

## تحلیل انرژی و انرژی سیکل تولید توان موتور دیزل دریایی به منظور کاهش اتلافات با در نظر گرفتن تاثیر دمای محیط

سید محسن مومنی<sup>۱</sup>، غلامرضا صالحی<sup>۲</sup>، مجید اسحق نیموری<sup>۳</sup>، یداله اقدود چابکی<sup>۴</sup>، ناصر کوشا<sup>۵</sup>

gh.salehi@put.ac.ir

- ۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده علوم دریایی محمود آباد، دانشگاه صنعت نفت
- ۲- استادیار مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده علوم دریایی محمود آباد، دانشگاه صنعت نفت
- ۳- استادیار مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی فناوری‌های نوین، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل
- ۴- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه علوم دریایی امام خمینی (ره) نوشهر
- ۵- دانشجوی دکتری گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

### چکیده

در مقاله حاضر سیکل تولید توان موتور چهارزمانه دیزل دریایی مورد مطالعه و تحلیل ترمودینامیکی قرار می‌گیرد. در این راستا، پس از مدل‌سازی سیکل کلی، اجزای مختلف آن از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرند تا مشخص شود هر یک از اجزا چه تاثیری در عملکرد سیکل دارند و چگونه می‌توان کارایی آن‌ها را افزایش داد. همچنین تاثیر دمای هوای محیط بر عملکرد موتور مورد بررسی قرار گرفته است تا دمای مناسب برای فرایند احتراق و عملکرد موتور مشخص شود. نتایج مدل‌سازی مقاله حاضر با داده‌های تجربی موجود مقایسه شده است که هم خوانی خوب بین نتایج، تاییدی بر صحت مدل‌سازی انجام شده می‌باشد. نتایج حاصل نشان می‌دهد که بهترین عملکرد از هر دو دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک متعلق به توربین به ترتیب به میزان ۸۶ درصد و ۸۸ درصد می‌باشد. همچنین کمترین عملکرد از دیدگاه قانون دوم متعلق به خنک‌کن میانی به میزان ۳۶/۶۵ درصد و از دیدگاه قانون اول متعلق به موتور دیزل به میزان ۴۵ درصد است. بیشترین و کمترین تخریب اکسرژی نیز به ترتیب در موتور دیزل به میزان ۸۵/۵۴ درصد و در مبدل روغن به میزان ۰/۵۱ درصد روی می‌دهد. در حدود ۳۲ درصد از انرژی ورودی سوخت نیز در درون گازهای خروجی آگزوز باقی می‌ماند. با توجه به تحلیل نتایج می‌توان گفت که موتور دیزل، مبدل خنک‌کن میانی و گازهای خروجی از آگزوز بهترین اجزا برای بهبود عملکرد سیکل می‌باشند.

واژگان کلیدی: موتور دیزل دریایی، انرژی، انرژی، راندمان.

تاریخ دریافت مقاله: ۹۶/۱۲/۲۰

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۷/۰۶/۲۸



## ۱- مقدمه

با کاهش روز افزون منابع انرژی فسیلی، تلاشهای فراوانی به منظور کاهش و بهینه سازی در کلیه بخش‌ها و صنایع در طی دهه‌ها اخیر آغاز شده است. یکی از این بخش‌های پر مصرف انرژی، حمل نقل دریایی است. حمل و نقل دریایی به عنوان یک صنعت با مصرف انرژی بالا مطرح است و بهبود مصرف انرژی در بخشهای مختلف آن همواره مدنظر بوده است. امروزه بیشتر از ۸۰ درصد تجارت جهانی از طریق دریا انجام می‌شود [۱]. همین امر باعث شده است که سهم مصرف سوخت در این بخش بسیار قابل توجه باشد. به نحوی که بیش از ۳ درصد تولید دی اکسید کربن در جهان به وسیله کشتی‌ها صورت می‌پذیرد [۲]. بخش قابل توجه از سوخت در کشتی‌ها در موتور آن‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. به همین منظور، برای برآورد مصرف انرژی لازم است تا سیکل تولید توان در کشتی‌ها مورد تحلیل و بررسی قرار گیرد. سیکل تولید توان در کشتی‌ها از اجزا گوناگونی مانند موتور دیزل، توربوشارژر، مبدل خنک کن میانی، مبدل خنک کن روغن و برخی اجزا دیگر تشکیل شده است. از آن جایی که عملکرد سیستم‌های تولید قدرت، به نحوه عملکرد اجزای آن‌ها وابسته است، لذا بررسی این اجزا می‌تواند به درک بهتر مصرف انرژی و عملکرد مجموعه کمک کند.

مدل سازی و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تولید توان کشتی می‌تواند با دو روش انجام شود: رویکرد ساده تر روی جریان‌های انرژی و قانون اول ترمودینامیک تمرکز دارد؛ رویکرد دوم بر قانون دوم ترمودینامیک و کیفیت جریان انرژی (انرژی) تمرکز دارد. تجزیه و تحلیل انرژی به ندرت در تحلیل عملکرد کشتی‌ها اعمال شده است [۳]. قانون دوم بین انرژی‌ها از لحاظ کیفیت و توانایی انجام کار تفاوت قائل می‌شود. به همین منظور در قانون دوم از مفهومی به نام انرژی رانندگی می‌شود. انرژی را می‌توان توانایی انجام کار مفید بیان نمود. هدف از تحلیل انرژی شناسایی محل، نوع و مقدار هدر رفت منابع انرژی در فرایندهای ترمودینامیکی و عوامل موثر بر آن است. تحلیل انرژی یک سیستم پیچیده با تحلیل انرژی تک تک اجزای سیستم به دست می‌آید. با این روش هم بازگشت ناپذیری کل و هم تک تک اجزا محاسبه می‌شود که می‌تواند به تحلیل بهتر سیستم کمک کند. [۴].

برخی از مهمترین پژوهش‌هایی که در زمینه تحلیل سیستم انرژی کشتی‌ها تا کنون انجام شده است به شرح زیر می‌باشد. مارتی و همکاران [۳] اقدام به تحلیل انرژی از سیستم انرژی موجود در کشتی نمودند. میچالسکی [۵] به بررسی منابع هدر رفت انرژی از دیدگاه انرژی در محل تولید توان در کشتی پرداخت. همچنین امکان بازیابی انرژی در این سیستم‌ها را بررسی نمود. بالدی و همکاران [۶ و ۷] به تحلیل انرژی و انرژی در کشتی مسافربری و حمل مواد شیمیایی پرداختند تا میزان اتلاف انرژی را در اجزا مختلف کشتی ا پیدا نمایند. کانوگلو و همکاران [۸] تخریب انرژی در یک موتور دیزل نیروگاهی را بررسی نمودند. آبوسوگلو و کانوگلو [۹] به تحلیل قوانین اول و دوم ترمودینامیک و همچنین در نظر گرفتن دیدگاه اقتصادی در تحلیل موتور دیزل در سیستم تولید همزمان کار و حرارت پرداختند. همچنین آن‌ها به ارائه روابطی برای محاسبه هزینه‌ها اقدام نمودند. شی و همکاران [۱۰] یک مدل پیشنهادی برای پیش‌بینی مصرف سوخت کشتی در شرایط طراحی و غیر طراحی ارائه نمودند تا به کمک آن بتوان مصرف سوخت را پیش‌بینی نمود. جعفرمدار و نعمتی [۱۱] به بررسی تاثیر استفاده مجدد از گازهای خروجی انرژی اقدام نمودند آن‌ها از تحلیل انرژی برای بررسی بهبود عملکرد موتور استفاده نمودند و دریافتند که با این کار عملکرد موتور بهبود می‌یابد و بازگشت ناپذیری‌ها کاهش می‌یابد. بالاجی و یاکوب [۱۲] به بررسی امکان دسترسی به گرمای در حال اتلاف انرژی برای استفاده در فن آوری‌های تصفیه آب اقدام نمودند. تحقیق انجام شده توسط ژایلی و ژانگ [۱۳] به تجزیه و تحلیل سیستم انرژی کشتی از منظر قانون دوم ترمودینامیک با تمرکز بر نیرو محرکه کشتی پرداخته است. کراگلو و سوگوت [۱۴] با استفاده از آنالیز انرژی پیشرفته به تحلیل سیکل رانکین عالی برای بازیابی حرارت در سامانه تولید توان دریایی اقدام نمودند. شو و همکاران [۱۵] راهکارهای مختلف برای بازیابی حرارت اتلافی در کشتی را مورد مرور و مطالعه قرار دادند. تولید توان و آب شیرین با استفاده از اتلاف حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. هدف از تحقیق آنها فراهم کردن اطلاعاتی برای مقایسه راهکارها در جهت بهبود سیستم از نظر اقتصادی، تکنیکی و محیط زیستی بوده است. در این پژوهش، سامانه تولید توان موتور دیزل دریایی، از لحاظ



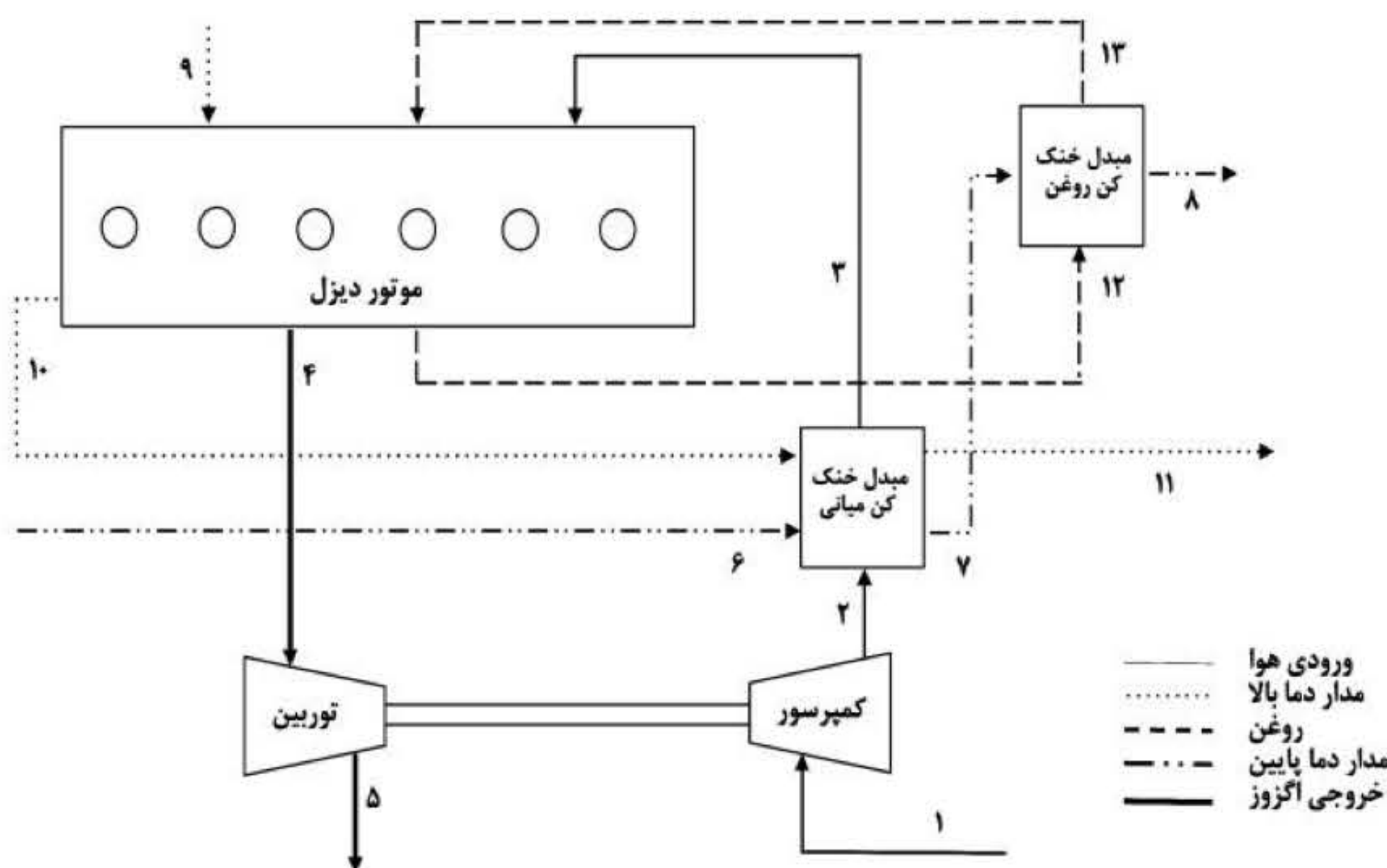
از آنجایی که توربین و کمپرسور هم‌محور هستند، با چرخش توربین، کمپرسور نیز به چرخش درمی‌آید و شروع به پمپ کردن هوا به داخل سیلندرها می‌کند. پیش از ورود هوا به موتور خنک کن میانی حضور دارد.

وظیفه خنک کن میانی کاهش دمای هوای فشرده‌شده توسط توربوشارژر است و محل قرارگیری این قطعه بین توربوشارژر و سیلندر است. هوایی که توسط کمپرسور فشرده می‌شود دارای دمایی در حدود ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد است [۱۶]. گرم بودن هوا از چند نظر مناسب نیست. اول این که با افزایش دما، چگالی هوا کاهش می‌یابد که به معنای افت عملکرد پیشرانه است. ثانیاً افزایش بیش از حد دمای پیشرانه می‌تواند تأثیرات منفی روی قطعات بگذارد و عمر کاری آن‌ها را کاهش دهد. خنک کن میانی پیش از ورود هوا به موتور دیزل باعث سرد شدن هوا در نتیجه افزایش چگالی هوای ورودی به موتور می‌شود. سیستم خنک کن دارای دو مدار دما بالا و دما پایین است. وظیفه خنک کاری بلوک موتور و هوای خروجی از کمپرسور بر عهده مدار دما بالا می‌باشد و وظیفه خنک کاری روغن موتور و هوای خروجی از کمپرسور بر عهده مدار دمائین است. برای تحلیل ترمودینامیکی میزان دما و فشار مرجع به ترتیب ۳۰۸ درجه کلوین و ۱ بار در نظر گرفته شده است [۱۷]. شرایط عملکردی برای این سیستم تولید قدرت به صورت پایا در نظر گرفته شده است. کلیه افت فشارها در اجزا سیستم نادیده گرفته می‌شود.

انرژی و انرژی مورد تحلیل و بررسی واقع می‌شود تا میزان اتلافات انرژی و تخریب انرژی در اجزا مختلف مشخص شود و عضوهایی که در آنها بیشترین اتلافات اتفاق می‌افتد مشخص شوند. همچنین تاثیر دمای هوای محیط که برای احتراق استفاده می‌شود مورد بررسی قرار می‌گیرد تا دمای کارکرد به‌نه برای احتراق مشخص شود. در گام آخر با توجه به نتایج بدست آمده راهکارهایی برای کاهش میزان اتلافات و استفاده مجدد از حرارت اتلافی ارائه می‌گردد. برای این منظور، میزان مصرف انرژی و تخریب انرژی در اجزای مختلف سیستم از جمله موتور دیزل، کمپرسور، توربین، خنک کن میانی و مبدل روغن مورد بررسی قرار می‌گیرد تا اجزایی که در آنها بیشترین میزان تخریب انرژی و هدر رفت انرژی اتفاق می‌افتد مشخص شود.

## ۲ - مدل سازی ریاضی و تحلیل ترمودینامیکی

سیستم تولید قدرت در موتورهای دیزل دریایی شامل موتور دیزل، کمپرسور، توربین، خنک کن میانی و مبدل روغن است. همان طور که در شکل (۱) مشخص است وقتی موتور دیزل شروع به کار می‌کند بخشی از گازهای خروجی از اگزوز وارد توربوشارژر می‌شود. توربوشارژر از دو بخش تشکیل شده که شامل توربین و کمپرسور است. بخشی از گازهای خروجی از اگزوز که دارای سرعت زیادی است با توربین برخورد کرده و آن را به چرخش درمی‌آورد.



شکل (۱) طرح شماتیک سیکل تولید توان موتور دیزل دریایی.



جز مشخص نسبت به تخریب کل در نظر گرفت که به ترتیب می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۴]:

$$\dot{E}_{d,k} = \dot{E}_{d,k} / E_f \quad (۸)$$

$$\dot{E}_{d,k} = \dot{E}_{d,k} / \dot{E}_{d,total} \quad (۹)$$

در روابط بالا ( $\dot{E}_{d,total}$ ) نشان دهنده تخریب انرژی در کل سیستم و ( $E_f$ ) بیانگر مقدار انرژی ورودی سوخت است. در ادامه به بررسی اجزا مختلف سیستم و محاسبه تولید نرخ انرژی و میزان تخریب در آن‌ها پرداخته می‌شود. بر اساس روابط ارائه شده، معادلات بالانس، راندمان انرژی و انرژی برای اجزای مختلف سیکل تولید توان در جدول (۱) بیان شده است.

### ۳ - صحت سنجی

برای بررسی درستی روابط به کار گرفته شده در این مطالعه، با توجه به داده‌های موجود در جدول (۱) و شرایط عملیاتی به صحت سنجی مدل نظری اقدام شده است. مقایسه بین نتایج خروجی این مطالعه و نتایج موجود از مرجع [۱۷] در شکل‌های (۲) و (۳) ارائه شده است.

دمای ۲۵ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی ۶۰ درصد به عنوان شرایط مرجع در نظر گرفته شده است [۱۷]. شکل (۲) نشان دهنده میزان دبی جرمی خروجی آگروز در توان‌های مختلف موتور است. همان طور که در شکل (۲) نشان داده شده است

با توجه به موازنه انرژی و انرژی می‌توان بیان نمود [۴]:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (۱)$$

$$\dot{E}_q + \dot{E}_d + \dot{W} = \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_i e_i \quad (۲)$$

$$\dot{E}_q = \sum (1 - T_o/T) \dot{Q} \quad (۳)$$

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (۴)$$

$$e = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (۵)$$

برای تعیین میزان آنتروپی هوا در فشارهای متفاوت می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [۱۸]:

$$s_{air} = s_{o,air} - R_{air} \ln \left( \frac{P}{P_o} \right) \quad (۶)$$

در رابطه بالا  $s_{o,air}$  نشان دهنده آنتروپی هوا در فشار یک بار است. میزان انرژی جریانی تولید شده توسط سیالات تراکم ناپذیر مثل روغن را می‌توان از طریق رابطه زیر محاسبه نمود [۱۹]:

$$e = cT_o \left[ \frac{T}{T_o} - 1 - \ln \left( \frac{T}{T_o} \right) \right] + v(P - P_o) \quad (۷)$$

با توجه به روابط ذکر شده می‌توان میزان انرژی در اجزا مختلف سیستم را محاسبه نمود اما همه این مقدار به کار قابل دسترس تبدیل نمی‌شود. لذا مقداری از آن با توجه به برگشت ناپذیری در سیستم از دسترس خارج می‌شود. تخریب انرژی را می‌توان به صورت تخریب در یک جز مشخص نسبت به سوخت ورودی یا به صورت تخریب یک

جدول (۱) راندمان انرژی و انرژی برای اجزای مختلف سیکل تولید.

عضو	روابط کمکی	بازده قانون اول	بازده قانون دوم
موتور دیزل	$\dot{E}_f = m e_f = m(1.065 q_{LHV})$	$\eta_{engine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f q_{LHV}}$	$\varepsilon_{en} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_4 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{12}}{\dot{E}_f + \dot{E}_3 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{13}}$
کمپرسور	$T_{2,s} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	$\eta_c = \frac{T_{2,s} - T_1}{T_2 - T_1}$	$\varepsilon_c = e_2 - e_1 / h_2 - h_1$
توربین		$\eta_T = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5,s}}$	$\varepsilon_T = h_4 - h_5 / e_4 - e_5$
مبدل خنک کن میانی	$\dot{Q}_{HT} = \dot{m}_{HT} C_{HT} (T_{10} - T_{11})$ $\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} C_{LT} (T_6 - T_7)$ $\dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_2 - T_3)$		$\varepsilon_{cha} = \frac{\dot{m}_{10,11} (e_{11} - e_{10}) + \dot{m}_{6,7} (e_7 - e_6)}{\dot{m}_{air} (e_2 - e_3)}$
مبدل خنک روغن	$\dot{Q}_{oil} = \dot{m}_{7,8} C_{p_{HT}} (T_8 - T_7)$ $\dot{Q}_{oil} = \dot{m}_{12,13} C_{oil} (T_{12} - T_{13})$		$\varepsilon_{oil} = \dot{m}_{7,8} (e_8 - e_7) / \dot{m}_{12,13} (e_{12} - e_{13})$

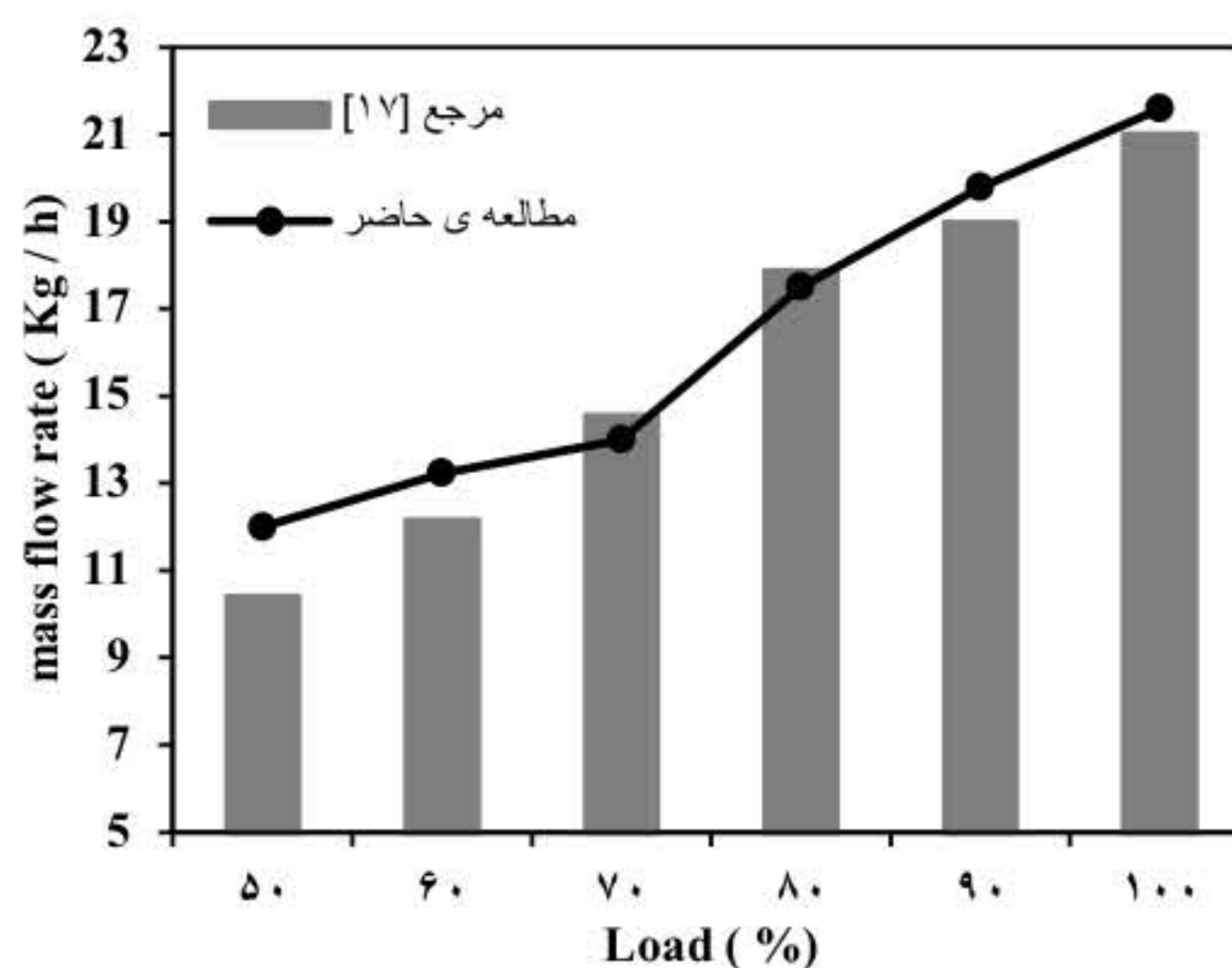


### ۳- بحث و نتایج

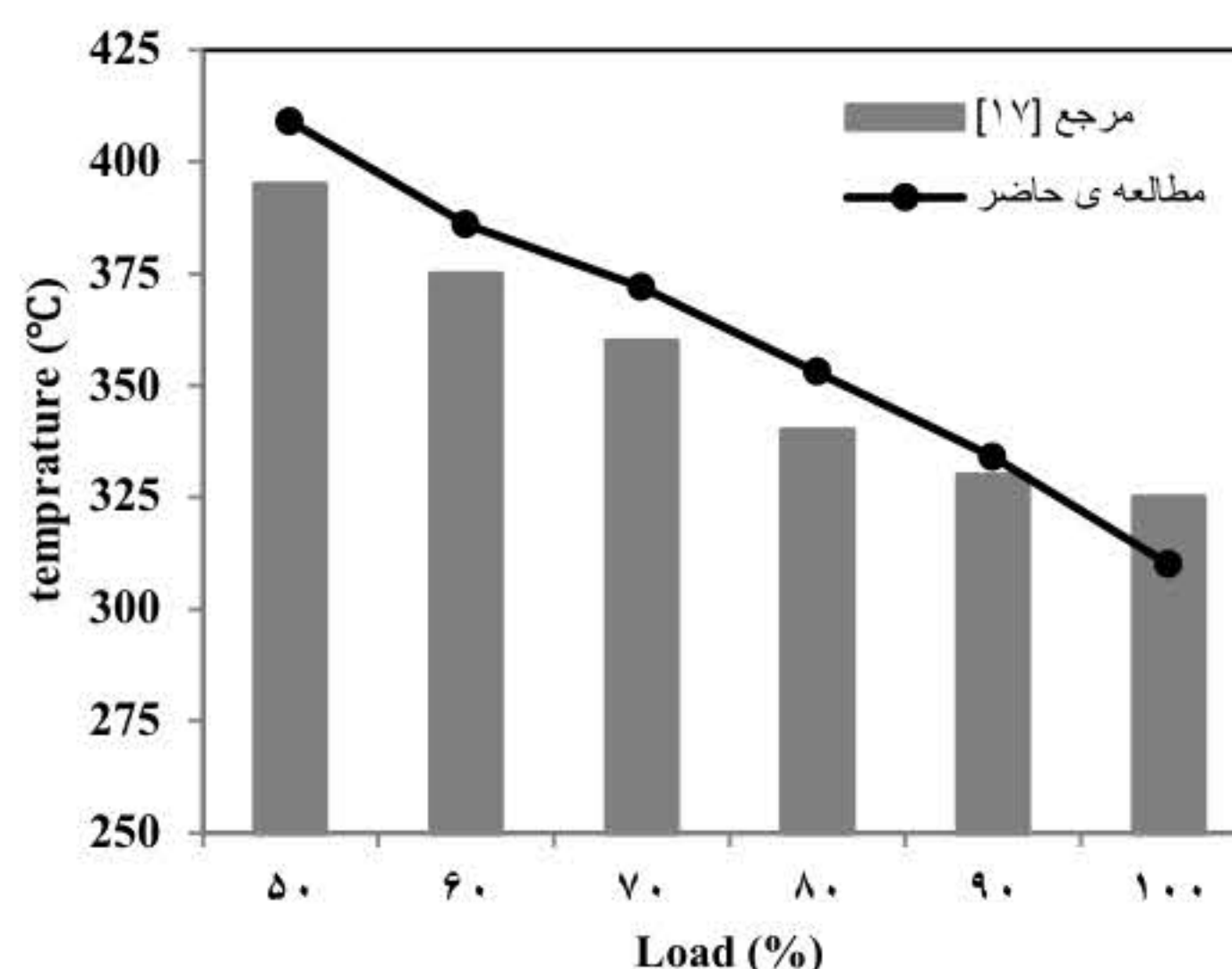
با توجه تحقیقات صورت گرفته میزان مصرف سوخت در موتورهای دیزل و به تبع آن میزان خروجی اگزوز آن‌ها وابسته به به دمای هوای ورودی و رطوبت نسبی است [۲]. هوا پیش از ورود به موتور ابتدا از توربوشارژر و پس از آن از خنک کن میانی عبور می‌کند. رطوبت نسبی و دمای هوا ورودی به توربو شارژر در عملکرد مبدل خنک کن میانی و موتور دیزل موثر است [۱۶]. دماهای ۲۵ و ۴۵ درجه سانتیگراد به عنوان دماهای محیط برای عملکرد موتور در نظر گرفته شده است [۱۷]. بر همین مبنا با تعریف دمای ۲۵ درجه سانتیگراد به عنوان حالت (۱) و دمای ۴۵ درجه سانتیگراد به عنوان حالت (۲) و با در نظر گرفتن رطوبت نسبی ۶۰ درصد و فشار اتمسفری ۱۰۰ کیلو پاسکال به عنوان شرایط مرجع به بررسی نتایج و تحلیل داده‌ها اقدام می‌شود [۱۷].

میزان دبی خروجی اگزوز در دمای ورودی ۲۵ و ۴۵ درجه سانتیگراد یعنی حالت (۱) و (۲) در عملکردهای مختلف موتور که شامل توان خروجی ۵۰ تا ۱۰۰ درصد می‌شود در شکل (۴) نشان داده شده است. همواره مقدار دبی خروجی از اگزوز در حالت (۱) از مقدار خروجی در حالت (۲) بیشتر است. میزان اختلاف در دبی خروجی اگزوز برای توان‌ها مختلف موتور در جدول (۲) نشان داده شده است. با توجه به اطلاعات موجود در شکل و جدول می‌توان دریافت که بیشترین اختلاف بین دو حالت (۱) و (۲) در توان ۸۰ درصد به میزان ۸/۲۳ درصد اتفاق می‌افتد و کمترین اختلاف در توان ۶۰ درصد به میزان ۴/۰۳ درصد به وقوع می‌پیوندد. همچنین میزان دبی جرمی خروجی از اگزوز در حالت (۲) در مقایسه با حالت (۱) در شرایط عملکردی یکسان موتور، کمتر می‌باشد که این امر نشان دهنده تولید آلودگی کمتر است.

در شکل (۵) میزان دمای خروجی اگزوز برای هر دو حالت در توان‌های متفاوت خروجی نشان داده شده است. همان طور که در شکل می‌توان دید با افزایش توان خروجی میزان دمای خروجی اگزوز در هر دو حالت کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان دریافت که دمای خروجی اگزوز برای حالت (۲) همواره از حالتی که دمای انتخابی حالت (۱) می‌باشد بیشتر است.



شکل (۲) دبی جرمی خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.



شکل (۳) دمای خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.

با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان دریافت که بیشترین اختلاف دبی خروجی بین دو حالت در توان ۶۰ درصد به میزان ۸/۴۸ درصد به وقوع می‌پیوندد و با افزایش توان میزان اختلاف بین نتایج کاهش می‌یابد به نحوی که در توان کامل این اختلاف به ۲/۷۸ درصد می‌رسد. شکل (۳) میزان دمای خروجی اگزوز را در توان‌های مختلف موتور برای دمای ورودی ۲۵ درجه سانتیگراد نشان می‌دهد.

همان طور که در شکل می‌توان دید بیشترین اختلاف دمای خروجی بین دو حالت در توان ۵۰ درصد به میزان ۳/۴۵ درصد اتفاق می‌افتد و کمترین میزان اختلاف در توان ۹۰ درصد اتفاق می‌افتد. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان دریافت که توافق خوب بین این مدل نظری داده‌های تجربی وجود دارد که نشان می‌دهد مدل کنونی قابلیت اطمینان لازم برای شبیه‌سازی را دارا است.



باعث می‌شود تا کارایی سیکل‌های بازیاب نیز بیشتر شود. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان بیان نمود که با افزایش درصد توان خروجی میزان دبی جریان خروجی افزایش و میزان دمای خروجی اگزوز کاهش می‌یابد که این شرایط برای هر دو حالت یکسان است اما میزان دبی خروجی برای حالت (۲) کمتر و میزان دمای خروجی اگزوز بیشتر است. با توجه به این نتایج دمای مناسب ورودی ۴۵ سانتیگراد در نظر گرفته می‌شود. برای تحلیلی درست از نحوه عملکرد سیکل توان کشتی نیاز است که شرایط عملکردی و اندازه دمای هر یک از بخش‌های مختلف در دسترس باشد تا بتوان به کمک آن‌ها میزان انتقال حرارت و دما را در سایر بخش‌ها بدست آورد. به همین منظور اطلاعات عملکردی موتور و سایر بخش‌های سیکل تولید توان در جدول (۴) ذکر شده است [۱۷].

جدول (۳) دمای خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.

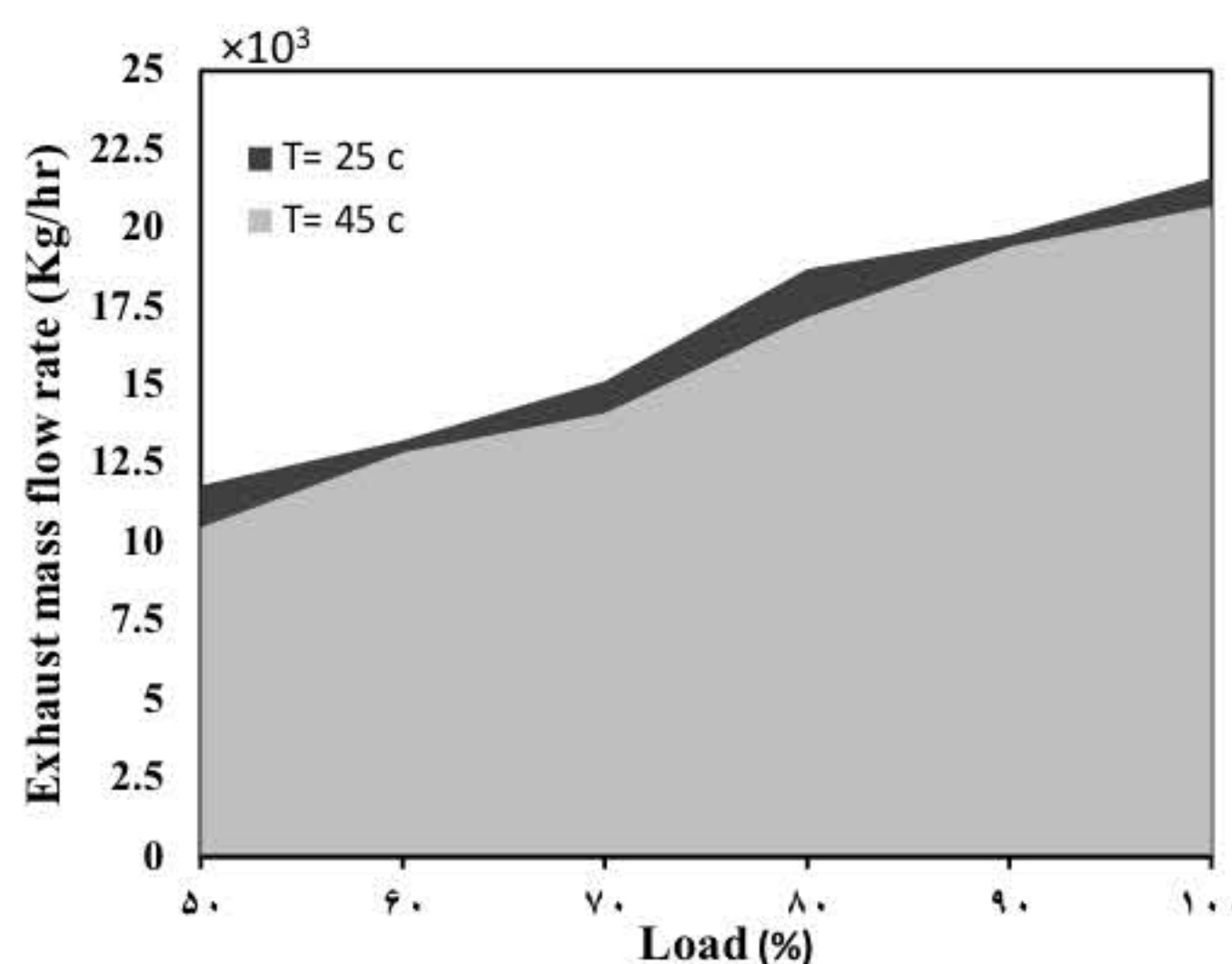
توان (%)	دمای خروجی در حالت (۱) (°C)	دمای خروجی در حالت (۲) (°C)	درصد اختلاف (%)
۵۰	۳۹۵	۴۲۰	۵/۹۵
۶۰	۳۷۵	۴۰۰	۶/۲۵
۷۰	۳۶۰	۳۸۰	۵/۲۶
۸۰	۳۴۰	۳۶۰	۵/۵۶
۹۰	۳۳۰	۳۵۰	۸/۷۱
۱۰۰	۳۲۵	۳۴۵	۵/۸

جدول (۴) مشخصات عملکردی موتور دیزل [۱۷]

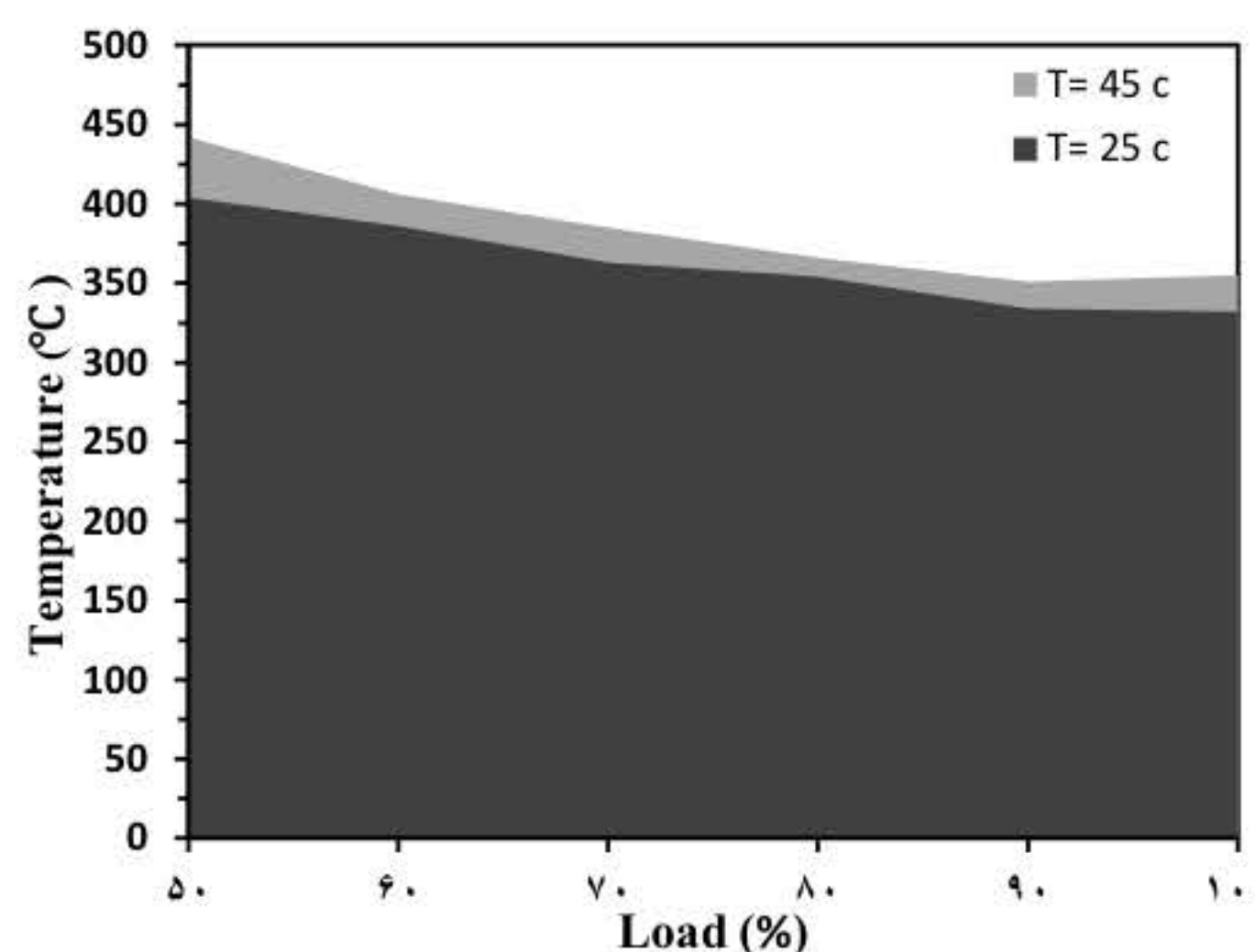
مقدار	مشخصات
۳۰۰۰	توان خروجی موتور (kw)
۳۲۰	قطر سیلندر (mm)
۱۶:۱	نسبت تراکم
۴۸۰	کورس موتور (mm)
۲,۸۵	فشار توربوشارژر (bar)
۵,۵۲	دبی هوا (kg/s)
۵,۷	دبی خروجی اگزوز (kg/s)
۴۷۰۰	ارزش حرارتی پایین سوخت (kj/kg)
۱۸۲	مصرف سوخت (g/kw.hr)
۴۵	دمای هوای ورودی به کمپرسور
۲۰۰	دمای هوای ورودی به موتور
۳۲۱	دمای گازهای خروجی از توربین
۳۸	دمای آب ورودی به خنک کن میانی
۸۷	دمای آب ورودی به موتور
۶۵	دمای روغن ورودی به موتور

جدول (۲) دبی خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.

درصد اختلاف (%)	دبی حالت (۲) (kg/hr)	دبی حالت (۱) (kg/hr)	جرمی توان (%)
۴/۰۴	۹۹۸۰	۱۰۴۰۰	۵۰
۴/۰۳	۱۱۶۷۰	۱۲۶۰۰	۶۰
۴/۰۵	۱۳۹۷۰	۱۴۵۶۰	۷۰
۸/۲۳	۱۶۴۰۰	۱۷۸۷۰	۸۰
۴/۱۱	۱۸۲۰۰	۱۸۹۸۰	۹۰
۳/۹۶	۲۰۱۷۰	۲۱۰۰۰	۱۰۰



شکل (۴) دبی خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.



شکل (۵) دمای خروجی اگزوز در توان‌های مختلف موتور.

میزان تفاوت دما در توان‌های مختلف در جدول (۳) بیان شده است. با توجه به شکل (۵) و جدول (۳) می‌توان دریافت که بیشترین اختلاف دمای خروجی بین دو حالت در توان ۹۰ درصد به میزان ۸/۷۱ درصد اتفاق می‌افتد و کمترین اختلاف در توان ۷۰ درصد به میزان ۵/۲۶ درصد به وجود می‌آید. در سیکل‌های بازیاب حرارتی هر چه میزان دمای منبع حرارت بالاتر باشد عملکرد سیکل بازیابی بیشتر است [۱۴]. لذا بالاتر بودن دماخروجی اگزوز در حالت (۲)



به طور کلی مبدل‌ها به دلیل انتقال حرارت صورت گرفته در اختلاف دمای زیاد و تخریب آگزرژی ناشی از آن دارای راندمان قانون دوم کمتری می‌باشند.

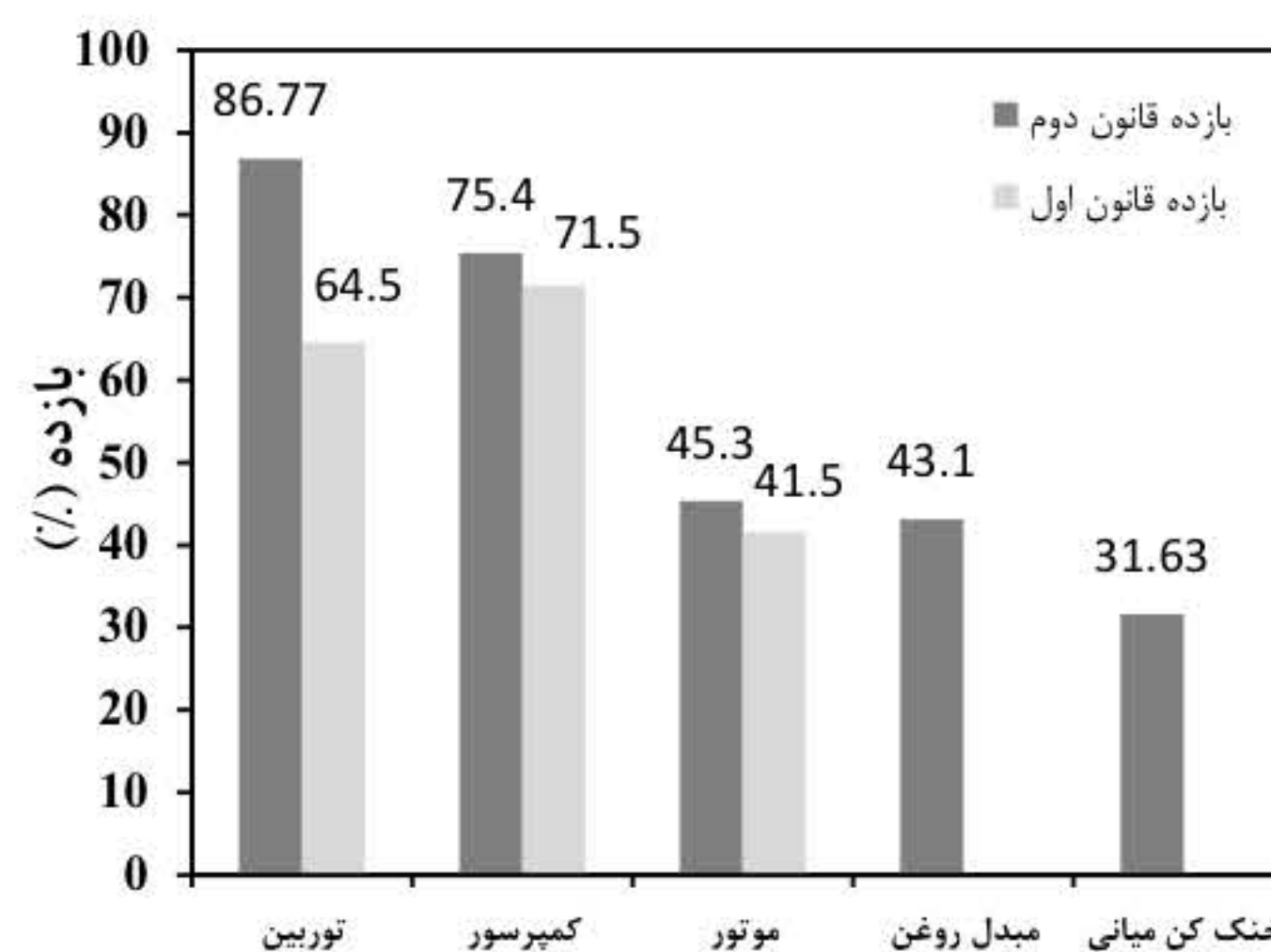
مبدل خنک کن روغن نسبت به مبدل خنک کن میانی راندمان بالاتری را نشان می‌دهد و این موضوع به خاطر اختلاف دمای کمتر (در حدود ۲۰ درجه سانتیگراد) بین روغن به عنوان سیال گرم و آب به عنوان سیال سرد است. این تفاوت دمایی کمتر باعث می‌شود تا اتلافات حرارتی کمتر شده و به تبع آن تخریب آگزرژی کمتری ایجاد شود و راندمان بهتری ایجاد شود. میزان بازده موتور نیز در مقایسه توربین، کمپرسور و مبدل روغن کمتر است دلیل این موضوع را باید در فرایند احتراق دید. فرایندهای احتراق اغلب علاوه بر انتقال حرارت توام با اصطکاک سیال و اختلاط نیز هستند و لذا بیش از یک شکل از برگشت ناپذیری‌ها در آن ملاحظه می‌شود [۴]. علاوه بر برگشت ناپذیری‌های ذاتی فرایند احتراق که سبب تخریب آگزرژی در موتور می‌شود، علل مهم دیگری بر برگشت ناپذیری‌ها موثر اند که از جمله آن می‌توان به اتلاف حرارتی اشاره نمود. به علت دمای بالا در فرایند احتراق اختلاف دما بین موتور و محیط بالا می‌رود که این امر باعث می‌شود تا اتلافات حرارتی در آن اجتناب ناپذیر است.

جدول (۵) مقدار آگزرژی جریانی در بخش‌های مختلف سیکل.

متغیر	مقدار	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (bar)	$\dot{W}$ (kw)
حالت	هوا	-	۳۵	۱	-
حالت	آب	-	۳۵	۱	-
۱	هوا	۵.۵	۴۵	۱	۴,۶۳۸
۲	هوا	۵.۵	۲۰۰	۲.۸۵	۵۷۵.۸۴
۳	هوا	۵.۵	۵۵	۲.۷	۳۴۴.۲
۴	دود	۵.۶	۴۲۰	۲.۶۲	۱۳۰۵.۰۵
۵	دود	۵.۶	۳۲۱	۱	۵۹۵.۰۵
۶	آب	۱۹.۵	۳۸	۴	۱,۲۳۶
۷	آب	۱۹.۵	۴۴	۳	۱۳,۴۳
۸	آب	۱۹.۵	۵۱.۵	۲.۷۵	۳۶,۳۲
۹	آب	۱۹.۵	۸۲	۴	۲۷۰,۲۴
۱۰	آب	۱۹.۵	۸۷	۲.۸۱	۳۶۱,۶
۱۱	آب	۱۹.۵	۹۵	۱.۸	۴۰۵,۶
۱۲	روغن	۲۲.۵	۷۲.۵	۴.۲	۸۶,۵۶
۱۳	روغن	۲۲.۵	۶۵	۴.۵۱	۵۸,۱

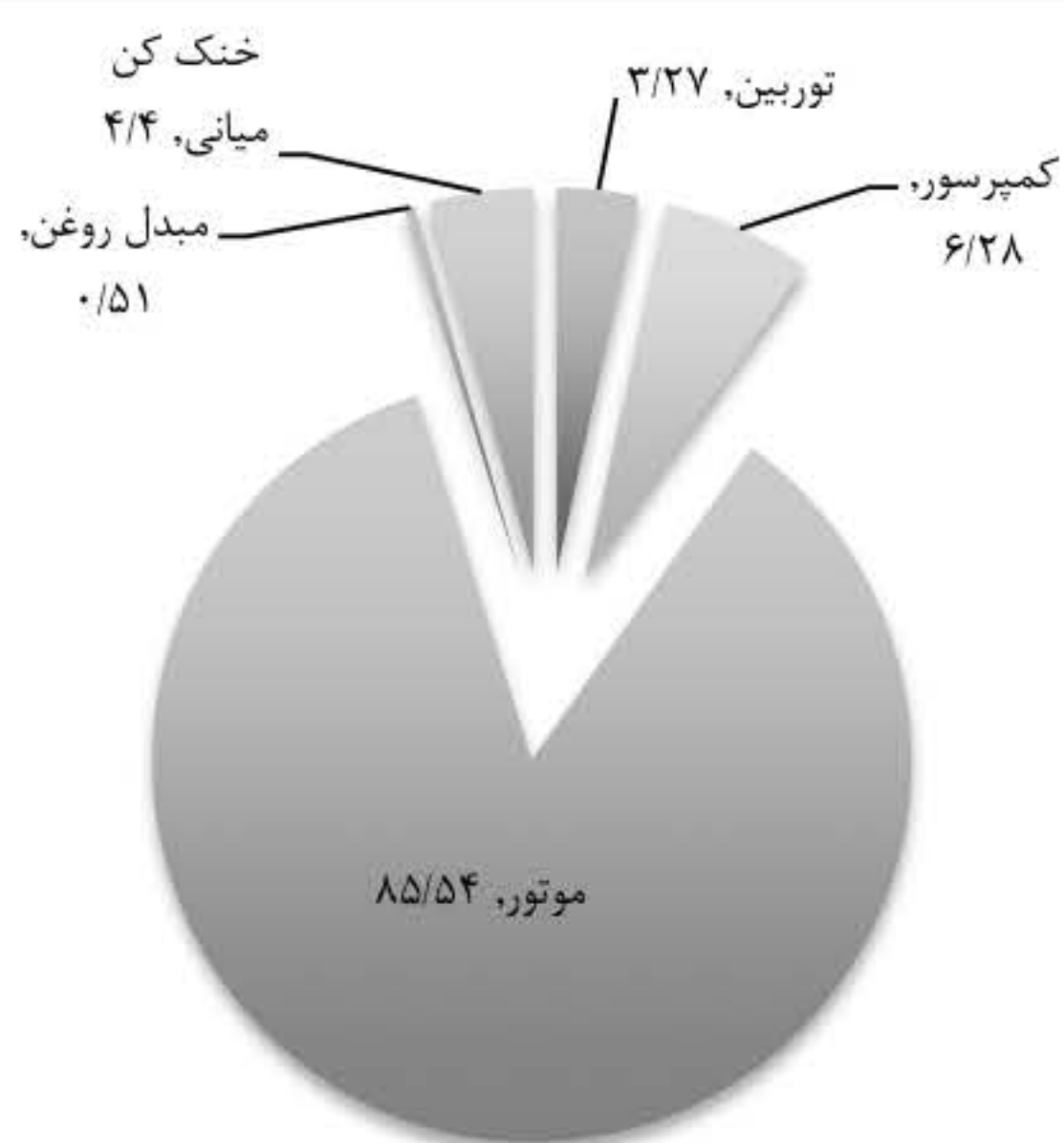
با توجه به اطلاعات موجود در جدول (۴) و روابطی که در بخش‌های قبلی بیان شده است می‌توان میزان جریان آگزرژی موجود در هر یک از قسمت‌ها و همچنین دمای عملکردی آن بخش را بدست آورد که این اطلاعات در جدول (۵) بیان شده است. مقدار آنتروپی برای آب و هوا در حالت پایه به ترتیب ۰/۵۰۵ و ۶/۸۹۵ ( $kJ/kg.k$ ) و مقدار آنتالپی ۱۴۶/۶۴ و ۳۰۸/۳۶۴ ( $kJ/kg$ ) در نظر گرفته شده است. میزان کل آگزرژی سوخت ورودی با توجه به جدول (۱) محاسبه می‌شود که این مقدار در حدود ۶۵۳۴ کیلو وات است. بر اساس اطلاعات بدست آمده از شکل (۶) می‌توان دریافت که بهترین راندمان از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک به توربین به میزان ۸۶/۷۷ درصد تعلق دارد و جایگاه دوم به کمپرسور به میزان ۷۵/۴ درصد تعلق دارد و کمترین عملکرد متعلق به خنک کن میانی به میزان ۳۶/۶۵ درصد است.

دلیل پایین تر بودن راندمان خنک کن میانی و مبدل خنک کن روغن نسبت به سایر اجزا را این گونه می‌توان بیان نمود که در مبدل‌های حرارتی به دلیل اینکه انتقال حرارت بین دو سیال با دمای متفاوت رخ می‌دهد تخریب آگزرژی اتفاق می‌افتد و به هر میزان که این اختلاف بیشتر باشد میزان برگشت ناپذیری‌ها بیشتر و هدر رفت آگزرژی بیشتر خواهد بود [۴]. از همین رو می‌توان دریافت که مبدل خنک کن میانی نسبت به سایر اجزا دارای عملکرد کمتری از دیدگاه قانون دوم است. خنک کن میانی به دلیل اختلاف دماهای بیشتر بین مسیرهای جریان سیال گرم و سرد (در حدود ۱۶۲ درجه سانتیگراد) دارای راندمان قانون دوم کمتری است.

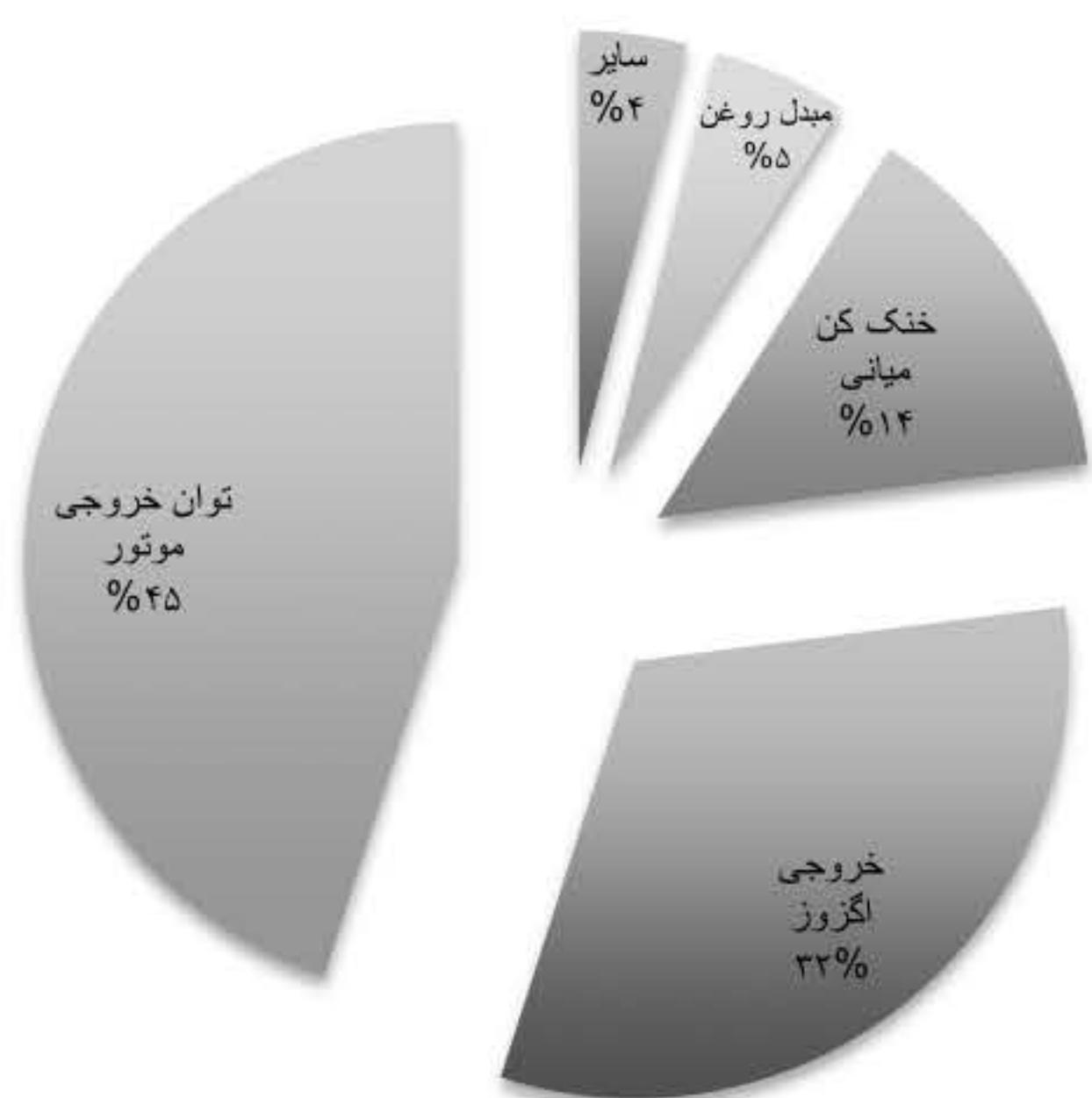


شکل (۶) بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای اجزا سیکل.

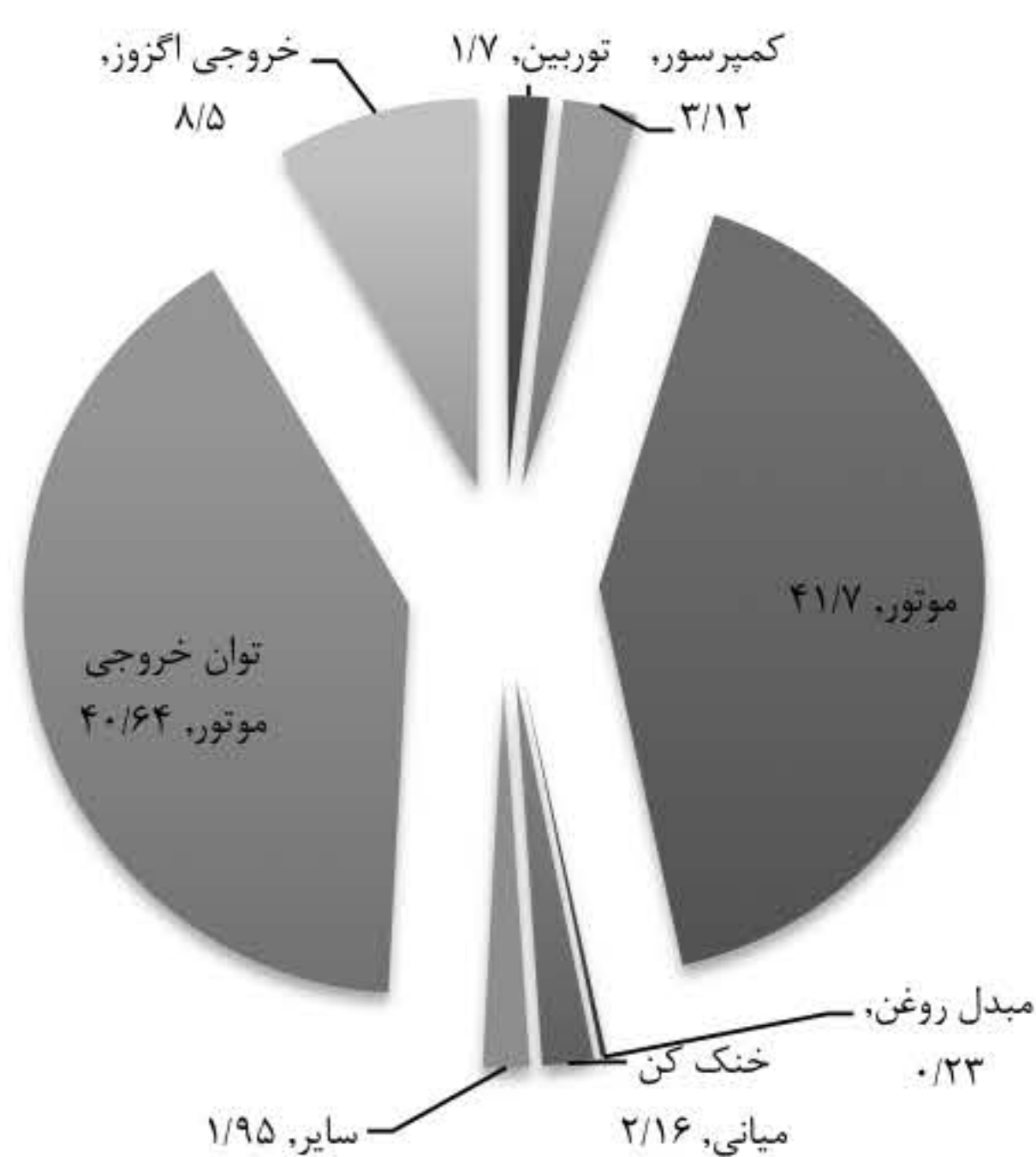




شکل (۷) تخریب انرژی در اجزا.



شکل (۸) درصد مصرف انرژی سوخت در اجزا سیکل.

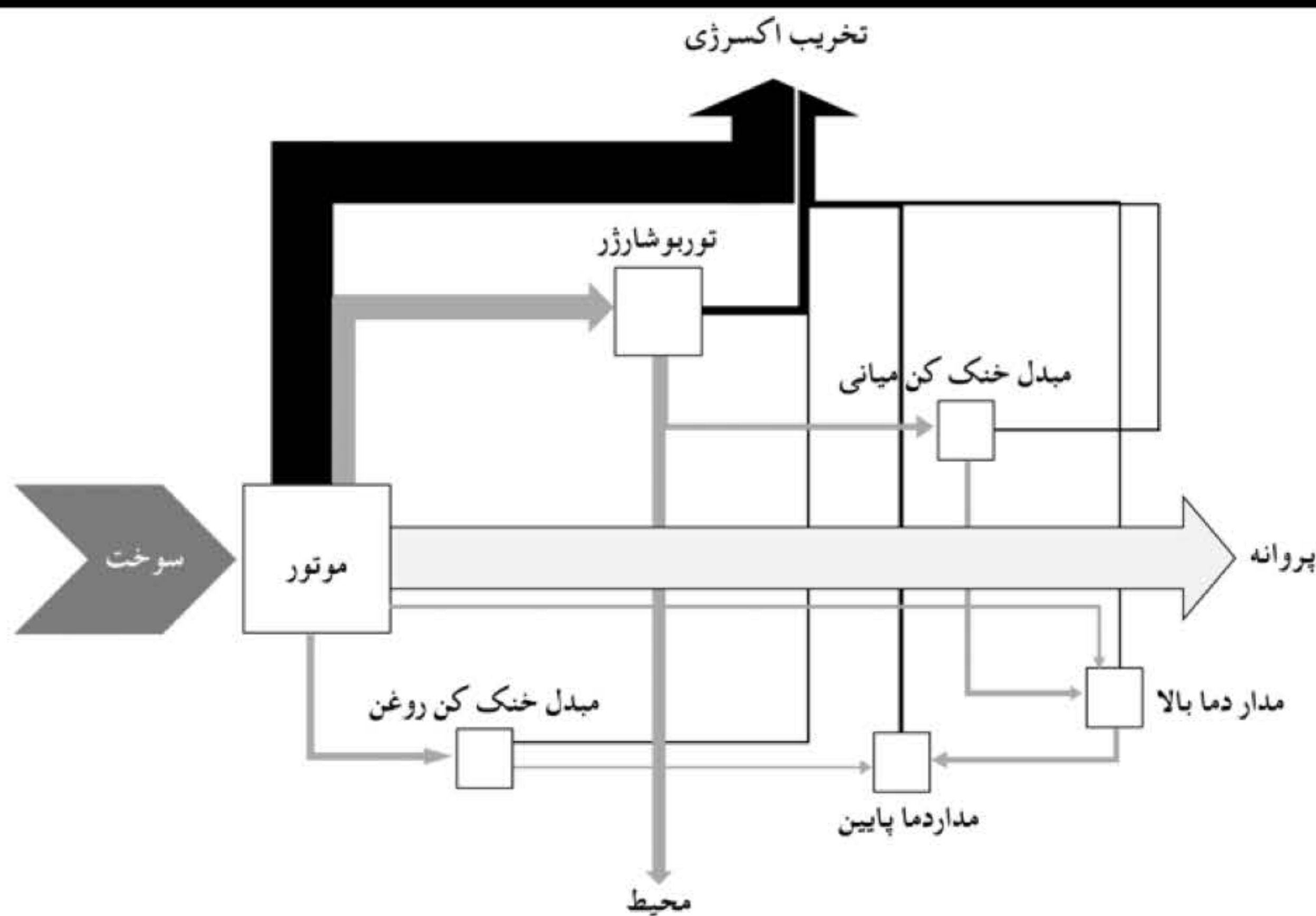


شکل (۹) درصد مصرف انرژی سوخت در اجزا سیکل.

همچنین به احتراق ناقص می‌توان اشاره نمود که طی آن بخشی از سوخت نمی‌سوزد یا اگر در فرایند احتراق شرکت کند به طور کامل نمی‌سوزد که این امر باعث می‌شود بخشی از انرژی سوخت از دسترس خارج شود. علت دیگری که باعث پایین آمدن راندمان موتور از دیدگاه قانون دوم می‌شود اتلافات ناشی از تخلیه گازهای حاصل از احتراق است که به وسیله اگزوز به اتمسفر تخلیه می‌شود. باید توجه داشت که در گازهای خروجی اگزوز بخشی از انرژی شیمیایی اجزا سوخت که در فرایند احتراق شرکت نکردند، انرژی فیزیکی ناشی از اختلاف دما میان جریان و محیط، اختلاف ترکیب میان محصولات احتراق و محیط (که عمدتاً شامل اتمسفر می‌شود) موجود است [۴]. در شکل (۶) عملکرد اجزا مختلف بر مبنای قانون اول نیز نمایش داده شده است. بهترین عملکرد مربوط به توربین بوده است و کمپرسور هم دارای عملکرد بالا است. با توجه به نتایج قانون اول و دوم می‌توان دریافت که مجموعه ترابوشارژر (شامل توربین و کمپرسور) دارای راندمان و عملکرد مناسب است.

شکل (۷) میزان تخریب در هر یک از اجزا  $(E_{d,k})$  را نمایان می‌سازد. همان طور که از شکل می‌توان دریافت بیشترین تخریب انرژی در موتور دیزل به میزان ۸۵/۵۴ درصد اتفاق می‌افتد در حالی که کمترین میزان تخریب در سیستم برای مبدل خنک کن روغن به میزان ۰/۵۱ درصد اتفاق می‌افتد. همان طور که پیش از این بیان شد در مبدل‌های حرارتی به دلیل اینکه انتقال حرارت بین دو سیال با دمای متفاوت رخ می‌دهد تخریب اکسرژی اتفاق می‌افتد و به هر میزان که این اختلاف بیشتر باشد میزان برگشت ناپذیریها بیشتر و هدر رفت انرژی بیشتر خواهد بود از همین رو به دلیل این که اختلاف دما بین روغن و آب خیلی بالا نمی‌باشد پس به همین دلیل تخریب انرژی کمی در آن اتفاق می‌افتد. میزان مصرف جریان انرژی سوخت ورودی در قسمتهای مختلف سیستم در شکل (۸) نشان داده شده است. با توجه به شکل می‌توان دریافت که در حدود ۴۵ درصد از انرژی سوخت ورودی به توان خروجی تبدیل می‌شود. بر اساس اطلاعات موجود در شکل (۸) در حدود ۳۲ درصد انرژی سوخت ورودی در گازهای خروجی از اگزوز باقی می‌ماند.





شکل (۱۰) جریان اکسرژی.

تبدیل می‌شود. با توجه به اطلاعات موجود در شکل (۹) نمودار جریان اکسرژی در شکل (۱۰) نمایش داده شده است.

### ۵ - نتیجه‌گیری

در این مقاله سیکل تولید توان موتور چهارزمانه دیزل دریایی از دیدگاه انرژی و اکسرژی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت تا مشخص شود هر یک از اجزا چه تاثیری در عملکرد سیکل و میزان برگشت ناپذیری‌ها دارد و چگونه می‌توان کارایی آن‌ها را افزایش داد. با توجه به نتایج می‌توان دریافت که بهترین راندمان از دید قانون دوم ترمودینامیک متعلق به توربین به میزان ۸۶/۷۷ درصد است و کمترین عملکرد متعلق به خنک کن میانی به میزان ۳۶/۶۵ درصد است. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان بیان نمود که بیشترین تخریب اکسرژی در موتور دیزل به میزان ۸۵/۵۴ درصد اتفاق می‌افتد و کمترین میزان تخریب در مبدل روغن به میزان ۰/۵۱ درصد اتفاق می‌افتد. دلیل بالا بودن تخریب اکسرژی در موتور دیزل نسبت به سایر اجزا به خاطر فرایندهای به شدت بازگشت ناپذیر در طی احتراق است. همچنین بر اساس نتایج موجود در حدود ۳۲ درصد انرژی سوخت ورودی در گازهای خروجی از اگزوز باقی می‌ماند. همچنین در حدود ۱۴ درصد انرژی توسط خنک کن میانی مصرف شده اما تنها حدود ۲ درصد از

این درحالی است که این بخش از سامانه در تحلیل اکسرژی به صورت قابل توجه دیده نمی‌شود؛ یعنی حدود ۸/۵ درصد از تخریب اکسرژی در آن ایجاد می‌شود اما نزدیک به یک سوم انرژی سوخت ورودی در آن محبوس می‌ماند. پس می‌توان بیان نمود گازهای خروجی از اگزوز یکی دیگر از قسمت‌هایی است که در آن پتانسیل بسیار بالایی برای استفاده دوباره انرژی وجود دارد. همچنین در حدود ۱۴ درصد انرژی توسط خنک کن میانی مصرف شده اما تنها حدود ۲ درصد از تخریب اکسرژی را شامل می‌شود. این امر نشان دهنده پتانسیل بالای مبدل خنک کن میانی به عنوان یکی از اجزا سیکل برای کاهش اتلافات است. در شکل (۹) درصد مصرف اکسرژی در مقایسه با اکسرژی سوخت ورودی نشان داده شده است. تخریب اکسرژی درون موتور دیزل بیشترین نقش را در کاهش عملکرد سیستم دارد به نحوی که نزدیک به ۴۱/۷ درصد از کل تخریب اکسرژی سوخت در موتور دیزل اتفاق می‌افتد.

دلیل بالا بودن میزان تخریب اکسرژی در موتور دیزل نسبت به سایر اجزا به خاطر فرایندهای به شدت بازگشت ناپذیر در طی احتراق است. دود خروجی از اگزوز در حدود ۸/۵ درصد از اکسرژی کل سوخت را به خود اختصاص می‌دهد. این در حالی است که در مبدل خنک کن روغن در حدود ۰/۲۳ درصد از اکسرژی مصرف می‌شود. در نهایت هم در حدود ۴۱/۴ درصد از اکسرژی سوخت به توان خروجی



665, 2015.

[2] Marine Environmental Protection Committee, Second IMO GHG Study 2009, Update of the 2000 IMO GHG Study, Final report, No. IMO MEPC 59/INF.10, International Maritime Organization, London, UK, April 2009.

[3] Pierre, M., Jean-François, H., "David Chalet and Philippe Corrigan, Exergy Analysis of Complex Ship Energy Systems", Entropy, Vol.18, No.127, 2016.

[4] Kotas, T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths-Exergon publishing, 2012.

[5] Michalski, T., "The Application Of the Exergetic Analysis in Designing of Waste Energy Recovery System in Marine Diesel Power Plants", journal of Polish Cimac, Vol.13, pp.17-25, 2013.

[6] Baldi, F., Ahlgren, F., Nguyen, T.V., Gabriellii, C. and Andersson, K., "Energy and Exergy Analysis of a Cruise Ship", The 28th ECOS, International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2015.

[7] Baldi, F., Johnson, H., Gabriellii, C. and Andersson, K., "Energy and Exergy Analysis of Ship Energy Systems the Case Study of a Chemical Tanker". 27th ECOS, International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2014.

[8] Kanoglu, M., Isik, S.K., and Abusoglu, A., "Performance Characteristics of a Diesel Engine Power Plant". Energy Conver. Manage., Vol.46, pp.1692-1702, 2005.

[9] Abusoglu, A., Kanoglu, M., "First and Second Law Analysis of Diesel Engine Powered Cogeneration Systems". Energy Conver. Manage., Vol.49, pp.2026-2031, 2008.

[10] Shi, W., Grimmeliu, H.T., and Stapersma, D., "Analysis of Ship Propulsion System Behaviour and the Impact on Fuel Consumption," Int. Shipbuild., Vol.57, No.1-2, pp.35-64, 2010.

[11] Jafarmadar, S., and Nemati, P. "Multi-dimensional Modeling of the Effect of Exhaust Gas Recirculation on Exergy Terms in a Homogenous Charge Compression Ignition Engine Fueled by Diesel/biodiesel", Journal of Cleaner Production, Vol.161, pp.720-734, 2017.

[12] Balaji, R. and Yaakob, O., "An Analysis of Shipboard Waste Heat Availability for Ballast Water Treatment," Proc. Inst. Mar. Eng. Sci. Technol. Part A J. Mar. Eng. Technol., Vol.11, No.2, pp.15-29, 2012.

[13] Zaili, Z. and Zhaofeng, Y., "Exergy Analysis of Ship Main Propulsion Plant Integrated Energy System," Proceedings of the International Conference on Technology Management and Innovation. Wuhan, China, 2010.

[14] Koroglu, T., Sogut, O. S., "Advanced Exergy

تخریب را شامل می‌شود. با توجه به نتایج بدست می‌توان به تفاوت در تحلیل انرژی و انرژی پی برد در نهایت بهترین مکان‌ها برای بهبود عملکرد سیستم، موتور دیزل و گازهای خروجی آگروز و سیستم خنک کن میانی می‌باشند.

فهرست علائم

$C_p$ [kJ/kg.k]	گرمای ویژه فشار ثابت
$e$ [kJ/kg]	اکسرژی جریانی مخصوص
$\dot{E}$ [kw]	نرخ اکسرژی جریانی
$h$ [kJ/kg]	آنتالپی
$K$ [N/m <sup>2</sup> ]	نسبت گرمای ویژه
$\dot{m}$ [kg/s]	نرخ انتقال جرم
$R$ [kJ/kg.k]	ثابت گاز
$s$ [kJ/kg.k]	آنتروپی مخصوص
$T$ [c]	دما
$P$ [bar]	فشار
$\dot{Q}$ [kw]	نرخ انتقال گرما
$q_{LHV}$ [kw]	ارزش حرارتی پایین سوخت
$\dot{W}$ [kw]	نرخ انجام کار

فهرست زیر نویس‌ها

<i>act</i>	واقعی
<i>air</i>	هوا
<i>c</i>	کمپرسور
<i>charge</i>	مبدل خنک کن میانی
<i>d</i>	تخریب
<i>e</i>	خروجی
<i>en</i>	موتور
<i>exh</i>	آگروز
<i>f</i>	سوخت
<i>HT</i>	مدار دما بالا
<i>i</i>	ورودی
<i>LT</i>	مدار دما پایین
<i>oil</i>	روغن
<i>q</i>	حرارت
<i>s</i>	آنتروپی ثابت
<i>T</i>	توربین
<i>0</i>	حالت پایه

۶ - منابع

[1] Baldi, F., and Gabriellii, C., "A Feasibility Analysis of waste Heat Recovery Systems for Marine Applications", Energy, Vol.80, pp.654-



- Analysis of an Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery of a Marine Power Plant”, *Journal of Thermal Engineering*, Vol.3, No.2, pp.1136-1148, 2017.
- [15] Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., and Liu L., “A Review of Waste Heat Recovery on Two-Stroke IC Engine Aboard Ships”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.19, pp.385-401, 2013.
- [16] Woodyard, D., *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, 9th Edition, Wheeler Road, Burlington, 2009.
- [17] Caterpillar Marine Power Systems, Mak M32C 3000 kw, Project Guide Propulsion, July 2005.
- [18] Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E., and Borgnakke, C., “Fundamentals of Thermo-dynamics”, N.Y, 6th Ed.-John Wiley & Sons, Inc. 2002.
- [19] Bejan, A., “Advanced Engineering Thermo-dynamics”. N. Y, 3rd Ed- John Wiley and Sons, Inc., 2006.
- [20] Brzustowski, T.A., Brena, A, “Second Law Analyses of Energy Processes”, *Trans. Can. Soc. Mech. Engr.*, Vol.10, pp.121-128, 1986.