکل ۴-۲: دستگاه مهار کنترل‌کننده دینامومتر..... ۲۶
- شکل ۵-۲: دستگاه کمند کشنده گاز..... ۲۷
- شکل ۶-۲: جعبه حساسه دینا..... ۲۸
- شکل ۷-۲: دستگاه خوانش نسبت سوخت به هوا (لامبدا)..... ۲۸
- شکل ۸-۲: دستگاه کنترل‌کننده آب خنک‌کننده..... ۲۹
- شکل ۹-۲: نرم‌افزار موتور آزما در اتاق کنترل..... ۳۰
- شکل ۱۰-۲: حس‌گر لامبدا..... ۳۰
- شکل ۱۱-۲: محل نصب حسگرهای دما بر روی موتور..... ۳۲
- شکل ۱۲-۲: تصویری از اتاق آزمون..... ۳۹
- شکل ۱۳-۲: ملحقات خودرو در آزمون ۱..... ۴۰
- شکل ۱-۴: مصرف سوخت در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار..... ۶۸
- شکل ۲-۴: مصرف سوخت موتور در دورهای مختلف در حالت تمام بار در وضعیت مختلف سیستم‌های ملحقات..... ۶۹
- شکل ۳-۴: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار..... ۶۹
- شکل ۴-۴: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور rpm ۳۵۰۰ تمام بار..... ۷۰
- شکل ۵-۴: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور rpm ۵۰۰۰ تمام بار..... ۷۰
- شکل ۶-۴: گشتاور سیستم‌های ملحقات در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ حالت تمام بار..... ۷۱
- شکل ۷-۴: سهم کار مصرفی هر سیستم در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار..... ۷۱
- شکل ۸-۴: مقایسه مقدار مصرف ویژه سوخت جهت تأمین توان مفید در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار..... ۷۲
- شکل ۹-۴: سهم مصرف سوخت سیستم‌ها در دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار..... ۷۳
- شکل ۱۰-۴: مقادیر انرژی موتور در دور rpm ۲۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات..... ۷۴
- شکل ۱۱-۴: مقادیر انرژی موتور در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد..... ۷۴
- شکل ۱۲-۴: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار..... ۷۵
- شکل ۱۳-۴: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۳۵۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات..... ۷۵

شکل ۴-۱۴: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۳۵۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد ۷۶

شکل ۴-۱۵: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور rpm ۳۵۰۰ حالت تمام بار ۷۶

شکل ۴-۱۶: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۵۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات ۷۷

شکل ۴-۱۷: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۵۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد ۷۷

شکل ۴-۱۸: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور rpm ۵۰۰۰ حالت تمام بار ۷۸

شکل ۴-۱۹: راندمان حرارتی در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار ۷۸

شکل ۴-۲۰: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۲۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات ۷۹

شکل ۴-۲۱: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۲۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد ۸۰

شکل ۴-۲۲: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور rpm ۲۰۰۰ حالت تمام بار ۸۰

شکل ۴-۲۳: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۳۵۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات ۸۱

شکل ۴-۲۴: مقادیر انرژی در دور rpm ۳۵۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد ۸۱

شکل ۴-۲۵: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۵۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات ۸۲

شکل ۴-۲۶: مقادیر انرژی در موتور در دور rpm ۵۰۰۰ در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد ۸۳

شکل ۴-۲۷: مقدار بازده انرژی در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار ۸۳

شکل ۴-۲۸: راندمان سیستم شارژ الکتریکی (دینام) در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام مصرف ۸۵

شکل ۴-۲۹: راندمان سیستم کولر در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام مصرف ۸۶

شکل ۴-۳۰: مصرف سوخت با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار ۸۷

شکل ۴-۳۱: گشتاور موتور با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار ۸۸

شکل ۴-۳۲: مصرف ویژه سوخت جهت تأمین توان ترمزی در موتور با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار ۸۸

شکل ۴-۳۳: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۲۰۰۰ حالت تمام بار ۸۹

شکل ۴-۳۴: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۲۰۰۰ حالت تمام بار ۹۰

شکل ۴-۳۵: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۳۵۰۰ حالت تمام بار ۹۱

شکل ۴-۳۶: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۳۵۰۰ حالت تمام بار ۹۱

شکل ۴-۳۷: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۵۰۰۰ حالت تمام بار ۹۲

شکل ۴-۳۸: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۵۰۰۰ حالت تمام بار ۹۳

شکل ۴-۳۹: راندمان حرارتی موتور با سوخت گاز و بنزین در حالت تمام بار ۹۳

شکل ۴-۴۰: مقایسه مقادیر انرژی در موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور rpm ۲۰۰۰ حالت تمام بار ۹۴

- شکل ۴-۴۱: مقایسه درصد مقادیر اگزرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۲۰۰۰ rpm ۹۵
- شکل ۴-۴۲: مقایسه مقادیر اگزرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار ۹۶
- شکل ۴-۴۳: مقایسه درصد مقادیر اگزرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار ۹۶
- شکل ۴-۴۴: مقایسه مقادیر اگزرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار ۹۷
- شکل ۴-۴۵: مقایسه درصد مقادیر اگزرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار ۹۷
- شکل ۴-۴۶: راندمان اگزرژیتیک (قانون دوم) موتور با سوخت گاز و بنزین در حالت تمام بار ۹۸

فهرست جداول

- جدول ۱-۱: مصرف فرآورده‌های نفتی در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱] ۴
- جدول ۲-۱: مصرف گاز طبیعی در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱] ۵
- جدول ۳-۱: مصرف برق در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱] ۶
- جدول ۴-۱: سهم حامل‌های مختلف انرژی در تأمین انرژی بخش حمل‌ونقل کشور ایران (درصد) [۱] ۷
- جدول ۱-۲: مشخصات پایه موتور مورد مطالعه ۳۴
- جدول ۲-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱ ۴۱
- جدول ۳-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور rpm ۳۵۰۰ تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱ ۴۲
- جدول ۴-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور rpm ۵۰۰۰ تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱ ۴۳
- جدول ۵-۲: اطلاعات قسمت‌های مختلف در دوره‌های مختلف در حالت تمام بار در آزمون ۱ ۴۴
- جدول ۶-۲: خصوصیات سوخت در آزمون ۱ ۴۴
- جدول ۷-۲: داده‌های به دست آمده از موتور با سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در آزمون ۲ ۴۵
- جدول ۸-۲: ظرفیت گرمایی ویژه فشار (cp) برای آب و گلیکول در آزمون ۲ ۴۶
- جدول ۹-۲: خصوصیات سوخت بنزین و گاز طبیعی در آزمون ۲ ۴۶
- جدول ۱۰-۲: تعریف محیط [۲۶] ۴۷
- جدول ۱-۳: ضرایب واکنش در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای سوخت‌های مختلف ۵۶
- جدول ۱-۴: نتایج آنالیز اگزرژی موتور با کلیه ملحقات در دوره‌های rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ حالت تمام بار ۸۴

فهرست علائم

نام گذاری

$\dot{E}_x$	نرخ انرژی (kw)
e_x	انرژی (kj/ kg)
$\overline{e}_x$	انرژی (kj/kmol)
h	انتالپی مخصوص
LHV	ارزش حرارتی پایین
$\dot{m}$	نسبت جریان جرم (kg/s)
P	فشار
$\overline{R}$	ثابت جهانی گاز (kj/kmol k)
s	آنترپی مخصوص (kj/kg k)
T	دما

علامت یونانی

η_{ex}	راندمان انرژی (/.)
ϕ	نسبت هم ارزی

زیر نویس

cw	آب خنک کننده
dest	تخریب
in	ورودی
out	خروجی
gen	تولید

بالا نویس

CH	شیمیایی
TM	ترمو مکانیکی

۱- فصل اول : مقدمه

انرژی از واژه یونانی (ἐνέργεια) به معنی فعالیت یا کارمایه، در فیزیک و دیگر علوم، یک کمیت بنیادین فیزیکی است. انرژی کمیتی است که برای توصیف وضعیت یک ذره، شیئی یا سامانه به آن نسبت داده می شود. در کتاب های درسی فیزیک انرژی را به صورت توانایی انجام کار تعریف می کنند. تا به امروز گونه های متفاوتی از انرژی شناخته شده که با توجه به نحوه آزادسازی و تأثیرگذاری به دسته های متفاوتی طبقه بندی می شوند از آن جمله می توان انرژی جنبشی، انرژی پتانسیل، انرژی گرمایی، انرژی الکترومغناطیسی، انرژی شیمیایی و انرژی الکتریکی و انرژی هسته ای را نام برد. در علم فیزیک انرژی را به دو بخش انرژی و انرژی تقسیم می کنند:

۱-۱- انرژی

انرژی (بخش قابل تبدیل انرژی) (انرژی در واقع به نوعی از انرژی تبدیل می شود که در آن شرایط برای ما ممکن مفید یا غیرمفید باشد)). عامل، حامل و منبع همه گونه انرژی هایی که بشر از آن استفاده می کند (انرژی مواد فسیل، انرژی آبی و غیره) خورشید است، به جز انرژی هسته ای. طبق نظریه نسبیت مجموع «جرم و انرژی» پایدار و تغییرناپذیر است (و آن را قانون پایستگی انرژی می نامند)؛ بدین معنا که انرژی از شکلی به شکل دیگر و یا به جرم تبدیل شود ولی هرگز تولید یا نابود نمی شود. بر طبق تئوری بقای جرم و انرژی پیامدی از این اصل است که قوانین فیزیکی در طول زمان بدون تغییر باقی می مانند.

۱-۱-۱- حامل های انرژی

حامل انرژی عبارت است از ماده یا یک پدیده که می تواند برای تولید کار مکانیکی گرمایی و یا انجام فرایندهای فیزیکی و شیمیایی استفاده شود در حقیقت هر سیستم یا ماده ای را که شامل انرژی برای تبدیل به حالت قابل استفاده در زمان بعد یا در جای دیگر باشد حامل انرژی در نظر می گیرند. به عبارتی دیگر حامل های انرژی دارای حالت های مختلفی می باشند، که در صورت نیاز می توانند به برگه های قابل استفاده انرژی تبدیل شود. اصطلاح حامل انرژی زمانی مورد استفاده قرار می گیرد که دربردارنده

مفاهیم سوخت، حرارت و توان باشد.

حامل‌های انرژی که مستقیماً از منابع طبیعی استخراج یا گرفته می‌شوند (و از این رو به آن انرژی اولیه گفته می‌شود) مانند نفت خام، زغال سنگ سخت و گاز طبیعی، برق تولیدشده از احتراق نفت کوره نمونه‌ای از انرژی اولیه محسوب می‌شود. کلیه حامل‌های انرژی که اولیه نیستند، بلکه از حامل‌های انرژی اولیه تولید می‌شوند، حامل انرژی ثانویه می‌نامند.

نمونه‌هایی از این موارد می‌توان به فرآورده‌های نفت (حامل ثانویه) حاصل از نفت خام (حامل اولیه)، زغال چوب (حامل ثانویه) به دست آمده از سوخت‌های جنگلی (حامل اولیه) و سایر اشاره کرد.

۱-۱-۱-۱ مصرف حامل‌های انرژی ایران و مناطق مختلف جهان

موضوع انرژی به دو بخش مصرف انرژی و تأمین انرژی تقسیم می‌شود. مصرف انرژی با دو رویکرد قابل بررسی است: بخش‌های مصرف کننده، محصولات.

بخش‌های مصرف کننده شامل سامانه تولید (صنعت و معدن، حمل و نقل، کشاورزی و ...)، خانوار و حاکمیت هست. در این ویرایش، تنها به بخش حمل و نقل پرداخته می‌شود. یکی از مهم‌ترین مباحث در سیاست گذاری و برنامه ریزی کشورهای جهان، موضوعات مرتبط با انرژی و میزان مصرف آن در بخش‌های مختلف هست. انرژی به عنوان یکی از مهم‌ترین عوامل تولید و ماده اولیه مورد نیاز در مصرف نهایی، از نظر اقتصادی دارای اثرات قابل توجهی است و نفت و فرآورده‌های نفتی کماکان مهم‌ترین تأمین کننده انرژی در جهان هستند. از آنجایی که بخش انرژی زیربنای اصلی توسعه به شمار می‌رود، مقدار مصرف حامل‌های انرژی نقش بسزایی در فعالیت بنگاه‌های تولیدی ایفا می‌کند. در ایران به ویژه پس از اجرای طرح هدفمندی یارانه‌ها، به چگونگی مصرف انرژی در بخش‌های مختلف اقتصادی و اجتماعی بخصوص بنگاه‌های تولیدی توجه خاصی شده است. مصرف نهایی فرآورده‌های نفتی در سال ۲۰۱۱ در جهان به ۳۵۰۰۲۶۹ هزار تن رسید در این سال، سهم مناطق مختلف جهان از تولید فرآورده‌های نفتی در جدول ۱-۱ نوشته شده است.

جدول ۱-۱: مصرف فرآورده‌های نفتی در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱]

مناطق	مصرف نهایی (هزار تن)	مصارف نهایی (درصد)	حمل و نقل (هزار تن)	بخش حمل و نقل (درصد)	سایر بخش‌ها (درصد)
آمریکای شمالی	۸۶۳۸۸۰	۲۴/۷	۶۱۷۹۹۵	۷۱/۵	۲۸/۵
آمریکای مرکزی و جنوبی	۲۱۳۱۰۰	۶/۱	۱۲۶۱۷۲	۵۹/۲	۴۰/۸
اروپا و اوراسیا	۶۸۴۷۴۴	۱۹/۶	۳۹۶۰۹۵	۵۷/۸	۴۲/۲
خاورمیانه	۲۰۰۰۹۵	۵/۷	۱۱۳۸۳۵	۵۶/۹	۴۳/۱
آفریقا	۱۲۴۹۵۵	۳/۶	۷۸۱۳۵	۶۲/۵	۳۷/۵
آسیا و اقیانوسیه	۱۰۵۴۵۹۶	۳۰/۱	۴۹۱۶۸۵	۴۶/۶	۵۳/۴
سوخت کشتی‌های بین‌المللی	۲۰۷۹۵۶	۵/۹	۲۰۷۹۵۶	۱۰۰	۰
سوخت هواپیما بین‌المللی	۱۵۰۹۴۳	۴/۳	۱۵۰۹۴۳	۱۰۰	۰
کل جهان	۳۵۰۰۲۶۹	۱۰۰	۲۱۸۲۸۱۶	۶۲/۴	۳۷/۶
کشورهای اوپک	۱۶۷۲۵۷۳	۴۷/۸	۱۰۵۷۰۶۶	۶۳/۲	۳۶/۸
کشورهای غیر اوپک	۱۴۶۸۷۹۷	۴۲	۷۶۶۸۵۱	۵۲/۲	۴۷/۸
۲۷ کشور اتحادیه اروپا	۴۷۱۳۴۹	۱۳/۵	۲۸۵۶۶۸	۶۰/۶	۳۹/۴

در سال ۲۰۱۱، بیشترین سهم از مصرف نهایی فرآورده‌های نفتی در مناطق آسیا و اقیانوسیه، آمریکای شمالی و اروپا و اوراسیا به ترتیب با ۳۰/۱، ۲۴/۷ و ۱۹/۶ درصد اختصاص داشت و کمترین میزان آن با سهمی معادل ۳/۶ درصد مربوط به کشور آفریقا بوده است. در همین سال، از کل مصرف نهایی، بخش حمل و نقل با ۶۲/۴ درصد بالاترین سهم از مصرف نهایی فرآورده‌های نفتی در جهان را دارا بود. مصرف نهایی گاز طبیعی در سال ۲۰۱۱ در جهان به ۱۶۶۸۸۵۳/۳ رسید که نسبت به سال قبل ۱/۸ درصد

رشد داشته است. در این سال، سهم مناطق مختلف جهان از مصرف گاز طبیعی در جدول ۲-۱ آورده شده است.

جدول ۲-۱: مصرف گاز طبیعی در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱]

مناطق	مصارف نهایی (میلیون مترمکعب)	مصارف نهایی (درصد)	حمل و نقل (میلیون مترمکعب)	بخش حمل و نقل (درصد)	سایر بخش‌ها (درصد)
آمریکای شمالی	۴۸۲۱۲۸/۲	۲۸/۹	۲۳۱۶۶/۳	۴/۸	۹۵/۲
آمریکای مرکزی	۸۱۰۰۳/۳	۴/۹	۷۱۳۰/۷	۸/۸	۹۱/۲
اروپا و اوراسیا	۵۹۶۸۷۵	۳۵/۸	۵۰۳۵۲/۷	۸/۴	۹۱/۶
خاورمیانه	۱۹۵۸۸۰/۴	۱۱/۷	۶۶۸۷/۶	۳/۴	۹۶/۶
آفریقا	۳۳۴۵۸/۶	۲	۱۲۲۸/۳	۳/۷	۹۶/۳
آسیا و اقیانوسیه	۲۷۹۵۰۷/۹	۱۶/۷	۲۳۹۸۵/۲	۸/۶	۹۱/۴
کل جهان	۱۶۶۸۸۵۳/۳	۱۰۰	۱۱۲۵۵۰/۸	۶/۷	۹۳/۳
کشورهای اوپک	۸۸۳۱۶۲	۵۲/۹	۲۸۵۶۶	۳/۲	۹۶/۸
کشورهای غیر اوپک	۷۸۵۶۹۰/۸	۴۷/۱	۸۳۹۹۴/۷	۱۰/۷	۸۹/۳

در سال ۲۰۱۱، سهم گاز طبیعی در بخش صنعت، خانگی، تجاری، حمل و نقل، مصارف غیر انرژی و سایر مصارف به ترتیب ۳۶/۵، ۳۰/۱، ۱۲/۹، ۶/۷، ۱۲/۵ و ۱/۳ درصد بوده است. مصرف نهایی برق در سال ۲۰۱۱ در جهان به ۱۸۳۹۶۷۳۵ گیگاوات ساعت رسید که نسبت به سال قبل ۳ درصد رشد داشته است. در این سال، سهم مناطق مختلف جهان از مصرف برق در جدول ۳-۱ داده شده است.

جدول ۱-۳: مصرف برق در مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۱۱ [۱]

مناطق	مصارف نهایی (گیگاوات ساعت)	مصارف نهایی (درصد)	حمل و نقل (گیگاوات ساعت)	بخش حمل و نقل (درصد)	سایر بخش ها (درصد)
آمریکای شمالی	۴۵۳۴۶۹۰	۲۴/۷	۱۲۶۴۶	۰/۳	۹۹/۷
آمریکای مرکزی	۹۴۲۳۲۱	۵/۱	۳۴۷۱	۰/۳۷	۹۹/۶۳
اروپا و اوراسیا	۴۲۷۶۵۳۲	۲۳/۲	۱۸۱۵۳۸	۴/۲	۹۵/۸
خاورمیانه	۷۳۳۱۶۰	۴	۳۵۴	۰/۰۵	۹۹/۹۵
آفریقا	۵۶۹۲۱۷	۳/۱	۴۹۸۰	۰/۹	۹۹/۱
آسیا و اقیانوسیه	۷۳۴۰۸۱۵	۳۹/۹	۸۹۵۳۳	۱/۲	۹۸/۸
کل جهان	۱۸۳۹۶۷۳۵	۱۰۰	۲۹۲۵۲۲	۱/۶	۹۸/۴
کشورهای اوپک	۹۳۴۰۰۴۰	۵۰/۸	۱۰۷۷۸۱	۱/۲	۹۸/۸
کشورهای غیر اوپک	۹۰۵۶۶۹۵	۴۹/۲	۱۸۴۷۴۱	۲	۹۸
۲۷ کشور اتحادیه اروپا	۲۷۶۷۵۴۹	۱۵	۶۷۴۲۳	۲/۴	۹۷/۶

چین و ایالات متحده بزرگترین مصرف کنندگان برق در دنیا بودند. در سال ۲۰۱۱ بخش های صنعت، خانگی، تجاری و عمومی، کشاورزی، حمل و نقل و سایر به ترتیب ۴۲/۶، ۲۷/۱، ۲۲/۸، ۲/۶، ۱/۶ و ۳/۴ درصد از کل مصرف نهایی را به خود اختصاص دادند. جدول ۱-۴ سهم حامل های انرژی در تأمین بخش حمل و نقل از سال ۱۳۸۷-۱۳۹۱ در کشور ایران داده شده است.

جدول ۴-۱: سهم حامل‌های مختلف انرژی در تأمین انرژی بخش حمل‌ونقل کشور ایران (درصد) [۱]

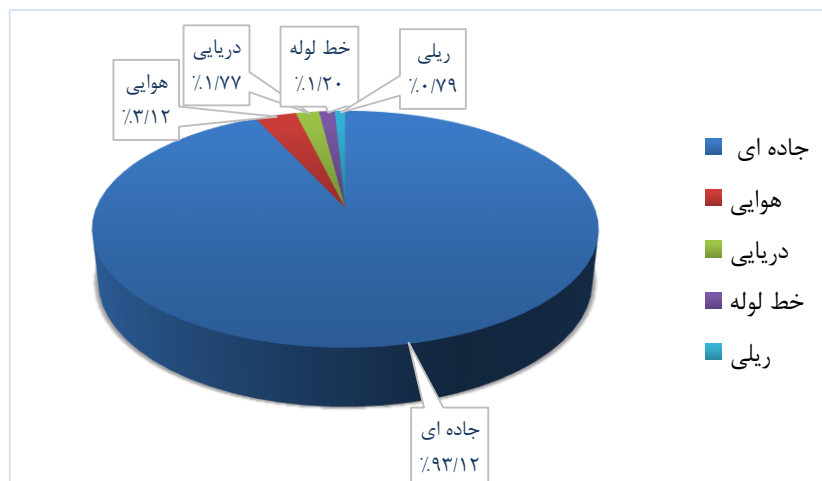
شرح	۱۳۸۷	۱۳۸۸	۱۳۸۹	۱۳۹۰	۱۳۹۱
فرآورده‌های نفتی	۹۵/۷۱	۹۲/۷۲	۸۷/۶۱	۸۶/۲۸	۸۵/۳۸
گاز طبیعی	۴/۲۴	۷/۲۲	۱۲/۳۳	۱۳/۶۵	۱۴/۵۴
برق	۰/۰۵	۰/۰۶	۰/۰۶	۰/۰۷	۰/۰۷
کل	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰

در سال ۱۳۹۱، مصرف بنزین نسبت به سال گذشته، ۵/۹ درصد افزایش داشته و به ۲۳۲۴۰/۴ میلیون لیتر در کشور رسید. بخش حمل‌ونقل با سهمی بیش از ۹۹ درصد، عمده‌ترین بخش مصرف‌کننده بنزین در کشور بوده است.

در سال ۱۳۹۱، مصرف نفت گاز با ۳/۷ درصد کاهش نسبت به سال گذشته به ۳۵۲۴۵/۹ میلیون لیتر رسید. بخش حمل‌ونقل با داشتن سهمی حدود ۵۷/۳ درصد، بزرگ‌ترین مصرف‌کننده نفت گاز کشور است. در همین سال مصارف نهایی و مصرف بخش انرژی گاز طبیعی به ۱۵۱/۷ میلیارد مترمکعب بود که نسبت به سال قبل یک درصد کاهش داشت.

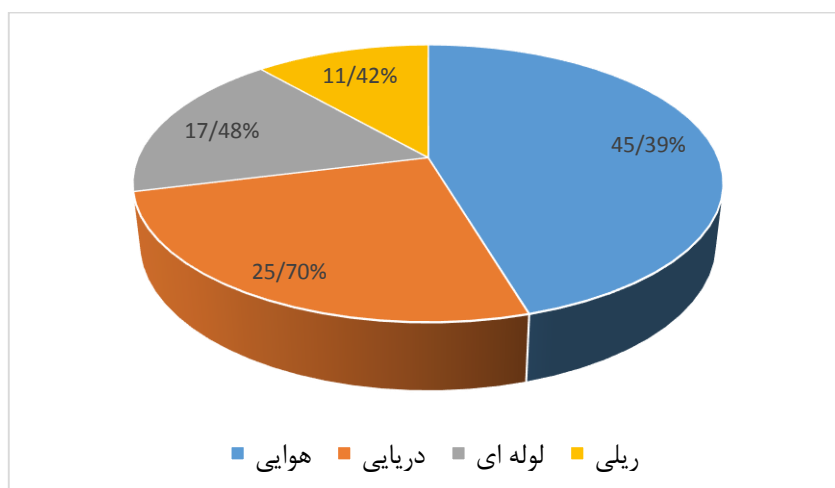
مصرف فرآورده‌های نفتی بخش حمل‌ونقل در سال ۱۳۸۹ نزدیک به ۵۰ درصد کل مصرف فرآورده‌های نفتی کشور بوده است. همچنین مصرف نهایی انرژی کل کشور در همین سال به میزان ۱۲۱۵ میلیون بشکه معادل نفت خام بوده است که از این میزان ۲۹۰ میلیون بشکه معادل نفت خام مربوط به بخش حمل‌ونقل است.

در سال ۱۳۸۹ مصرف انرژی بخش جاده‌ای، ۹۳/۱۲ درصد مصرف انرژی بخش حمل و نقل را به خود اختصاص داده و پس از آن بخش هوایی با ۳/۱۲ درصد و بخش دریایی با ۱/۷۷ درصد قرار گرفته‌اند. کمترین مصارف نیز متعلق به حمل و نقل خط لوله و بخش ریلی به ترتیب با سهم مصرف ۱/۲ درصد و ۰/۷۹ درصد بوده که در شکل ۱-۱ نشان داده شده است.



شکل ۱-۱: سهم مصرف انرژی شیوه‌های حمل و نقل کشور ایران در سال ۱۳۸۹ [۲]

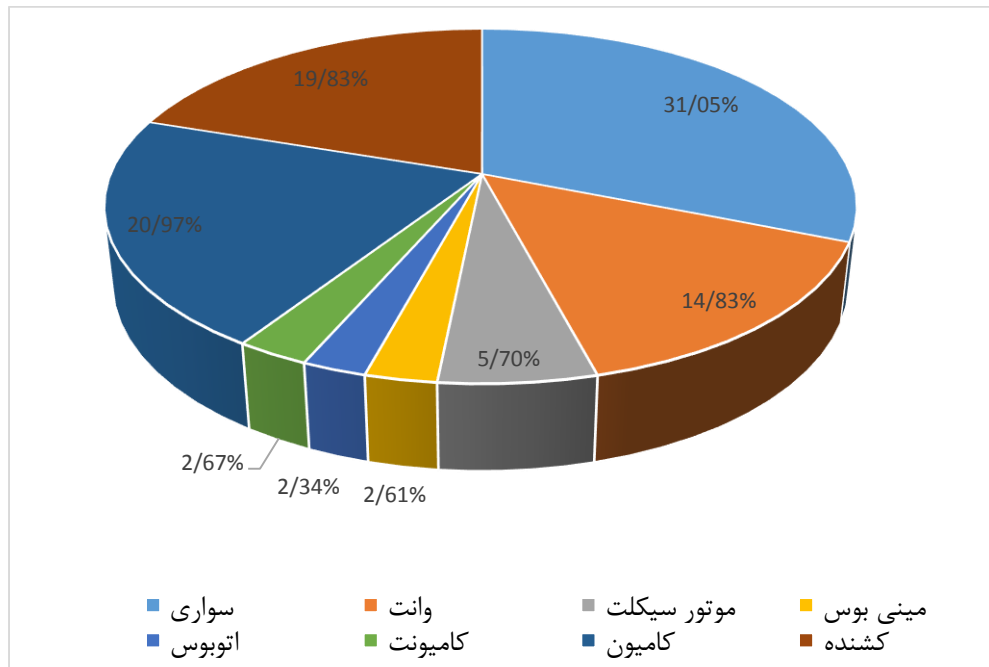
بخش حمل و نقل غیر جاده‌ای که شامل بخش‌های ریلی، خط لوله، دریایی و هوایی است که سهمی حدود ۷ درصد از بخش حمل و نقل کشور را دارا می‌باشد؛ که بخش هوایی با ۴۳/۳۹ بیشترین مصرف را در بخش حمل و نقل غیر جاده‌های در همین سال داشته است. شکل ۲-۱ در پایین سهم انرژی بخش غیر جاده‌ای در سال ۱۳۸۹ در کشور ایران را نشان داده است.



شکل ۲-۱: سهم مصرف انرژی شیوه‌های حمل و نقل غیر جاده‌ای کشور ایران در سال ۱۳۸۹ [۲]

بخش حمل و نقل جاده‌ای بیش از ۹۹ درصد کل مصرف بنزین و بیش از ۹۴ درصد کل مصرف نفت گاز بخش حمل و نقل را در سال ۱۳۸۹ داشته است. قابل توجه است که مصرف بنزین و نفت گاز بخش حمل و نقل از سال ۱۳۷۹ تا ۱۳۸۹ در کشور به ترتیب متوسط رشد سالیانه ۴/۰۳ درصد و ۳/۴۲ درصد

را داشته است. در شکل ۳-۱ مصرف بنزین و نفت گاز در بخش حمل و نقل جاده‌ای با توجه به نوع وسیله نقلیه نشان در سال ۱۳۸۹ نشان داده است.



شکل ۳-۱: برآورد سهمی از مصرف بنزین و نفت گاز حمل و نقل جاده‌ای کشور به تفکیک نوع وسیله نقلیه در سال ۱۳۸۹ [۲]

در نمودارهای بالا مشخص شد که بیشترین سهم انرژی در بخش حمل و نقل مربوط به حمل و نقل جاده‌ای با ۹۳/۱۲ درصد است و همچنین بیشترین مصرف بنزین و نفت گاز در بخش جاده‌ای با ۳۱/۰۵ برای اتوبوس‌ها و ۲۰/۹۷ در صد برای وسایل نقلیه سواری است.

۲-۱- مبانی تحلیل انرژی

تحلیل انرژی^۱، بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک، از اوایل قرن گذشته مورد توجه واقع شده و از سال ۱۹۳۰ میلادی، این تحلیل بسط و توسعه بیشتری نموده است. با شروع بحران انرژی در دهه ۷۰ میلادی، تحلیل انرژی در رأس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار گرفت. بر طبق قانون دوم ترمودینامیک در هر فرآیند واقعی، آنتروپی تولید شده متناسب با از دست رفتن انرژی و نابودی آن در

^۱ exergy

طی فرآیند، است. بنا بر تعریف، انرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد، حاصل می‌شود. در تحلیل انرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها در طی فرآیندهای مختلف سیکل ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت‌ناپذیری می‌باشد.

از این طریق، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می‌گردد. در تحلیل انرژی سعی می‌شود با به‌کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون به‌عنوان حالت مرجع، بیشترین کار تولیدشده در سیکل، به دست آید؛ و شامل دو مرحله اساسی است. مرحله اول، شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم بر پایه تعیین اتلافات انرژی است. اتلافات انرژی با نوشتن موازنه انرژی در قسمت‌های مختلف سیستم به دست می‌آید. مرحله دوم، تعیین بیشترین اصلاحات ممکن در سیستم بر پایه مفاهیم اتلافات انرژی اجتناب‌پذیر^۱ و اتلافات انرژی اجتناب‌ناپذیر^۲ است. کمترین میزان انرژی در سیستم طی فرآیندی که نمی‌توان با تکنیک‌های موجود و ملاحظات اقتصادی مانع نابودی آن شد، اتلافات انرژی اجتناب‌ناپذیر می‌نامند. با این تعریف، اتلافات انرژی قابل اجتناب، بیشترین پتانسیل بهینه شدن فرآیند را مشخص می‌سازد. بنابراین یک سیستم، به سرعت توسط تحلیل انرژی تحلیل می‌گردد و نیز فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی و بیشترین اصلاحات ممکن، مشخص می‌گردند.

۱-۲-۱ - مفاهیم و روابط اساسی در تحلیل انرژی

تحلیل انرژی از یک سری مفاهیم و روابط اساسی به‌دست‌آمده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای تجزیه و تحلیل سیستم‌ها استفاده می‌کند. همچنین، در این تحلیل، محیط پیرامون به‌عنوان حالت مرجع، تعریف می‌گردد که در ادامه، این مفاهیم و روابط به‌طور اختصار توضیح داده می‌شوند.

^۱ Avoidable Exergy losses

^۲ Inevitable Exergy losses

۱-۲-۱-۱- تعریف اگزرژی

اگر ماده، ضمن یک فرآیند بازگشت‌پذیر از حالت اولیه خود به حالت مرده برسد، در این صورت حداکثر کار بازگشت‌پذیر به دست می‌آید که آن را اگزرژی یا قابلیت انجام کار ماده می‌نامند.

۱-۲-۱-۲- حالت مرده

حالت مرده^۱، به حالتی از ماده گفته می‌شود که در آن حالت، ماده با محیط در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی باشد. در حالت مرده، دمای ماده برابر با دمای محیط و فشار ماده برابر فشار اتمسفر و سرعت ماده نسبت به محیط، صفر و انرژی پتانسیل آن نیز صفر است.

۱-۲-۱-۳- حالت مرده محدود

حالت مرده محدود^۲، به حالتی گفته می‌شود که در آن ماده با محیط در تعادل حرارتی و مکانیکی بوده، سرعت و انرژی پتانسیل آن صفر باشد. هرچند ممکن است تعادل شیمیایی بین ماده و محیط برقرار نباشد

۱-۲-۱-۴- تعریف محیط از دیدگاه تحلیل اگزرژی

از دیدگاه تحلیل اگزرژی، محیط جسم بزرگی است که در تعادل ترمودینامیکی کامل قرار دارد و در آن هیچ‌گونه گرادیانی اعم از فشار، دما و پتانسیل شیمیایی وجود ندارد و به دست آوردن کار از برهم‌کنش اجزای مختلف آن با یکدیگر غیرممکن است. هر سیستمی که خارج از محیط باشد، دارای حداقل یک پارامتر متفاوت با محیط است و از برهم‌کنش آن سیستم و محیط، امکان به دست آوردن کار وجود دارد. بنابراین، محیط جسم مرجعی است که برای ارزیابی پتانسیل کار دهی سیستم‌های مختلف، به کار گرفته می‌شود.

^۱ Dead state

^۲ Restricted dead state

۱-۲-۵- اگزرژی غیر جریانی

اگر ماده‌ای از یک حالت اولیه معین، طی یک فرآیند بازگشت‌پذیر که در یک سیستم بسته صورت می‌گیرد، در حالتی که تنها با اتمسفر تبادل حرارت نماید، به حالت مرده خود برسد، در این صورت مقدار کار بازگشت‌پذیر، حداکثر شده که این مقدار را اصطلاحاً اگزرژی غیر جریانی^۱ ماده می‌گویند

۱-۲-۶- اگزرژی جریانی

اگر ماده‌ای از یک حالت اولیه معین، طی یک فرآیند حالت‌پایا جریان پایای بازگشت‌پذیر، در حالتی که تنها با اتمسفر دارای تبادل حرارتی است، به حالت مرده خود برسد، مقدار کار بازگشت‌پذیر، حداکثر شده و این مقدار اصطلاحاً اگزرژی جریانی^۲ ماده نامیده می‌شود.

۱-۳- خودرو و انواع سوخت و اندازه‌گیری مصرف سوخت

خودرو مجموعه‌ای از قطعات طراحی‌شده مختلف می‌باشد که با نظم خاص و در ارتباط با یکدیگر طوری کنار هم قرار گرفته‌اند که هدف مورد نظر را تأمین نمایند. انواع سوخت‌ها و انرژی‌های رایج و مورد مصرف در خودروها عبارت‌اند از: بنزین، گازوئیل، گاز مایع، گاز طبیعی، متانول، اتانول، بیو دیزل، هیدروژن، هوای فشرده، انرژی خورشیدی، نیروی الکتریکی می‌باشند. بنزین و گازوئیل از پالایش نفت خام به دست می‌آیند و به ترتیب بیشترین سهم را در میان سوخت‌های مصرفی در خودرو به خود اختصاص داده است.

معمولاً برای اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت، مقدار سوخت مصرف‌شده برحسب لیتر را ضرب در صد نموده و نتیجه را بر مسافت پیموده شده برحسب کیلومتر تقسیم می‌کنیم تا میزان مصرف سوخت در صد کیلومتر را به دست بیاوریم. در این میان باید به نکاتی چند توجه نمود.

- شرایط جاده که شامل سربالایی‌ها و سراسیمه‌ها و فشار و مقاومت هوا است

^۱ Non-flow exergy

^۲ Flow exergy

- تراکم عبور و مرور وسایط نقلیه در جاده یا همان میزان ترافیک

- نحوه‌ی رانندگی

با توجه به نکات فوق نمی‌توان صرفاً با پیمودن یک مسیر همیشگی و کوتاه به میزان دقیق مصرف سوخت خودرو پی برد. بهترین روش، محاسبه‌ی میزان مصرف در مسافرت‌های طولانی، مثلاً بالای سیصد کیلومتر است. بدین ترتیب که در طول مسیر جاده در تمامی پمپ‌هایی که بیش از پنجاه کیلومتر باهم فاصله‌دارند میزان مصرف سوخت را اندازه‌گیری کنیم. در این صورت متوجه تفاوت میزان مصرف در مسیرهای متفاوت خواهیم شد و یک‌بار نیز کل میزان مصرف را در انتهای مسیر محاسبه کنیم تا به یک میانگین دقیق‌تر برسیم. در زیر آزمون برای اندازه‌گیری مصرف سوخت ذکر شده است.

۱-۴- مروری بر تحقیقات گذشتگان و هدف

در این پایان‌نامه یک پیشنهاد برای بررسی پارامترهای مؤثر بر انرژی و تخریب انرژی در فرآیندهای تبدیل انرژی در خودرو داده شده است.

به دنبال کاهش منابع انرژی و افزایش آلاینده‌های زیست محیطی، تلاش‌های زیادی به‌منظور بهینه‌سازی فرایندهای حرارتی در سراسر جهان آغاز شده است. در این بین وسایل نقلیه، سهم عمده‌ای در مصرف سوخت و آلاینده‌ی محیط دارند. به‌منظور بررسی عملکرد سیستم‌های خودرو که وابسته به عملکرد زیرسیستم‌های آن می‌باشد، تحلیل ترمودینامیکی خصوصاً تحلیل قانون دوم بینش مناسبی نسبت به فرایندهای انجام شده ایجاد می‌کند؛ و همچنین سوخت مورد استفاده در کاربردهای احتراق تأثیر قابل‌توجهی بر تولید برگشت‌ناپذیری و ازاین‌رو بازده انرژی دارد.

یکی از کاربردهای اساسی علم ترمودینامیک مطالعه بازدهی فرآیندها می‌باشد. در قدیم از دو روش استفاده از توازن انرژی در سیستم و محاسبه میزان کارایی مربوط به سیستم استفاده می‌شد. موازنه انرژی، با همه شکل‌های انرژی به‌صورت یک معادله و بدون تمایز بین انواع مختلف انرژی سر و کار داشت و اطلاعاتی درباره تلفات داخلی به ما نمی‌داد. یک روش جدید ارزیابی سیستم‌ها، روش انرژی می‌باشد

که بر اساس تئوری اگزرژی بوده و به عنوان معیار جهانی پتانسیل کار باکیفیت شکل های مختلف انرژی درباره یک محیط معین است. پل تمام اجزای یک ماشین حرارتی، توزیع بازگشتناپذیری های اجزای ماشین و سهم هر کدام در کاهش بازده کلی ماشین را نشان می دهد. برخلاف معیارهای سنتی، ایده بازگشتناپذیری بر اساس دو قانون اصلی ترمودینامیک می باشد و توازن اگزرژی از قانون اول و دوم ترمودینامیک حاصل شده است. اگرچه قانون دوم به طور مستقیم در روش اگزرژی استفاده نشده است. ولی کاربرد آن در تحلیل فرایندها، یک مفهوم علمی از قانون دوم را شرح می دهد؛ بنابراین مطالعه شکل های مختلف بازگشتناپذیری و تأثیر آن ها روی عملکرد یک ماشین حرارتی، اطلاعات بیشتر و مفیدتری نسبت به مطالعه و نتایج قانون دوم به ما می دهد.

آنالیز انرژی یعنی آنالیز قانون اول که شروع هر تحقیق در مورد انرژی را شامل می شود درواقع اولین گام برای تحلیل پتانسیل به سوخت بدون در نظر گرفتن سایر شرایط آنالیز انرژی است. قانون اول ترمودینامیک، انرژی های مختلف را فقط از لحاظ کمی ارزیابی می کند. از دیدگاه قانون اول، ۱۰۰ کیلوژول گرما، با ۱۰۰ کیلوژول کار، ارزش یکسانی دارد. درحالی که در عمل، کل انرژی گرمایی، به کار تبدیل نمی شود. قانون اول ترمودینامیک، هیچ گونه محدودیتی در مورد جهت عبور کار و گرما قائل نیست. با ارائه قانون دوم ترمودینامیک، این کاستی ها رفع شده است. به طوری که قانون دوم ترمودینامیک، قادر است مسیر جلو روی واکنش ها، فرایندها و همچنین مقدار تلفات سیکل را پیشگویی کند. نتیجه مستقیم استفاده از قانون دوم، منجر به ارائه تحلیل اگزرژی گردید که ابزاری قوی و سودمند در ارزیابی کمی و کیفی انرژی های موجود می باشد. تحلیل اگزرژی با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می آورد که روش مطلوب تحلیل سیستم های انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی و فرایندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم، مشخص گردد.

آیسقلو و محمت تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی از یک سیستم تولید همزمان اجرا شده با موتور دیزل را انجام دادند. همه داده های ضروری از کارخانه تولید همزمان موتور دیزل واقعی قرار گرفته در ترکیه به دست آمده است. این مقاله در سال ۲۰۰۸ به چاپ رسیده است. در کار حاضر تجزیه و تحلیل قانون

اول و دوم برای سیستم تولید همزمان معرفی شده است. نتایج این مطالعه برای تجزیه و تحلیل پارامترهای ترمودینامیکی و بهینه سازی سیستم تولید همزمان استفاده خواهد شد. $40/35$ درصد از انرژی ورودی کارخانه به قدرت برق تبدیل شده و $59/65$ درصد از انرژی ورودی از دست رفته است. راندمان انرژی از کارخانه $40/72$ درصد است. تخریب انرژی کل در موتور دیزل کارخانه تولید همزمان نزدیک به 46 درصد از انرژی ورودی و $83/32$ درصد از کل تخریب انرژی محاسبه شده است. راندمان های انرژی از دیگر اجزا شامل کمپرسور، توربین، بویلر، کندانسور و اینترکولر به ترتیب برابر $82/56$ ، $88/1$ ، $11/43$ ، $16/57$ و $26/33$ درصد می باشد [۳].

هاکان و همکاران به بررسی تأثیری از حالت دمای مرجع (مرده) در راندمان انرژی در یک موتور سوخت گیری شده با HOME^۱ پرداخته اند. داده های عملیاتی واقعی به دست آمده از این مطالعه در دانشگاه ایالتی آیووا انجام شده بود. آزمایش در یک موتور دیزل جاندر با ظرفیت $66/5$ کیلووات، چهار سیلندر، چهارزمانه، توربوشارژر دار انجام شده بود. موتور در 1400 دوربردقیقه و در دمای حالت مرده $5-30$ درجه سانتی گراد اجرا و آزمایش شده بود. در نتایج به دست آمده مشاهده شده راندمان انرژی افزایش یافته است زمانی که دمای حالت مرده کاهش یافته است در نتیجه مقادیر راندمان انرژی از $29/78$ تا $34/93$ در دمای حالت مرده از 30 تا $5-$ می باشد. نرخ انرژی سوخت ورودی و کار انرژی خالص به ترتیب $137/61$ و $54/95$ کیلووات بوده است. نرخ های اتلاف انرژی و تخریب انرژی با افزایش دمای حالت مرده افزایش یافته اند که بر اساس آن اتلاف انرژی مینیمم در دمای حالت مرده $5-$ برابر $37/52$ کیلووات و نرخ تخریب انرژی از آزمون یک مقدار ماکزیمم $56/34$ کیلووات در دمای 30 درجه سانتی گراد را داشت [۴].

سین و همکاران تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی از یک موتور بنزینی را مورد بررسی قرار دادند. این تحقیق در کشور ترکیه انجام شد. در این مطالعه آنالیز انرژی و انرژی از یک موتور بنزینی چهار سیلندر چهارزمانه بررسی شده بود. آزمایش موتور با سوخت های بنزین با عدد اکتان پژوهش (RON) 91 ، 93 ،

^۱ High-oleic methyl ester

۹۵/۳ انجام شده و در یک حالت پایدار عمل می‌کرد و روش انجام تحقیق به صورت تحلیلی بود. در این مطالعه عملیات با نرخ‌های اکتان بالا منجر به راندمان اگزرژی پایین‌تر، معمولاً یک اتلاف اگزرژی خروجی بالاتر و یک اتلاف اگزرژی بالاتر به علت اتلاف حرارتی می‌شود. چون سرعت‌های بالای موتور یک مخلوط همگن‌تر و یک توربولانس در محفظه احتراق را باعث می‌شود، تقریباً همه پارامترهای انرژی و اگزرجیتیک با افزایش سرعت موتور افزایش می‌یابد اینکه ناکارآمدی‌های سیستم عمدتاً توسط تخریب اگزرژی به علت فرایندهای برگشت‌ناپذیر مانند احتراق باعث شده است [۵].

مصطفی ارتانک تات تأثیری از عدد ستان در راندمان اگزرژی و انرژی از موتور دیزل جان دیر تزریق مستقیم، چهار سیلندر، چهارزمانه و توربوشارژدار با چهار نمونه از سوخت‌های YGME^۱ و SME^۲ و SME با ۰/۷۵٪ و ۱/۵٪ بهبود عدد ستان توسط EHN^۳ اضافه‌شده، را مورد آزمایش قرارداد. آزمایش‌ها در آزمایشگاه Ice از دانشگاه ایالتی آیووا در ترکیه در سال ۲۰۰۴ محاسبه‌شده و مقاله آن در سال ۲۰۱۱ به چاپ رسیده بود. هدف از این مقاله تعیین اثری از بهبود ستان و عدد ستان در راندمان‌های اگزرژی و انرژی و پارامترهای احتراق بود و روش انجام تحقیق به روش تحلیلی بود و به این نتیجه رسیدند که عدد ستان پایین باعث دوره تأخیر اشتعال طولانی‌تر و پیش مخلوط بیشتر و بازده نسبتاً بالاتری به علت افزایش ناگهانی دما و فشار در محفظه احتراق می‌شود. همچنین در این مقاله یک‌روند کاهشی راندمان حرارتی از SME با کمترین عدد ستان نسبت به YGME با بالاترین عدد ستان دارد. به‌طوری‌که راندمان حرارتی SME با یک عدد ستان ۵۰/۴ تقریباً ۴۰/۲۳٪ بود و راندمان حرارتی از YGME با عدد ستان ۶۲/۶ تقریباً ۴۰٪ بود. راندمان اگزرژی از سوخت‌های به نمایش گذاشته شده بسیار شبیه راندمان انرژی است. نتایج تولید آنتروپی و تخریب اگزرژی یک‌روند مخالفی با راندمان اگزرژی داشت، یعنی هر دو تخریب اگزرژی و تولید آنتروپی با بهبود و افزایش عدد ستان افزایش یافته بود درحالی‌که راندمان اگزرژی کاهش یافته بود [۶]. ازومه و همکاران راندمان اگزرژی اعمال‌شده برای بهینه‌سازی عملکرد موتور از یک

^۱ Yellow grease methyl ester

^۲ Soybean oil methyl ester

^۳ 2-ethyl hexy nitrate

موتور احتراق تراکمی تزریق مستقیم با استفاده از بيو سوخت‌ها مختلف را محاسبه کردند. اين نوع موتور برای تولید برق روستایی و پمپ آب در مناطق روستایی بورکینافاسو استفاده شده است. هدف از این مقاله ارائه یک پیشنهاد برای استفاده از مفهوم اگزرژی برای عملکرد موتور با استفاده از سوخت‌های زیستی است. در این مطالعه مشخص شد که بيو دیزل^۱ روغن خرماي خالص راندمان حرارتي کمتری نسبت به سوخت دیزل خالص دارد و اختلاف آن با افزایش بار به ۹۰ درصد می‌رسد و همچنین سوخت بيو دیزل راندمان اگزرژی کمتری نسبت به سوخت دیزل دارد و چنانچه بار افزایش یابد بازده اگزرژی کاهش می‌یابد و همچنین با افزایش بار مقدار آلاینده‌های CO و NO_x افزایش می‌یابد [۷].

جنا و همکاران تأثیری از اکسیژن در راندمان‌های اگزرژی و انرژی از یک موتور احتراق تراکمی سوخت‌گیری شده به‌طور جداگانه با بایودیزل‌های نخل خرما و کارانجا را مورد بررسی قرار دادند. آزمایش در موسسه ملی فناوری دانشکده مهندسی مکانیک در هند انجام شده و مقاله آن در سال ۲۰۱۴ به چاپ رسیده بود. موتوری که در این آزمون انتخاب شده بود یک موتور تک سیلندر، چهارزمانه با نسبت تراکم ۱۷/۵ و ۷ اسب بخار در ۱۵۰۰ دور بر دقیقه است. در این مطالعه با توجه به داده‌های آزمایشگاهی حاصل از احتراق دو سوخت بایودیزل تهیه شده از نخل خرما^۲ و کارانجا^۳ و یک سوخت فسیلی^۴ در اجزای برگشت‌ناپذیر مختلف یک موتور احتراق تراکمی چهارزمانه به بررسی بازده انرژی و اگزرژیتیک هر یک پرداخته و این سه نوع سوخت را باهم مقایسه شده است. در کار حاضر، عملکرد اگزرژیتیک از یک موتور احتراق تراکمی مطالعه قرار گرفته است. سوخت پترو دیزل کیفیت بیشتری نسبت به سوخت بایودیزل به خاطر ارزش حرارتي بالاتر آن دارد. همان‌طور انتظار می‌رفت تفاوت‌ها در تحلیل اگزرژی خود را نشان دادند. مشخص شد که میزان تخریب اگزرژی محاسبه نشده (مربوط به فرایند احتراق) برای بایودیزل مقادیر کمتری دارا است. اگرچه سوخت پترو دیزل میزان انرژی بیشتری را فراهم می‌نماید

^۱ biodiesel

^۲ Palm biodiesel

^۳ Karanja biodiesel

^۴ Petrodiesel

اما بازگشت‌ناپذیری‌های بیشتری نیز نسبت به بایودیزل به وجود می‌آورد. بررسی مقایسه‌ای نتایج نشان می‌دهد که با افزایش میزان اکسیژن در سوخت‌ها، احتراق بهتر صورت می‌گیرد و بازگشت‌ناپذیری‌ها کاهش می‌یابند و راندمان انرژی افزایش می‌یابد. همچنین با کاهش CO و HC در گازهای احتراق میزان آلاینده‌گی این نوع سوخت‌ها نیز بسیار کمتر خواهد بود [۸].

نابینیت و همکاران تجزیه و تحلیل عملکرد آلاینده‌ها، انرژی و انرژی از یک موتور احتراق تراکمی با استفاده از بایو دیزل ترکیب‌شده با سوخت دیزل را ارائه دادند. در این مطالعه یک بررسی آزمایشگاهی از موتور دیزل تک سیلندر، چهارزمانه سوخت‌گیری شده با ترکیبی از MOME و سوخت دیزل انجام شده و مقاله آن در سال ۲۰۱۴ چاپ شده بود. تجزیه و تحلیل عملکرد آلاینده‌ها، انرژی و انرژی با سوخت B20 (مخلوطی از ۸۰ درصد سوخت دیزل و ۲۰ درصد MOME) انجام شده است. مشاهده شده که انرژی ورودی سوخت و انرژی گازهای خروجی ۶/۲۵٪ و ۱۱/۸۶٪ در سوخت دیزل بیشتر از B20 است. اتلافات محاسبه نشده برای سوخت دیزل ۱۰/۲۱٪ نسبت به B20 بیشتر است. راندمان انرژی برای سوخت دیزل ۲۸٪ بوده در حالی که اتلافات کل ۷۲٪ بودند. راندمان انرژی از سوخت دیزل و B20 به ترتیب ۳۰/۶۶٪ و ۲۸/۹۶٪ بوده است. می‌توان نتیجه گرفت که سوخت B20 تقریباً مشابه با مقادیر عملکرد سوخت دیزل است [۹].

اوزکان و همکاران مطالعه تجربی درباره تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی از یک موتور دیزل انجام شده با استراتژی‌های تزریق چندگانه را بررسی کردند. آزمون‌ها در آزمایشگاه موتورهای IC در دانشکده مهندسی مکانیک در استانبول ترکیه انجام شده بود و مقاله در سال ۲۰۱۳ به چاپ رسیده بود. این مطالعه تأثیری از زمان توقف از روش‌های تزریق چندگانه در راندمان‌های انرژی و حرارتی مورد بررسی قرار داد. آزمایش موتور با استفاده از سه استراتژی تزریق مختلف به نام‌های روش ۱، ۲ و ۳ اجرا شده بود. روش ۱ استراتژی مرجع بود که در تزریق منفرد استفاده شده بود و روش‌های ۲ و ۳ استراتژی‌هایی بودند که در تزریق چندگانه استفاده شدند. در روش‌های ۲ و ۳ جرم سوختی تزریق شده ۶٪ در پیش تزریق و ۹۴٪ در تزریق اصلی اجرا شده بود زمان‌های پیش تزریق به ترتیب $20^{\circ}C$ و

BTDC 25°C برای روش‌های ۲ و ۳ هستند. استفاده از داده‌های تجربی موتور، را مان‌های انرژی و اگزرژی، دمای احتراق و تعادل حرارت محاسبه شده بود. هنگام استفاده از استراتژی پیش تزریق، اتلافات اینترکولر و خروجی مقدار کمی افزایش و اتلافات حرارتی بدنه و آب خنک‌کننده کمی کاهش یافته بودند هیچ تفاوت کافی بین راندمان اگزرژی و انرژی و بازگشت‌ناپذیری‌های مختلف در موتور به دست نیامده بود اما آن‌ها گزارش دادند که آلاینده‌های اکسید نیتروژن با ۷/۴ درصد اجرای جرم پیش تزریق مناسب و جلو بردن تزریق کاهش یافته بود [۱۰].

سامویک ساکسنا و همکاران مفهوم استراتژی برای موتور HCCI سوخت‌گیری شده با بنزین با استفاده از زوایای میل‌لنگ حل‌شده توسط تجزیه و تحلیل اگزرژی را مورد بحث قرار دادند. این مقاله در سال ۲۰۱۴ به چاپ رسیده است. در این مطالعه یک روش تجزیه و تحلیل اگزرژی با زاویه میل‌لنگ با یک مدل جنبشی مواد شیمیایی چند منطقه‌ای از یک موتور با سوخت بنزین برای کمیت اتلافات اگزرژی و درک چگونگی تغییر اتلافات با شرایط عملکرد مختلف موتور انجام شده است. مکانیسم‌های اتلاف اگزرژی در سیلندر شامل اتلافات احتراق، اتلافات حرارتی، گونه‌های نسوخته و اگزرژی فیزیکی در گازهای خروجی است. راندمان بهینه از موتور در متوسط زمان‌بندی احتراق به دست آمده است. این مطالعه نشان می‌دهد که اتلافات حرارتی با تأخیر زمان‌بندی احتراق کاهش می‌یابد و اتلافات اگزرژی حاصل از گونه‌های نسوخته با زمان‌بندی احتراق دیرتر به شدت افزایش می‌یابد. راندمان اگزرژی به‌طور معمول در زمان‌بندی احتراق وقتی که گونه‌های نسوخته پیشی بگیرد از اتلافات حرارتی رخ می‌دهد [۱۱].

سمیه پارسا و همکاران تحلیل اگزرژی یک موتور دیزل با استفاده مدل چند منطقه‌ای را مورد بررسی قرار دادند. این مقاله در سال ۱۳۹۲ به چاپ رسیده است. در این کار، تحلیل اگزرژی به سیکل بسته موتور دیزل، یعنی از لحاظ بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه بسته شدن سوپاپ خروجی، اعمال می‌شود. در ادامه جمله‌های مختلف اگزرژی به صورت جداگانه برحسب درجه میل‌لنگ محاسبه و تأثیر زمان پاشش سوخت بر جمله‌های مختلف اگزرژی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با پیش انداختن

زمان پاشش، اگزرژی کار و اگزرژی حرارت اتلافی افزایش و بازگشت‌ناپذیری‌ها کاهش می‌یابد. راندمان قانون دوم با پیش انداختن زمان پاشش افزایش می‌یابد و به دلیل کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در زاویه ۲۳ درجه میل‌لنگ اختلاف قابل‌توجهی بین بازده قانون اول و دوم وجود دارد [۱۲].

رضا نیرومند و محمدحسن سعیدی تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی را مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله، سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی، از لحاظ قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل می‌شود. برای این منظور، میزان مصرف انرژی و اگزرژی در اجزای مختلف سیستم از جمله کمپرسور، توربین، خنک‌کن میانی، مبدل روغن و موتور دیزل مورد بررسی قرار می‌گیرد و سهم هریک در مصرف انرژی و تخریب اگزرژی سوخت ورودی مشخص می‌شود. تحلیل اگزرژی و انرژی سیستم نشان می‌دهد که موتور دیزل با تخریب ۴۹/۱٪ از اگزرژی جریانی سوخت ورودی بیشترین سهم را در تخریب اگزرژی داشته و اندکی بهبود در عملکرد آن می‌تواند تأثیر مفیدتری نسبت به بهبود چشمگیر در سایر اجزا داشته باشد. پس از موتور دیزل، گازهای خروجی از سیستم با اتلاف ۸/۴٪ اگزرژی سوخت ورودی، بیشترین سهم را در اتلاف داشته که با استفاده از قابلیت کاردهی گازهای خروجی می‌توان عملکرد سیستم را بهبود بخشید. با وجود اینکه توربوشارژر نقشی در تعادل انرژی سیستم بازی نمی‌کند ولی موجب تخریب حدود ۴/۵٪ از اگزرژی سوخت ورودی می‌شود و این به دلیل بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در عملکرد آن می‌باشد. همچنین درحالی‌که مبدل روغن و خنک‌کن میانی حدود ۱۸٪ از اتلاف انرژی سیستم را موجب می‌شوند ولی کمتر از ۱/۸٪ از اتلاف اگزرژی سوخت ورودی را شامل می‌شوند [۱۳].

محسن قاضی‌خانی و همکاران بررسی آزمایشگاهی تأثیر برگشت گازهای اگزوز بر راندمان قانون دوم ترمودینامیک در موتور دیزل سبک را انجام داده‌اند. این مقاله در سال ۱۳۸۸ به چاپ رسیده است. یکی از روش‌های کاهش آلاینده NO_x در موتورهای دیزل استفاده از روش باز خورانی درصدی از باز خورانی گازهای اگزوز به داخل سیلندر است. در این تحقیق درصد جرمی از باز خورانی گازهای اگزوز در یک موتور پرکینز با قدرت ۲۸ کیلووات بر راندمان قانون دوم آن توسط مشاهدات آزمایشگاهی مورد

بررسی قرار می‌گیرد. پس از آماده‌سازی بستر آزمون، با انجام ۲۷ مرحله آزمایش به این نتیجه رسیده که با افزایش درصد جرمی دوده باز خورانی شده به داخل منیفولد هوای ورودی، از راندمان قانون دوم ترمودینامیک موتور کاسته می‌شود. همچنین با افزایش بار روی موتور بر راندمان قانون دوم افزوده می‌شود و افزایش سرعت موتور، رفتار کاهشی راندمان قانون دوم بیشتر می‌شود [۱۴].

هوسوز و دیرکت عملکرد سیستم پمپ حرارتی و تهویه مطبوع را در یک خودرو یکپارچه را با استفاده از مبرد R134a مورد ارزیابی قرار دادند. تجزیه و تحلیل آزمایشگاهی در یک کارخانه که قطعات سیستم تهویه مطبوع ساخته شده است انجام شده و مقاله در سال ۲۰۰۶ به چاپ رسیده است. سیستم در حالت‌هایی از سرعت کمپرسور و درجه حرارت هوای مختلف در ورودی کوئل داخلی و کوئل خارجی تست شده است. در حالت سرمایش کوئل داخلی به‌عنوان اواپراتور و کوئل خارجی به‌عنوان کندانسور است ولی در عملیات گرمایش کار کوئل داخلی و خارجی باهم عوض می‌شود. نتایج نشان می‌دهد هر دو ظرفیت سرمایش و گرمایش با افزایش سرعت کمپرسور افزایش و COP ها برای هر دو کاهش یافته است درحالی‌که COP حالت گرمایش بهتر از حالت سرمایش است. در هر دو حالت نرخ کلی تخریب اگزرژی با سرعت کمپرسور افزایش می‌یابد در حالی عملیات حالت گرمایش تخریبات پایین‌تری دارد. در حالت سرمایش هر دو کوئل یکسان اگزرژی را تخریب می‌کنند اما در حالت گرمایش کوئل داخلی دو برابر کوئل خارجی اگزرژی را تخریب می‌کند [۱۵].

محمد کلتی و محسن ارقند عملکرد سیستم تهویه مطبوع خودرو از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند. بررسی عملکردی این سیستم از طریق داده‌های هوسوز و دیریک روی عملکرد گاز مبرد R134a در سیستم تهویه مطبوع خودرو در سیکل مبنا انجام شده و از طریق نرم‌افزار EES به تحلیل عددی سیستم پرداختند و مقاله آن در سال ۲۰۱۲ به چاپ رسیده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دما و رطوبت هوای محیط باعث افزایش ظرفیت سرمایش شده و در نتیجه مقدار COP افزایش می‌یابد اما افزایش رطوبت تأثیر بسیار کمتری روی مقدار سرمایش دارد. افزایش دور کمپرسور باعث افزایش کار کمپرسور می‌شود، لذا COP با افزایش بار کمپرسور کاهش می‌یابد. با

افزایش دما و رطوبت محیط تخریب اگزورژی اجزای سیستم زیاد می‌شود اما تأثیر رطوبت بسیار کمتر است؛ و همچنین با افزایش دور تخریب اگزورژی اجزا کاهش می‌یابد [۱۶].

در این مقالات روش‌های متعدد و یا ارزیابی از عملکرد و احتراق موتور و یا پارامترهای آلایندگی با استفاده از تجزیه و تحلیل اگزورژی وجود دارد.

در این تحقیق در آزمون اول ملحقات شامل سیستم تولید قدرت، سیستم کولر، سیستم هیدرولیک و سیستم شارژ الکتریکی در اتاق آزمون بررسی شده است. این آزمون با هدف به دست آوردن اطلاعات عملکرد موتور EF7 در شرایط عملکردی متفاوت شامل سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰، طراحی شده است.

در ادامه ی تحقیق، تخریب قابلیت دسترسی و بازده اگزورژتیک احتراق برای دو سوخت متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. بدین ترتیب در آزمون دوم بکارگیری دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در یک موتور EF7 در دورهای مختلف به تفکیک آزمایش شده است. نتایج هر دو آزمون جهت بررسی بازده اگزورژتیک و انرژتیک مورد استفاده قرار گرفته است. پس از جمع‌آوری داده ها، حل تحلیلی آن در شرایط تمام بار سیستم، برای اجزا و هر سوخت به‌طور جداگانه محاسبه شده است. چنانکه گفته شد، هدف اصلی این مطالعه تعیین اثر ملحقات و همچنین مقایسه سوخت‌ها روی بازده انرژی و اگزورژی یک موتور EF7 است.

۲- فصل دوم: اتاق آزمون و موتور مورد آزمایش و مشخصات

سوخت

۱-۲- تجهیزات اتاق آزمون و خودرو

در این بخش به توضیح مختصر برخی از تجهیزات اتاق آزمون می‌پردازیم [۱۷]

۱-۱-۲- استند موتور و دینامومتر

در آزمایشگاه موتور، موتور باید در ارتفاع مناسب و به صورت هم‌تراز با سطح افق نصب گردد. استند موتور برای نصب و تراز موتورهای مختلف است. این استند بر روی بالشتک هوا نصب شده است که این باعث شده که ارتعشات به بدنه انتقال نیابد و موتورها همیشه با تغییر وزن در حالت تعادل باقی بماند. استند موتور و دینامومتر در شکل ۱-۲ نشان داده شده است.

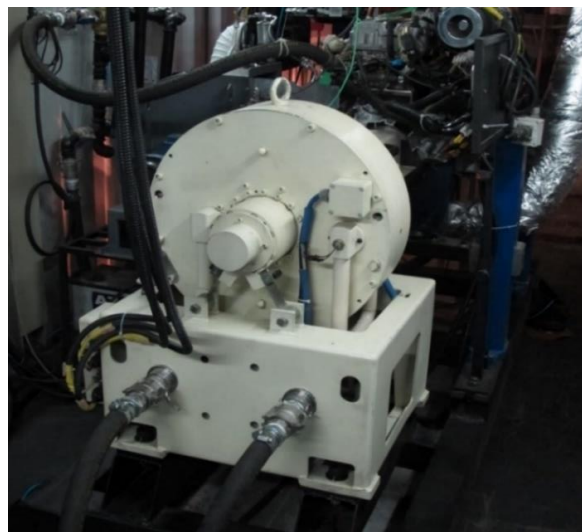


شکل ۱-۲: استند مخصوص نصب موتور

۲-۱-۲- دینامومتر

برای اندازه‌گیری قدرت و گشتاور هر موتور گردنده و یا میزان نیروی موردنیاز برای چرخش هر مکانیسمی دستگاه دینامومتر استفاده می‌گردد. که برای تمامی مصارف موتور خودروهای سواری کاربرد دارد. این ترمز از نوع ترمز گردابه‌ای (ادی کارنت) است این دینامومتر فقط جذبی بوده و بر اساس قانون جریان گردابه‌ای یا جریان فوکو کار می‌کند در دینامومتر قسمت استاتور سیم‌پیچی شده است و به

وسیله برق تحریک می‌گردد و تولید میدان مغناطیسی می‌نماید روتور به‌صورت پره‌ای ساخته شده است. با چرخش روتور پره‌ای در میدان مغناطیسی به وجود آمده توسط استاتور، تغییرات شار مغناطیسی به وجود آمده طبق قانون لنز با قطب‌های اصلی مخالفت نموده و مانند نیروی ترمزی عمل می‌نماید نیروی ترمزی باعث تولید حرارت در سیم‌پیچ شده و توسط سیال خنک کاری آب (دینامومتر آب‌خنک) و یا هوا (دینامومتر هوا خنک) به بیرون از دینامومتر منتقل می‌گردد روتور و تکیه‌گاه بلبرینگ آن بر اساس اتصال خروجی به هم متصل شده‌اند تا علاوه بر قدرت بالای انتقال نیرو از نظر بالانس دینامیکی نیز هم محوری بسیار خوبی داشته باشند. دینامومتر برای اندازه‌گیری قدرت و گشتاور انواع موتورهای احتراقی و الکتریکی کاربرد دارد. شکل ۲-۲ دینامومتر ادی کارنت موجود در اتاق آزمون را نشان داده شده است. اطلاعات کامل از این دستگاه در پیوست ۱ داده شده است.



شکل ۲-۲: دینامومتر ادی کارنت موجود در اتاق آزمون

۲-۱-۳- کوپلینگ

در بیشتر دینامومترهای موجود، محور دینامومتر باید توسط یک کوپلینگ به محور موتور متصل گردد. به‌صورت کلی انتخاب کوپلینگ، بر اساس مشخصات مکانیکی و کاری موتور و دینامومتر است. کوپلینگ با استفاده از المان‌های ارتعاشی و الاستیکی داخل آن، بر اساس مشخصات موتور و دینامومتر و سرعت و توان انتقالی به صورت دقیق طراحی و ساخته می‌گردد و قابلیت انعطاف‌پذیری بالا دارد.

تصویری از محور انتقال دهنده در شکل ۳-۲ نشان داده شده است.



شکل ۳-۲: محور انتقال دهنده قدرت

۲-۱-۴ - دستگاه کنترل کننده دینامومتر

کنترل و تنظیم میزان ترمز دینامومترها، با استفاده از یک کنترل کننده دینامومتر انجام می شود. این دستگاه، یک کنترل کننده مبتنی برای کنترل کننده های منطقی می باشد که امکان کنترل دقیق و سریع دینامومتر را دارا است. این دستگاه در شکل ۴-۲ مشاهده شده و در اتاق کنترل قرار دارد. علاوه بر نرم افزار موتورآزما که در ادامه توضیح داده می شود مقادیر گشتاور و سرعت را از روی دستگاه کنترل کننده دینامومتر نیز خوانده می شود. اطلاعات کامل تری از این دستگاه در پیوست ۲ داده شده است.



شکل ۴-۲: دستگاه مهار کنترل کننده دینامومتر

۲-۱-۵- دستگاه کشنده گاز

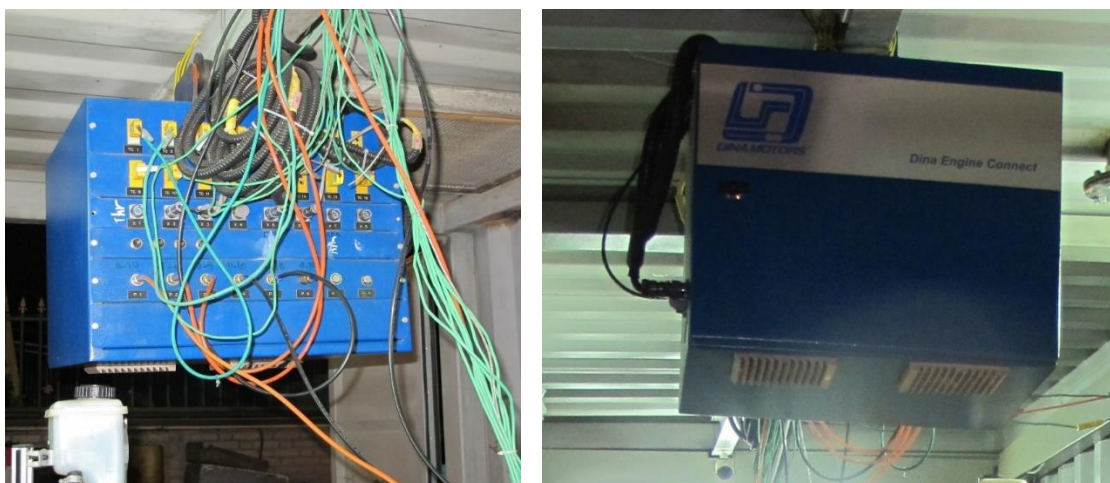
در موتورهای احتراقی، میزان باز شدن دریچه سوخت، ارتباط مستقیم با توان تولیدشده در موتور را دارد. کشنده گاز موتور، یک سروو کنترلر، با گیربکس خطی ساز است که وظیفه تنظیم میزان دریچه هوا در موتورهای بنزینی و میزان دریچه پمپ سوخت در موتورهای دیزلی را بر عهده دارد. این مجموعه، با توجه به سرعت و دقت مناسب، قابلیت استفاده در اتوماسیون‌های اتاق آزمون برای انجام آزمون‌های خودکار را دارا می‌باشد. دستگاه کشنده گاز در شکل ۲-۵ نشان داده شده است. اطلاعات کامل‌تری از آن در پیوست ۳ داده شده است.



شکل ۲-۵: دستگاه کمند کشنده گاز

۲-۱-۶- جعبه حساسه

این مجموعه، برای ارسال اطلاعات به نرم‌افزار اتاق آزمون، طراحی و ساخته شده است. این مجموعه شامل کی جعبه مخصوص نصب حساسه‌های دما و فشار، به همراه کانکتورهای مربوطه می‌باشد. برای انجام آزمون‌های موتور نیاز به سیستمی برای جمع‌آوری داده‌های موتور و اعمال دستورات کنترلی به موتور و سیستم تحت آزمایش می‌باشد. سامانه آزمون موتور با قابلیت‌های منحصر به فرد خود به خوبی از عهده انجام این کار برآمده و علاوه بر تأمین شرایط انجام آزمون‌های استاندارد قابلیت کنترل پارامترهای اضافی دیگر را نیز دارا می‌باشد. در شکل ۲-۶ جعبه حساسه دینا نشان داده شده و اطلاعات کامل‌تر آن در پیوست ۴ داده شده است.



شکل ۲-۶: جعبه حساسه دینا

۲-۱-۷- آشکارساز نسبت هوا به سوخت

این دستگاه برای خوانش نسبت هوا به سوخت (لامبدا) در موتورهای احتراقی، بنزینی، دیزلی، گازسوز به کار می‌رود. برای انجام فعالیت‌های کالیبراسیون موتور، تنظیم آلودگی، کاهش مصرف سوخت و بهینه‌سازی قدرت موتور نیاز به تنظیم شرایط نسبت هوا به سوخت در شرایط مختلف کاری موتور است. این دستگاه به همراه نمایشگر و سنسور آن که در مسیر اگزوز موتور نصب می‌شود، یک‌راه حل مناسب برای اندازه‌گیری و مشاهده نسبت هوا به سوخت موتور است. با اندازه‌گیری مناسب مصرف سوخت، می‌تواند میزان مصرف هوا (راندمان حجمی) را نیز به روش غیرمستقیم محاسبه نمود. این دستگاه در شکل زیر نشان داده شده و اطلاعات کامل‌تر آن در پیوست ۵ داده شده است.



شکل ۲-۷: دستگاه خوانش نسبت سوخت به هوا (لامبدا)

۸-۱-۲- دستگاه خنک‌کن آب موتور

موتورهای احتراق داخلی، به‌طور تقریبی معادل توان تولیدی، دارای اتلاف حرارتی در داخل مجموعه خنک کاری می‌باشند. دستگاه خنک‌کن، یک دستگاه ساده، جهت کنترل دما و دفع حرارت واردشده به آب خنک‌کاری موتور می‌باشد. این دستگاه در شکل ۸-۲ مشاهده شده است. اطلاعات کامل از این دستگاه در پیوست ۶ داده شده است.



شکل ۸-۲: دستگاه کنترل‌کننده آب خنک کننده

۹-۱-۲- نرم‌افزار مدیریت و اتوماسیون اتاق آزمون موتور

در اتاق آزمون موتور، موتور به همراه تجهیزات بسیار دیگری به هم متصل شده و در حال کار می‌باشند. با توجه به قیمت تجهیزات و شرایط سخت آزمون‌ها، استفاده از یک نرم‌افزار قدرتمند مرکزی به منظور کنترل و راهبری کل فعالیت‌ها اجتناب‌ناپذیر می‌باشد. نرم‌افزار موتور آزما با استفاده از قابلیت‌های گرافیکی و کنترلی و سرعت بالای ارتباطی، تمامی قابلیت‌های موردنیاز کاربران آزمون موتور را مهیا می‌نماید. این نرم افزار برای حفظ سلامت موتور، در صورت رسیدن موتور به شرایط بحرانی موتور را خاموش می‌کند و همچنین این نرم افزار مجهز به سامانه خوانش مصرف سوخت براساس

موجود در گازهای خروجی از آگروز را اندازه‌گیری می‌کند. در واقع این حسگر میزان غنی یا رقیق بودن نسبت سوخت به هوای ارسال شده به موتور را اندازه‌گیری می‌کند. حسگر اکسیژن شامل بدنه سرامیکی با سره پلاتینیوم است. سره حسگر توسط غلاف فلزی محافظت شده است. محدوده خارجی این سرامیک پوشش داده شده در معرض اکسیژن موجود در آگروز قرار دارد. قسمت داخلی آن به اکسیژن موجود در اتمسفر مرتبط است. اختلاف بین این دو نقطه باعث تولید ولتاژ در حسگر می‌شود.

۲-۱-۱۰-۲ حسگر موقعیت دریچه گاز

این حسگر که در انتهای دریچه گاز قرار دارد با این دریچه کوپل شده است. این حسگر شامل یک پتانسیومتر ساده است که سر وسط آن با حرکت دریچه گاز، می‌لغزد و درصد باز بودن دریچه گاز را نشان می‌دهد.

۲-۱-۱۰-۳ حسگر فشار

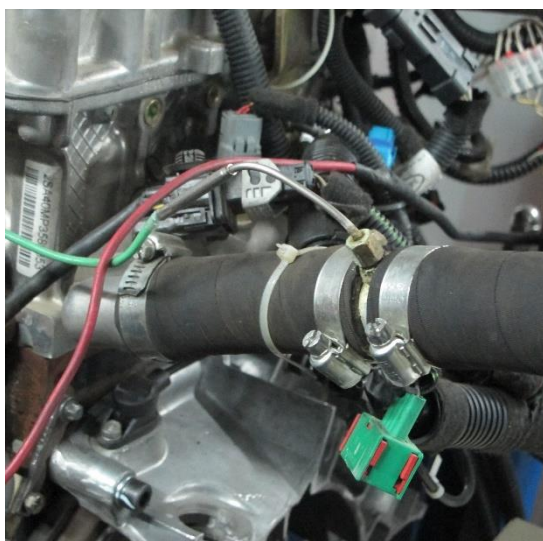
حسگر فشار یکی از پر مصرف‌ترین حسگرهای مورد استفاده در ابزار دقیق و اتوماسیون صنعتی است و بعد از دما یکی از پارامترهای مهم در پروسه‌های صنعتی فشار است. حسگر فشار معمولاً به عنوان یک مبدل عمل می‌کند که صورتی تابعی از فشار سیگنال الکتریکی تولید می‌کند. حسگرهای فشار برای کنترل و اتوماسیون تجهیزات بسیاری در صنعت و حتی زندگی روزمره مورد استفاده قرار می‌گیرد. حسگرهای فشار را می‌توان دسته‌بندی‌های مختلف مورد بررسی قرار داد برای مثال از نظر مکانیسم اندازه‌گیری فشار که شامل حسگر فشار مطلق، حسگر فشار نسبی یا گیج، و کیوم حسگر، حسگر اختلاف فشاری، حسگرهای خازنی فشار و ... نام برد. محدوده کاری برخی از حسگرهای فشار در اتاق آزمون عبارت‌اند از حسگر فشار روغن صفر تا ۶ بار، حسگر فشار بنزین صفر تا ۴ بار، حسگر هوا ورودی ۱- تا ۱ بار می‌باشد

۲-۱-۱-۴- حسگر دما

حسگر دمای مورد استفاده در آزمون از تیپ k بوده که در زیر توضیح داده شده است.

ترموکوپل تیپ K

ترموکوپل نوع K از سیم فلزی Ni-Cr (به نام تجاری کرومل Chromel) و Ni-Al (به نام تجاری آلومل Alumel) ساخته می‌شود. این ترموکوپل ارزان قیمت است و یکی از پرکاربردترین ترموکوپل‌ها می‌باشد. رنج عملکرد دمایی آن بین 200°C و 1350°C و حساسیت آن تقریباً $41\ \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ است و معمولاً در دماهای بالا مورد استفاده قرار می‌گیرد. ترموکوپل نوع K به خاطر استفاده از مس خاصیت ضد اکسیداسیون دارد لذا در کوره‌ها که اکسیداسیون رخ می‌دهد مناسب‌تر می‌باشد. د شکل زیر دو حسگر دما نشان داده شده است.



ب: حسگر دمای آب



الف: حسگر دمای گاز خروجی

شکل ۲-۱۱: محل نصب حسگرهای دما بر روی موتور

۲-۲- خودرو مورد مطالعه

سمند در ویرایش‌های اولیه، با موتور XU7JPL3 تولید شده است که ساخت شرکت پژو فرانسه بوده است. ولی در سالیان اخیر، شرکت ایران خودرو برای ارتقاء سطح کیفی سمند، با بکار گیری موتور جدید پایه گاز سوز تنفس طبیعی EF7 مدل جدیدی از سمند را با موتور مذکور ارائه داده است. لذا این موتور که می‌تواند هم با سوخت بنزین و هم با سوخت گاز کار بکند به عنوان موتور مرجع در این مطالعه قرار گرفته است و مجهز به سیستم‌های کولر، هیدرولیک و شارژ الکتریکی است.

۲-۳- توضیحاتی در مورد موتور EF7

در سمند EF7 برای ارتقاء سطح کیفی سمند از سه موتور به ترتیب $\frac{1}{3}$ لیتر با تنفس طبیعی، $\frac{1}{7}$ لیتر با تنفس طبیعی، $\frac{1}{7}$ لیتر توربوشارژدار استفاده کرده است. آنچه به نظر می‌رسد شرکت تولیدی ایران خودرو EF7 را با موتور 1.7 لیتری با تنفس طبیعی و قابلیت استفاده از گاز به عنوان سوخت اول به بازار ارائه کرده است.

این موتور از پایه بر اساس سوخت گاز طبیعی طراحی گردیده و درعین حال قابلیت کارکرد با بنزین را نیز دارا بوده است. مکانیسم‌های بکار رفته در این موتور به نحوی است که توانسته است با وجود حجم موتور و مصرف سوخت کمتر به توان و گشتاور بالاتری حتی نسبت به موتورهای بنزینی دست یابد. با استفاده از سیستم مدیریت این موتور به صورت خودکار سوخت گاز را به عنوان اولین سوخت انتخاب می‌کند. همچنین در صورت اتمام بنزین بدون فرمان راننده و بدون احساس تغییر در کارکرد موتور نوع سوخت مصرفی تغییر می‌کند. همچنین این موتور با استفاده از مکانیسم CVVT باعث پائین آمدن مصرف سوخت در دور آرام تا ۱۰ درصد، می‌شود که در ادامه توضیح خواهد داده شد. مشخصات پایه موتور EF7 در جدول ۱-۲ در نشان داده شده است.

جدول ۱-۲: مشخصات پایه موتور مورد مطالعه

EF7	نام موتور
سمند	نام خودرو
خطی	ساختار موتور
۱/۶۴۹	حجم موتور (لیتر)
اشتعال جرقه‌ای	نوع احتراق
۱-۳-۴-۲	ترتیب احتراق
۱۰/۸: ۱	نسبت تراکم
۷۸/۶	قطر سیلندر (mm)
۸۱	کورس پیستون (mm)
۱۳۴/۵	طول شاتون (mm)
۰/۴۱۲۲۵	حجم جابجایی (liter)
84 kW @ 6000 rpm	حداکثر توان موتور در حالت بنزین سوز
149 N.m @ 3500 rpm	حداکثر گشتاور موتور در حالت بنزین سوز
78 kW @ 6000 rpm	حداکثر توان موتور در حالت گازسوز
135 N.m @ 3500 rpm	حداکثر گشتاور موتور در حالت گازسوز
۱۶	تعداد سوپاپ‌ها
۳/۵ ± ۰/۵	فشار تزریق سوخت (bar)
۸۵۰ ± ۵۰	دور آرام موتور (rpm)
۵۵۰۰	حداکثر دور موتور (rpm)
آب ۵۰٪ و اتیلن گلیکول ۵۰٪	مشخصات مایع خنک کاری
bosch	نوع رایانه موتور

۲-۳-۱- سیستم تایمینگ متغیر پیوسته سوپاپ (CVVT)

تکنولوژی سیستم تایمینگ متغیر پیوسته سوپاپها (Continuous variable valve timing) سال - های زیادی در دنیا استفاده شده و امروزه جز ساده‌ترین فناوری‌های صنعت خودرو محسوب می‌شود. در موتور EF7 سیستم تایمینگ متغیر پیوسته سوپاپ CVVT روی میل بادامک هوا (ورودی) و دود (خروجی) نصب شده است. مکانیزم CVVT زمان باز و بسته شدن سوپاپ‌های ورودی و خروجی را نسبت به بار و دور موتور به موجب تنظیم آن به بهترین حالت، تغییر می‌دهد. سیستم CVVT با فشار روغن کارکرده که توسط شیر کنترل روغن OVC^۱ کنترل می‌شود که شیر OVC نیز توسط واحد کنترل الکترونیکی ECM کنترل می‌شود.

شکل پره‌ای هسته داخلی CVVT مجموعاً ۸ محفظه را ایجاد می‌کند که چهار محفظه برای تغییر وضعیت پره‌ها به حالت آوانس به کار می‌رود مابقی ۴ محفظه برای ریتارد کردن وضعیت پره‌ها کاربرد دارد (حرکتی خلاف جهت یکدیگر دارند). روغنی که جهت آوانس یا ریتارد کردن تایمینگ سوپاپ استفاده می‌شود از دو سوراخ داخل میل سوپاپ تأمین می‌شود. آبندها از جنس تفلون می‌باشند و جهت آب‌بندی محفظه‌ها آوانس و ریتارد از یکدیگر ضروری هستند، بنابراین اجازه تولید فشار درون محفظه‌ها را می‌دهد بین متوقف کننده، پره‌ها را در وضعیت حداکثر ریتارد در زمان خاموش بودن موتور، زمانی که فشار خیلی کم است یا زمانی که اشکالی در سیستم CVVT وجود دارد نگه می‌دارد. بین نگه‌دارنده به محض رسیدن فشار به حدود ۰/۵ بار، رها می‌شود. شیر کنترل روغن OCV درون سر سیلندر واقع شده است. روغن تحت فشار با گذشتن از فیلتری که آن نیز درون سرسیلندر واقع شده به OCV جهت ورود روغن تحت فشار به درون محفظه‌ها و خروجی دیگر جهت تخلیه روغن از محفظه دیگر آن طرف پره به کار می‌رود.

زمان‌بندی متغیر سوپاپ از نوع تغییر زاویه بادامک ساده‌ترین، ارزان‌ترین، و متداول‌ترین ساز و کاری

^۱ Oil control valve

است که در حال حاضر مورد استفاده قرار می‌گیرد. اساساً این سازوکار زمان‌بندی سوپاپ‌ها را با تغییر دادن زاویه زمان‌بندی میل بادامک تغییر می‌دهد. به عنوان مثال در سرعت زیاد میل بادامک تنفس به اندازه ۳۰ درجه چرخانده می‌شود تا سوپاپ هوا زودتر باز شود. این حرکت با استفاده از عملگر هیدرولیکی اعمال شده و مقدار جابجایی مورد نیاز توسط سیستم کنترل الکترونیک موتور مراقبت و تنظیم می‌شود.

توجه داشته باشید که ساز و کار تغییر زاویه بادامک نمی‌تواند زاویه باز بودن سوپاپ را تغییر دهد و فقط دیر یا زود باز شدن سوپاپ تنفس را تغییر می‌دهد. در نتیجه اگر سوپاپ هوا زود باز شود، زود هم بسته می‌شود و اگر دیر باز شود، دیر هم بسته می‌شود. همچنین نمی‌تواند کورس باز شدن سوپاپ را نیز تغییر دهد. با این وجود ساده‌ترین، و ارزان‌ترین شکل سازوکار زمان‌بندی متغیر سوپاپ محسوب می‌شود. زیرا برخلاف سایر ساز و کارها که برای هر سیلندر یک عملگر مستقل نیاز دارد، این ساز و کار برای هر میل بادامک تنها به یک عملگر هیدرولیکی نیاز دارد.

مزایای مکانیسم CVVT

- افزایش قدرت موتور در دورهای بالا
- متغیر بودن زمان باز و بسته شدن سوپاپ‌های ورودی
- دارا بودن برتری راندمان در تمامی نقاط کاری موتور
- بالا نگاه داشتن گشتاور در دورهای مختلف موتور
- افت میزان مصرف ویژه سوخت
- افت میزان آلودگی

۲-۴-شرح آزمون

این آزمون در آزمایشگاه موتور شرکت توسعه قوای محرکه دینا در اتاق آزمون ۱ انجام شده است. این آزمایش باهدف به دست آوردن اطلاعات عملکرد خودرو برای سوخت بنزین طراحی شده است. تمام مشاهدات و پارامترهای عملکرد عملیاتی محاسبه شده به وسیله نرم افزار در کامپیوتر ثبت شده بود. پارامترهای مختلف موتور مانند سرعت، بار، دمای آب خنک کننده ورودی به موتور، دمای آب خنک کننده خروجی از موتور، درجه حرارت گاز خروجی، دبی جریان هوا، دما و فشار هوای ورودی، دبی جریان سوخت، دمای سوخت ورودی و میزان جریان آب از موتور، دمای آب خنک کننده ورودی و خروجی از دینامومتر، فشار آب دینامومتر، فشار محفظه لنگ، دمای گالری روغن، توسط سیستم های اندازه گیری به دست آمده و از طریق نرم افزار موتور آزما به صورت آنلاین ثبت شده است. مقادیر مختلف مشاهده شده برای محاسبه گشتاور موتور، توان مفید، نسبت سوخت به هوا، مصرف سوخت مخصوص ترمز^۱، تلفات دود خروجی، تلفات حرارتی از طریق آب خنک کننده، تلفات حرارتی از طریق تشعشع و جابجایی مورد استفاده قرار می گیرد. برای خودروی سمند EX7 دو بار آزمون انجام شده و داده ها مورد نیاز به دست آمده است.

در آزمون اول برای موتور در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ که با به کار انداختن ملحقات^۲ مختلف در موتور آزمون انجام شده بود. ملحقات شامل سیستم کولر، سیستم هیدرولیک فرمان و سیستم شارژ الکتریکی بوده است که در این بین سیستم های کولر و هیدرولیک هر یک به تنهایی می توانستند در خودرو اجرا شوند اما سیستم شارژ الکتریکی به دلیل طراحی خودرو در اتاق آزمون به تنهایی نمی شد آن را به کار انداخت و بدین ترتیب همراه سیستم کولر اجرا شده بود.

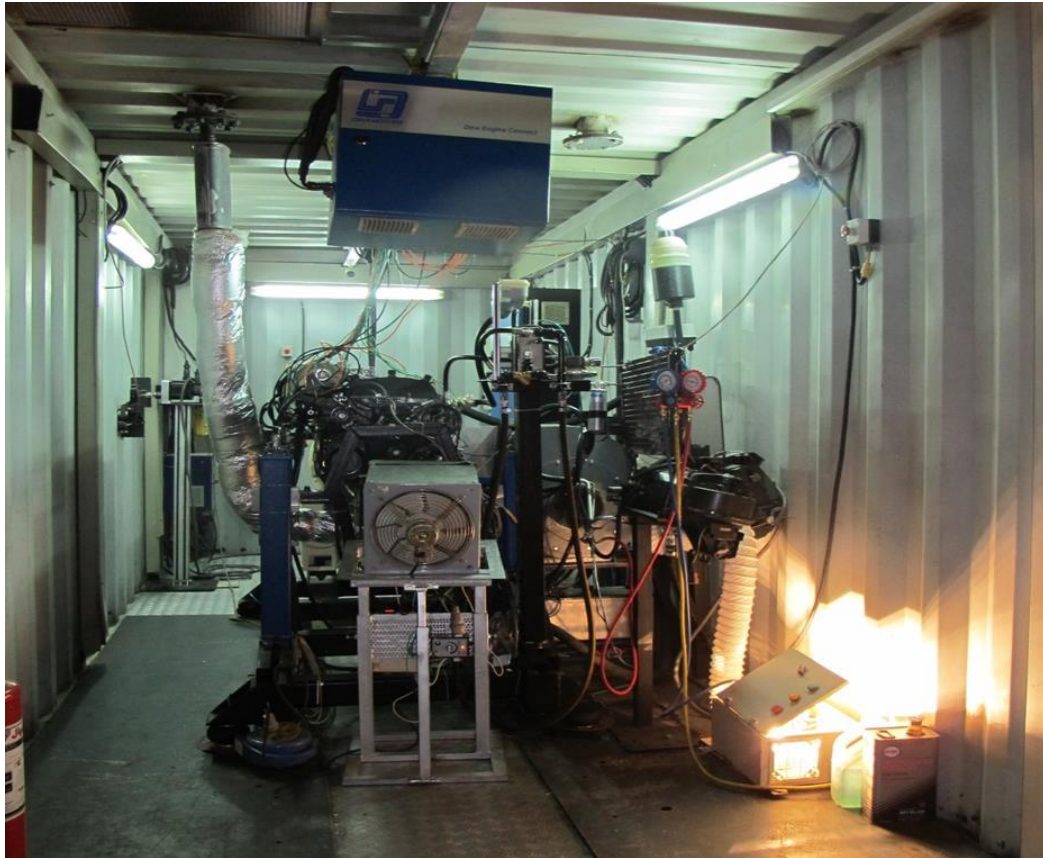
بعد از چک کردن اولیه اتاق آزمون و موتور که در صفحات قبل اشاره شده بود و بعد از پروسه گرم شدن، موتور در دور rpm ۲۰۰۰ و در حالت تمام بار که در پیچه گاز صد در صد قرار داده شده

^۱ BSFC

^۲ Accessories

بود. نکته مهم اینکه برای کنترل شرایط کارکرد از سه پارامتر دریچه گاز، گشتاور و سرعت دو تا باید کنترل شود و سومی خودش به دست می‌آید. در این آزمایش از مود کنترل دریچه گاز و دور موتور استفاده شده که دور موتور توسط دینامومتر ادی کارنت و همچنین دریچه گاز توسط کشنده گاز موجود در اتاق آزمون کنترل شده بودند. ابتدا آزمون موتور در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار بدون به کار انداختن ملحقات انجام شده و سپس با به کار انداختن ملحقات مختلف در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار در موتور به ترتیب شامل سیستم هیدرولیک، سیستم کولر، سیستم کولر به همراه سیستم شارژ الکتریکی و سرانجام کلیه ملحقات (هیدرولیک، کولر و شارژ الکتریکی) آزمون انجام شد. در هر مرحله با استفاده از حسگرها و دستگاه‌های اندازه‌گیر نصب شده در اتاق آزمون و موتور و همچنین دینامومتر اطلاعات موردنظر توسط نرم‌افزار موتور آزما به صورت آنلاین در کامپیوتر موجود در اتاق کنترل ثبت و ذخیره شده بود. دورها ۳۵۰۰ rpm و ۵۰۰۰ نیز در حالت تمام بار همانند دور ۲۰۰۰ rpm در ۵ حالت ذکرشده اجرا شده و اطلاعات آن‌ها نیز در کامپیوتر ثبت شده بود. میانگین داده‌های به‌دست آمده جهت محاسبه سایر پارامترها استفاده شده است؛ و همچنین در هر آمپر خروجی از دینام توسط آمپرسنج و فشارهای کمپرسور و پمپ هیدرولیک توسط فشارسنج اندازه‌گیری شده و داده‌ها به صورت دستی یادداشت شده بودند؛ و در همه حالات فن خنک‌کننده اگزوز که توسط موتور الکتریکی کار کرده روشن بوده است.

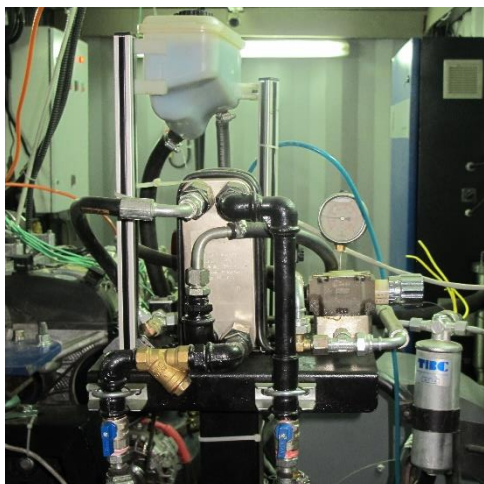
در آزمون دوم اما این بار موتور EX7 را با دو سوخت مختلف بنزین و گاز طبیعی فشرده در فشار استاندارد در اتاق آزمون در فشار سطح دریا قرار داده شده و در دورهای مختلف برای هر دو سوخت آزمون انجام شده بود. داده‌های از این آزمون در شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو با تست موتور مذکور بدست آمده‌اند.



شکل ۲-۱۲: تصویری از اتاق آزمون

۲-۵- تجهیزات بارگذاری ملحقات

ملحقات اتاق آزمون در آزمون ۱ شامل سیستم هیدرولیک فرمان، کولر و دینام است این تجهیزات به صورت تمام مصرف در موتور اجرا شده‌اند. شکل ۲-۱۳ ملحقات خودرو در آزمون ۱ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود شکل الف بارگذاری روی دینام هنگام اجرای آن در سیستم را نشان می‌دهد.



ب: پمپ هیدرولیک



الف: بارگذاری دینام



ج: کولر

شکل ۲-۱۳: ملحقات خودرو در آزمون ۱

۲-۶- داده‌های آزمون

در هنگام آزمون داده‌های مختلف موتور که توسط حسگرهای مختلف و دینامومتر و وسایل اندازه‌گیر دیگر اندازه‌گیری شده است توسط نرم‌افزار مدیریتی موتور آزما ثبت‌شده و میانگین داده‌ها در جداول زیر نوشته‌شده است.

۲-۶-۱- داده‌های آزمون ۱ موتور EF7 با ملحقات

جدول ۲-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱

عنوان داده‌ها	واحد	بدون ملحقات	با هیدرولیک فرمان	با کولر	با کولر و دینام	با کلیه ملحقات
دور موتور	rpm	۲۰۰۵	۲۰۰۲	۲۰۰۲	۱۹۹۴	۱۹۹۷
گشتاور موتور	N.m	۱۱۹/۷	۱۱۶/۳	۱۰۹	۱۰۵/۸	۱۰۳/۱
موقعیت دریچه گاز	%	۹۹/۶	۹۹/۶	۹۹/۶	۹۹/۶	۹۹/۶
فشار هوای ورودی	Kpa	۸۹/۲	۸۸/۸	۸۸/۹	۸۹/۲	۸۸/۹
دمای هوای ورودی	C°	۳۳/۵	۳۲/۳	۳۳/۱	۳۲/۸	۳۲/۲
فشار ریل سوخت	Kpa	۳۴۱/۲	۳۴۱/۹	۳۴۱	۳۴۰/۳	۳۴۰
دمای سوخت ورودی	C°	۲۵/۶	۲۵/۳	۲۶	۲۵/۸	۲۵
دمای آب خروجی از موتور	C°	۸۸/۲	۹۰/۳	۹۲/۶	۸۵/۹	۸۹
دمای آب ورودی موتور	C°	۷۲/۹	۷۶/۲	۷۸/۸	۷۱/۷	۷۴/۹
دمای اتاق محفظه آزمون	C°	۲۷/۲	۲۷/۳	۲۷/۴	۲۷/۵	۲۷/۵
دمای گازهای خروجی قبل از کاتالیست	C°	۶۲۲/۹	۶۲۴/۳	۶۲۴/۸	۶۲۴/۵	۶۲۴/۱

جدول ۳-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱

عنوان داده‌ها	واحد	بدون ملحقات	با هیدرولیک	با کولر	با کولر و دینام	با کلیه ملحقات
دور موتور	rpm	۳۵۰۰	۳۵۰۰	۳۵۰۱	۳۵۰۱	۳۵۰۱
گشتاور موتور	N.m	۱۲۸/۸	۱۲۶/۳	۱۲۰/۶	۱۱۸/۶	۱۱۶/۵
موقعیت دریچه گاز	%	۹۹/۶	۹۹/۶	۹۹/۵	۹۹/۶	۹۹/۴
فشار هوای ورودی	Kpa	۸۸/۳	۸۷/۹	۸۸	۸۸/۶	۸۸/۶
دمای هوای ورودی	°C	۳۰/۸	۳۱/۸	۳۲/۹	۳۲/۴	۳۱/۴
فشار ریل سوخت	Kpa	۳۴۰/۵	۳۳۷	۳۳۹/۸	۳۳۸/۷	۳۳۵/۳
دمای سوخت ورودی	°C	۲۵/۱	۲۱/۴	۲۵/۱	۲۵/۲	۱۷/۴
دمای آب خروجی از موتور	°C	۸۶/۶	۸۹/۸	۸۹/۸	۸۹/۱	۸۹/۶
دمای آب ورودی موتور	°C	۶۶/۳	۶۹/۵	۶۹/۲	۶۸/۷	۶۹/۱
دمای اتاق محفظه آزمون	°C	۳۱/۶	۳۷/۹	۳۵	۳۲/۴	۳۵/۸
دمای گازهای خروجی قبل از کاتالیست	°C	۷۵۹/۲	۷۸۲/۷	۷۶۷	۷۶۵/۷	۷۸۰/۱

جدول ۴-۲: داده‌های به‌دست‌آمده از موتور در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار با ملحقات مختلف در آزمون ۱

عنوان داده‌ها	واحد	بدون ملحقات	با هیدرولیک	با کولر	با کولر و دینام	با کلیه ملحقات
دور موتور	rpm	۵۰۰۲	۵۰۰۰	۴۹۹۹	۴۹۹۵	۴۹۹۵
گشتاور موتور	N.m	۱۲۸/۳	۱۲۶/۱	۱۲۱/۸	۱۲۰/۳	۱۱۷/۹
موقعیت دریچه گاز	%	۹۹/۶	۹۹/۵	۹۹/۶	۹۹/۶	۹۹/۶
فشار هوای ورودی	Kpa	۸۸/۱	۸۸/۲	۸۸/۷	۸۷/۹	۸۸
دمای هوای ورودی	°C	۳۵/۶	۳۲/۹	۳۵/۳	۳۵/۳	۳۵
فشار ریل سوخت	Kpa	۳۳۹/۸	۳۳۹/۲	۳۳۸/۷	۳۳۷/۸	۳۳۷/۹
دمای سوخت ورودی	°C	۲۴/۶	۲۴	۲۴/۵۶	۲۴/۴۷	۲۴/۶
دمای آب خروجی از موتور	°C	۹۰	۸۹/۴	۹۰/۱	۹۰	۹۰/۱
دمای آب ورودی موتور	°C	۶۸	۶۶/۸	۶۸/۱	۶۷/۹	۶۸/۱
دمای اتاق محفظه آزمون	°C	۴۴/۹	۴۰/۳	۴۲/۴	۴۱/۸	۴۴/۴
دمای گازهای خروجی قبل از کاتالیست	°C	۸۳۰/۴	۸۲۳	۸۲۹/۷	۸۲۹/۹	۸۳۰

میانگین داده‌های مختلف در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار با به کار انداختن سیستم‌های مختلف در جدول ۲-۲، جدول ۳-۲ و جدول ۴-۲ آورده شده است. برخی دیگر از داده‌ها در جدول ۵-۲ داده شده است.

جدول ۵-۲: اطلاعات قسمت‌های مختلف در دوره‌های مختلف در حالت تمام بار در آزمون ۱

شرایط کارکرد موتور (rpm)	نسبت هوا به سوخت (لامبدا)	آمپر خروجی دینام به کار انداختن سیستم الکتریکی	دبی حجمی آب (lit/min)	دبی حجمی سوخت (lit/s)
دور ۲۰۰۰ تمام بار	۰/۸۸۹	۵۷/۳	۲۸	۰/۲۷
دور ۳۵۰۰ تمام بار	۰/۸۸۳	۵۸/۴	۳۸	۰/۵
دور ۵۰۰۰ تمام بار	۰/۸۰۸	۵۹/۳	۵۷	۰/۷۹

خصوصیات سوخت در آزمون ۱

سوخت مورد استفاده در آزمون ۱ موتور با اجرای سیستم‌ها برای موتور بنزین سوپر است که خصوصیات آن در جدول ۶-۲ داده شده است. نتایج آزمون با جزئیات بیشتر که در پژوهشکده صنعت نفت انجام پذیرفته است در پیوست ۸ موجود است.

جدول ۶-۲: خصوصیات سوخت در آزمون ۱

خواص	بنزین
کربن (جرم %)	۸۸-۸۵
هیدروژن (جرم %)	۱۵-۱۲
نسبت هوا به سوخت استوکیومتری	۱۴/۸۹
دانسیته در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد	۷۵۰/۸
نوع فرموله	$C_{6.95}H_{14.8}$
ارزش حرارتی پایین (kj/kg)	۴۳۷۶۰
وزن مولکولی میانگین	۹۸/۳۹
عدد اکتان پژوهشی	۹۳

۲-۶-۲- داده‌های آزمون ۲ موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده

در شرایط سطح دریا

اطلاعات سوخت در آزمون ۲ موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در جدول ۷-۲ داده

شده است.

جدول ۷-۲: داده‌های به دست آمده از موتور با سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در آزمون ۲

موتور با سوخت گاز			موتور با سوخت بنزین			واحد	عنوان داده‌ها
۵۰۰۰	۳۴۹۹/۹۷	۲۰۰۰	۴۹۹۹/۹	۳۴۹۹/۹۶	۱۹۹۹/۹	rpm	دور موتور
۱۳۲/۷	۱۳۶/۷	۱۱۹/۶	۱۴۹/۷	۱۵۰/۹	۱۳۰/۳	N.m	گشتاور موتور
۱۶/۸	۱۱/۵	۵/۷	۲۴/۴	۱۵/۴	۷/۷	Kg/h	دبی جرمی سوخت
۰/۹۹۲۵	۰/۹۷۴۴	۰/۹۹۴	۰/۸۰۱۷	۰/۸۸۴	۰/۸۸۹		لامبدا
۹۹/۳	۱۰۰/۵	۱۰۱/۷	۹۸/۶	۹۹/۹	۱۰۱/۲	Kpa	فشار هوای ورودی
۲۱/۹	۲۱/۱	۲۱/۶	۲۱/۷	۲۱/۸	۲۱/۵	°C	دمای هوای ورودی
۸۲/۲	۸۲/۱	۸۲/۶	۸۲/۶	۸۳	۸۲/۱	°C	دمای آب ورودی از موتور
۸۹/۷	۸۹/۸	۹۰/۲	۸۹/۹	۹۰/۸	۹۰/۱	°C	دمای آب خروجی موتور
۸۵/۷	۵۹/۹	۳۴/۳	۸۵/۵	۵۹/۷۱	۳۴/۱	kg/m	دبی جرمی آب
۲۷/۷	۲۳/۷	۲۴/۲	۲۶/۶	۲۷/۱	۲۵/۷	°C	دمای اتاق آزمون
۱۰۴/۸	۱۲۷/۸	۱۱۸/۹	۱۴۳/۶	۱۳۰/۱	۱۱۹/۹	Kpa	فشار گازهای خروجی
۸۲۶	۷۵۴	۵۹۹/۹	۸۲۳/۴	۸۱۰/۴	۶۶۲	°C	دمای گازهای خروجی

آزمون ۲ در شرایط سطح دریا، همان فشار استاندارد (یک اتمسفر) می‌باشد. دما و فشار استاندارد

در اتاق آزمون توسط سیستم تهویه مطبوع تهیه می‌شود.

جدول ۸-۲ ظرفیت گرمایی ویژه فشار (cp) آب و اتیلن گلیکول نسبت به درصد ترکیب آن‌ها نشان داده شده است. در آزمون ۲ برای هر محلول نسبت ترکیب ۵۰ درصد است.

جدول ۸-۲: ظرفیت گرمایی ویژه فشار (cp) برای آب و گلیکول در آزمون ۲

عنوان	نسبت ترکیب (/.)	مقدار (kj/kg.k)
اتیلن گلیکول	۱۰۰	۲/۴۰۸۵
آب	۱۰۰	۴/۱۸۶
آب و اتیلن گلیکول	هر یک ۵۰	۳/۲۹۷۲۵

خصوصیات سوخت در آزمون ۲:

خصوصیات سوخت برای موتور در اتاق آزمون در فشار استاندارد با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در جدول زیر داده شده است. نتایج آزمون سوخت بنزین و گاز با جزئیات بیشتر در پیوست ۹ و ۱۰ داده شده است.

جدول ۹-۲: خصوصیات سوخت بنزین و گاز طبیعی در آزمون ۲

خواص	بنزین	گاز طبیعی فشرده
کربن (جرم /.)	۸۸/۱	۸۰-۸۵
هیدروژن (جرم /.)	۱۱/۳	۱۵-۲۰
نسبت هوا به سوخت استوکیومتری	۱۳/۹۳	۱۵/۵۷
دانسیته در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد	۷۵۷	-
نوع فرموله	$C_{7.8}H_{11.8}$	$C_{1.046}H_{3.97}$
ارزش حرارتی پایین (kj/kg)	۳۸۰۰۰	۴۵۳۶۷
وزن مولکولی میانگین	۱۰۵/۶	۱۷/۹۹
عدد اکتان پژوهشی	۹۱/۵	-

ترکیبات گازهای موجود در محیط به عنوان مرجع محاسباتی که برای به دست آوردن اگزرژی شیمیایی گازهای خروجی استفاده می شود در جدول زیر داده شده است.

جدول ۲-۱۰: تعریف محیط [۲۶]

جزء مرجع	کسر مولی (%)
N ₂	۷۵/۶۷
O ₂	۲۰/۳۵
CO ₂	۰/۰۳۴۵
H ₂ O	۳/۰۳
CO	۰/۰۰۰۷
SO ₂	۰/۰۰۰۲
H ₂	۰/۰۰۰۰۵
برخی دیگر	۰/۹۱۴۵۵

۳- فصل سوم: بیان معادلات حاکم و تئوری مسئله

قوانین بقای جرم و انرژی (قانون اول ترمودینامیک)، قوانین پایه حاکم بر پدیده‌های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند.

قانون بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) در معادله (۱-۳) داده شده است.

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{sys} \quad (۱-۳)$$

E_{in} و E_{out} به ترتیب انرژی ورودی و خروجی و ΔE_{sys} تغییرات انرژی را نشان می‌دهد قانون بقا انرژی در فرم شدتی در معادله زیر مشاهده می‌شود.

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{dE_{sys}}{dt} \quad (۲-۳)$$

قانون اول ترمودینامیک در فرم شدتی برای سیستم‌های باز (حجم کنترل) در معادله زیر داده شده است.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} + \sum_{out} \dot{m} (h + Ke + Pe) - \sum_{in} \dot{m} (h + Ke + Pe) \quad (۳-۳)$$

در معادله بالا pe و ke به ترتیب انرژی پتانسیل و جنبشی می‌باشد. در سیستم‌های پایدار معادله قانون اول به صورت زیر می‌باشد.



$$\frac{dE}{dt} = 0$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m} (h + Ke + Pe) - \sum_{in} \dot{m} (h + Ke + Pe) \quad (۴-۳)$$

قانون بقا جرم در معادله (۵-۳) نشان داده شده است.

$$\sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} = \frac{dm}{dt} \quad (۵-۳)$$

در معادله بالا $\dot{m}$ دبی جرمی می‌باشد. قانون بقا جرم در سیستم‌های پایدار به صورت زیر می‌باشد.



$$\frac{dm}{dt} = 0$$

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (۶-۳)$$

قانون دوم ترمودینامیک در فرم شدتی برای سیستم‌های باز (حجم کنترل) در معادله (۷-۳) نشان داده شده است.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{Q_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m} s + \sum_{out} \dot{m} s \geq 0 \quad (7-3)$$

معادله قانون دوم در سیستم‌های پایدار برای آنتروپی تولید شده به صورت زیر می‌باشد.



$$\frac{ds}{dt} = 0$$

$$\dot{S}_{gen} = \sum_{i=0}^n \frac{Q_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m} s + \sum_{out} \dot{m} s \geq 0 \quad (8-3)$$

در سیستم‌های برگشت‌پذیر و آدیاباتیک معادله قانون دوم به صورت زیر است.

$$\dot{S}_{gen} = 0$$



در شرایط برگشت‌پذیر

$$Q = 0$$



در شرایط آدیاباتیک

$$\sum_{in} \dot{m} s = \sum_{out} \dot{m} s \quad (9-3)$$

اگررزی ترکیبی از قانون اول و دوم ترمودینامیک است. بنابراین موازنه اگررزی برای یک المان در حالت پایدار به صورت معادله زیر است.

$$\dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} - \dot{Ex}_{des} = \Delta Ex_{sys} = Ex_2 - Ex_1 \quad (10-3)$$

معادله (۱۰-۳) در فرم شدتی به صورت معادله زیر می‌باشد.

$$\dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} - \dot{Ex}_{des} = \frac{dEx_{sys}}{dt} \quad (11-3)$$

موازنه اگررزی برای مرزهای باز (حجم کنترل) در حالت پایدار در معادله (۱۲-۳) نشان داده شده است.

$$\dot{Ex}_{heat} - \dot{Ex}_{work} + \dot{Ex}_{mass,in} - \dot{Ex}_{mass,out} - \dot{Ex}_{des} = \Delta Ex_{sys} \quad (12-3)$$

$$\Delta Ex_{sys} = Ex_2 - Ex_1 = m_2 * \phi_2 - m_1 * \phi_1 \quad (13-3)$$

$$\phi = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (14-3)$$

در معادله بالا ϕ اگررزی غیر جریانی ویژه است. معادله (۱۲-۳) در فرم شدتی به صورت زیر می‌باشد.

$$\dot{Ex}_{heat} - \dot{Ex}_{work} + \dot{Ex}_{mass,in} - \dot{Ex}_{mass,out} - \dot{Ex}_{des} = \frac{dEx_{sys}}{dt} \quad (15-3)$$

بخش‌های معادله (۱۵-۳) در ادامه توضیح داده خواهد شد. بنابراین انتقال اگررزی از طریق کار در

معادله (۱۶-۳) نشان داده شده است.

$$\dot{Ex}_{work} = \dot{W} \quad (۱۶-۳)$$

انتقال انرژی از طریق جریان جرم در معادله زیر نشان داده شده است.

$$\dot{Ex}_{mass} = \dot{m} \times \psi \quad (۱۷-۳)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (۱۸-۳)$$

در معادلات بالا ψ انرژی جریانی ویژه می باشد. انتقال انرژی از طریق حرارت در معادله زیر

نشان داده شده است.

$$\dot{Ex}_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (۱۹-۳)$$

که $\dot{Q}_k$ انتقال حرارت از مرز در دمای T_k است. انهدام یا تخریب انرژی که در داخل مرزهای سیستم اتفاق می افتد، برابر است با معادله زیر:

$$Ex_{des} = T_0 * s_{gen} \geq 0 \quad (۲۰-۳)$$

در نتیجه، با تعریف بخش های معادله (۱۵-۳) موازنه انرژی برای مرزهای باز (حجم کنترل) برابر با

معادله زیر است.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \psi - \sum_{out} \dot{m} \psi - \dot{Ex}_{des} = \frac{dEx_{sys}}{dt} \quad (۲۱-۳)$$

برای سیستم در شرایط پایدار، $\frac{dEx_{sys}}{dt} = 0$ ، در نتیجه حالت پایدار معادله (۲۱-۳) در معادله زیر

نشان داده شده است.

$$\dot{Ex}_{des} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \psi - \sum_{out} \dot{m} \psi \quad (۲۲-۳)$$

در شرایط برگشت پذیر $\dot{Ex}_{des} = 0$ $\leftarrow$ $\dot{W}$ $\leftarrow$ توان برگشت پذیر

بازده انرژی (بازده قانون دوم) برای هر المان:

بازده قانون دوم ترمودینامیک برای وسایل تولید کننده کار از معادله (۲۳-۳) به دست می آید.

$$\eta_{exergy} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (23-3)$$

در معادله بالا زیرنویس u و rev به ترتیب بیانگر کار مفید و برگشت پذیر می باشد. بازده قانون دوم ترمودینامیک برای وسایل مصرف کننده کار از رابطه زیر بدست می آید.

$$\eta_{exergy} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (24-3)$$

در حالت کلی بازده قانون دوم ترمودینامیک (بازده اگزرژی) به صورت معادله زیر تعریف می شود.

$$\eta_{exergy} = \frac{\text{اگزرژی باز یافت شده}}{\text{اگزرژی مصرف شده}} = 1 - \frac{\text{اگزرژی تلف شده}}{\text{اگزرژی مصرف شده}} \quad (25-3)$$

$$\eta_{exergy} = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{E}x_{in}} \quad (25-3)$$

که $\dot{I}$ نرخ بازگشت ناپذیری نامیده می شود که برابر است با معادلات (26-3) و (27-3):

$$\dot{I} = \dot{E}x_{des} = T_0 \times \dot{S}_{gen} \quad (26-3)$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u \quad (27-3)$$

۳-۱- بیان معادلات حاکم اجزای سیکل:

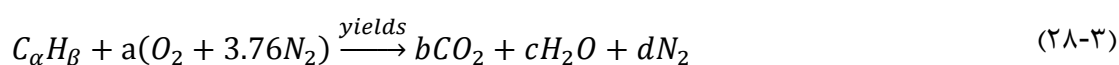
خودرو مجموعه ای از قطعات طراحی شده مختلف می باشد که با نظم خاص و در ارتباط با یکدیگر طوری کنار هم قرار گرفته اند که هدف مورد نظر را تأمین نمایند. در ادامه معادلات حاکم بر سیستم ها را خواهیم نوشت.

۳-۱-۱- سیستم تولید قدرت

در این واحد یا همان موتور، انرژی شیمیایی بنزین به انرژی مکانیکی تبدیل می شود. در موتور حرارت ناشی از سوختن هیدروکربورها به بالاتر از ۷۰۰ درجه سانتی گراد می رسد که به علت بازده مفید سیستم حدود یک چهارم حرارت تولید شده به انرژی مکانیکی تبدیل می شود و بقیه به صرف انتقال حرارت به آب خنک کننده و خروج گازهای حاصل از احتراق از اگزوز تلف می شود

تعیین معادله واکنش

تحلیل انرژی و انرژی موتور مورد مطالعه پس از حل معادله واکنش احتراق برای هر سوخت به طور مجزا ممکن خواهد بود. حداقل مقدار هوای لازم که اکسیژن کافی را برای احتراق کامل تمامی کربن، هیدروژن و دیگر اجزا قابل اکسایش سوخت را هوای نظری گویند. بعد از انجام احتراق کامل با هوای نظری محصولات احتراق حاوی اکسیژن نخواهد بود. بنابراین، واکنش عمومی احتراق سوخت هیدروکربنی با هوا به صورت زیر نوشته می شود [۱۸].



a, b, c و d که ضرایب معادله است را ضرایب استوکیومتری می گویند. باید به این نکته اشاره کرد که در فرآیند احتراق، محصولات میانی متعددی در طی فرآیند احتراق پدید می آید. در اینجا ما فقط مواد اولیه و نهایی را در نظر می گیریم و به محصولات میانی نمی پردازیم. دو پارامتر مهم که اغلب برای بیان نسبت هوا به سوخت (که با AF نمایش داده می شود) و عکس آن، یعنی نسبت سوخت به هوا (که با FA نمایش داده می شود) است را معمولاً بر مبنای جرمی و گاهی بر مبنای مولی بیان می کنند.

$$AF_{mass} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (29-3)$$

$$AF_{mass} = \frac{n_{air}}{n_{fuel}} = \frac{\dot{n}_{air}}{\dot{n}_{fuel}} \quad (30-3)$$

$$M = \frac{m}{n} \quad (31-3)$$

در معادله بالا n تعداد مول بر حسب kmol، m جرم بر حسب kg و M نسبت مولی بر حسب kg/kmol است.

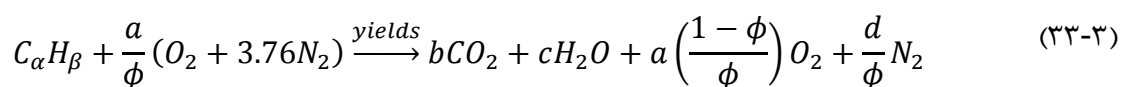
معمولاً مقدار معینی برای نسبت جرم سوخت به هوا وجود دارد که منجر به احتراق کامل سوخت می شود. وقتی که نسبت سوخت به هوا برابر با این مقدار معین باشد، مخلوط را استوکیومتری و این نسبت معین را نسبت استوکیومتری می نامند. که آن را با عدد لامبدا مشخص می شود و به صورت معادله (32-3) محاسبه می شود.

$$\lambda = \frac{\text{نسبت سوخت به هوای استوکیومتری}}{\text{نسبت سوخت به هوای واقعی}} = \frac{\text{نسبت هوا به سوخت واقعی}}{\text{نسبت هوا به سوخت استوکیومتری}}$$

$$\lambda = \frac{FA_s}{FA} = \frac{AF}{AF_s} \quad (32-3)$$

در نسبت استوکیومتری $\lambda = 1$ است. اگر مقدار هوا بیشتر از مقدار استوکیومتری باشد مخلوط رقیق ($\lambda > 1$) و اگر مقدار هوا کمتر از مقدار استوکیومتری باشد مخلوط غلیظ ($\lambda < 1$) است. در آزمون ما λ در هر سه دور کوچک‌تر از یک (مخلوط غلیظ) شده است.

مخلوط غلیظ به مخلوطی گفته می‌شود که در آن مقدار هوای موجود کمتر از هوای استوکیومتری باشد، به عبارت دیگر هوای کافی برای احتراق سوخت وجود ندارد. در این مدل ساده فرض بر این است که هیدروژن سوخت ترجیحاً با اکسیژن ترکیب می‌شود و در نتیجه اکسیژن کافی برای احتراق کامل کربن و تشکیل دی‌اکسید کربن وجود ندارد. در نتیجه قسمتی از کربن به‌طور ناقص اکسید می‌شود و مونواکسید کربن به دست می‌آید. بنابراین معادله واکنش سوخت در این حالت به‌صورت زیر است:



در اینجا ϕ نسبت هم‌ارزی است که به‌صورت نسبت واقعی سوخت به هوا تقسیم بر نسبت نظری سوخت به هوا است و به‌صورت زیر تعریف می‌شود که عکس لامبدا است.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (34-3)$$

با نوشتن بالانس جرمی برای عناصر تشکیل‌دهنده سوخت، ضرایب استوکیومتری واکنش به دست خواهد آمد. حال با برقرار کردن بالانس جرمی برای اتم‌های C، H، O و N در معادله اصلی احتراق، ضرایب هر معادله احتراق به دست خواهد آمد که ضرایب آن در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm برای سوخت بنزین با اکتان ۹۴ استفاده شده در آزمون ۱ و برای دو سوخت بنزین با اکتان ۹۱/۵ و گاز طبیعی فشرده استفاده شده در آزمون ۲ در جدول ۳-۱ داده شده است.

جدول ۳-۱: ضرایب واکنش در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای سوخت‌های مختلف

دور (rpm)	سوخت	ϕ	a	b	c	d
۲۰۰۰	بنزین با اکتان ۹۴	۱/۱۲۵	۱۰/۶۵	۶/۹۵	۷/۴	۴۰/۰۴۴
	بنزین با اکتان ۹۱/۵	۱/۱۲۵	۱۰/۷۵	۷/۸	۵/۹	۴۰/۴۲
	گاز طبیعی فشرده	۱/۰۰۶	۲/۰۳	۱/۰۵	۱/۹۹	۷/۶۷
۳۵۰۰	بنزین با اکتان ۹۴	۱/۱۳۳	۱۰/۶۵	۶/۹۵	۷/۴	۴۰/۰۴۴
	بنزین با اکتان ۹۱/۵	۱/۱۳۱	۱۰/۷۵	۷/۸	۵/۹	۴۰/۴۲
	گاز طبیعی فشرده	۱/۰۰۸	۲/۰۳	۱/۰۵	۱/۹۹	۷/۶۷
۵۰۰۰	بنزین با اکتان ۹۴	۱/۲۳۷	۱۰/۶۵	۶/۹۵	۷/۴	۴۰/۰۴۴
	بنزین با اکتان ۹۱/۵	۱/۲۴۷	۱۰/۷۵	۷/۸	۵/۹	۴۰/۴۲
	گاز طبیعی فشرده	۱/۰۲۶	۲/۰۳	۱/۰۵	۱/۹۹	۷/۶۷

۳-۱-۱-۱- آنالیز انرژی

آنالیز انرژی یعنی آنالیز قانون اول که شروع هر تحقیق در مورد انرژی را شامل می‌شود در واقع اولین گام برای تحلیل پتانسیل یه سوخت بدون در نظر گرفتن سایر شرایط مختلف آنالیز انرژی می‌باشد. جهت انجام این آنالیز فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- موتور در شرایط پایدار کار می‌کند.
- هوای احتراق و گازهای احتراق هردو مخلوطی از گازهای ایده‌ال هستند.
- تأثیر انرژی‌های جنبشی و پتانسیل هوای احتراق، جریان سوخت و گازهای خروجی نادیده گرفته می‌شوند.
- دمای هوای اطراف و فشار آن در هر دور متغیر بوده است.

پس از این فرضیات، بالانس جرم و حرارت برای سیستم باز حجم کنترلی شامل کل موتور به صورت

معادلات (۳۵-۳) و (۳۶-۳) نوشته می‌شود.

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (۳۵-۳)$$

$$\frac{\dot{Q}_{CV}}{\dot{n}_f} - \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{n}_f} = \bar{h}_p - \bar{h}_R = \sum_p n_{out} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{out} - \sum_R \bar{n}_{in} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{in} \quad (۳۶-۳)$$

$\dot{Q}$ نرخ حرارت، $\dot{W}$ کار خروجی، $\dot{n}_f$ نرخ جریان مولی و $\bar{h}_p$ و $\bar{h}_R$ به ترتیب آنتالپی‌های محصولات و واکنش‌دهنده‌ها است. در سمت راست، in و out ورودی سوخت و بخار هوا و خروجی محصولات را مشخص می‌کند، در حالی که ضرایب n_{in} و n_{out} ضرایبی از معادله واکنش هستند. سرانجام $\bar{h}_f^0$ آنتالپی تشکیل و $\Delta \bar{h}$ تغییر آنتالپی به علت یک تغییر حالت در ترکیب ثابت را نشان می‌دهد. برای یک واکنش‌دهنده یا محصولات در دمای T عبارت تغییر آنتالپی در نظر گرفته‌شده در معادله به شکل زیر ارزیابی شده است.

$$\Delta \bar{h} = \bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) \quad (۳۷-۳)$$

جداول مورون و شاپیرو [۱۹] و ون وایلن [۲۰] و نرم افزار EES می‌تواند برای به دست آوردن آنتالپی تشکیل و تغییر آنتالپی برای هوا و محصولات احتراق استفاده شود. سپس آنتالپی‌های تشکیل از سوخت تست‌شده می‌تواند از معادله واکنش معمولی که برای احتراق کامل با مقدار نظری از هوا تعیین شود. سپس آنتالپی احتراق برای هر سوخت، که همچنین ارزش حرارتی پایین سوخت نامیده می‌شود می‌تواند توسط معادله (۳۸-۳) تعیین شود.

$$\bar{h}_{RP}^0 = \overline{LHV} = b(\bar{h}_f^0)_{CO_2} + c(\bar{h}_f^0)_{H_2O(g)} + d(\bar{h}_f^0)_{N_2} - (\bar{h}_f^0)_F - a(\bar{h}_f^0)_{O_2} - 3.76a(\bar{h}_f^0)_{N_2} \quad (۳۸-۳)$$

که در آن زیرنویس F مخفف برای سوخت و g نشان می‌دهد که آب در محصولات احتراق بخار است. آنتالپی‌های تشکیل از O_2 و N_2 برابر با صفر هستند. سپس، با گرفتن ارزش حرارتی پایین از سوخت‌های در نظر گرفته شده، آنتالپی تشکیل از هر سوخت برای معادله بالا می‌تواند در نظر گرفته شود. کار خروجی خالص توسط داده‌های آزمایش اندازه‌گیری شده و برابر توان مفید است در معادله

(۳۹-۳) آمده است.

$$\dot{W}_{E,brake} = \omega T \quad (۳۹-۳)$$

ω سرعت زاویه‌ای و T گشتاور موتور است. انرژی سوخت ورودی به موتور با استفاده از ارزش حرارتی پایین سوخت (LHV) با فرمول (۴۰-۳) محاسبه می‌شود.

$$\dot{E}_{E,fuel} = \dot{m}_{E,fuel} |LHV| \quad (۴۰-۳)$$

$\dot{m}_{E,fuel}$ دبی جرمی سوخت می‌باشد که دانسیته آن در مرجع [۲۱] داده شده است. با فرض انتقال حرارت مستقیم از موتور به هوای اطراف و با استخراج دبی و ضریب انتقال حرارت گاز رابطه زیر را خواهیم داشت که میزان نرخ انتقال حرارت گازهای احتراق را نشان می‌دهد.

$$\dot{Q}_{E,exh} = \sum_{i=1}^n m_i c p_i (T_{exh} - T_0) \quad (۴۱-۳)$$

حرارت مخصوص از گازهای خروجی از معادله زیر محاسبه شده است.

$$cp = x + yT + zT^2 + wT^3 \quad (۴۲-۳)$$

که ضریب‌های x, y, z, w از کتاب ون‌وایلن [۲۰] برای هر گاز گرفته شده است.

اتلاف گرما از طریق حجم کنترل شامل گرمای اتلافی از طریق آب خنک‌کننده و تشعشع و جابه‌جایی از جداره گرم موتور است. به دلیل کم بودن اتلاف حرارتی از طریق روغن داغ روان‌کننده موتور این اتلاف حرارت در نظر گرفته نمی‌شود. بنابراین برای محاسبه تلفات حرارتی با استفاده از معادله (۴۳-۳) خواهیم داشت.

$$\dot{Q}_{E,loss} = \dot{Q}_{E,cw} + \dot{Q}_{E,rad} + \dot{Q}_{E,conv} \quad (۴۳-۳)$$

تلفات حرارتی آب خنک‌کننده توسط فرمول زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{E,cw} = \dot{m}_{cw} c p_{cw} (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \quad (۴۴-۳)$$

در اینجا $\dot{m}_{cw}$ دبی جرمی آب خنک‌کننده و $c p_{cw}$ ظرفیت حرارتی آن است [۲۲]. همچنین ترم داخل پرانتز اختلاف دمای آب ورودی و خروجی به موتور است.

اتلاف حرارتی در اثر جابه‌جایی و تشعشع در موتور، به ترتیب به وسیله معادله (۴۵-۳) و (۴۶-۳) به

دست خواهد آمد [۲۳ و ۲۴].

$$\dot{Q}_{E,conv,s} = h_s A_s (T_s - T_0) \quad (۴۵-۳)$$

$$\dot{Q}_{E,rad,s} = 5.77 A_s \varepsilon [(T_s + 273)^4 - (T_0 + 273)^4] \quad (۴۶-۳)$$

در معادلات بالا $\dot{Q}_{E,conv,s}$ و $\dot{Q}_{E,rad,s}$ به ترتیب اتلاف حرارتی در اثر انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشع در بدنه موتور است. ε ضریب انتشار است که در منابع ماشینی برابر ۰/۹ است و A_s مساحت بدنه کل موتور است که به صورت مکعب مستطیل در نظر گرفته شده است. h_s ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بدنه موتور که تابعی از عدد رینولدز و ناسلت است. اتلاف حرارتی در اثر انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشع در بدنه اگزوز به ترتیب از معادلات (۴۷-۳) و (۴۸-۳) به دست می‌آید.

$$\dot{Q}_{E,conv,exh,s} = h_{exh,s} A_{exh,s} (T_{exh,s} - T_0) \quad (۴۷-۳)$$

$$\dot{Q}_{E,rad,exh,s} = 5.77 A_{exh,s} \varepsilon [(T_{exh,s} + 273)^4 - (T_0 + 273)^4] \quad (۴۸-۳)$$

در معادلات بالا $\dot{Q}_{E,conv,exh,s}$ و $\dot{Q}_{E,rad,exh,s}$ به ترتیب اتلاف حرارتی در اثر جابه‌جایی و تشعشع در بدنه اگزوز است. ε ضریب انتشار است که در منابع ماشینی برابر ۰/۹ است و $A_{exh,s}$ مساحت بدنه کل اگزوز است. $h_{exh,s}$ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اگزوز موتور است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی تابعی از عدد رینولدز و ناسلت است که معادلات آن به صورت زیر است.

$$Nu = \frac{h L}{k} \quad (۴۹-۳)$$

$$Nu \propto Re^m pr^n \quad (۵۰-۳)$$

در معادلات بالا Nu عدد ناسلت، Re عدد رینولدز و pr عدد پرانتل است و ضرایب n و m برای حالت‌های مختلف در جداول در مراجع مربوطه داده شده است [۲۳]. عدد رینولدز و پرانتل نیز به صورت معادلات زیر تعریف می‌شوند.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (۵۱-۳)$$

$$pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (۵۲-۳)$$

در معادلات بالا ρ چگالی، V سرعت، L طول مشخصه با توجه به شکل، μ ویسکوزیته سینماتیکی، ν ویسکوزیته دینامیکی و K ضریب هدایت گرمایی است. اتلافات حرارتی محاسبه نشده در سیستم تولید قدرت به صورت زیر است.

$$\dot{Q}_{E,uncounted} = \dot{W}_{E,brake} - \dot{Q}_{E,exh,g} - \dot{Q}_{E,loss} \quad (53-3)$$

حداکثر کار تئوری برگشت پذیر به ازای واحد جرم است، که به وسیله یک حجم کنترل تحت فرایند حالت پایا تولید می کند. که در کل فرآیند در دمای محیط T_0 رخ می دهد که به جز محیط با منابع دیگری انتقال گرما ندارد، و در غیاب تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل بر مبنای کل جرم به صورت زیر محاسبه می شود [۲۰].

$$W_{rev} = \sum m_{in}(h - T_0 s)_{in} - \sum m_{in}(h - T_0 s)_{out} \quad (54-3)$$

با بکار گیری این معادله (۵۴-۳) در یک فرایند حالت پایا که همراه با واکنش شیمیایی است، معادله زیر را داریم.

$$W_{rev} = \sum_R n_{in}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_{in} - \sum_P n_{out}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_{out} \quad (55-3)$$

معادله کار حاصل از اصطکاک همان گونه که در معادله زیر نشان داده شده از تفریق کار ترمزی از کار مفید به دست می آید.

$$\dot{W}_{E,friction} = \dot{W}_{E,rev} - \dot{W}_{E,brake} \quad (56-3)$$

مصرف سوخت مخصوص جهت تأمین توان مفید با استفاده از معادله زیر محاسبه می شود.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{Fuel}}{\dot{W}_{E,brake}} 3600 \quad (57-3)$$

بازده حرارتی حجم کنترل به وسیله نسبت کار مفید به انرژی تولیدی سوخت محاسبه می شود که در معادله (۵۸-۳) نشان داده شده است.

$$\eta_{E,1} = \frac{\dot{W}_{E,brake}}{\dot{E}_{E,fuel}} \quad (58-3)$$

۳-۱-۱-۲- آنالیز اگزرژی

اگزرژی بیشترین کار تئوری است که زمانی که سیستم با محیط اطرافش به عنوان حالت مرده در تعادل باشد بتوانیم به آن برسیم. این بدان معنی است که سیستم دیگر هیچ پتانسیل برای انجام کار نسبت به محیط اطراف خود نداشته باشد. تخریب اگزرژی و تلفات در فرآیندها و اجزای یک سیستم حرارتی را می توان با تجزیه و تحلیل اگزرژی سیستم نشان داد. در این مطالعه دمای محیط و فشار در جدول داده ها در فصل ۲ به عنوان حالت مرده داده شده است. جریان اگزرژی خالص یک سیال را می توان با جمع کردن اگزرژی های ترمومکانیکی و شیمیایی آن همانند معادله زیر محاسبه کرد.

$$\overline{ex}_E = \overline{ex}_E^{TM} + \overline{ex}_E^{CH} \quad (۵۹-۳)$$

اگزرژی ترمومکانیکی به صورت معادله زیر تعریف می شود:

$$\overline{ex}_E^{TM} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۶۰-۳)$$

در اینجا h و s نشان دهنده به ترتیب آنتالپی و آنتروپی سیال است. درحالی که h_0 و s_0 آنتالپی و آنتروپی محیط است که نشان دهنده تعادل سیال با محیط اطراف است.

روابط زیادی جهت محاسبه اگزرژی سوخت مایع داده شده است. در این مطالعه اگزرژی شیمیایی سوخت مایع با فرمول $C_zH_yO_pS_q$ ، با رابطه زیر محاسبه شده است که بر اساس مطالعه ای از سوی استپانو داده شده است [۲۵].

$$\overline{ex}_{E,Fuel}^{CH} = \left[1.0401 + 0.1728 \frac{y}{z} + 0.0432 \frac{p}{z} + 0.2169 \frac{q}{z} \left(1 - 2.0628 \frac{y}{z} \right) \right] |LHV| \quad (۶۱-۳)$$

در رابطه بالا LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است. که y, z, p و q به ترتیب تابع های جرمی از C, H, O و S هستند. رابطه ای برای سوخت های مایع بدون گوگرد با فرمول C_zH_y پیشنهاد شده به صورت معادله (۶۲-۳) است.

$$\overline{ex}_{E,Fuel}^{CH} = \left[1.04224 + 0.011925 \frac{y}{z} + \frac{0.042}{z} \right] |LHV| \quad (۶۲-۳)$$

اگررژری ترمومکانیکی هوای ورودی به موتور نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\overline{ex}_{E,air}^{TM} = (h_{air} - h_0) - T_0(s_{air} - s_0) \quad (63-3)$$

در معادله بالا h_{air} و s_{air} به ترتیب آنتالپی و آنتروپی هوای ورودی می‌باشند

در اینجا اگررژری ترمومکانیکی سوخت و هوا و اگررژری شیمیایی هوا به دلیل ناچیز بودن در نظر گرفته نمی‌شوند. بنابراین تمام اگررژری ورودی طبق معادله زیر برابر خواهد بود با اگررژری شیمیایی سوخت.

$$\dot{Ex}_{E,in} = \dot{m}_{E,fuel} \times \overline{ex}_{E,fuel}^{CH} \quad (64-3)$$

اگررژری ترمومکانیکی گازهای خروجی از موتور که دارای n جزء در دمای T و فشار P هستند با رابطه زیر محاسبه خواهد شد [۲۶].

$$\overline{ex}_{E,exh}^{TM} = \left[\sum_{i=1}^n y_i \left[\bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0) - T_0 \left(\bar{s}^0 - \bar{s}^0(T_0) - \bar{R} \ln \frac{p}{p_0} \right) \right] \right] \quad (65-3)$$

در اینجا $\bar{s}^0$ آنتروپی خالص در فشار استاندارد و $\bar{R}$ ثابت جهانی گازها است. T_0 و p_0 دما و فشار محیط است. آنتالپی و آنتروپی‌های آمده در بالا از کتاب ون‌وایلن خوانده شده است.

اگررژری شیمیایی سوخت گازهای خروجی به صورت رابطه زیر محاسبه خواهد شد [۱۹].

$$\overline{ex}_{E,exh}^{CH} = \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^e} \right) \quad (66-3)$$

در اینجا y_i نسبت مولی آمین جزء در گازهای خروجی و y_i^e نسبت مولی آمین جزء در محیط اطراف که به عنوان مرجع انتخاب شده است می‌باشد که در جدول ۲-۱۰ داده شده است.

اگررژری کار طبق معادله زیر به دست می‌آید.

$$\dot{Ex}_{E,w} = \dot{W}_{E,brake} \quad (67-3)$$

اگررژری آب خنک کننده با استفاده از معادله (۳-۶۸) به دست می‌آید.

$$\dot{Ex}_{E,cw} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cw,in}} \right) \dot{Q}_{E,cw} \quad (68-3)$$

اگررژری حاصل از تشعشع و جابه‌جایی برای بدنه موتور، به ترتیب با استفاده از رابطه‌های (۳-۶۹) و

(۷۰-۳) به دست می‌آید.

$$\dot{E}x_{E,rad,s} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{E,rad,s} \quad (۶۹-۳)$$

$$\dot{E}x_{E,conv,s} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{E,conv,s} \quad (۷۰-۳)$$

در معادله بالا زیرنویس s نشان‌دهنده بدنه موتور می‌باشد. اگزرژی حاصل از تشعشع و جابه‌جایی

برای اگزوز موتور با استفاده از رابطه‌های (۷۱-۳) و (۷۲-۳) به دست می‌آید.

$$\dot{E}x_{E,rad,exh,s} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{exh,s}}\right) \dot{Q}_{E,rad,exh,s} \quad (۷۱-۳)$$

$$\dot{E}x_{E,conv,exh,s} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{exh,s}}\right) \dot{Q}_{E,conv,exh,s} \quad (۷۲-۳)$$

بالانس اگزرژی در حالت پایدار برابر خواهد بود با معادله (۷۳-۳):

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W}_{E,brak} + \sum_{in} \dot{m}_{in} ex_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} ex_{out} - \dot{E}x_{des} = 0 \quad (۷۳-۳)$$

زمانی که T_k دمای مطلق مرزی است که انتقال حرارت از آن صورت می‌گیرد. ترم‌های

$\sum_{in} \dot{m}_{in} ex_{in}$ و $\sum_{out} \dot{m}_{out} ex_{out}$ به ترتیب نشان‌دهنده نرخ اگزرژی ورودی و خروجی حجم کنترل

است که به همراه جریان سوخت ایجاد می‌شود. $\dot{E}x_{des}$ نشان‌دهنده نرخ اگزرژی تخریب‌شده در اثر

بازگشت‌ناپذیری‌ها در داخل حجم کنترل است.

برای یک موتور با توان خروجی ثابت، هرگونه کاهش در تلفات اگزرژی و یا تخریب در اگزرژی و یا

در هر دو باعث کاهش مصرف سوخت می‌شود. این یعنی کاهش در اگزرژی سوخت باعث افزایش بازده

اگزرجیتی می‌شود. از آنجا که امکان استخراج کار مفید از گازهای خروجی و آب خنک‌کننده وجود دارد،

اگزرژی در ارتباط با گازهای خروجی از اگزوز و آب خنک‌کننده به‌عنوان تلفات اگزرژی (اگزرژی اجتناب-

پذیر) محاسبه می‌شود و نه تخریب اگزرژی. بنابراین منبع تلفات اگزرژی مختلف به‌صورت تلفات اگزرژی

از طریق انتقال حرارت آب خنک‌کننده و گازهای احتراق به محیط بیرون صورت می‌گیرد. منابع تخریب

اگزرژی (اگزرژی اجتناب‌ناپذیر) متفاوتی در اینجا وجود دارد که در ارتباط با انتقال حرارت از طریق

تشعشع و جابه‌جایی از جداره موتور و اگزوز، اصطکاک‌های مکانیکی و برخی تخریب‌های در نظر گرفته

نشده (مربوط به احتراق و یا بازگشت ناپذیری های در اثر جریان سیال و تلفات اصطکاکی) هستند. اگزرژی کل سوخت عرضه شده به موتور به اگزرژی در ارتباط با توان مفید و مجموع تلفات اگزرژی و نابودی اگزرژی توزیع شده است. بنابراین تخریب اگزرژی در نظر گرفته نشده می تواند به صورت زیر ارائه شود.

$$\dot{E}x_{E,uncounted} = \dot{E}x_{E,in} - (\dot{E}x_{E,w} + \dot{E}x_{E,cw} + \dot{E}x_{E,exh,g} + \dot{E}x_{E,rad} + \dot{E}x_{E,conv}) \quad (۷۴-۳)$$

بازده اگزرجیتیک با معادله زیر محاسبه خواهد شد.

$$\eta_{E,ex} = \frac{\dot{E}x_{E,w}}{\dot{E}x_{E,in}} \quad (۷۵-۳)$$

زمانی که نرخ تخریب اگزرژی و نرخ تلفات اگزرژی منابع مختلف با اگزرژی کل سوخت مقایسه

می شود، میزان نسبت تخریب اگزرژی $y_{E,D} = \frac{\dot{E}x_{E,des}}{\dot{E}x_{E,in}}$ و نسبت تلفات اگزرژی $y_{E,L} = \frac{\dot{E}x_{E,loss}}{\dot{E}x_{E,in}}$ را نشان می دهد. که میزانی ترمودینامیکی از ناکارآمدی های سیستم برای آن منبع مشخص می کند.

۳-۱-۲- سیستم تهویه مطبوع

هر سیستم تبرید دارای قسمت ها و اجزاء مختلفی مانند کمپرسور، اواپراتور، شیر انبساط و کندانسور می باشد [۲۷]. بنابراین ظرفیت خنک کنندگی کولر از رابطه زیر بدست می آید.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{air}(h_{in} - h_{out}) \quad (۷۶-۳)$$

نسبتی از راندمان کلی سیستم کولر برابر با ظرفیت خنک کنندگی کولر به کار ورودی کمپرسور می باشد. که در معادله (۱-۳) نشان داده شده است.

$$\eta_{ac,tot} = \frac{\dot{Q}_{evap,b}}{\dot{W}_{comp}} \quad (۷۷-۳)$$

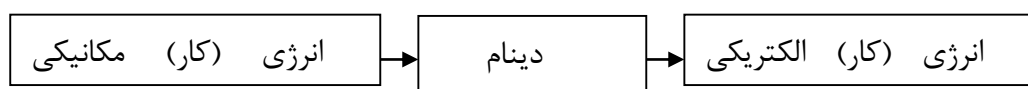
$\dot{Q}_{evap,b}$ حرارت ظرفیت خنک کنندگی می باشد

۳-۱-۳- سیستم شارژ الکتریکی

سیستم مدارات الکتریکی شامل باتری، دینام، استارت، چراغ های روشنایی، برف پاکن، شیشه بالابر

و غیره می‌باشد که معادله حاکم بر دینام که وظیفه شارژ الکتریکی را برعهده دارد در معادلات (۷۸-۳) تا (۸۱-۳) آورده شده است.

دینام



$$Ex_{des,alt} = w_{alt,in} - w_{alt,out} \quad (۷۸-۳)$$

$$\eta_{2,alt} = \frac{w_{alt,out}}{w_{alt,in}} \quad (۷۹-۳)$$

$$w_{alt,in} = \omega T \quad (۸۰-۳)$$

$$w_{alt,out} = VI \quad (۸۱-۳)$$

در معادله بالا V اختلاف پتانسیل برحسب ولت و I شدت جریان بر حسب آمپر می‌باشد. زیر نویس alt نشان دهنده آلترناتور (دینام) می‌باشد.

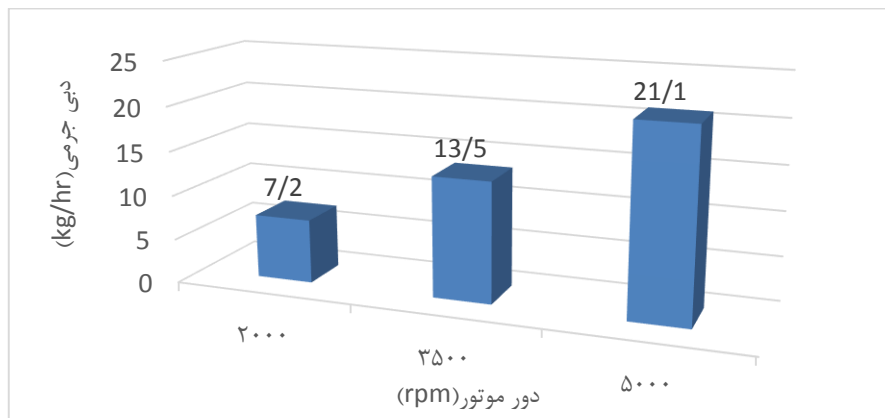
۴- فصل چهارم : نتایج

۱-۴- نتایج آزمون موتور ۱: بررسی سیستم‌های ملحقات

در آزمون ۱ آزمایش روی موتور EF7 در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm به انداختن ملحقات (سیستم‌های هیدرولیک فرمان، کولر و دینام) در هر دور موتور انجام شده است. پس از انجام آزمایش و جمع‌آوری اطلاعات، با استفاده از معادلات فصل ۳ محاسبات آنالیز انرژی و انرژی در موتور با استفاده از نرم‌افزار محاسباتی EES انجام شده و نتایج آن در جداول و نمودارها در این فصل آورده شده است.

۱-۱-۴- نتایج آنالیز انرژی

ابتدا مصرف سوخت خودرو را در سه دور مختلف در حالت تمام بار (دریچه گاز کاملاً باز) را با یکدیگر مقایسه کرده که در نمودار زیر نشان داده شده است.

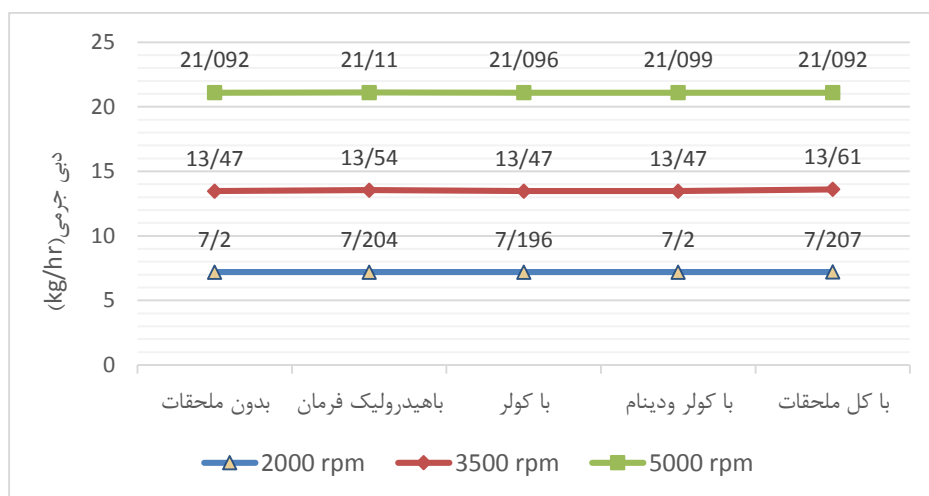


شکل ۱-۴: مصرف سوخت در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

در شکل ۱-۴ مشاهده می‌شود که با افزایش دور در حالت تمام بار مصرف سوخت خودرو نیز افزایش می‌یابد و با توجه به شکل بالا دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار با ۲۱/۱ کیلوگرم بر ساعت بیشترین مصرف را دارد.

در شکل ۲-۴ مصرف سوخت در هر دور با اجرای ملحقات نام برده شده نشان داده شده است. با توجه به نمودار مشاهده شده که مصرف سوخت تغییرات چندانی نداشته و تقریباً ثابت است؛ زیرا در هر دور دریچه گاز کاملاً باز (تمام بار) است و حداکثر مصرف را دارد و به کار انداختن سیستم تأثیری در مصرف سوخت ندارد و تغییرات بسیار کوچک مصرف سوخت ناشی از تغییرات دما و فشار هوای ورودی

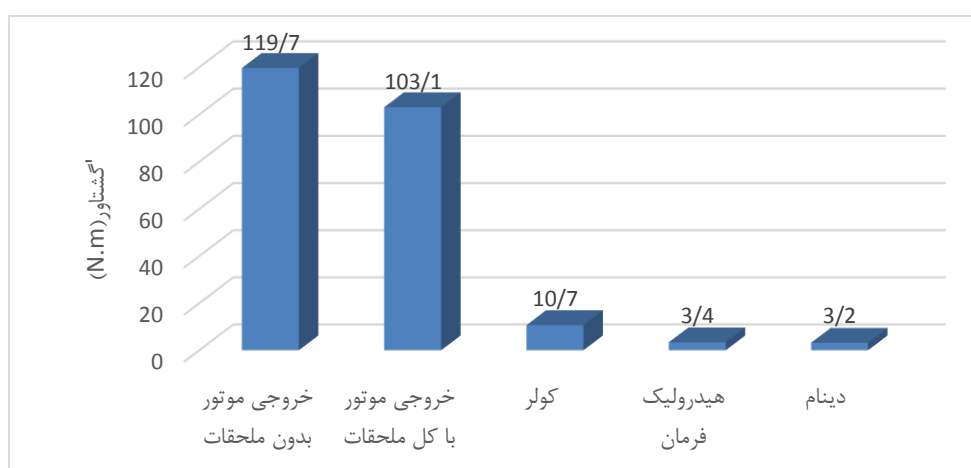
است.



شکل ۴-۲: مصرف سوخت موتور در دورهای مختلف در حالت تمام بار در وضعیت مختلف سیستم‌های ملحقات

در هنگام به کار انداختن سیستم‌ها مقدار سوخت ثابت است ولی گشتاور خروجی از موتور کم شده و مقداری از آن برای کارکرد سیستم‌ها استفاده می‌شود.

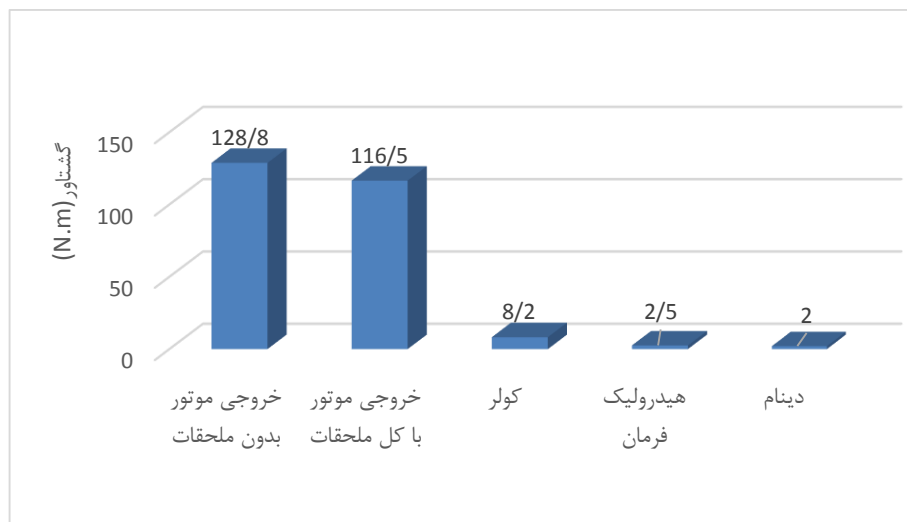
در شکل ۴-۳، شکل ۴-۴ و شکل ۴-۵ گشتاورهای هر سیستم را هنگامی که کل ملحقات در خودرو عمل می‌کنند نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که هر سیستم در هنگام اجرا در خودرو بخشی از گشتاور را به خود اختصاص داده و در نتیجه گشتاور مفید خروجی از موتور کاهش می‌یابد. مقدار گشتاورها با اندکی خطا در شکل‌ها نام برده شده، نشان داده شده است.



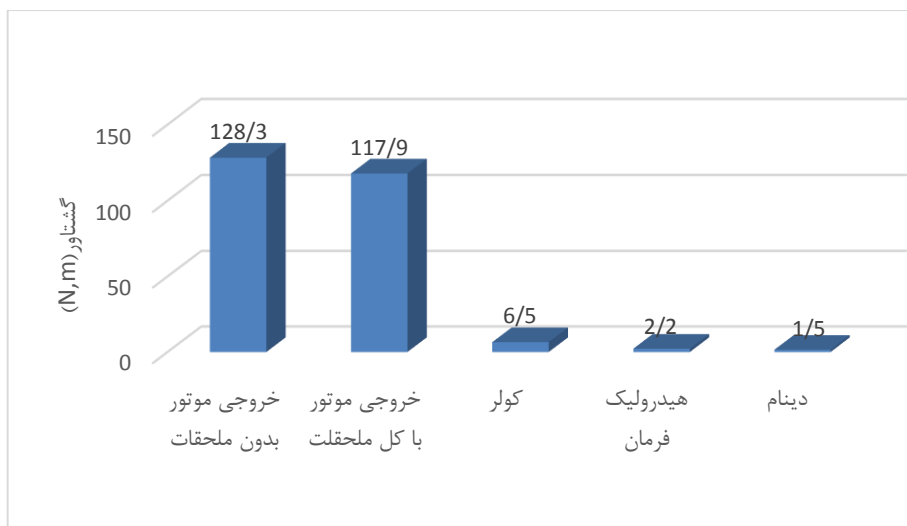
شکل ۴-۳: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار

در شکل ۴-۳ تقسیم گشتاور در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار را نشان می‌دهد که کل گشتاور خروجی

موتور بدون ملحقات در خودرو ۱۱۹/۷ نیوتون متر است و با به کار انداختن سیستم‌های هیدرولیک فرمان، کولر و دینام، گشتاور مصرفی آن‌ها به ترتیب ۳/۴، ۱۰/۷ و ۳/۲ نیوتون متر می‌باشد. در نتیجه گشتاور مفید برای خروجی موتور با کل ملحقات ۱۰۳/۱ نیوتون متر است. برای دورهای ۳۵۰۰ rpm و ۵۰۰۰ نیز گشتاور مفید برای خروجی موتور با کل ملحقات به ترتیب ۱۱۶/۵ و ۱۱۷/۹ نیوتون متر است.

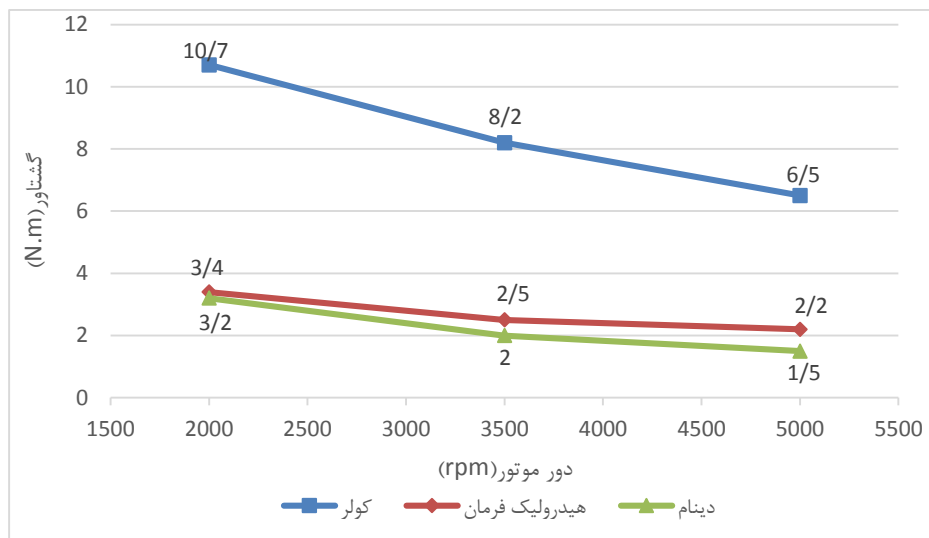


شکل ۴-۴: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار



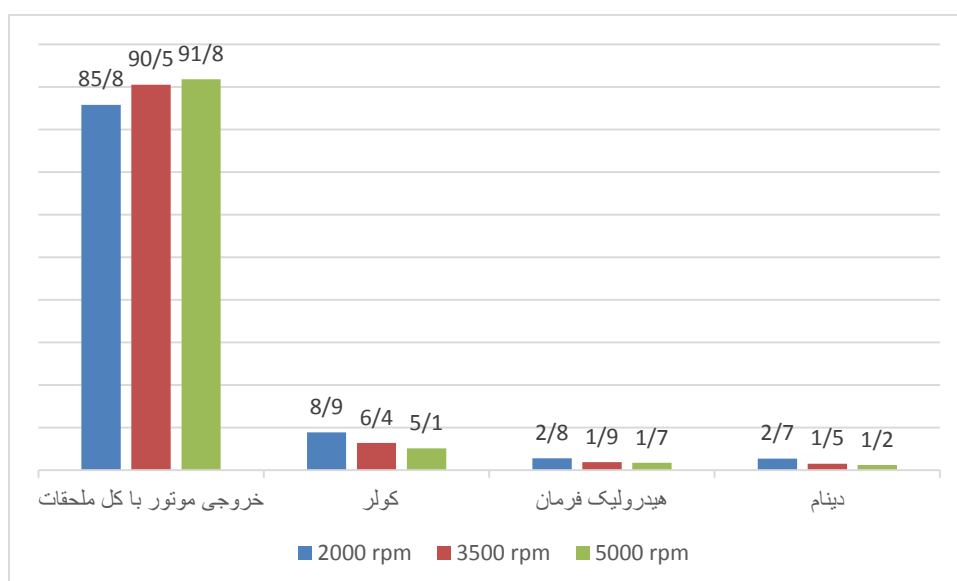
شکل ۴-۵: سهم گشتاور سیستم‌های مختلف در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار

شکل ۴-۶: گشتاور سیستم‌های خودرو در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده شده که سیستم‌ها تقریباً برای دریافت یک توان ورودی ثابت، گشتاور ورودی آن‌ها که بر گشتاور کل خروجی از موتور تاثیر می‌گذارد، با افزایش دور کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۶: گشتاور سیستم‌های ملحقات در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ حالت تمام بار

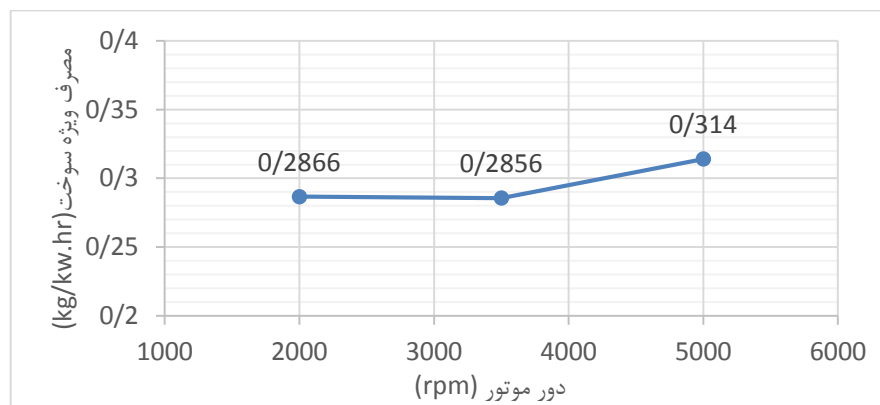
با توجه به مشخص شدن گشتاور هر سیستم کار مفید آن‌ها در هر دور را می‌توان محاسبه نمود. در شکل ۴-۷، سهم کار مصرفی برای هر سیستم در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ تمام بار بر حسب درصد نشان داده شده است؛ که بر اساس آن در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار مشاهده شده که کل کار خروجی موتور بدون ملحقات برابر ۱۰۰٪ است در نتیجه با به کار انداختن تک تک سیستم‌های هیدرولیک فرمان، کولر و دینام به ترتیب ۲/۸، ۲/۷ و ۸/۹ درصد کار خروجی از موتور را استفاده کرده و در نهایت کار مفید خروجی موتور با کل ملحقات برابر ۸۵/۸ درصد است.



شکل ۴-۷: سهم کار مصرفی هر سیستم در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام بار بر حسب درصد

در شکل ۴-۷ همچنین کار مصرفی خروجی موتور با ملحقات برای دورهای ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm به ترتیب برابر ۴۷/۱۸ و ۶۷/۱۷ کیلووات می‌باشد که با مصرف مقداری از کار توسط سیستم‌های ملحقات، کار خروجی موتور با کل ملحقات در دور ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm به ترتیب برابر ۴۲/۶۸ و ۶۷/۶۴ کیلووات به دست آمده است.

در شکل ۴-۸ مقدار مصرف سوخت جهت تأمین توان مفید در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm نشان داده شده است.

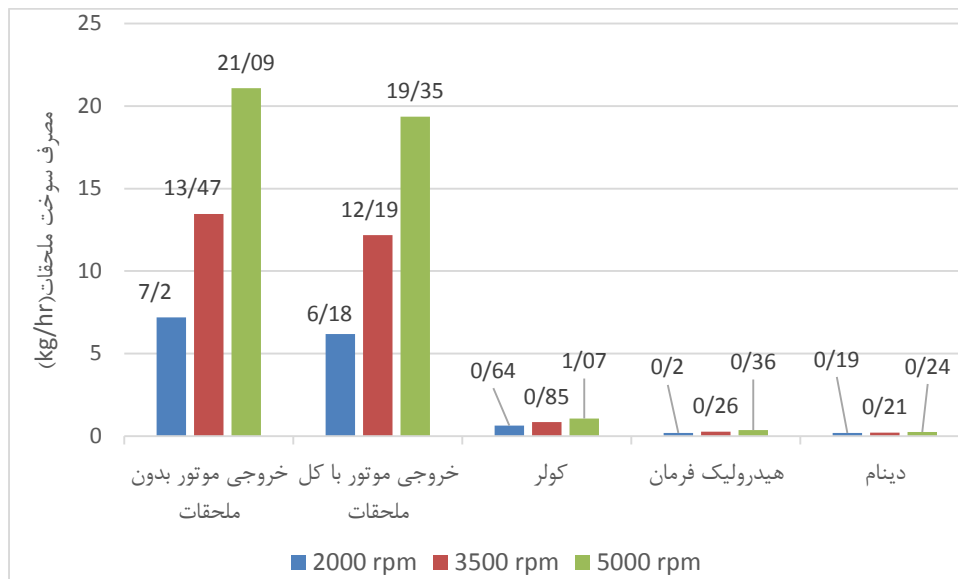


شکل ۴-۸: مقایسه مقدار مصرف ویژه سوخت جهت تأمین توان مفید در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

نتیجه نشان می‌دهد که در دور ۳۵۰۰ rpm با مصرف ۰/۲۸۵۶ کیلوگرم بر کیلووات ساعت نسبت به دورهای ۲۰۰۰ و ۵۰۰۰ rpm به ترتیب با مصرف ۰/۲۸۶۶ و ۰/۳۱۴ کیلوگرم بر کیلووات ساعت، مصرف سوخت کمتری را در هر کیلووات خروجی دارد. بعد از تعیین مصرف سوخت جهت تأمین توان مفید برای هر کیلووات خروجی و همچنین با داشتن کار استفاده شده در هر سیستم مقدار مصرف سوخت برای هر سیستم به دست آمده است.

همان‌طور که در شکل ۴-۹ مشاهده می‌شود سهم مصرف سوخت ملحقات در دورهای ۲۰۰۰ rpm، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ تمام بار آورده شده است. در دور ۲۰۰۰ rpm مصرف خروجی موتور بدون ملحقات ۷/۲ کیلوگرم بر ساعت است مصرف سوخت در هنگام به کار انداختن سیستم‌های هیدرولیک، کولر و دینام

به ترتیب ۰/۲، ۰/۶۵ و ۰/۱۶ کیلوگرم بر ساعت و در نتیجه مصرف سوخت خروجی موتور با کل ملحقات برابر ۶/۱۷ کیلوگرم بر ساعت می باشد.

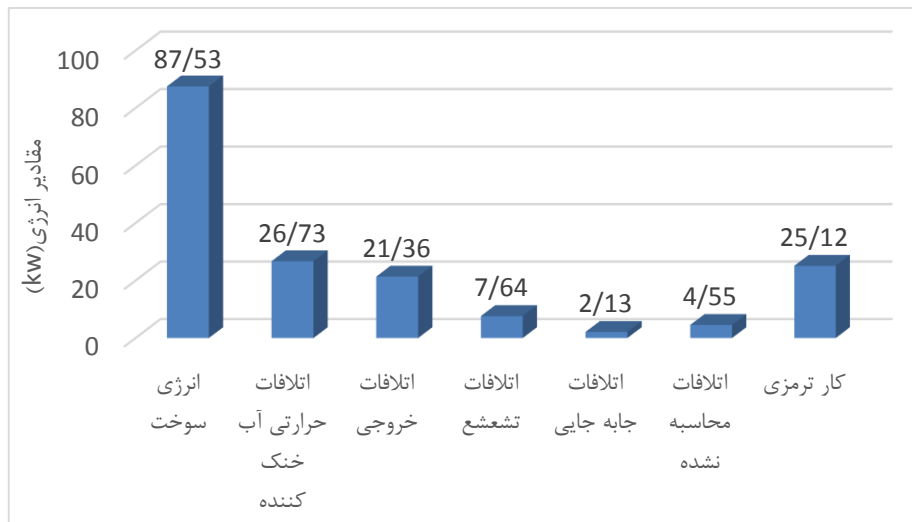


شکل ۹-۴: سهم مصرف سوخت سیستم‌ها در دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

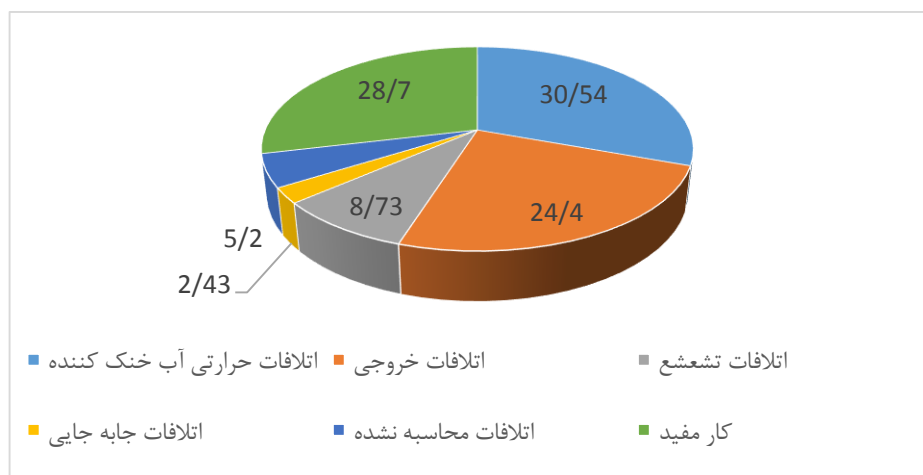
با توجه به شکل ۹-۴ همچنین مشاهده شده که مصرف خروجی موتور بدون ملحقات در دور rpm ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ به ترتیب برابر ۱۳/۴۷ و ۲۱/۰۹ کیلوگرم بر ساعت و مصرف سوخت خروجی موتور با کلیه ملحقات به ترتیب برابر ۱۲/۱۹ و ۱۹/۳۵ کیلوگرم بر ساعت می باشد و باقیمانده در سیستم‌های ملحقات مصرف شده که در شکل مشاهده می شود.

نتایج آنالیز انرژی از نظر انرژی سوخت ورودی، تلفات حرارتی گازهای خروجی، تلفات آب خنک کننده، توان مفید، تلفات تشعشع و جابه جایی و تلفات محاسبه نشده برای موتور و سوخت مورد آزمایش در دورهای rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در ادامه نشان داده می شود.

در شکل ۱۰-۴، شکل ۱۱-۴ و شکل ۱۲-۴ مقادیر انرژی و درصد آن‌ها در دور rpm ۲۰۰۰ نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۱۰-۴ مشاهده شده انرژی سوخت مورد نیاز در دور rpm ۲۰۰۰ تمام بار جهت ۲۵/۱۲ کیلووات توان خروجی، ۸۷/۵۳ کیلووات است که با توجه به شکل ۱۱-۴ توان خروجی ۲۸/۷ درصد از انرژی سوخت ورودی را تشکیل می دهد.



شکل ۴-۱۰: مقادیر انرژی موتور در دور ۲۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات

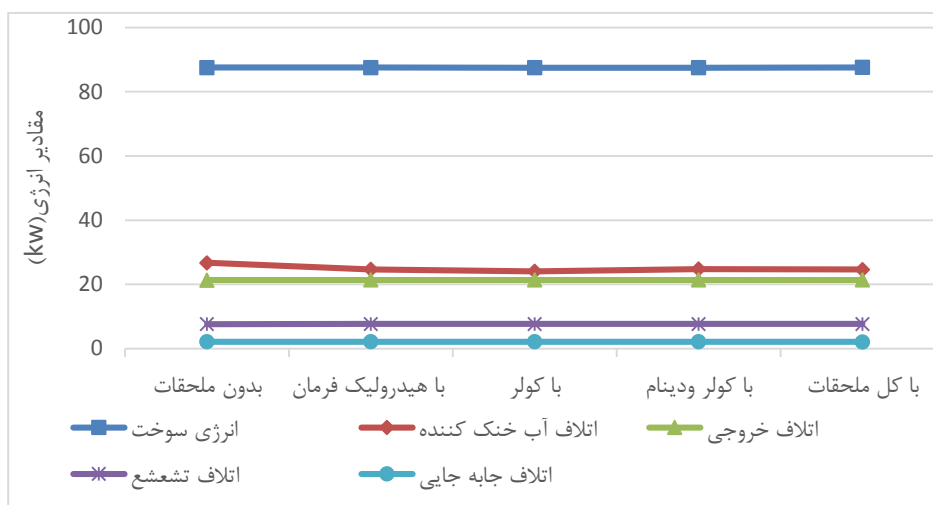


شکل ۴-۱۱: مقادیر انرژی موتور در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد

با توجه به شکل ۴-۱۰ و شکل ۴-۱۱ تلفات آب خنک کننده با ۲۶/۷۳ کیلووات ۳۰/۵۴ درصد و تلفات ناشی از گازهای خروجی با ۲۱/۳۶ کیلووات ۲۴/۴ درصد از انرژی سوخت ورودی را به خود اختصاص داده‌اند. اتلافات از طریق انتقال حرارت تشعشع نسبت به جابه جایی بیشتر بوده که دلیل آن درجه حرارت بالا اگزوز می‌باشد.

شکل ۴-۱۲ مقادیر انرژی با اجرای سیستم‌ها رانشان داده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که با اجرای سیستم‌ها فقط کار مفید خروجی موتور با کل ملحقات کاهش یافته زیرا مقداری از آن صرف سیستم‌های هیدرولیک فرمان، کولر و دینام می‌شود. ملحقات بر مقادیر دیگر انرژی همانند شکل

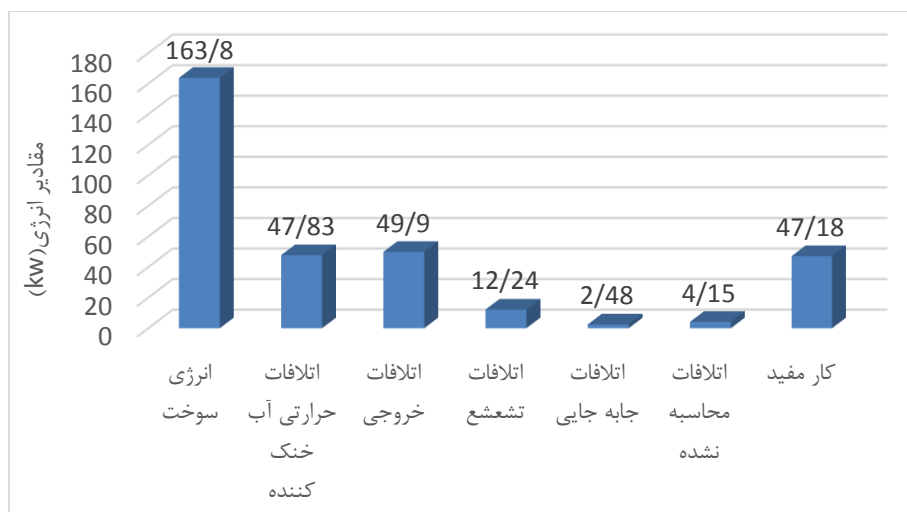
تأثیر چندانی ندارد و تغییرات ناچیز ناشی از تغییرات کم در دماها و فشار می‌باشد.



شکل ۴-۱۲: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار

شکل ۴-۱۳، شکل ۴-۱۴ و شکل ۴-۱۵ مقادیر انرژی و درصد مقادیر نسبت به انرژی ورودی در دور

۳۵۰۰ rpm آورده شده است.



شکل ۴-۱۳: مقادیر انرژی در موتور در دور ۳۵۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات

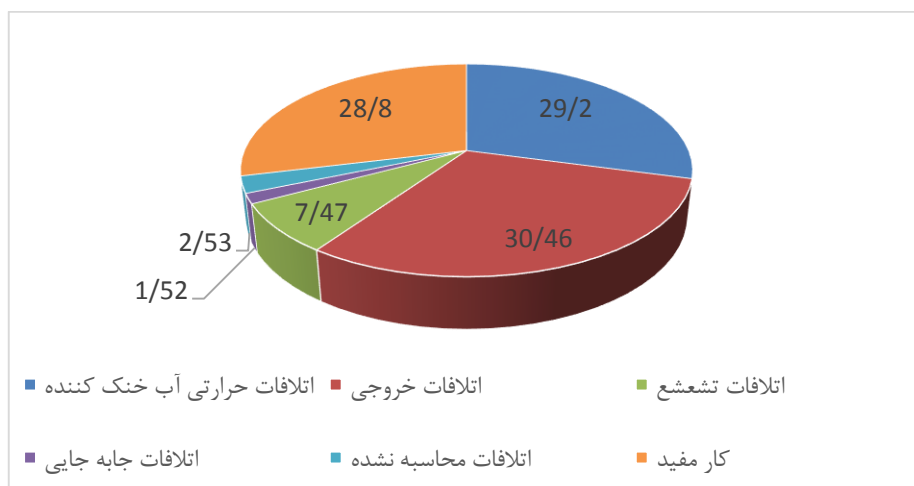
در شکل ۴-۱۳ مقادیر انرژی در دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار نشان داده شده است که انرژی سوخت

ورودی جهت ۴۷/۱۸ کیلووات توان خروجی، برابر ۱۶۳/۸ است و همچنین با توجه به شکل ۴-۱۴

مشاهده شده که این توان مفید ۲۸/۸ درصد از انرژی سوخت ورودی است.

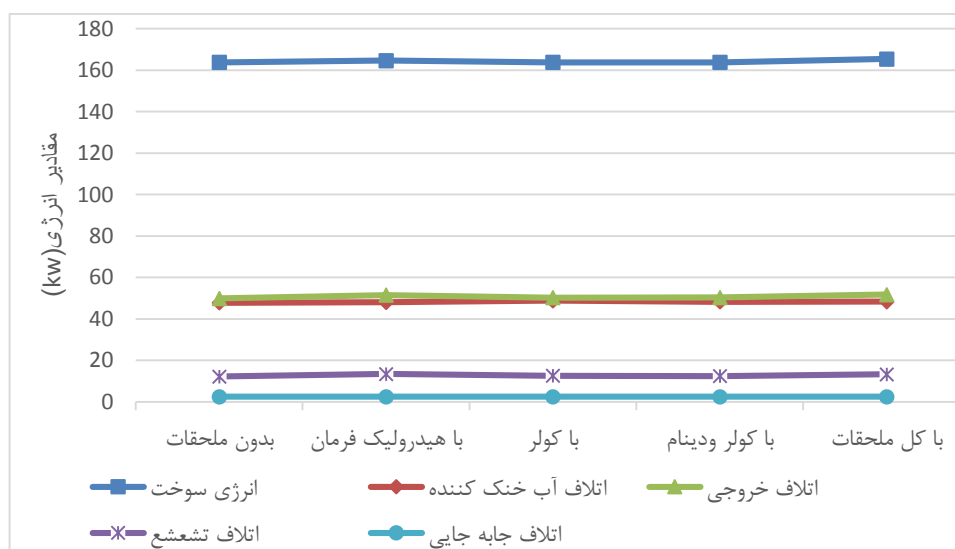
در شکل ۴-۱۴ درصد مقادیر انرژی نسبت به انرژی سوخت ورودی داده شده است؛ که مشاهده

می‌شود کار مفید خروجی، اتلاف آب خنک‌کننده و اتلاف خروجی در موتور بدون ملحقات تقریباً هر کدام ۳۰ درصد انرژی سوخت ورودی را به خود اختصاص داده‌اند [۲۴].



شکل ۴-۱۴: مقادیر انرژی در موتور در دور ۳۵۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد

شکل ۴-۱۵: مقادیر انرژی برحسب درصد در دور ۳۵۰۰ rpm در موتور با ملحقات را نشان داده است. در این دور نیز همانند دور ۲۰۰۰ تغییرات چندانی در مقادیر انرژی به غیر از کار مفید دیده نمی‌شود.

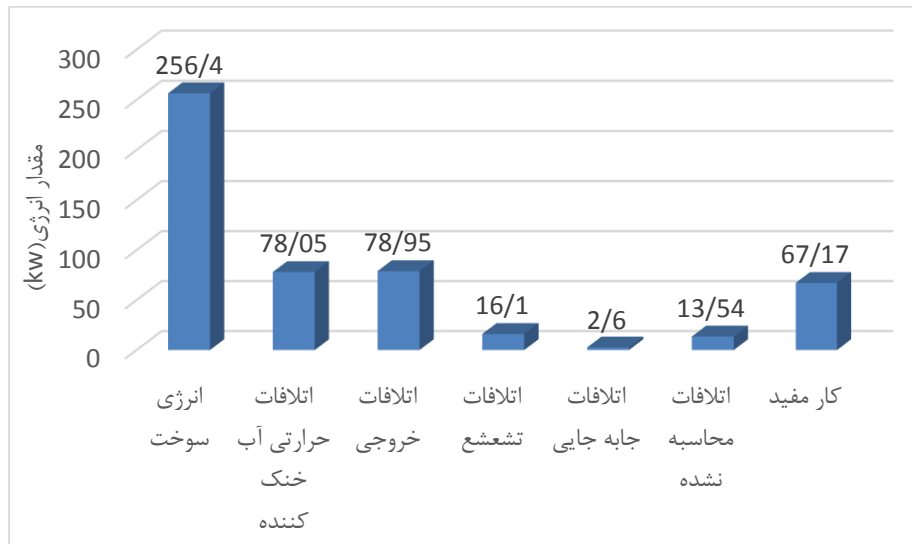


شکل ۴-۱۵: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار

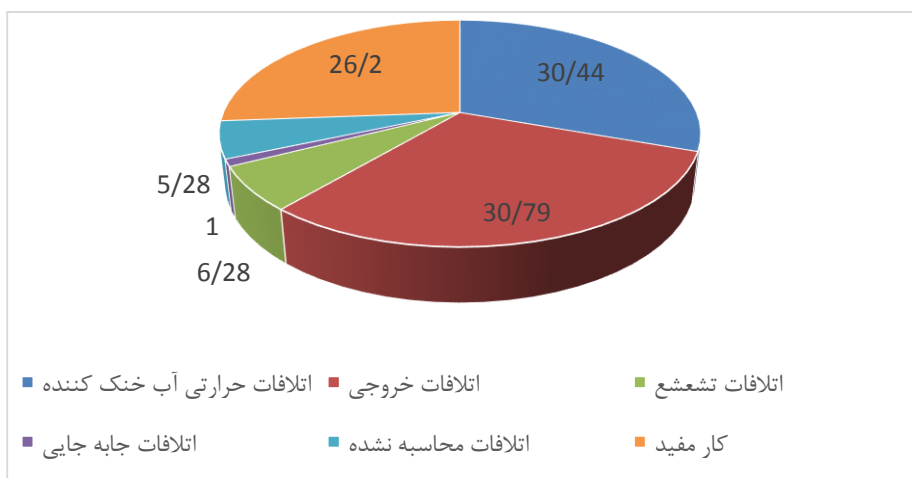
شکل ۴-۱۶، شکل ۴-۱۷ و شکل ۴-۱۸ مقادیر انرژی در موتور و درصدی از آن را در دور ۵۰۰۰ rpm نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۴-۱۶ نشان داده شده است انرژی سوخت ورودی برای تولید توان خروجی

۶۷/۱۷ کیلووات، ۲۵۶/۴ کیلووات است که با توجه به شکل ۴-۱۷ توان خروجی ۲۶/۲ درصد از انرژی سوخت ورودی است.



شکل ۴-۱۶: مقادیر انرژی در موتور در دور ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات

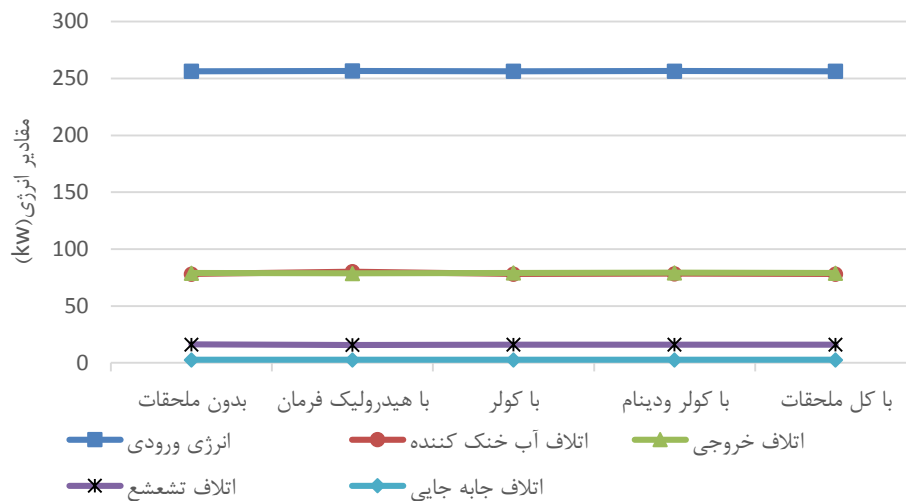


شکل ۴-۱۷: مقادیر انرژی در موتور در دور ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد

در شکل ۴-۱۷ مشاهده شده که کار مفید خروجی نسبت به دوره‌های قبلی درصد کمتری از انرژی ورودی را به خود اختصاص داده که درصد آن ۲۶/۲ درصد می‌باشد. اتلاف خروجی نیز در دور rpm ۵۰۰۰ با ۳۰/۷۹ درصد نسبت به دوره‌های rpm ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ درصد بیشتری از انرژی سوخت ورودی را استفاده کرده است که به دلیل دمای بالای گازهای خروجی است.

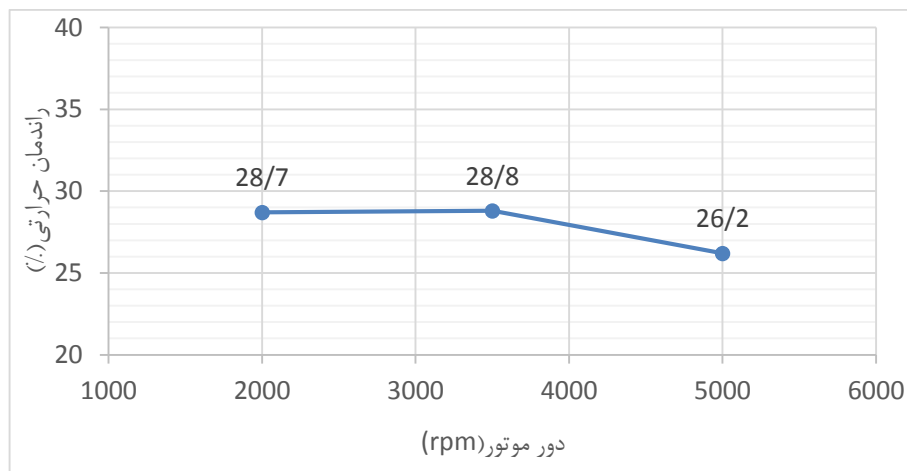
شکل ۴-۱۸: مقادیر انرژی در موتور برحسب درصد در دور rpm ۵۰۰۰ بدون ملحقات نشان داده

شده است. در این دور نیز همانند دور ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ rpm تغییرات چندانی در مقادیر انرژی به غیر از کار مفید دیده نمی‌شود.



شکل ۴-۱۸: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور ۵۰۰۰ حالت تمام بار

شکل ۴-۱۹ تغییرات راندمان حرارتی موتور را نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۹: راندمان حرارتی در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

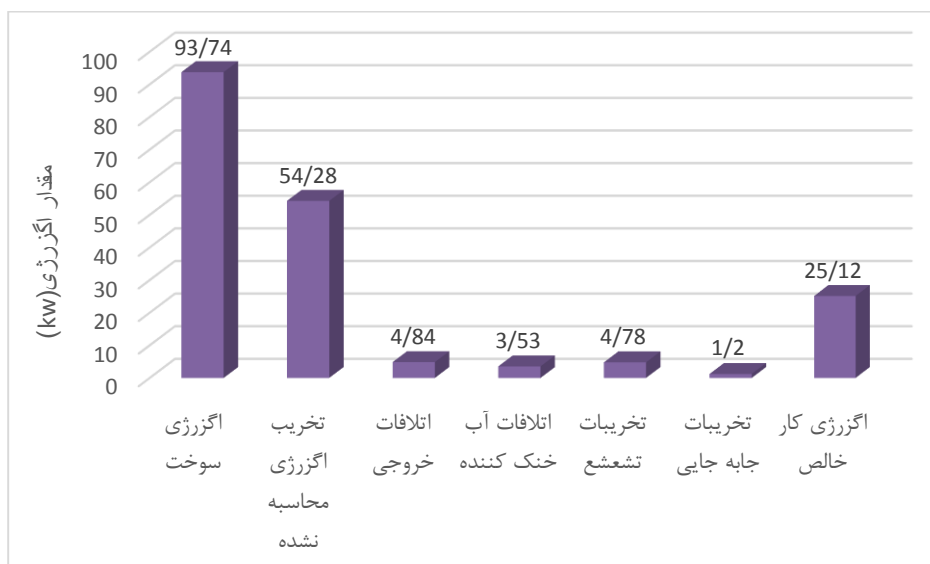
نتایج نشان می‌دهد که دور ۳۵۰۰ تمام بار با ۲۸/۸ درصد بیشترین راندمان را دارد چون این بازده نسبت توان خروجی به انرژی سوخت ورودی است، بنابراین با توجه به این نکته که برای مقدار ثابت توان خروجی، دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار انرژی کمتری نسبت به دورهای ۲۰۰۰ و ۵۰۰۰ rpm دارد، پس بازده حرارتی بالاتری دارد. دور ۵۰۰۰ rpm با ۲۶/۲ درصد کمترین راندمان را دارا می‌باشد که به دلیل مصرف سوخت و انرژی ورودی بالاتر آن است.

۴-۱-۲- آنالیز اگزرژی

نتایج حاصل از اگزرژی شامل اگزرژی سوخت ورودی، تخریب اگزرژی، تلفات اگزرژی و راندمان آن در نمودارهایی در ادامه نشان داده شده است.

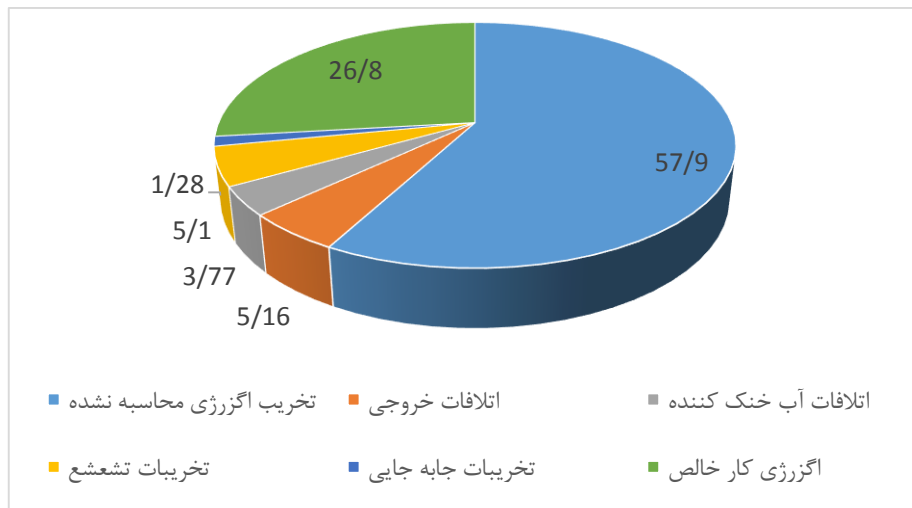
شکل ۴-۲۰، شکل ۴-۲۱ و شکل ۴-۲۲ مقادیر اگزرژی و درصد آن‌ها در دور ۲۰۰۰ rpm نشان داده شده است.

شکل ۴-۲۰ مقادیر اگزرژی در موتور در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار نشان داده است مشاهده می‌شود که اتلافات اگزرژی (اگزرژی اجتناب‌پذیر) شامل گازهای خروجی و آب خنک‌کننده به ترتیب برابر ۴/۸۴ و ۳/۵۳ کیلووات است تخریب اگزرژی (اگزرژی اجتناب‌ناپذیر) ناشی از تشعشع و جابه‌جایی نیز به ترتیب ۴/۷۸ و ۱/۲ کیلووات و تخریب‌های محاسبه نشده حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی برابر ۵۴/۲۸ کیلووات است که با توجه به شکل ۴-۲۱ تخریب‌های حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی ۵۷/۹ درصد است.



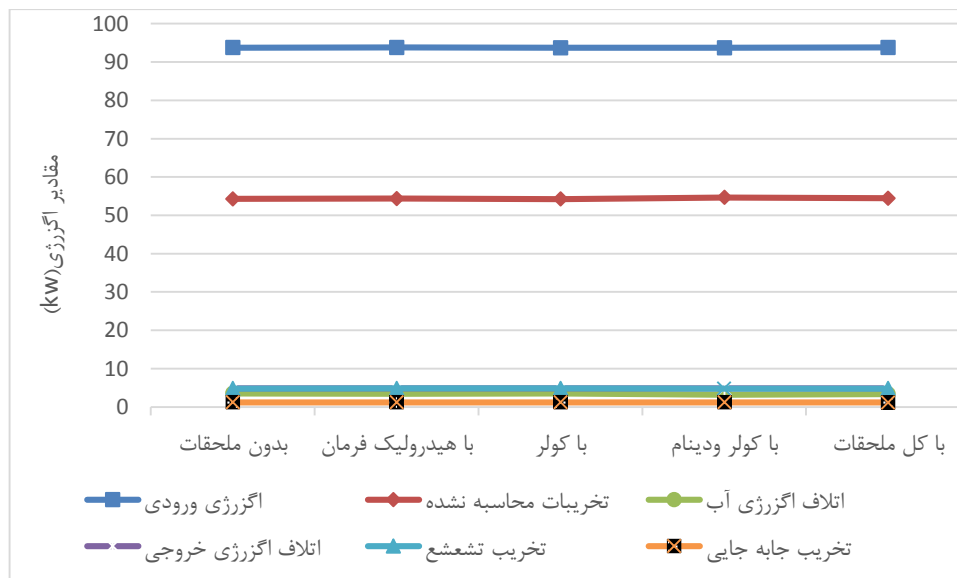
شکل ۴-۲۰: مقادیر اگزرژی در موتور در دور ۲۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات

با توجه به شکل ۴-۲۱ درصدی از مقادیر اگزرژی نسبت به اگزرژی ورودی شامل اگزرژی حاصل از اتلاف آب خنک‌کننده و گازهای خروجی به ترتیب برابر ۳/۷۷ و ۵/۱۶ درصد می‌باشد.



شکل ۴-۲۱: مقادیر انرژی در موتور در دور ۲۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات بر حسب درصد

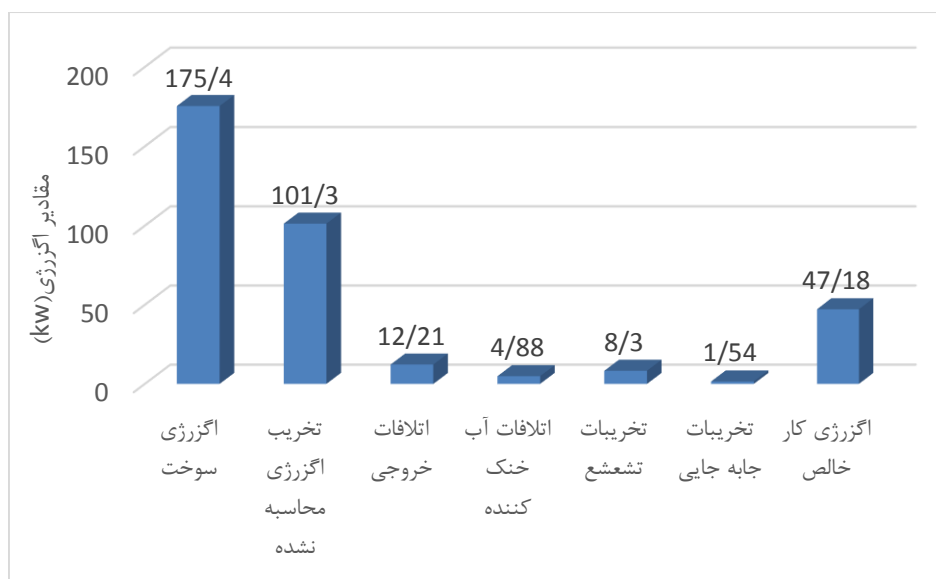
شکل ۴-۲۲ مقادیر انرژی با کل ملحقات در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده شده که با اجرای سیستم‌ها فقط انرژی کار مفید خروجی موتور با کل ملحقات کاهش یافته زیرا مقداری از آن صرف سیستم‌های هیدرولیک فرمان، کولر و دینام می‌شود، و ملحقات تأثیر چندانی بر مقادیر دیگر انرژی ندارد زیرا موتور تحت همان بار و سرعت قرار دارد. تغییرات ناچیز ناشی از تغییرات کم در دماها و فشار می‌باشد.



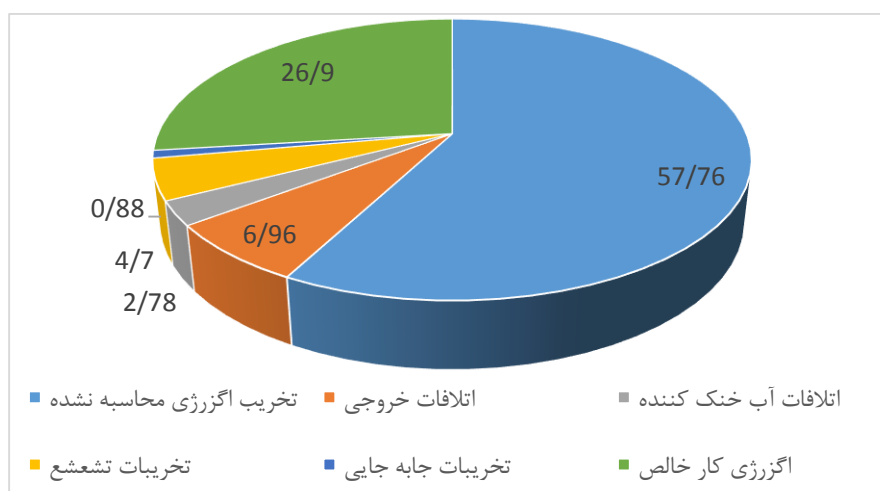
شکل ۴-۲۲: مقادیر انرژی در موتور با اجرای سیستم‌ها در دور ۲۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

شکل ۴-۲۳ و شکل ۴-۲۴ مقادیر انرژی در موتور و درصدی از آن در دور ۳۵۰۰ rpm نشان داده

است. شکل ۴-۲۳ مقادیر انرژی را در دور موتور ۳۵۰۰ rpm تمام بار بدون ملحقات نشان داده شده است. مشاهده شده که انرژی ورودی ۱۷۵/۴ کیلووات می‌باشد. اتلافات انرژی حاصل از گازهای خروجی و آب خنک‌کننده به ترتیب برابر ۱۲/۲۱ و ۴/۸۸ کیلووات است. تخریب انرژی ناشی از تشعشع و جابه‌جایی نیز به ترتیب ۸/۳ و ۱/۵۴ کیلووات و تخریب‌های محاسبه نشده حاصل از احتراق برابر ۱۰۱/۳ کیلووات است که با توجه به شکل ۴-۲۴ تخریب‌های حاصل از احتراق و کار اصطکاکی ۵۷/۷۶ درصد است.



شکل ۴-۲۳: مقادیر انرژی در دور موتور ۳۵۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات



شکل ۴-۲۴: مقادیر انرژی در دور موتور ۳۵۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد

به غیر از کار مفید خروجی از موتور که با اجرای ملحقات کاهش می‌یابد. مقادیر انرژی دیگر در دور

۳۵۰۰ rpm تمام بار همانند دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار تغییرات چندانی نداشته است.

شکل ۴-۲۵ و شکل ۴-۲۶ مقادیر اگزرژی و درصدی از آن را در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار

بدون ملحقات نشان داده است.

شکل ۴-۲۵ مقادیر اگزرژی را در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار بدن ملحقات نشان داده است. اگزرژی

ورودی ۲۷۴/۶ است و بر اساس آن مشاهده می‌شود که اتلافات اگزرژی شامل گازهای خروجی و آب

خنک‌کننده به ترتیب برابر ۱۹/۵۶ و ۵/۲۹ کیلووات است تخریب اگزرژی ناشی از تشعشع و جابه‌جایی

نیز به ترتیب ۱۱/۱ و ۱/۶۶ کیلووات و تخریب‌های محاسبه نشده حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی

برابر ۱۶۹/۷ کیلووات است که با توجه به شکل ۴-۲۶ تخریب‌های محاسبه نشده ۶۱/۸۴ درصد از اگزرژی

سوخت ورودی می‌باشد. تخریب اگزرژی محاسبه نشده در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار بیشتر از دوره‌های

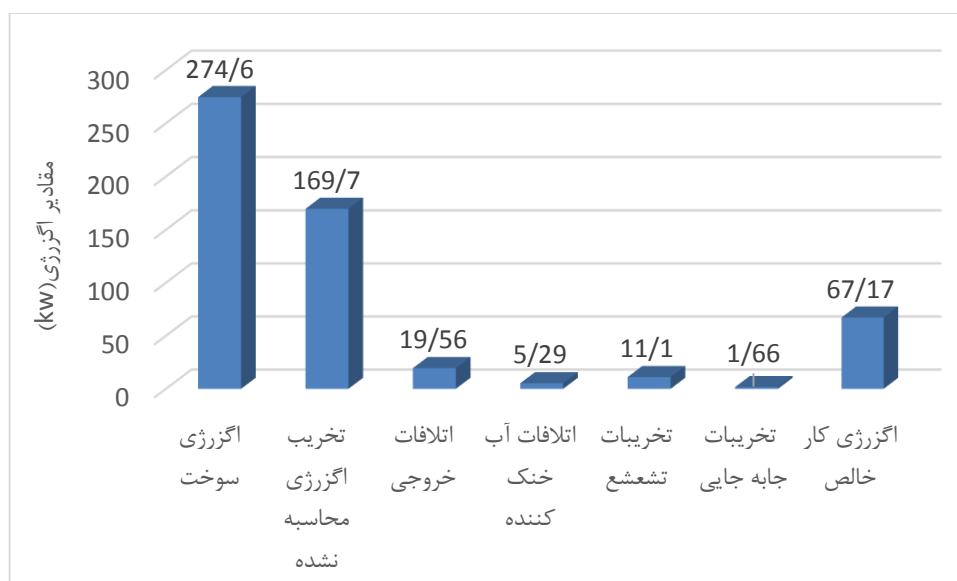
۲۰۰۰ rpm و ۳۵۰۰ rpm تمام بار می‌باشد؛ زیرا در این دور به دلیل گرمای بالای اگزوز نسبت سوخت به

هوا (لامبدا) را غنی‌تر کرده تا دمای اگزوز پایین آید ولی مصرف سوخت آن در یک توان ثابت نسبت به

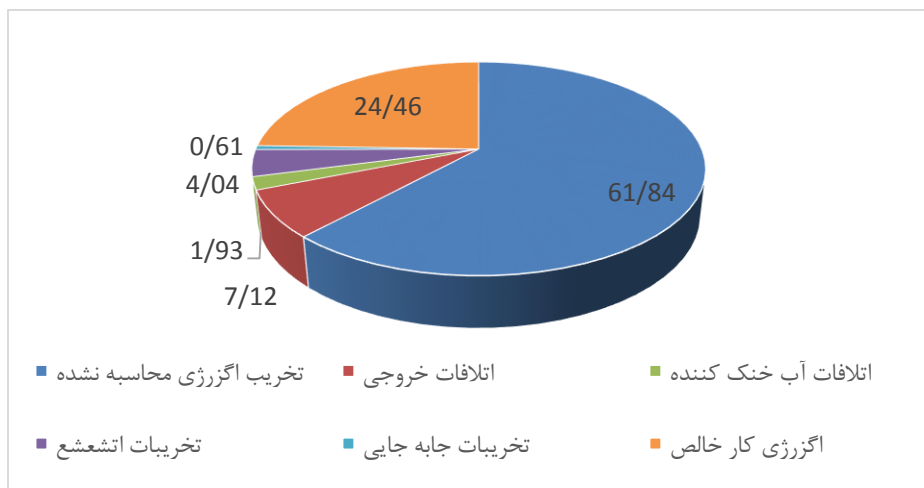
دوره‌های ۲۰۰۰ rpm و ۳۵۰۰ rpm بالاتر رفته و احتراق ناقص‌تر انجام شده و تخریبات افزایش می‌یابد.

همچنین اگزرژی کار مفید خروجی موتور بدون ملحقات برابر ۲۴/۴۶ درصد است که نسبت به دو دور

دیگر کاهش یافته است.



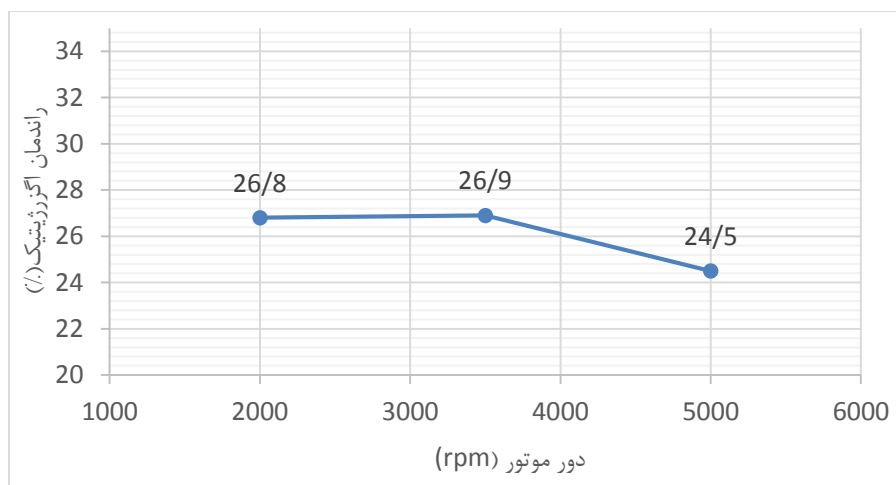
شکل ۴-۲۵: مقادیر اگزرژی در موتور در دور ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات



شکل ۴-۲۶: مقادیر آگرژی در موتور در دور ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار بدون ملحقات برحسب درصد

مقادیر آگرژی با ملحقات مختلف در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار همانند دور ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ rpm تغییرات چندانی نداشته و فقط آگرژی کار مفید خروجی از موتور کاهش یافته که دلیل آن توضیح داده شده است

شکل ۴-۲۷: بازده آگرژی در موتور در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار مشاهده می‌شود.



شکل ۴-۲۷: مقدار بازده آگرژی در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام بار

بازده آگرژی در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm به ترتیب برابر است با ۲۷/۵۴، ۲۷/۷۵ و ۲۵/۱۴ درصد، همان‌گونه که در نشان داده شده است. نتایج شبیه بازده حرارتی برای هر دور است. با این حال نتایج پائین تر از بازده حرارتی ترمزی برای همان دور است زیرا موتور میزان بیشتری

از اگزورژی سوخت را در مقایسه با انرژی آن استفاده می‌کند؛ بنابراین با توجه به این نکته که برای مقدار ثابت توان خروجی، دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار اگزورژی سوخت کمتری نسبت به دورهای ۲۰۰۰ rpm و ۵۰۰۰ دارد، بنابراین دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار نسبت به دورهای ۲۰۰۰ rpm و ۵۰۰۰ تمام بار بازده اگزورژیتیک بیشتری دارد.

در جدول ۴-۱ نتایج آنالیز اگزورژی با کل ملحقات در دورهای ۲۰۰۰ rpm، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ تمام بار نشان داده شده است.

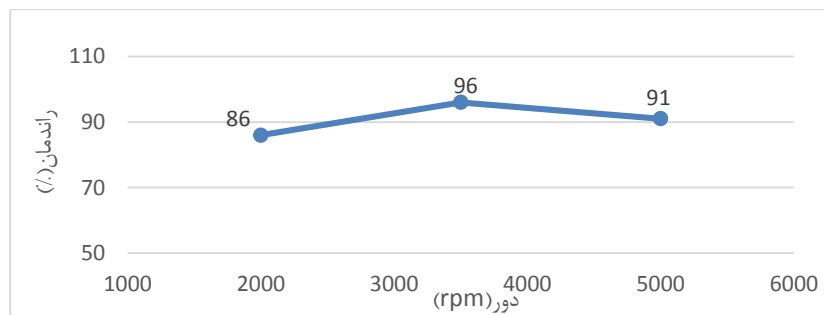
جدول ۴-۱: نتایج آنالیز اگزورژی موتور با کلیه ملحقات در دورهای ۲۰۰۰ rpm، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ حالت تمام بار

عنوان			مقادیر اگزورژی (kw)			نسبت تلفات اگزورژی (%)			نسبت تخریب اگزورژی (%)		
دورها			۲۰۰۰	۳۵۰۰	۵۰۰۰	۲۰۰۰	۳۵۰۰	۵۰۰۰	۲۰۰۰	۳۵۰۰	۵۰۰۰
اگزورژی ورودی			۹۳/۸	۱۷۷/۲	۲۷۴/۶	-	-	-	-	-	-
اگزورژی آب خنک‌کننده			۳/۴	۴/۷	۵/۵	۳/۶	۲/۷	۲	-	-	-
اگزورژی گازهای خروجی			۴/۸	۱۲/۷	۱۹/۶	۵/۲	۷/۲	۷/۱	-	-	-
اگزورژی تشعشع			۴/۸	۹/۱	۱۱/۱	-	-	-	۵/۱	۵/۱	۴
اگزورژی جابه‌جایی			۱/۲	۱/۶	۱/۷	-	-	-	۱/۲	۰/۹	۰/۶
اگزورژی کار کولر			۲/۲	۳	۳/۴	-	-	-	-	-	-
اگزورژی کار هیدرولیک			۰/۷	۰/۹	۱/۱	-	-	-	-	-	-
اگزورژی کار دینام			۰/۶۷	۰/۷۳	۰/۷۸	-	-	-	-	-	-
اگزورژی کار مفید خروجی موتور			۲۱/۵	۴۲/۷	۶۱/۶	-	-	-	-	-	-
اگزورژی محاسبه نشده			۵۴/۵	۱۰۱/۷	۱۶۹/۹	-	-	-	۵۸/۱	۵۷/۴	۶۱/۹

همان‌طور که در جدول ۴-۱ مشاهده می‌شود اگزرژی از طریق آب خنک‌کننده و گازهای خروجی به‌عنوان تلفات اگزرژی (اگزرژی اجتناب‌پذیر) و اگزرژی حاصل از انتقال حرارت تشعشع و جابه‌جایی و همچنین اگزرژی‌های محاسبه نشده به عنوان تخریب اگزرژی (اگزرژی اجتناب‌ناپذیر) و کار کولر، هیدرولیک فرمان و دینام، اگزرژی کار ملحقات و کار خالص خروجی از موتور، اگزرژی کار مفید در نظر گرفته شده‌اند. در دوره‌های مختلف موتور گفته شد که ملحقات تأثیر چندانی بر مقادیر اگزرژی شامل اگزرژی ورودی سوخت، اتلاف اگزرژی آب خنک‌کننده، اتلاف گازهای خروجی، تخریب اگزرژی تشعشع و جابه‌جایی و تخریبات محاسبه نشده نداشتند. با توجه به جدول ۴-۱ مشاهده می‌شود که ملحقات مقداری از اگزرژی کار مفید خروجی از موتور را توسط سیستم‌های هیدرولیک فرمان، دینام و کولر مصرف کرده و در نتیجه اگزرژی کار مفید خروجی از موتور کاهش می‌یابد. در صورتی که بدون ملحقات کل اگزرژی کار برای خروجی موتور استفاده می‌شود. بدین ترتیب برای اینکه کار خروجی موتور با ملحقات در حالت دریاچه گاز صد در صد باز (تمام بار) به مقدار کار خروجی موتور بدون ملحقات برسد باید سوخت بیشتری مصرف شود.

۴-۲- سیستم شارژ الکتریکی

در آزمون ۱ سیستم شارژ الکتریکی (دینام) که یکی از ملحقات در اتاق آزمون بوده در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام مصرف اجرا شده بود. شکل ۴-۲۸ راندمان سیستم دینام نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۸: راندمان سیستم شارژ الکتریکی (دینام) در دوره‌های rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ در حالت تمام مصرف

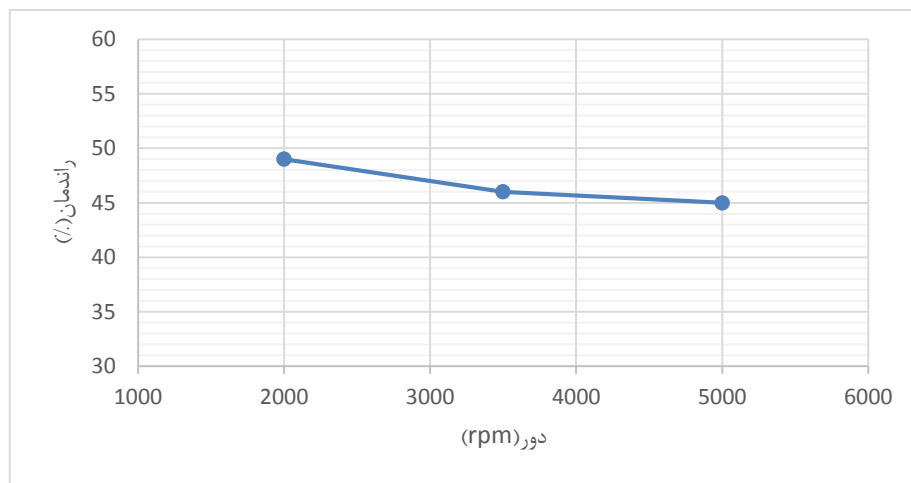
همان‌طور که در جدول ۱-۴ مشاهده می‌شود کار ورودی دینام با افزایش دور کمی افزایش می‌یابد زیرا آمپر خروجی از دینام با افزایش دور افزوده می‌شود.

همان‌طور که در شکل ۲۸-۴ مشاهده می‌شود سیستم شارژ الکتریکی (دینام) در دور ۳۵۰۰ rpm بیشترین راندمان را دارد که نسبت به دورهای دیگر بهتر است.

۳-۴- سیستم تهویه مطبوع (کولر)

سیستم کولر یکی دیگر از ملحقات در آزمون ۱ می‌باشد. این سیستم نیز همانند سیستم شارژ الکتریکی در حالت تمام مصرف می‌باشد.

شکل ۲۹-۴ راندمان حرارتی در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm را نشان می‌دهد.



شکل ۲۹-۴: راندمان سیستم کولر در سه دور ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ rpm در حالت تمام مصرف

راندمان حرارتی سیستم کولر با افزایش دور افزایش پیدا کرده است؛ که بیشترین راندمان آن در دور

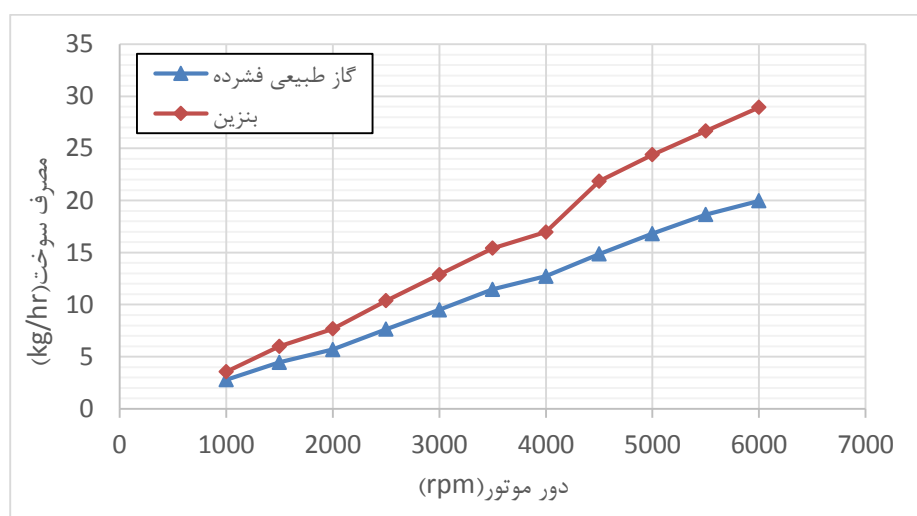
۲۰۰۰ rpm با ۴۹ درصد می‌باشد.

۴-۴-نتایج آزمون موتور ۲: مقایسه دو سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در

فشار استاندارد

در آزمون ۱ که نتایج آن در صفحات قبل ذکر شده است سیستم‌ها و تأثیر آن از دیدگاه انرژی و اگزرژی با سوخت بنزین در موتور EF7 بررسی شده است؛ اما در آزمون ۲ نتایج برای موتور EF7 با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در یک اتاق آزمون که در فشار سطح دریا (یک اتمسفر) قرار دارد به دست آمده است. آزمایش در دوره‌های مختلف در حالت تمام بار انجام شده ولی در سه دور rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ حالت تمام بار به تجزیه و تحلیل انرژی و اگزرژی آن پرداخته می‌شود.

در شکل ۴-۳۰ مصرف سوخت موتور برای دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده نشان داده شده است.



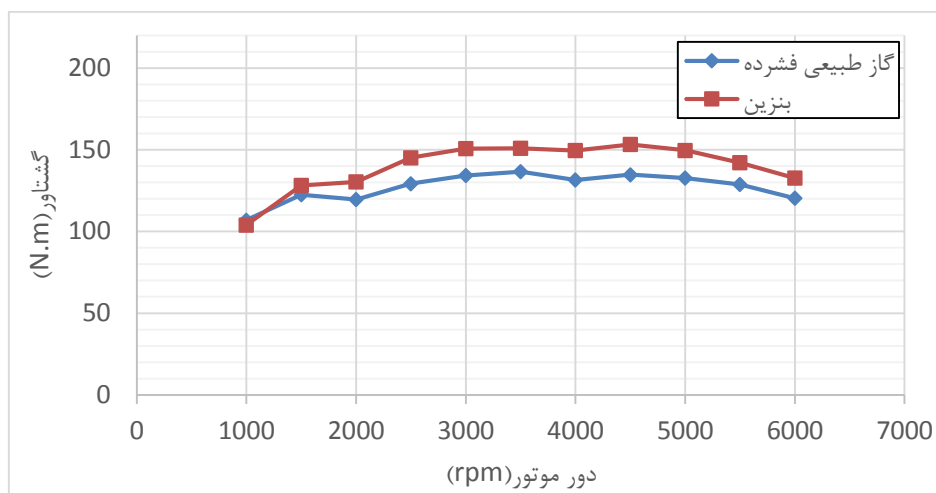
شکل ۴-۳۰: مصرف سوخت با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار

همان‌طور که در شکل مشاهده شده با افزایش دور مصرف سوخت در هر دو حالت بنزین و گاز افزایش پیدا کرده ولی این مقدار افزایش برای بنزین نسبت به گاز بیشتر می‌باشد. مصرف موتور در سه دور مورد بررسی rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای بنزین به ترتیب برابر ۷/۷، ۱۵/۴ و ۲۴/۴ کیلوگرم بر ساعت و برای گاز طبیعی فشرده به ترتیب برابر ۵/۷، ۱۱/۵ و ۱۶/۸ کیلوگرم بر ساعت می‌باشد.

شکل ۴-۳۱ گشتاور خودرو در دوره‌های مختلف برای دو سوخت گاز و بنزین از موتور را نشان می‌دهد.

مشاهده می‌شود موتور با سوخت بنزین گشتاورهای بیشتری دارد. بیشترین گشتاور موتور با بنزین برابر

۱۵۳/۳ نیوتون‌متر در دور ۴۵۰۰ rpm و با سوخت گاز ۱۳۶/۶ نیوتون‌متر در دور ۳۵۰۰ rpm است



شکل ۴-۳۱: گشتاور موتور با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار

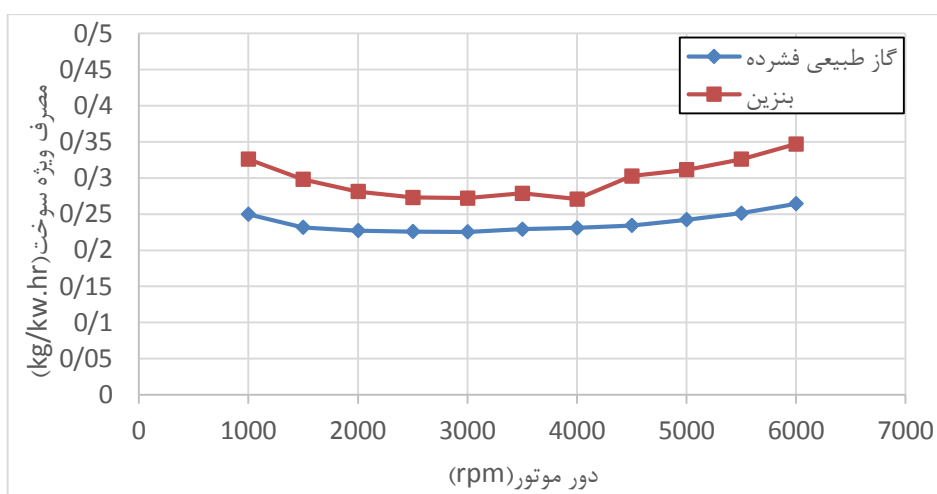
شکل ۴-۳۲ مصرف ویژه سوخت در موتور با دو سوخت بنزین و گاز را نشان می‌دهد. کمترین مصرف

ویژه سوخت با سوخت بنزین ۰/۲۷۰۸ کیلوگرم بر کیلووات ساعت در دور ۴۰۰۰ rpm و با سوخت گاز

۰/۲۲۵۴ کیلوگرم بر کیلووات ساعت در دور ۳۰۰۰ rpm است؛ و همچنین مصرف ویژه سوخت در سه

دور ۲۰۰۰ rpm، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای بنزین به ترتیب برابر ۰/۲۸۱۳، ۰/۲۷۸۸ و ۰/۳۱۱۴ و برای

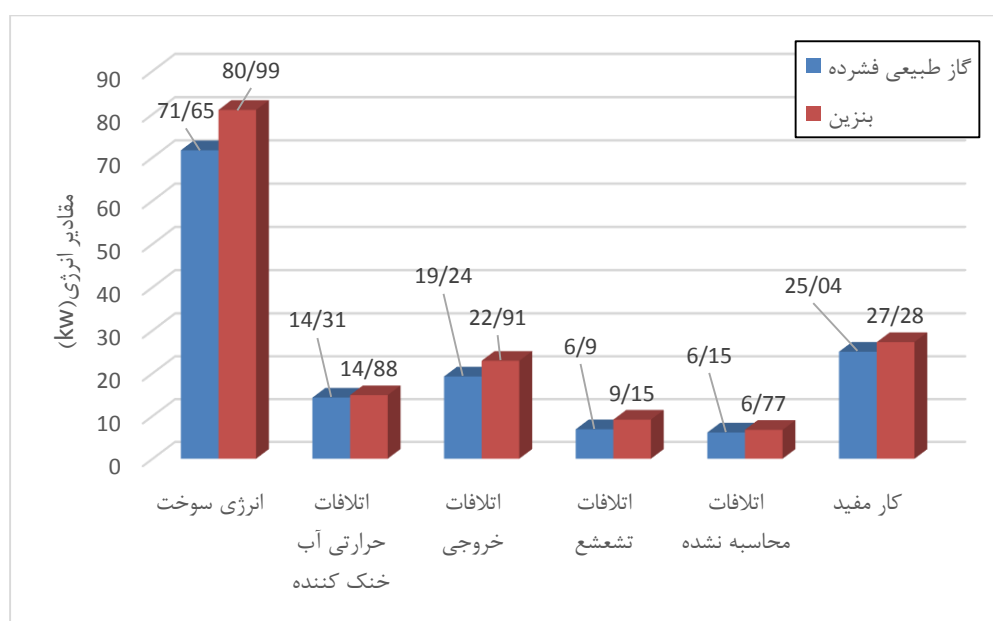
سوخت گاز برابر ۰/۲۲۷۱، ۰/۲۲۹۱ و ۰/۲۴۲۲ کیلوگرم بر کیلووات ساعت می‌باشد.



شکل ۴-۳۲: مصرف ویژه سوخت جهت تأمین توان ترمزی در موتور با سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در حالت تمام بار

۴-۴-۱- نتایج آنالیز انرژی

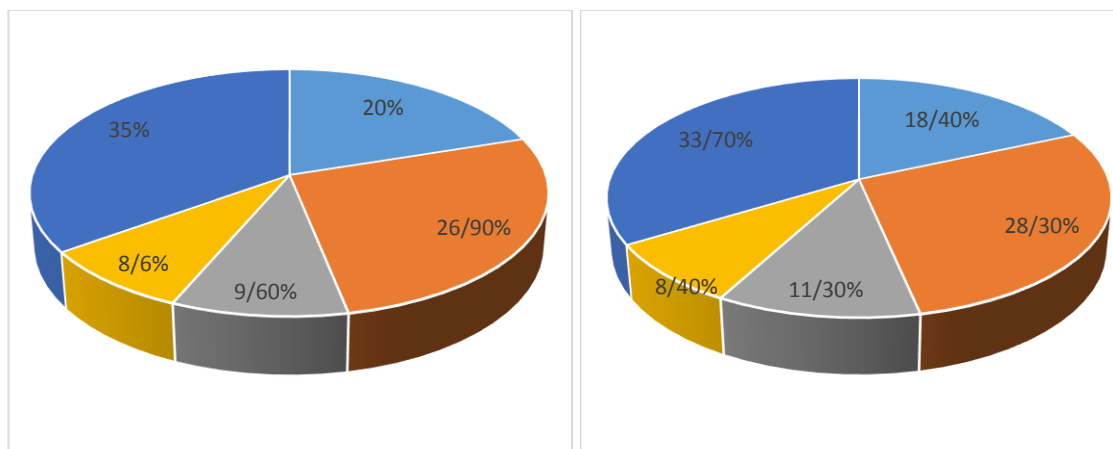
شکل ۴-۳ مقایسه مقادیر انرژی برای بنزین و گاز را در دور ۲۰۰۰ rpm حالت تمام بار نشان داده شده است. مشاهده شده انرژی سوخت مورد نیاز در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار برای بنزین جهت ۲۷/۲۸ کیلووات توان خروجی، ۸۰/۹۹ کیلووات و برای گاز جهت ۲۵/۰۴ کیلووات توان خروجی، برابر ۷۱/۶۵ کیلووات است. با توجه به شکل مقادیر انرژی برای موتور با سوخت بنزین در همه مقادیر اتلافات بیشتر بوده است. البته در اتلاف آب خنک‌کننده و اتلاف محاسبه نشده تغییر قابل توجهی نداشته است.



شکل ۴-۳: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۲۰۰۰ rpm حالت تمام بار

در شکل ۴-۳ مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز در دور ۲۰۰۰ rpm تمام بار نشان داده شده است. اتلافات خروجی و اتلافات تشعشع بنزین به ترتیب با ۲۸/۳ و ۱۱/۳ درصد از انرژی سوخت ورودی، بیشتر از گاز بوده و که به دلیل حرارت بالاتر گازهای خروجی و اگزوز می‌باشد. تلفات گازهای خروجی متناسب است با اختلاف دمای بین گاز خروجی و دمای اطراف. این امر به خاطر این است که غلظت CO برای گاز کمتر از بنزین است. کار مفید و اتلاف آب خنک‌کننده برای گاز به ترتیب با ۳۵ و ۲۰ درصد نسبت به سوخت بنزین بیشتر است. این به خاطر این است که دمای گازهای خروجی برای

گاز کمتر است. زمانی که موتور با گاز طبیعی فشرده در حال کار است مشاهده می‌شود که نرخ گرمای حذف‌شده از طریق آب خنک‌کننده و تشعشع بدنه موتور از سوخت بنزین بیشتر بوده است. این امر را می‌توان این‌گونه استدلال کرد که عملکرد گاز CO کمتری در گازهای خروجی تولید می‌کند و همچنین این امر نشان از احتراق آهسته‌تر گاز نسبت به بنزین در موتور است و ممکن است به هنگام عبور و خروج از سوپاپ‌ها باز هم در حال سوختن باشد، در نتیجه نرخ بالاتری از انتقال انرژی سوخت به صورت گرما و کار از موتور در حال وقوع است.

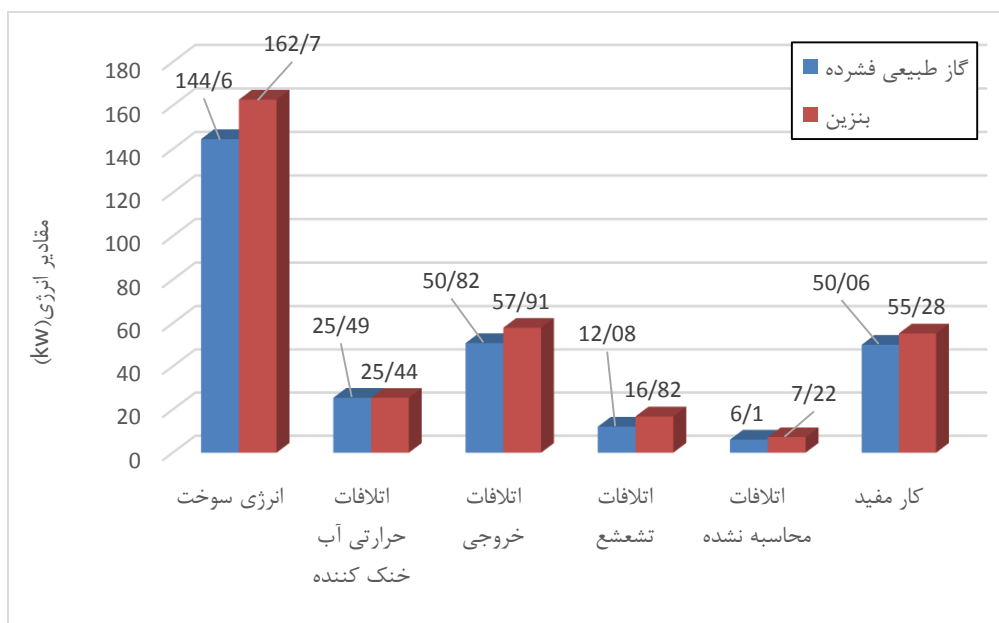


ب: گاز طبیعی فشرده

الف: بنزین

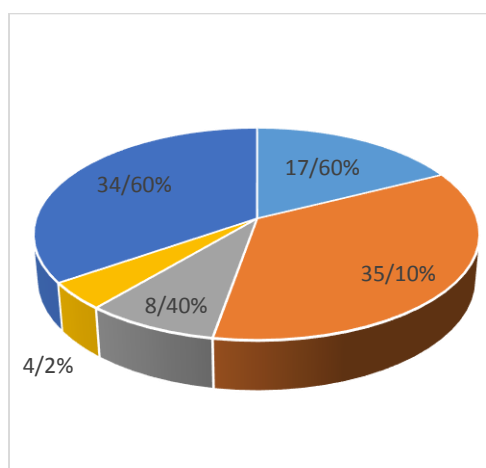
■ کار مفید ■ اتلافات محاسبه نشده ■ اتلافات تشعشع ■ اتلافات خروجی ■ اتلافات حرارتی آب خنک‌کننده

شکل ۴-۳۴: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۲۰۰۰ rpm حالت تمام بار در شکل ۴-۳۵ و شکل ۴-۳۶ مقایسه مقادیر انرژی برای دو سوخت بنزین و گاز و همچنین مقایسه درصد آن‌ها نسبت به انرژی سوخت ورودی در دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۴-۳۵ مشاهده می‌شود انرژی سوخت ورودی موردنیاز در دور ۳۵۰۰ rpm تمام بار برای بنزین جهت ۵۵/۲۸ کیلووات توان خروجی، ۱۶۲/۷ کیلووات و برای گاز جهت ۵۰/۰۶ کیلووات توان خروجی برابر ۱۴۴/۶ کیلووات است. با توجه به شکل مقادیر انرژی برای موتور با سوخت بنزین در همه اتلافات بیشتر بوده است. ولی در اتلاف آب خنک‌کننده تغییر قابل توجهی مشاهده نشده است.

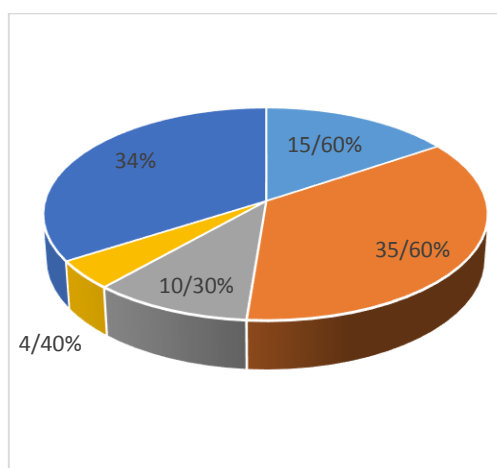


شکل ۴-۳۵: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار

همان‌طور که در شکل ۴-۳۶ مشاهده می‌شود اتلافات خروجی و اتلافات تشعشع بنزین به ترتیب با ۳۵/۶ و ۱۰/۳ درصد از انرژی سوخت ورودی، بیشتر از گاز بوده و که به دلیل حرارت بالاتر گازهای خروجی و آگزوز می‌باشد. و همچنین کار مفید و اتلاف آب خنک‌کننده برای گاز به ترتیب با ۳۴/۶ و ۱۷/۶ درصد نسبت به سوخت بنزین بیشتر است.



ب: گاز طبیعی فشرده



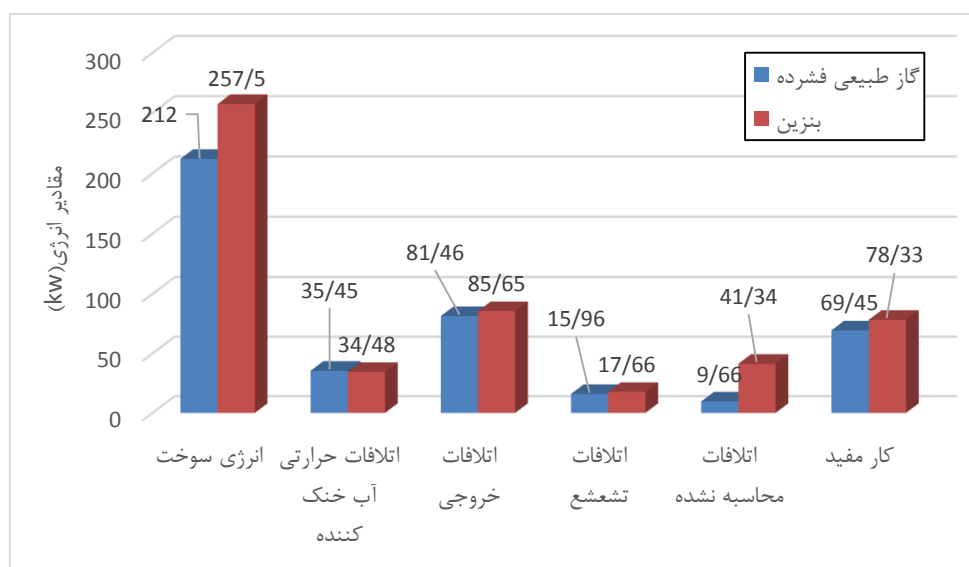
الف: بنزین

■ کار مفید ■ اتلافات محاسبه نشده ■ اتلافات تشعشع ■ اتلافات خروجی ■ اتلافات حرارتی آب خنک کننده

شکل ۴-۳۶: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار

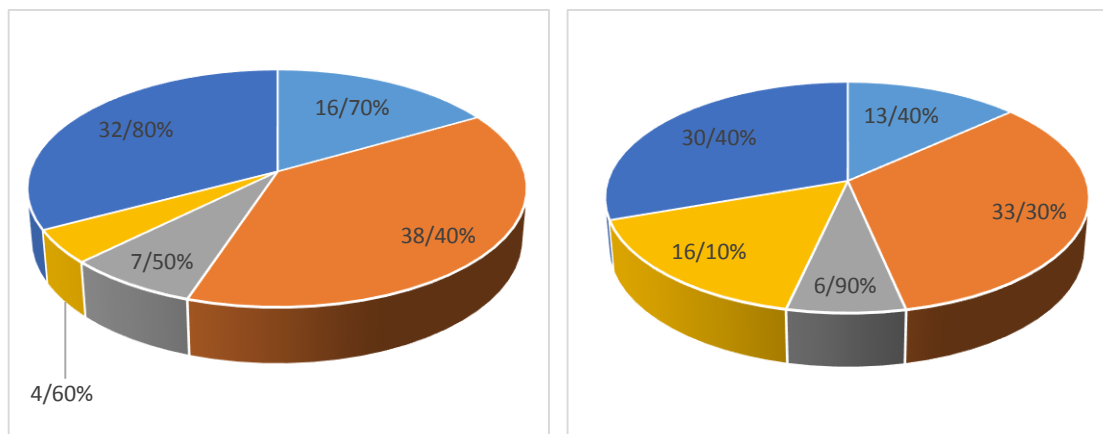
شکل ۴-۳۷ و شکل ۴-۳۸ مقایسه مقادیر انرژی برای دو سوخت بنزین و گاز و همچنین مقایسه درصد آن‌ها نسبت به انرژی سوخت ورودی در دور ۵۰۰۰ rpm را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۴-۳۷ مشاهده می‌شود انرژی سوخت ورودی موردنیاز در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار برای بنزین جهت ۷۸/۳۳ کیلووات توان خروجی، ۲۵۷/۵ کیلووات و برای گاز جهت ۶۹/۴۵ کیلووات توان خروجی، برابر ۱۴۴/۶ کیلووات است. همچنین مشاهده شده با اینکه دمای گازهای خروجی گاز طبیعی بیشتر است اما مقدار انرژی از طریق اتلاف گاز خروجی برای بنزین بیشتر بوده که به دلیل CO خیلی بالا می‌باشد.



شکل ۴-۳۷: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار

همان‌طور که در شکل ۴-۳۸ مشاهده می‌شود درصد گازهای خروجی برای سوخت گاز طبیعی فشرده با ۳۸/۴ درصد بیشتر از بنزین با ۳۳/۳ درصد است. در این دور به دلیل اینکه دمای اگزوز و گازهای خروجی بالاتر از حد ورود نسبت سوخت به هوا (لامبدا) را غنی‌تر کرده تا دمای اگزوز پایین‌تر آید؛ زیرا افزایش بنزین باعث خنک کردن اگزوز می‌شود. که این امر خود باعث مصرف سوخت بالاتر و افزایش انرژی سوخت ورودی به موتور می‌شود. که منجر به کاهش درصد توان مفید خروجی از موتور به علت افزایش انرژی سوخت ورودی می‌شود.



ب: گاز طبیعی فشرده

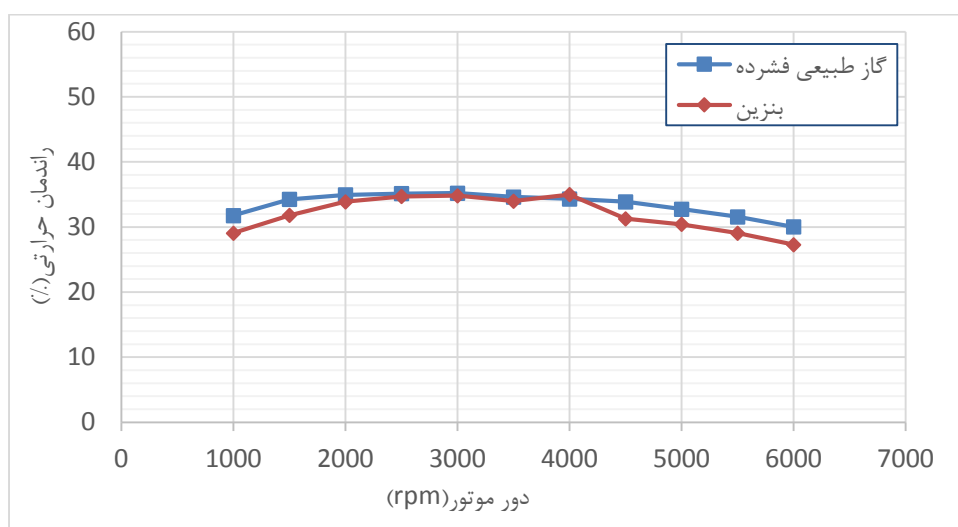
الف: بنزین

■ کار مفید ■ اتلافات محاسبه نشده ■ اتلافات تشعشع ■ اتلافات خروجی ■ اتلافات حرارتی آب خنک کننده

شکل ۴-۳۸: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار

شکل ۴-۳۹: راندمان حرارتی برای موتور با دو سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در دورهای مختلف

در حالت تمام بار را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۳۹: راندمان حرارتی موتور با سوخت گاز و بنزین در حالت تمام بار

مشاهده شده که بیشترین راندمان موتور با سوخت بنزین ۳۴/۹۸ درصد در دور ۴۰۰۰ rpm است

که بیشتر از سوخت گاز با راندمان ۳۴/۳۴ درصد در همین دور است. چون سوخت بنزین در دور rpm

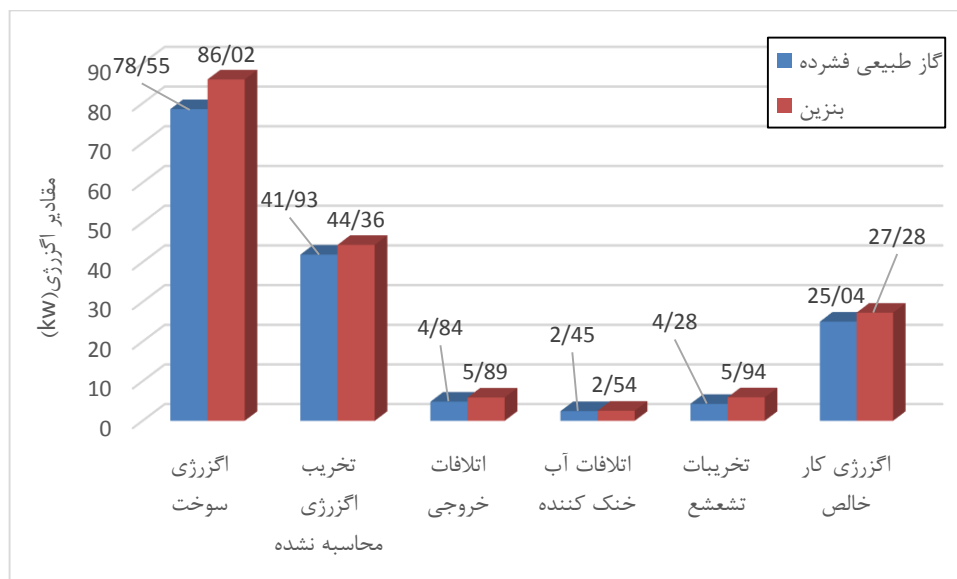
۴۰۰۰ کمترین مصرف ویژه سوخت را نسبت به دورهای دیگر داشته است؛ اما در مابقی دورها در شکل

راندمان سوخت گاز بیشتر می‌باشد. بیشترین راندمان سوخت گاز با ۳۵/۲۱ درصد در دور ۳۰۰۰ rpm

می‌باشد که کمترین مصرف ویژه در این دور دارد. راندمان حرارتی در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای سوخت بنزین به ترتیب برابر ۳۳/۶۸، ۳۳/۹۸ و ۳۰/۴۲ درصد و برای سوخت گاز به ترتیب برابر ۳۴/۹۵، ۳۴/۶۳ و ۳۲/۷۶ درصد است. راندمان حرارتی ترمزی سوخت‌های تست شده نشان می‌دهد که موتور با سوخت گاز راندمان بهتری نسبت به بنزین دارد. چون این بازده نسبت توان خروجی به انرژی سوخت ورودی است، بنابراین با توجه به این نکته که برای مقدار ثابت توان خروجی، گاز انرژی کمتری نسبت به بنزین برای موتور ارائه می‌کند، پس بازده حرارتی بالاتری دارد.

۲-۴-۴ نتایج آنالیز انرژی

در شکل ۴۰-۴ و شکل ۴۱-۴ مقایسه مقادیر انرژی برای دو سوخت بنزین و گاز و همچنین مقایسه درصد آن‌ها نسبت به انرژی سوخت ورودی در دور ۲۰۰۰ rpm در موتور EF7 نشان داده شده است.



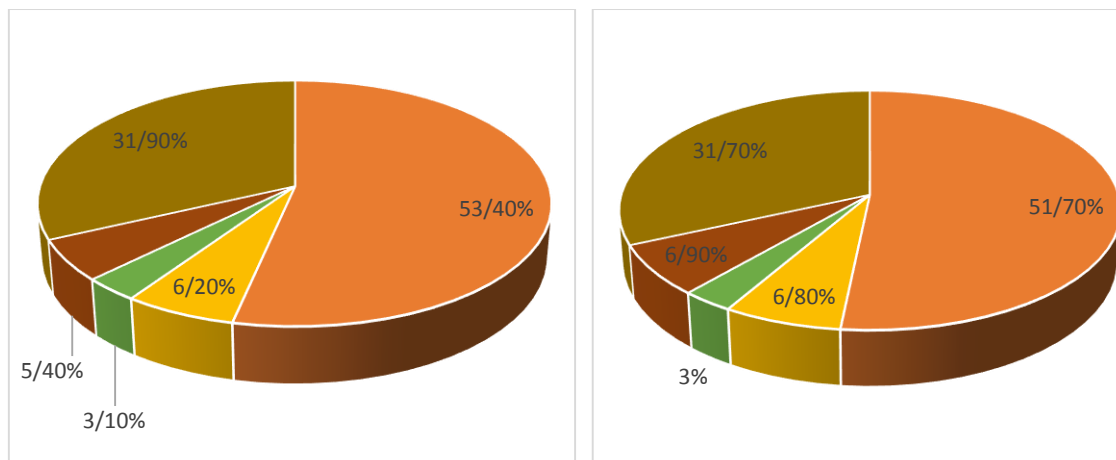
شکل ۴۰-۴: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۲۰۰۰ rpm حالت تمام بار

از آنجا که انرژی مخصوص هر نوع سوخت متناسب با LHV است، مقادیر انرژی سوخت روندی شبیه به همتایان انرژی خود دارد. همان‌طور که در شکل ۴۰-۴ مشاهده می‌شود انرژی سوخت گاز کمتر از بنزین است. انرژی ورودی برای سوخت‌های بنزین و گاز به ترتیب برابر ۸۶/۰۲ و ۷۸/۵۵ کیلووات است. اتلافات انرژی حاصل از گازهای خروجی و آب خنک‌کننده برای بنزین به ترتیب برابر

۵/۸۹ و ۲/۵۴ و برای گاز طبیعی فشرده برابر ۴/۸۴ و ۲/۴۵ کیلووات است. تخریب انرژی از تشعشع برای بنزین و گاز به ترتیب ۵/۹۴ و ۴/۲۸ کیلووات و تخریب‌های محاسبه نشده حاصل از احتراق و کار اصطکاکی برای بنزین و گاز به ترتیب برابر ۴۴/۳۶ و ۴۱/۹۳ کیلووات است.

با توجه به شکل ۴-۴۱ مشاهده می‌شود تلفات انرژی از طریق گازهای خروجی برای گاز کمتر است. نسبت تلفات انرژی گازهای خروجی از طریق گازهای خروجی، یک‌روند مشابه با تلفات انرژی از طریق آن‌ها به محیط اطراف را حفظ می‌کند.

نسبت تخریب محاسبه نشده که عمدتاً به خاطر بازگشت‌ناپذیری‌های حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی است برای بنزین و گاز طبیعی فشرده به ترتیب ۵۱/۷ و ۵۳/۴ درصد است. این تخریب انرژی برای بنزین مقداری کمتر از سوخت گاز دارد. نسبت تخریب انرژی از طریق تشعشع برای بنزین و گاز طبیعی فشرده به ترتیب ۶/۸ و ۶/۲ درصد است که به دلیل دمای بالاتر انرژی با بنزین می‌باشد.



ب: گاز طبیعی فشرده

الف: بنزین

■ تخریب تشعشع ■ تلفات آب خنک کننده ■ تلفات خروجی ■ تخریب انرژی محاسبه نشده ■ تخریب کار خالص

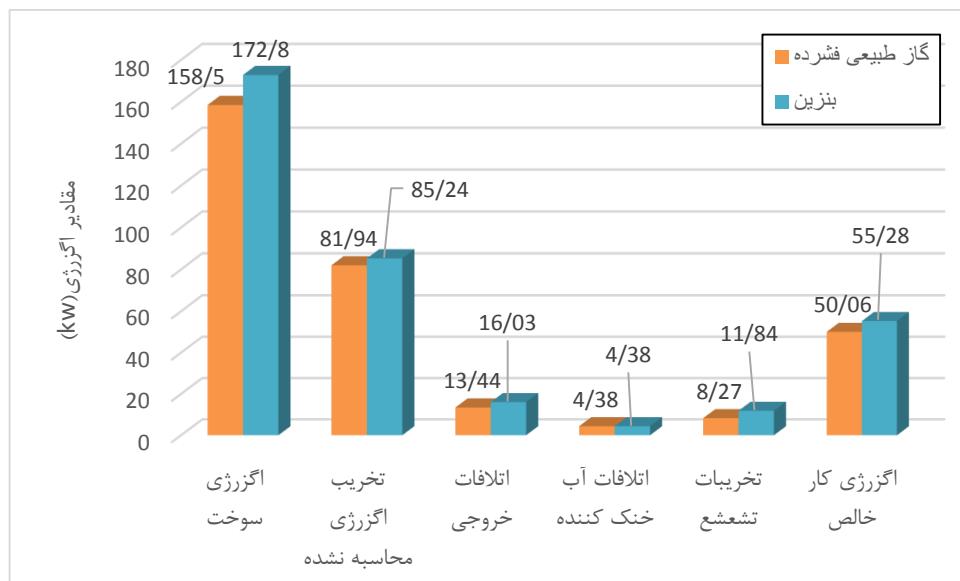
شکل ۴-۴۱: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۲۰۰۰ rpm

در شکل ۴-۴۲ و شکل ۴-۴۳ مقایسه مقادیر انرژی برای دو سوخت بنزین و گاز و همچنین مقایسه

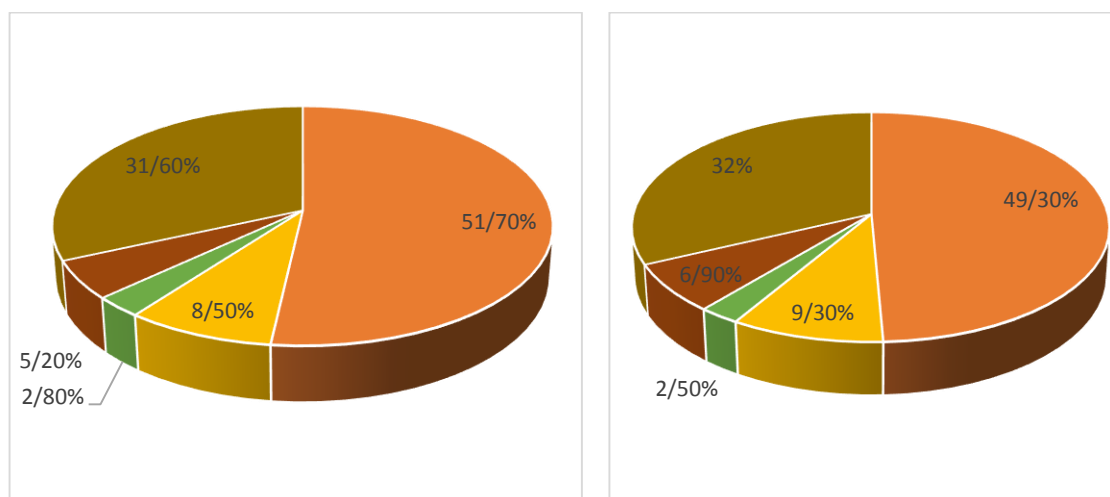
درصد آن‌ها نسبت به انرژی سوخت ورودی در دور ۳۵۰۰ rpm نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۴-۴۳ مشاهده می‌شود تخریب انرژی محاسبه نشده سوخت گاز طبیعی

فشرده با ۵۱/۷ درصد بالاتر از بنزین با ۴۹/۳ درصد است. تلفات اگزرژی از طریق گازهای خروجی برای گاز کمتر از سوخت بنزین است. نسبت تخریب اگزرژی از طریق تشعشع از جداره سیلندر برای بنزین و گاز طبیعی به ترتیب ۹/۳ و ۸/۵ درصد است. ولی تلفات اگزرژی آب خنک‌کننده روندی مخالف با تخریب اگزرژی تشعشع دارد.



شکل ۴-۴: مقایسه مقادیر اگزرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار



ب: گاز طبیعی فشرده

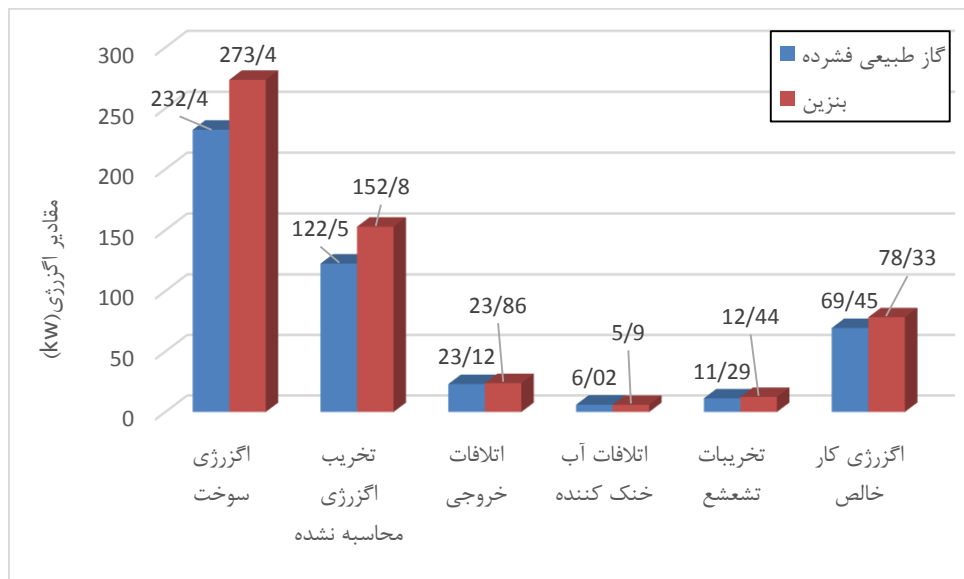
الف: بنزین

■ اگزرژی کار خالص ■ تخریبات تشعشع ■ اتلافات آب خنک کننده ■ اتلافات خروجی ■ تخریب اگزرژی محاسبه نشده

شکل ۴-۴: مقایسه درصد مقادیر اگزرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۳۵۰۰ rpm حالت تمام بار

شکل ۴-۴ و شکل ۴-۵ مقایسه مقادیر انرژی برای دو سوخت بنزین و گاز و همچنین مقایسه

درصد آن‌ها نسبت به انرژی سوخت ورودی در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار را نشان می‌دهد.

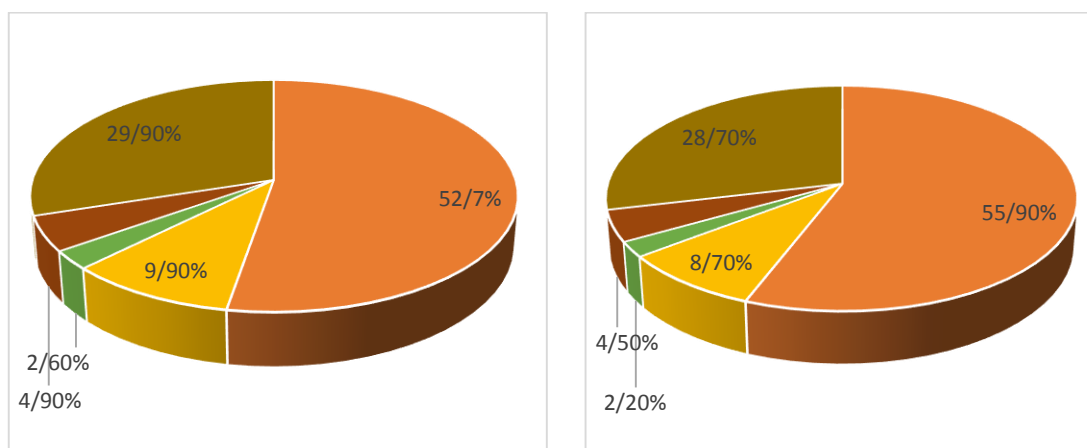


شکل ۴-۴: مقایسه مقادیر انرژی برای موتور با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm حالت تمام بار

با توجه به شکل ۴-۴ تخریب اگزرژی محاسبه نشده سوخت گاز طبیعی فشرده با ۵۲/۷ درصد

کمتر از بنزین با ۵۵/۹ درصد است؛ که به دلیل احتراق ناقص در دور ۵۰۰۰ به دلیل مصرف سوخت بالا

می‌باشد. تلفات اگزرژی از طریق گازهای خروجی برای سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین است.



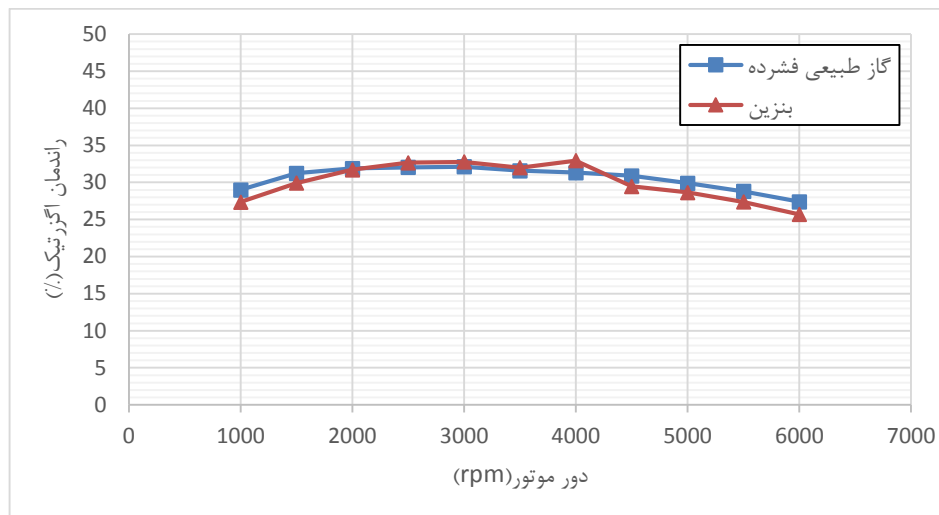
ب: گاز طبیعی فشرده

الف: بنزین

اگزرژی کار خالص ■ تخریبات تشعشع ■ اتلافات آب خنک کننده ■ اتلافات خروجی ■ تخریب اگزرژی محاسبه نشده

شکل ۴-۵: مقایسه درصد مقادیر انرژی برای بنزین و گاز طبیعی فشرده در دور ۵۰۰۰ rpm تمام بار

در شکل ۴-۴ راندمان اگزرجیتیک برای سوخت‌های بنزین و گاز در دوره‌های مختلف در حالت تمام بار نشان داده شده است.



شکل ۴-۴: راندمان اگزرجیتیک (قانون دوم) موتور با سوخت گاز و بنزین در حالت تمام بار

بازده اگزرجیتیک موتور برای سوخت‌های آزمایش شده در دوره‌های rpm ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ برای بنزین به ترتیب برابر ۳۱/۷، ۳۲ و ۲۸/۶ درصد و برای گاز طبیعی به ترتیب برابر است با ۳۱/۹، ۳۲/۶ و ۲۹/۹ درصد می‌باشد، همان‌گونه که در شکل نشان داده شده است. نتایج شبیه بازده حرارتی ترمزی برای هر سوخت است. با این حال نتایج پائین‌تر از بازده حرارتی ترمزی برای همان سوخت است زیرا موتور میزان بیشتری از اگزرجی سوخت را در مقایسه با انرژی آن استفاده کرده است. بیشترین راندمان اگزرجیتیک موتور با سوخت بنزین در دور rpm ۴۰۰۰ برابر با ۳۲/۹۴ درصد که نسبت به سوخت گاز در همین دور با ۳۱/۳۲ درصد بیشتر می‌باشد. بیشترین راندمان اگزرجیتیک موتور با سوخت گاز با ۳۲ درصد در دور rpm ۳۰۰۰ می‌باشد.

۴-۵- نتیجه‌گیری

نتیجه‌گیری آزمون ۱ بررسی سیستم ملحقات در موتور EF7 با سوخت بنزین

نتایج نشان می‌دهد در هر دور با ملحقات (هیدرولیک فرمان، کولر و دینام) مصرف سوخت تغییرات چندانی نداشته و تقریباً ثابت است؛ زیرا در هر دور دریچه گاز کاملاً باز (تمام بار) است و حداکثر مصرف

را دارد و به کار انداختن سیستم تأثیری در مصرف سوخت ندارد و تغییرات بسیار کوچک مصرف سوخت ناشی از تغییرات دما و فشار هوای ورودی است.

با توجه به نتایج، ملحقات در هنگام اجرا در حالت تمام بار موتور بخشی از گشتاور و کار را به خود اختصاص داده و در نتیجه مقداری سوخت مصرف کرده در صورتی که سوخت مصرفی ورودی ثابت است. با توجه به نتایج گشتاورها ملحقات در یک توان تقریباً ثابت ورودی، با افزایش دور کاهش پیدا کرده است.

نتیجه نشان می‌دهد دور ۳۵۰۰ rpm با مقدار ۰/۲۸۵۶ کیلوگرم بر کیلووات ساعت مصرف ویژه سوخت کمتری نسبت به دورهای ۲۰۰۰ rpm و ۵۰۰۰ را در هر کیلووات خروجی دارد.

با توجه به نتایج، با اجرای ملحقات فقط کار مفید خروجی از موتور کاهش یافته زیرا مقداری از آن صرف سیستم‌های هیدرولیک، کولر و دینام می‌شود. ملحقات تأثیر چندانی بر مقادیر انرژی دیگر شامل انرژی سوخت ورودی، اتلاف آب خنک‌کننده، اتلاف خروجی، اتلافات تشعشع و جابه‌جایی و اتلاف محاسبه نشده ندارد و تغییرات ناچیز ناشی از تغییرات کم در دماها و فشار می‌باشد.

نتایج نشان می‌دهد که درصد مقادیر انرژی شامل کار مفید خروجی، اتلاف آب خنک‌کننده و اتلاف خروجی تقریباً هر کدام ۳۰ درصد انرژی سوخت ورودی را به خود اختصاص داده‌اند.

در دور ۵۰۰۰ rpm کار مفید خروجی با ۲۶/۲ درصد نسبت به دورهای ۲۰۰۰ rpm و ۳۵۰۰ درصد کمتری از انرژی سوخت ورودی را به خود اختصاص داده است که نشان‌دهنده مصرف سوخت بالاتر و در نتیجه انرژی سوخت ورودی بیشتر در یک توان ثابت است.

نتایج نشان می‌دهد که دور ۳۵۰۰ تمام بار با ۲۸/۸ درصد بیشترین راندمان دارد.

با توجه به نتایج مشاهده شده که ملحقات همانند مقادیر انرژی تأثیر چندانی بر مقادیر انرژی ندارد. نتایج نشان می‌دهد که تخریب انرژی محاسبه نشده از طریق احتراق و تلفات اصطکاکی در دور ۵۰۰۰ rpm بیشتر از دورهای ۲۰۰۰ rpm و ۳۵۰۰ است؛ زیرا در این دور به دلیل گرمای بالای آگروز نسبت سوخت به هوا (لامبدا) را غنی‌تر کرده تا دمای آگروز پایین آید ولی مصرف سوخت بالاتر رفته و

احتراق ناقص تر انجام شده و تخریبات افزایش می یابد.

نتایج بازده اگزرجیتیک موتور خودرو برای سوخت تست شده شبیه بازده حرارتی ترمزی برای هر دور است. باین حال نتایج پائین تر از بازده حرارتی ترمزی برای همان دور است؛ زیرا موتور میزان بیشتری از اگزرژی سوخت را در مقایسه با انرژی آن استفاده می کند.

سیستم شارژ الکتریکی (دینام) در دور ۳۵۰۰ بیشترین راندمان را نسبت به دورهای دیگر دارد.

نتیجه گیری آزمون ۲ مقایسه دو سوخت گاز طبیعی فشرده و بنزین در موتور EF7

نتایج نشان داده است که کمترین مصرف ویژه سوخت با سوخت بنزین ۰/۲۷۰۸ کیلوگرم بر کیلووات ساعت در دور ۴۰۰۰ rpm و با سوخت گاز ۰/۲۲۵۴ کیلوگرم بر کیلووات ساعت در دور ۳۰۰۰ rpm است.

با توجه به نتایج در دور ۲۰۰۰ درصد اتلافات خروجی و اتلافات تشعشع بنزین نسبت به انرژی سوخت ورودی بیشتر از گاز بوده و که به دلیل حرارت بالاتر گازهای خروجی و اگزوز می باشد؛ و همچنین درصد کار مفید و اتلاف آب خنک کننده برای گاز نسبت به سوخت بنزین بیشتر است. این به خاطر این است که دمای گازهای خروجی برای گاز کمتر است. این امر را می توان این گونه استدلال کرد که عملکرد گاز CO کمتری در گازهای خروجی تولید می کند و همچنین این امر نشان از احتراق آهسته تر گاز نسبت به بنزین در موتور است و ممکن است به هنگام عبور و خروج از سوپاپ ها باز هم در حال سوختن باشد، در نتیجه نرخ بالاتری از انتقال انرژی سوخت به صورت گرما و کار از موتور در حال وقوع است.

با توجه به نتایج مشاهده شده در دور ۵۰۰۰ rpm با اینکه دمای گازهای خروجی گاز طبیعی بیشتر است اما مقدار انرژی از طریق اتلاف گاز خروجی برای بنزین به دلیل CO خیلی بالا، بیشتر می باشد. ولی درصد گازهای خروجی برای سوخت گاز طبیعی فشرده با ۳۷/۷ درصد بیشتر از بنزین است.

نتایج نشان می دهد که بیشترین راندمان موتور با سوخت بنزین ۳۴/۹۸ درصد در دور ۴۰۰۰ rpm است که بیشتر از سوخت گاز با راندمان ۳۴/۳۴ درصد در همین دور است؛ اما در مابقی دورها راندمان سوخت گاز بیشتر می باشد؛ و بیشترین راندمان سوخت گاز با ۳۵/۲۱ درصد در دور ۳۰۰۰ rpm می باشد

که کمترین مصرف ویژه در این دور دارد.

نسبت تخریب محاسبه نشده که عمدتاً به خاطر بازگشت ناپذیری‌های حاصل از احتراق و تلفات اصطکاکی است در دور ۲۰۰۰ rpm برای بنزین و گاز طبیعی فشرده به ترتیب ۵۱/۷ و ۵۳/۴ درصد است. این تخریب اگزرژی برای بنزین مقداری کمتر از سوخت گاز دارد.

نتایج نشان می‌دهد در دور ۵۰۰۰ rpm تخریب اگزرژی محاسبه نشده سوخت گاز طبیعی فشرده با ۵۳ درصد کمتر از بنزین با ۵۵/۹ درصد است؛ که به دلیل احتراق ناقص به علت مصرف سوخت به هوای بالاتر و اگزرژی سوخت ورودی بیشتر می‌باشد.

با توجه به نتایج بازده اگزرژیتیک موتور برای سوخت‌های تست شده نتایجی شبیه بازده حرارتی ترمزی برای هر سوخت است. بیشترین راندمان موتور با سوخت بنزین در دور ۴۰۰۰ rpm برابر با ۳۲/۹۴ درصد که نسبت به سوخت گاز در همین دور با ۳۱/۳۲ درصد بیشتر می‌باشد. بیشترین راندمان موتور با سوخت گاز با ۳۲/۱۲ درصد در دور ۳۰۰۰ rpm می‌باشد.

می‌توان نتیجه گرفت که سوخت گاز تقریباً مشابه با مقادیر عملکرد بنزین است.

پیشنهادهات

- بررسی مصرف سوخت برای خودرو مطابق با شرایط کارکرد از دیدگاه انرژژی
- بررسی موتورهای دیگر موجود در ایران از دیدگاه انرژژی
- سنجش آزمایشگاهی مقادیر انرژژی در خروجی از ملحقات
- بررسی مقایسه‌ای موتور EF7 پایه گازسوز و پایه بنزین سوز از دیدگاه انرژژی و انرژژی
- مقایسه موتور EF7 پایه بنزین سوز از دیدگاه انرژژی و انرژژی با دو سوخت بنزین و گاز طبیعی فشرده
- مقایسه موتور EF7 پایه گاز سوز با تنفس طبیعی و پرخوران از دیدگاه انرژژی و انرژژی
- سنجش مقدار انرژژی و انرژژی در اتاق آزمون موتوری

پیوست ۱: دینامومتر ادی کارنت ۱۹۰ کیلوواتی

مزایا

- کنترل دقیق سرعت و گشتاور
- اینرسی پایین
- دوام بال

مشخصات فنی

- طول ۶۰ سانتی متر
- عرض ۵۵ سانتی متر
- ارتفاع ۸۰ سانتی متر
- قطر روتور ۴۵۰ میلی متر
- قابلیت تست ۲ جهته
- گشتاور نامی: ۶۰۰ نیوتن متر
- توان نامی: ۱۹۰ کیلووات
- سرعت: ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه
- دقت خوانش دور: ± 1 دور بر دقیقه
- دقت خوانش گشتاور: کمتر از ۱ نیوتن متر

پیوست ۲: دستگاه مهار

مزایا

- صفحه‌نمایش لمسی
- دارای مودهای کنترلی دور ثابت و گشتاور ثابت
- ارزان و اقتصادی

مشخصات فنی

- منبع تغذیه ۲۲۰ ولت متناوب
- ورودی فرمان سرعت ۰ الی ۱۰ آنالوگ
- ورودی سرعت ۱ عدد پالس
- ورودی فرمان گشتاور ۰ الی ۱۰ آنالوگ
- ورودی لود سل ۰ الی ۱۰۰۰ نیوتن
- سرعت کنترل کمتر از ۳۰ ثانیه
- ذخیره‌سازی داده تا ۱۰ سیکل کاری روی حافظه داخلی
- ارتباط با رایانه ۱۰۰ mbps

پیوست ۳: دستگاه کمند

مزایا

- سرعت بالا در باز و بسته شدن دریچه
- دقت بالا
- دارای کنترل گشتاور کششی برای جلوگیری از شکستن دریچه
- امکان تنظیم محدوده‌های صفر تا صد متناسب با هر موتور

مشخصات فنی

- منبع تغذیه ۲۲۰ ولت متناوب ۵۰ هرتز با کمینه ۵ آمپر
- ورودی جهت اعمال جابجایی ۰ تا ۱۰ ولت مستقیم
- خروجی جهت بازخورد موقعیت ۰ تا ۱۰ ولت مستقیم
- سرعت جابجایی تا ۰/۵ متر بر ثانیه
- تکرارپذیری ۰/۱ میلی‌متر
- بازه جابجایی مؤثر ۱۰۰ میلی‌متر قابل تنظیم
- گشتاور سروو موتور ۷ N.m
- توان سروو موتور ۷۵۰ W
- ابعاد جعبه کنترل WHD ۳۵۰-۴۵۰-۳۰۰
- ۲۴Signal handshaking ولت مستقیم برای اعلام خطا و بازنشانی خطا

پیوست ۴: جعبه حساسه دینا

مزایا:

- امکان طراحی و انتخاب سنسورها با توجه به نیاز مشتری
- طراحی کاملاً صنعتی متناسب با شرایط اتاق آزمون موتور
- اتصالات مناسب و کاربری آسان
- امکان استفاده در وضعیت چرخ‌دار زمینی و نگه‌دارنده سقفی

مشخصات فنی:

- ورودی‌های آنالوگ (100Hz)
- ورودی‌های آنالوگ سریع (1kHz)
- خروجی‌های آنالوگ
- ورودی‌های خوانش فشار در رنج‌های متفاوت
- ورودی‌های خوانش فرکانسی
- ورودی‌های خوانش سنسورهای RTD
- ورودی‌های سنسور ترموکوپل نوع K
- ورودی / خروجی دیجیتال
- قابلیت کارکرد در شرایط محیطی از 10°C تا 50°C درجه سانتی‌گراد
- قابلیت ارسال سیگنال وقوع خطا و دریافت تأیید رفع خطا با کنترل‌کننده مرکزی
- توان برق ورودی $0.5/0$ کیلووات با فرکانس 50 هرتز

پیوست ۵: آشکارساز نسبت هوا به سوخت HSB102

مزایا

- کاربری آسان با نمایشگر لمسی ۴/۳ اینچی
- سرعت و دقت بالای اندازه‌گیری (مخصوصاً آزمون‌های گذرا)
- کوچک بودن دستگاه و متعلقات آن و مناسب برای آزمون‌های در حال حرکت (نصب روی خودرو)
- امکان ثبت اطلاعات در حافظه جانبی

مشخصات فنی

- منبع تغذیه ۱۲ ولت مستقیم با کمینه ۴ آمپر
- نمایشگر رنگی لمسی 4.3 inch TFT LCD
- حساسه اکسیژن BOSCH LSU 4.2 & LSU 4.9
- اندازه‌گیری رنج اکسیژن ۰ تا ۲۱، درصد لامبدا از ۰/۷ تا ۲۰/۷، هوا به سوخت ۰/۰۴ تا ۱۰۰
- خروجی آنالوگ ۰ تا ۱۰ ولت مستقیم
- دقت اندازه‌گیری ۰/۰۱۵ رنج اندازه‌گیری
- زمان پاسخ ۱۰۰ میلی‌ثانیه
- ابعاد WHD ۹۹-۳۶-۱۶۸
- وزن ۵۰۰ گرم
- حافظه داده‌برداری ۸ گیگابایت فلش مموری

پیوست ۶: دستگاه کنترل کننده دمای آب خنک کاری موتور

مزایا

- ساده و کوچک
- دارای قابلیت تعیین دمای مورد نیاز
- مبدل صفحه‌ای با راندمان بالا
- نگهداری آسان

مشخصات فنی

- قدرت خنک کاری ۱۲۰ کیلووات
- سرعت شیر سه راهه ۶۰ ثانیه (کامل)
- حجم مخزن آرامش ۵ لیتر
- وزن ۳۰ کیلوگرم
- ارتفاع ۱۲۵ سانتی‌متر
- بیشینه دمای کاری ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد
- دمای محیطی صفر الی ۵۰ درجه سانتی‌گراد
- زمان کنترل دما ۱۲۰ ثانیه
- ولتاژ ورودی ۲۴ ولت مستقیم
- ورودی فرمان صفر الی ۱۰ ولت آنالوگ
- قطر مسیر خنک کاری ۱/۱/۴ اینچ
- قطر مسیر آب موتور ۱/۱/۴ اینچ

پیوست ۷: نرم افزار موتور آزما

مزایا

- قابلیت ارتباط با تمام تجهیزات آزمون موتور
- قابلیت محیط گرافیکی قابل تنظیم
- امکان تعریف و انجام آزمون های خودکار
- قابلیت ثبت اتفاقات، پس از خاموش شدن های موتور
- دارای روش کنترل و ارتباط بی وقفه

مشخصات فنی

- زبان برنامه نویسی C sharp
- مشخصات پایگاه داده SQL

پیوست ۸: مشخصات آزمون سوخت بنزین در آزمون ۱

Tadarokat

FAX NO.: +982144739797

Jul. 13 2015 08:41AM P2

صفحه ۲ از ۲ عطف به نامه شماره ۹۴/ب/۲۵۸ مورخ ۹۴/۳/۹ شرکت تحقیق طراحی و تولید موتور ایران خودرو ضمیمه نامه شماره ۱۷۵۴۹۷۹ مورخ ۹۴/۴/۲۰ پژوهشگاه صنعت نفت

No	Test Name	Test Method	Unit	Results
1	Research Octane Number	ASTM D2699	-	94.0
2	Motor Octane Number	ASTM D2700	-	85.3
3	R.V.P.@37.8 °C	ASTM D323	psi	7.64
4	Low Heat Value	ASTM D4868	MJ/kg	43.76
5	Sulfur Content	ASTM D5453	ppm	36
6	DistillationRange@760 mmHg	ASTM D86	°C	45.6
	IBP			63.8
	10% Vol Recovery			71.4
	20% Vol Recovery			80.0
	30% Vol Recovery			90.4
	40% Vol Recovery			99.5
	50% Vol Recovery			115.2
	60% Vol Recovery			129.9
	70% Vol Recovery			144.9
	80% Vol Recovery			161.4
	90% Vol Recovery			194.8
	FBP			1.0
	Loss		mL	1.0
	Residue		mL	1.0



041410601.94.94

پیوست ۹: مشخصات آزمون سوخت بنزین در آزمون ۲

Fuel Type:	Gasoline
Fuel Name:	IP00G920120

Parameter Name	Value	Unit
Density (DIN 51757)		
at 15 °C	757.4000244	kg/m ³
at 20 °C	753.5999756	kg/m ³
at 25 °C	748.9000244	kg/m ³
BETA	0	kg/m ³
Octane #	91.59999847	
Methane #	0	
Heating Value		
HHV (Higher)	40.40000153	Mj/kg
LHV (Lower)	38	Mj/kg
Fuel Composition		
Carbon	88.09999847	Mass%
Hydrogen	11.30000019	Mass%
Oxygen	0.579999983	Mass%
Sulfur	0.02	Mass%
"Sulfur	0	mg/kg
Water n.K.F.	0	mg/kg
Molocular Weight	105.5999985	g/Mol
Stoichiometric Air Requirement	13.93000031	
Boiling Curve (DIN 51751)		
Start	48.40000153	°C
bis 50 °C	0	Vol.%
bis 70 °C	17	Vol.%
bis 100 °C	45	Vol.%
bis 150 °C	0	Vol.%
bis 170 °C	0	Vol.%
End	202.8000031	°C
Efficiency	0	Vol.%

پیوست ۱۰: مشخصات آزمون سوخت گاز در آزمون ۲

Fuel Type:	Gas
Fuel Name:	Gas9

Parameter Name	Value	Unit
Heating Value		
HHV (Higher)	50.29000092	Mj/kg
LHV (Lower)	45.36999893	Mj/kg
Fuel Composition		
CH4	89.59999847	Vol. Fraction
C2H6	3.599999905	Vol. Fraction
C3H8	1.120000005	Vol. Fraction
C4H10	0.550000012	Vol. Fraction
C5H12	0.170000002	Vol. Fraction
C6H16	0.059999999	Vol. Fraction
CO2	1	Vol. Fraction
N2	3.900000095	Vol. Fraction
O2	0	Vol. Fraction
S2	0	Vol. Fraction
Molocular Weight	17.98999977	g/Mol
Stoichiometric Air Requirement	15.56999969	

فهرست منابع

- [۱] ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۱، وزارت نیرو معاونت امور برق و انرژی، تهران
- [۲] اطلاعات حمل و نقل و انرژی کشور ۱۳۸۹، پژوهشکده علوم پایه کاربردی جهاد کشاورزی
- [3] Abusoglu, A., & Kanoglu, M. (2008). First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management*, 49(8), 2026-2031.
- [4] Caliskan, H., Tat, M. E., & Hepbasli, A. (2009). Performance assessment of an internal combustion engine at varying dead (reference) state temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 29(16), 3431-3436.
- [5] Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M., & Kilicaslan, I. (2007). Energy and exergy analyses of a gasoline engine. *International journal of energy research*, 31(3), 259-273
- [6] Tat, M. E. (2011). Cetane number effect on the energetic and exergetic efficiency of a diesel engine fuelled with biodiesel. *Fuel Processing Technology*, 92(7), 1311-1321.
- [7] Azoumah, Y., Blin, J., & Daho, T. (2009). Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels. *Renewable Energy*, 34(6), 1494-1500
- [8] Jena, J., & Misra, R. D. (2014). Effect of fuel oxygen on the energetic and exergetic efficiency of a compression ignition engine fuelled separately with palm and karanja biodiesels. *Energy*, 68, 411-419.
- [9] Panigrahi, N., Mohanty, M. K., Mishra, S. R., & Mohanty, R. C. (2014). Performance, Emission, Energy, and Exergy Analysis of a CI Engine Using Mahua Biodiesel Blends with Diesel. *International Scholarly Research Notices*, 2014.
- [10] Özkan, M., Özkan, D. B., Özener, O., & Yılmaz, H. (2013). Experimental study on energy and exergy analyses of a diesel engine performed with multiple injection strategies: Effect of pre-injection timing. *Applied Thermal Engineering*, 53(1), 21-30.
- [11] Saxena, S., Shah, N., Bedoya, I., & Phadke, A. (2014). Understanding optimal engine operating strategies for gasoline-fueled HCCI engines using crank-angle resolved

exergy analysis. *Applied Energy*, 114, 155-163.

[۱۲] پارسا س و خوش‌بختی‌سرای ر، (۱۳۹۲) "تحلیل انرژی یک موتور دیزل با استفاده از مدل احتراق

چند منطقه‌ای"، نشریه علمی_پژوهشی سوخت و احتراق، شماره ۱

[۱۳] نیرومند رضا، & سعیدی محمدحسن. (۱۳۹۰) تحلیل انرژی و انرژی سیستم تولید قدرت یک

موتور دیزل دریایی، مجله مدل‌سازی در مهندسی، شماره ۲۵ ص ۴۷ تا ۵۶

[۱۴] قاضی خانی، جوهرچی، فیض، محمدابراهیم، & کیانی فر. (۲۰۰۹). بررسی آزمایشگاهی تاثیر

برگشت گازهای آگروز بر راندمان قانون دوم ترمودینامیک در موتورهای دیزل سبک. در هفدهمین

کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک ISME2009

[15] Hosoz, M., & Direk, M. (2006). Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system. *Energy conversion and management*, 47(5), 545-559.

[۱۶] کله م و ارقند م، (۲۰۱۲) بررسی عملکرد سیستم تهویه مطبوع از منظر قانون اول و دوم

ترمودینامیک، سومین همایش ملی تهویه و مطبوع دانشکده صنعتی شریف

[۱۷] کاتالوگ شرکت توسعه قوای محرکه

[18] Winterbone, D., & Turan, A. (2015). *Advanced thermodynamics for engineers*. Butterworth-Heinemann.

[19] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons.

[20] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. J., & Van Wyk, S. (1998). *Fundamentals of thermodynamics* (Vol. 6). New York: Wiley.

[21] <https://www.ic.gc.ca/eic/site/mc-mc.nsf/eng/lm00129.html>

[22] http://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html

[23] Bergman, T. L., Incropera, F. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.

[24] Martyr, A. J., & Plint, M. A. (2012). *Engine testing: The design, building, modification and use of powertrain test facilities*. Elsevier.

[25] Stepanov, V. S. (1995). Chemical energies and exergies of fuels. *Energy*, 20(3), 235-

242.

- [26] Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier.
- [27] Dincer, I., & Rosen, M. A. (2012). *Exergy: energy, environment and sustainable development*. Newnes.

Abstract

Seeks to reduce energy sources and growth of environmental pollutants, many efforts to optimize thermal processes around the world have begun. Among these, vehicles are a major contribution to fuel consumption and polluting the environment. In order to evaluate the performance of the vehicle systems which depends on the performance of its subsystems, Thermodynamic analysis especially the second law analysis provides better understanding of the performed processes. To Analysis the second law, Exergy considered as a key concept. Exergy is indicative of the potential to do useful work. Although the first law guarantees the conservation of energy, But the second law enforcement indicates that Exergy in phenomena like combustion, friction, mixing and strangulation in collection of vehicle subsystems destroyed. In this study, in the first test of accessories including power generation system, air conditioning system, hydraulic system and electrical charging system have been investigated in the test chamber. This test, is designed to obtain the information of EF7 engine performance in different operating conditions, including three speeds of 2000 rpm, 3500 and 5000.

The fuel used in combustion applications has a significant impact on production of irreversible and therefore exergetic efficiency of the system. In the remaining of the research, degradation of availability and exergetic efficiency of combustion for two different fuels have been studied. Thus, in the second test using two gasoline and compressed natural gas in an EF7 engine have been tested separately at different speeds. The results of both tests to check the energetic and exergetic efficiencies have been used. After collecting data, its analytical solution in conditions of full load system has been calculated separately for each fuel and components. The main objective of this study is determination of accessories effects and also comparison of fuel on energy and Exergy efficiency of the EF7 engine. Obtained results indicate that the type of fuel and engine operating conditions have applied a greater impact on exergetic and energetic efficiency in comparison with system components. As an example in the first test speed of 3500 rpm full load of engine has larger energy and Exergy efficiency than speeds 2000 rpm and 5000, but Exergy destruction in 5000 rpm engine speed is more than speeds 2000 rpm and 3500. In the second test, the percentage of unaccounted Exergy destruction mainly due to the Irreversibility of combustion and friction losses, at engine speeds 2000 rpm and 3500 for compressed natural gas and at engine speed of 5000 rpm for gasoline was higher. The highest Exergy efficiency of engine with gasoline fuel at the speed of 4000 rpm equal to 32.94% and for compressed natural gas fuel equal to 32.12% at the speed of 3000 rpm have been measured.

Keywords: Exergy analysis, energy analysis, EF7 engine, Accessories, gasoline, compressed natural gas



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

**Investigate the parameters affecting the energy and exergy
destruction in energy conversion processes in vehicle**

Farshid roshandel

Supervisor:
Dr. Majid Hashemian

Adviser:
Dr. Vahid Hoseini

February 2016

