

تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی

رضا نیرومند^{۱*}، محمدحسن سعیدی^۲

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>واژگان کلیدی: موتور دیزل دریایی، انرژی، اگزرژی، راندمان، بازگشت ناپذیری.</p>	<p>این مقاله به تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی ۲۷۰۰ kW می‌پردازد. سیستم تولید قدرت شامل موتور دیزل، توربوشارژر، مدار خنک‌کاری دمابالا و دمپائین آب و مبدل‌های حرارتی می‌باشد. درون خنک‌کن میانی، دمای هوای فشرده شده بعد از کمپرسور به وسیله مدار دمابالا و دمپائین سیستم خنک‌کاری کاهش می‌یابد. همچنین، روغن موتور درون مبدل روغن به کمک مدار دمپائین خنک می‌شود. تحلیل اگزرژی کمک می‌کند تا نقاط بحرانی که بیشترین بازگشت ناپذیری‌ها در آن‌ها رخ می‌دهد شناسایی شوند. نتایج این تحقیق می‌تواند به منظور بهبود عملکرد سیستم مورد استفاده قرار گیرد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که تخریب اگزرژی در موتور دیزل ۴۱/۹٪ اگزرژی سوخت ورودی و ۸۶/۹٪ کل تخریب اگزرژی سیستم را شامل می‌شود. با وجود اینکه خنک‌کن میانی و مبدل روغن ۱۸٪ اتلاف حرارتی سیستم را شامل می‌شوند ولی کمتر از ۱/۸٪ از اگزرژی سوخت ورودی را هدر می‌دهند. همچنین در حالی که توربوشارژر نقشی در تعادل انرژی سیستم بازی نمی‌کند، اما موجب می‌شود ۴/۵٪ از اگزرژی سوخت ورودی تخریب شود.</p>

۱- مقدمه

انرژی‌های باکیفیت، مثل کارمحوری، و انرژی‌های سطح پائین تمایز قائل می‌شود. برای تحلیل قانون دوم، اگزرژی (توانایی انجام کار) یک مفهوم کلیدی به شمار می‌آید. اگزرژی یک حالت خاص از مفهوم اساسی‌تر انرژی دسترس‌پذیر می‌باشد که توسط گیسی [۱] معرفی شده است. اگزرژی بیانگر پتانسیل موجود برای انجام کار مفید می‌باشد. بنابراین کمیتی است که بیانگر کیفیت موجود است. برخلاف انرژی، اگزرژی می‌تواند به واسطه پدیده‌هایی مثل احتراق، اصطکاک، اختلاط و اختناق از بین برود. جزئیات مربوط به روابط موجود را می‌توان در مراجع [۲-۶] یافت.

به دنبال کاهش منابع انرژی، تلاش‌های زیادی به منظور بهینه‌سازی فرایندهای حرارتی در سراسر جهان آغاز شده است. به منظور بررسی عملکرد سیستم تولید قدرت که وابسته به عملکرد زیرسیستم‌های آن می‌باشد، تحلیل قانون دوم نسبت به تحلیل انرژی می‌تواند مفیدتر باشد؛ چرا که دید و بینش بهتری نسبت به فرایندهای انجام شده درون سیستم می‌دهد. تحلیل قانون دوم بین

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: Reza_nrmand@yahoo.com

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

۲. استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

فهرست علائم	
c_p	گرمای ویژه فشار ثابت، kJ/kg.K
e	انرژی جریانی مخصوص، kJ/kg
\dot{E}	نرخ انرژی جریانی، kW
h	انتالپی، kJ/kg
k	نسبت گرمای ویژه
\dot{m}	دبی جرمی، kg/s
P	فشار، bar
q_{LHV}	ارزش حرارتی پائین سوخت، kW/kg
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما، kW
R	ثابت گاز، kJ/kg.K
s	آنترپی مخصوص، kJ/kg.K
T	دما، °C
\dot{W}	آهنگ انجام کار، kW
علائم یونانی	
ε	راندمان قانون دوم
η	راندمان قانون اول
بالانویس‌ها	
0	فشار 1 bar
i	ورودی
e	خروجی
0	خاصیت محیط
s	فرایند آنترپی ثابت
comp	کمپرسور
fuel	سوخت
air	هوا
dest	تخریب
act	واقعی
exh	محصولات احتراق خروجی
c	کمپرسور
t	توربین
int	خنک‌کن میانی
HT	مدار دمابالا
LT	مدار دماپائین
oil	روغن
oilcooler	مبدل روغن

بهبود عملکرد در آن‌ها وجود دارد. کاربردهای تحلیل قانون دوم در موتورهای احتراق داخلی را می‌توان اینگونه بیان نمود [۶]:

- بررسی میزان پتانسیل هر قسمت برای تولید کار مفید
- شناخت فرایندهایی که در آن‌ها تخریب انرژی رخ می‌دهد، مشخص نمودن منابع تخریب انرژی و مقدار آن
- بررسی تأثیر پارامترهای مختلف طراحی و ترمودینامیک در تخریب انرژی
- پیشنهاد اقداماتی برای حداقل نمودن میزان تخریب انرژی به منظور افزایش راندمان کلی سیستم
- پیشنهاد روش‌هایی برای بهره‌برداری از انرژی‌هایی که در حال حاضر از آن‌ها استفاده نمی‌شود و از سیستم خارج می‌شود، نظیر گازهای خروجی از انرژی
- تعیین راندمان قسمت‌های مختلف، که به واسطه آن می‌توان عملکرد آن‌ها را مورد بررسی و مقایسه قرار داد و اقدامات اصلاحی در هر یک را به طور کمی ارزیابی نمود.

موتورهای دیزل کاربردهای وسیعی دارند. آن‌ها دارای ضریب عملکرد بالایی هستند و با استانداردهای زیست‌محیطی سازگاری بهتری دارند. معمولاً موتورهای دیزل دارای راندمان ۳۵٪ می‌باشند و حدود ۵۰٪ از انرژی سوخت ورودی به‌وسیله آب خنک‌کننده و گازهای خروجی هدر می‌رود. در موتورهای احتراق داخلی بهره‌برداری ناقص از انرژی سوخت برای تولید به کار مفید، ناشی از تخریب انرژی است که معمولاً به عنوان بازگشت‌ناپذیری شناخته می‌شود. کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها می‌تواند موجب عملکرد بهتر موتور و بهره‌برداری مناسب‌تر از انرژی سوخت شود. به منظور کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها ابتدا بایستی میزان آن‌ها را به طور کمی مشخص نمود. میزان تخریب انرژی می‌تواند به واسطه تحلیل قانون دوم ارزیابی شود. شناخت مکان‌هایی که در آن‌ها تخریب انرژی رخ می‌دهد، می‌تواند یک راهنما برای مکان‌هایی باشد که پتانسیل

دماپائین و دمابالا خنک می‌شود. مدار دمابالا وظیفه خنک‌کاری بلوک موتور و هوای خروجی از کمپرسور را دارد، در حالی که مدار دماپائین وظیفه خنک‌کاری روغن موتور و هوای خروجی از کمپرسور را دارد. روغن به منظور خنک‌کاری و روغن‌کاری اجزای موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد. جداول ۲ و ۳ که براساس اطلاعات موجود سیستم تولید قدرت استخراج شده‌اند به ترتیب دما و میزان انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف سیستم را نشان می‌دهند [۱۰].

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل [۱۰]

۲۷۰۰	توان خروجی (kW)
۳۲۰	قطر سیلندر (mm)
۴۰۰	کورس موتور (mm)
۱۶:۱	نسبت تراکم
۲/۶۵	فشار توربوشارژر (bar)
۵/۴	دبی هوا (kg/s)
۵/۶	دبی محصولات احتراق (kg/s)
۱۸۲	مصرف سوخت (g/kWh)
۴۷۰۰	ارزش حرارتی پائین سوخت (kJ/kg)

جدول ۲- دمای قسمت‌های مختلف سیستم (°C) [۱۰]

۴۵	دمای هوای ورودی به کمپرسور
۵۵	دمای هوای ورودی به موتور
۳۴۴	دمای گازهای خروجی از توربین
۳۸	دمای آب مدار دماپائین ورودی به خنک‌کن میانی
۸۵	دمای آب مدار دمابالا ورودی به موتور
۶۳	دمای روغن ورودی به موتور

جدول ۳- نرخ انتقال حرارت صورت گرفته در قسمت‌های

مختلف سیستم (kW) [۱۰]

۴۰۳ kW	بدنه سیلندر- مدار دمابالا
۳۴۱ kW	خنک‌کن میانی- مدار دمابالا
۴۲۱ kW	خنک‌کن میانی- مدار دماپائین
۳۲۲ kW	مبدل روغن- مدار دماپائین

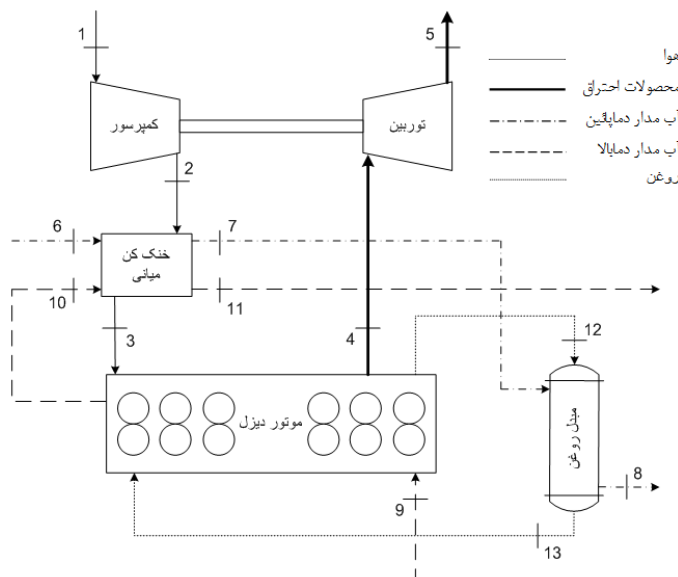
در دهه‌های گذشته، پژوهش‌های بسیاری در مورد قانون دوم ترمودینامیک برای موتورهای احتراق داخلی صورت گرفته که بیشترین آن‌ها طی بیست سال اخیر بوده است. یکی از کلی‌ترین آن‌ها پژوهش کتون [۷] است. کانوگلو و همکاران [۸] تخریب انرژی در یک موتور دیزل نیروگاهی را مورد بررسی قرار دادند. همچنین آبوسوگلو و کانوگلو [۹] در کاری مشابه، یک موتور دیزل در سیستم تولید همزمان کار و حرارت را از لحاظ تحلیل قوانین اول و دوم مورد بحث قرار داده‌اند.

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 انرژی 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 انرژی سوخت ورودی مشخص می‌شود.

۲- معرفی عملکرد سیستم تولید قدرت

سیستم قدرت شامل موتور دیزل، توربوشارژر (متشکل از کمپرسور و توربین)، خنک‌کن میانی و مبدل روغن می‌باشد. شماتیک کلی سیستم در شکل ۱ نشان داده شده است. همچنین مشخصات موتور به کار رفته در سیستم تولید قدرت در جدول ۱ آمده است [۱۰].

وقتی موتور شروع به کار می‌کند هوای محیط توسط کمپرسور توربوشارژر فشرده می‌شود. توربوشارژر شامل کمپرسور و توربین می‌باشد که توسط یک محور به یکدیگر متصل شده‌اند. گازهای خروجی از موتور دیزل پس از عبور از توربین مقداری از انرژی خود را به آن داده و انرژی مورد نیاز کمپرسور را تأمین می‌کنند. قبل از اینکه هوا وارد موتور دیزل شود درون خنک‌کن میانی سرد می‌شود. هوای ورودی به خنک‌کن میانی توسط آب مدار



شکل ۱- شماتیک کلی سیستم تولید قدرت

به کار برده شوند. برای هر حجم کنترل دلخواه، با فرض ناچیز بودن تغییرات انرژی پتانسیل و انرژی جنبشی، معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرژی را می‌توان به صورت زیر نوشت [۱۱]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \tag{۱}$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \tag{۲}$$

$$\dot{E}_{heat} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_i e_i + \dot{E}_{dest} \tag{۳}$$

\dot{E}_{heat} اگزرژی منتقل شده به وسیله حرارت در دمای T می‌باشد که توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{heat} = \sum (1 - T_0/T) \dot{Q} \tag{۴}$$

همچنین اگزرژی جریانی مخصوص و نرخ اگزرژی جریانی، توسط روابط زیر به دست می‌آید:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \tag{۵}$$

$$\dot{E} = \dot{m} e \tag{۶}$$

تحلیل اگزرژی یک سیستم قدرت بایستی شامل محاسبه تخریب اگزرژی در تک تک اجزا و مقایسه آن با اگزرژی سوخت ورودی و کل تخریب اگزرژی در سیستم باشد. تخریب اگزرژی در یک فرایند پایا را می‌توان به کمک رابطه ۳ به دست آورد. تخریب اگزرژی در جزء k ام سیستم را می‌توان به کمک رابطه زیر با اگزرژی سوخت ورودی مقایسه نمود:

دما و فشار مرجع برای تحلیل اگزرژی سیستم $35^\circ C$ و 1 bar در نظر گرفته شده است. سایر فرضیات به کار رفته در تحلیل ترمودینامیک سیستم شامل موارد زیر می‌باشد:

- موتور دیزل در شرایط پایا کار می‌کند.
- هوای ورودی و گازهای خروجی، گاز کامل فرض شده‌اند.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز انگاشته شده است.
- به دلیل اینکه معمولاً در موتورهای احتراق داخلی آب به صورت بخار در خروجی ظاهر می‌شود از ارزش حرارتی کم استفاده شده است.

۳- روابط انرژی و اگزرژی سیستم

در این قسمت، روابط مورد نیاز برای تحلیل قوانین اول و دوم سیستم تولید قدرت بیان می‌شود. برای تمامی اجزایی که به طور پیوسته در حال کار می‌باشند، از جمله کمپرسور، توربین، مبدل‌ها و موتور دیزل، می‌توان شرایط حالت پایا را در نظر گرفت. معادلاتی که در ادامه می‌آیند می‌توانند برای یک چنین اجزایی که به اندازه کافی از زمان شروع به کارشان گذشته و به حالت پایا رسیده‌اند،

$$\dot{W}_{act} = \frac{\dot{m}_{air} c_{p,air} T_1}{\eta_{comp}} = \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (12)$$

راندمان قانون دوم برای کمپرسور را می‌توان براساس اینکه کار ورودی تا چه اندازه توانسته است به قابلیت کاردهی جریان ورودی اضافه کند، تعریف نمود:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{act}} = \frac{e_2 - e_1}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{act} - \dot{E}_{dest,c} \quad (14)$$

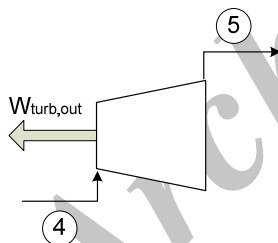
با توجه به اینکه برای هوا آنتروپی در دمای تعیین شده و در فشار اتمسفر داده شده است، برای وارد کردن تأثیر فشار از رابطه زیر استفاده شده است [۱۴]:

$$s_{air} = s_{air}^0 - R_{air} \ln(P/P_0) \quad (15)$$

۳-۲- توربین

با فرض گاز ایده‌آل برای محصولات احتراق، با توجه به شکل ۳ راندمان آیزنتروپیک توربین را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\eta_t = \dot{W}_{act} / \dot{W}_s = (T_4 - T_5) / (T_4 - T_{5,s}) \quad (16)$$



شکل ۳- توربین

در صورتی که از اتلافات اصطکاکی در یاتاقان‌ها صرف نظر شود می‌توان کار واقعی توربین و کمپرسور را یکسان در نظر گرفت. از اینرو، در صورت داشتن دمای خروجی توربین، برای محاسبه دمای ورودی به توربین می‌توان از روابط زیر استفاده نمود:

$$\dot{m}_{exh} c_{p,exh} (T_4 - T_5) = \dot{W}_{act} \quad (17)$$

$$T_4 = T_5 + \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{m}_{exh} c_{p,exh}} \quad (18)$$

$$y_{dest,k} = \frac{\dot{E}_{dest,k}}{E_{fuel}} \quad (7)$$

همچنین تخریب انرژی در هر جزء را می‌توان با کل تخریب انرژی درون سیستم توسط رابطه زیر مقایسه نمود:

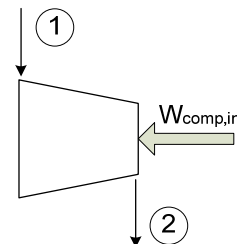
$$y_{dest,k}^* = \frac{\dot{E}_{dest,k}}{\dot{E}_{dest,total}} \quad (8)$$

هر دو نسبت تخریب انرژی می‌تواند برای مقایسه اجزای بین سیستم مفید واقع شود [۱۲].

در سیستم تولید قدرت از اجزایی چون کمپرسور، توربین، موتور دیزل و مبدل‌ها استفاده شده است. در ادامه، روابط مربوط به تحلیل انرژی و انرژی هر یک از اجزای موجود در شکل ۱ به طور جداگانه بیان می‌شود.

۳-۱- کمپرسور

در این قسمت، روابط استفاده شده برای محاسبات مربوط به تحلیل انرژی و انرژی کمپرسور (شکل ۲) بیان شده است. راندمان آیزنتروپیک برای کمپرسور را می‌توان به شکل زیر بیان نمود:



شکل ۲- کمپرسور

$$\eta_c = w_s / w_{act} = (h_{2,s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (9)$$

با فرض گاز ایده‌آل برای هوای ورودی به کمپرسور، رابطه ۹ به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$\eta_c = (T_{2,s} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (10)$$

$$T_{2,s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (11)$$

همچنین برای محاسبه کار واقعی مصرف شده در کمپرسور می‌توان از رابطه زیر استفاده نمود [۱۳]:

۳-۴- مبدل روغن

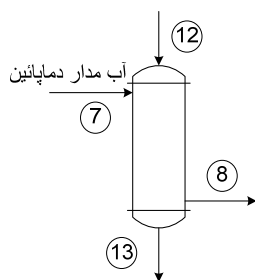
مبدل روغن، گرمای گرفته شده توسط روغن از موتور را توسط آب مدار دمپائین خنک می‌کند (شکل ۵). دما در قسمت‌های مختلف را می‌توان براساس نرخ انتقال حرارت صورت گرفته در مبدل محاسبه نمود:

$$(T_8 - T_7) = \frac{\dot{Q}_{oilcooler}}{\dot{m}_{LT} c_{p,HT}} \quad (26)$$

$$(T_{12} - T_{13}) = \frac{\dot{Q}_{oilcooler}}{\dot{m}_{oil} c_{oil}} \quad (27)$$

راندمان قانون دوم برای مبدل روغن را می‌توان مشابه خنک‌کن میانی براساس تغییرات انرژی جریانی سرد و گرم تعریف نمود:

$$\varepsilon_{oilcooler} = \frac{\dot{m}_{LT} (e_8 - e_7)}{\dot{m}_{oil} (e_{12} - e_{13})} \quad (28)$$



شکل ۵- مبدل روغن

برای محاسبه انرژی جریانی روغن می‌توان از رابطه زیر که برای سیالات تراکم‌ناپذیر پیشنهاد شده است، استفاده نمود [۴]:

$$e_{oil} = c_{oil} T_0 [T/T_0 - 1 - \ln(T/T_0)] + v(P - P_0) \quad (29)$$

۳-۵- موتور دیزل

راندمان حرارتی برای موتور دیزل براساس نسبت توان خروجی موتور به انرژی سوخت تعریف می‌شود:

$$\eta_{engine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f q_{LHV}} \quad (30)$$

بایستی توجه داشت که چون در موتورهای احتراق داخلی عموماً آب به صورت بخار در محصولات احتراق ظاهر می‌شود، ارزش حرارتی کم در روابط استفاده

برای محاسبه انرژی خروجی توسط گازهای خروجی از آگزوز می‌توان از رابطه زیر استفاده نمود:

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}_{exh} c_{p,exh} (T_5 - T_1) - \dot{W}_{act} \quad (19)$$

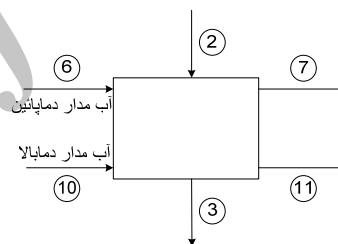
راندمان قانون دوم برای توربین را می‌توان براساس اینکه قابلیت کاردهی جریان ورودی تا چه اندازه توانسته به کار شفت تبدیل شود، تعریف نمود:

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{h_4 - h_5}{e_4 - e_5} \quad (20)$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{act} + \dot{E}_{dest,t} \quad (21)$$

۳-۳- خنک‌کن میانی

خنک‌کن میانی دارای دو مسیر دمابالا و دمپائین برای آب می‌باشد و هوای فشرده شده بعد از کمپرسور برای سرد شدن از داخل آن عبور می‌کند (شکل ۴).



شکل ۴- خنک‌کن میانی

روابط زیر براساس معادله ۲ به منظور محاسبه دما در قسمت‌های مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$(T_{10} - T_{11}) = \frac{\dot{Q}_{HT,int}}{\dot{m}_{HT} c_{HT}} \quad (22)$$

$$(T_6 - T_7) = \frac{\dot{Q}_{LT,int}}{\dot{m}_{LT} c_{LT}} \quad (23)$$

$$T_2 = T_3 + \frac{\dot{Q}_{HT,int} + \dot{Q}_{LT,int}}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (24)$$

راندمان قانون دوم برای مبدل‌ها از نسبت افزایش انرژی جریانی سرد به کاهش انرژی جریانی گرم به دست می‌آید.

بر این اساس، برای خنک‌کن میانی می‌توان نوشت:

$$\varepsilon_{int} = \frac{\dot{m}_{LT} (e_7 - e_6) + \dot{m}_{HT} (e_{11} - e_{10})}{\dot{m}_{air} (e_2 - e_3)} \quad (25)$$

می‌شود. راندمان قانون دوم موتور دیزل را می‌توان به دو شیوه بیان نمود. در شیوه اول، تمام انرژی‌های جریانی ورودی و خروجی موتور را در نظر گرفته و راندمان انرژی بر اساس نسبت انرژی ورودی موتور به انرژی خروجی از موتور به دست می‌آید:

$$\varepsilon_{engine-1} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{out}}{\dot{E}_f + \dot{E}_{in}} \quad (31)$$

بر اساس شکل ۱، برای \dot{E}_{in} و \dot{E}_{out} می‌توان نوشت:

$$\dot{E}_{out} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{12} \quad (32)$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_3 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{13} \quad (33)$$

در روش دوم، تنها انرژی سوخت ورودی و میزان کار خالص موتور در نظر گرفته می‌شود:

$$\varepsilon_{engine-2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f e_{fuel}} \quad (34)$$

روش اول، از دید ارزش علمی، می‌تواند با ارزش‌تر باشد چرا که تمامی انرژی‌های جریانی به موتور را در نظر می‌گیرد؛ اما رابطه دوم از دید مهندسی می‌تواند پرکاربردتر باشد چرا که تنها قدرت خروجی موتور را در نظر می‌گیرد. همچنین بایستی توجه داشت که در هر دو روش می‌توان تخریب انرژی را به کمک تفریق صورت از

$$e_{fuel} = 1.065q_{LHV} \quad (35)$$

۴- نتایج و بحث

بر اساس داده‌های جداول ۱، ۲ و ۳ و همچنین روابط ارائه شده در بخش قبلی، دمای سایر نقاط سیستم را می‌توان محاسبه نمود. در نهایت، با توجه به مقادیر دمای محاسبه شده و با استفاده از جداول و روابط ترمودینامیک، میزان آنتالپی مخصوص، آنتروپی مخصوص و نرخ انرژی جریانی در تمام نقاط سیستم مشخص شده است که نتایج آن را می‌توان در جدول ۴ مشاهده نمود. انرژی شیمیایی سوخت ورودی با استفاده از رابطه ۳۵، ۳۵ kW ۶۴۹۵ تخمین زده می‌شود.

با توجه به چگونگی جریان انرژی و انرژی در هر جزء، راندمان قانون اول و قانون دوم برای اجزای مختلف موجود در سیستم تولید قدرت محاسبه شده است (جدول ۵).

جدول ۴- مشخصات ترمودینامیک سیال در قسمت‌های مختلف سیستم

موقعیت	نوع سیال	دبی (kg/s)	دما (°C)	فشار (bar)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	انرژی جریانی (kW)
حالت استاندارد	هوا	-	۳۵	۱	۳۰۸/۷	۶/۸۹۶	-
حالت استاندارد	آب	-	۳۵	۱	۱۴۶/۷	۰/۵۰۵	-
۱	هوا	۵/۴	۴۵	۱	۳۱۸	۶/۹۲	۱۰/۰۴
۲	هوا	۵/۴	۱۹۴/۷	۲/۶۵	۴۷۰	۷/۰۴۰	۶۳۰/۶۲
۳	هوا	۵/۴	۵۵	۲/۶	۳۲۹	۶/۶۸۰	۴۶۷/۵۹
۴	دود	۵/۶	۴۷۶/۵	۲/۵	۷۷۲/۱	۷/۵۵۲	۱۴۶۲/۵۵
۵	دود	۵/۶	۳۴۴	۱	۶۲۵/۲	۷/۶۰۵	۵۴۸/۴۷
۶	آب	۱۶/۵	۳۸	۴	۱۵۹/۵	۰/۵۴۵	۵/۸۷
۷	آب	۱۶/۵	۴۴/۱	۳	۱۸۴/۹	۰/۶۲۷	۱۲/۳۷
۱۰	آب	۱۶	۹۱	۲/۸	۳۸۱/۴	۱/۲۰۴	۳۰۶/۸۴
۱۱	آب	۱۶	۹۶	۱/۸	۴۰۲/۶	۱/۲۶۲	۳۵۹/۸۴
۹	آب	۱۶	۸۵	۴	۳۵۶/۳	۱/۱۳۴	۲۴۹/۷۵
۸	آب	۱۶/۵	۴۸/۷	۲/۷	۲۰۴/۳	۰/۶۸۷	۲۳/۲۶
۱۳	روغن	۱۹/۵	۶۳	۴/۵	-	-	۵۲/۰۳
۱۲	روغن	۱۹/۵	۷۱/۷	۴/۲	-	-	۷۵/۰۲

با مقایسه نسبت تخریب انرژی در اجزای مختلف سیستم (y_{dest}^*) می‌توان دریافت که در مقایسه با سایر اجزا، موتور دیزل با ۸۶/۹٪ بیشترین سهم را در تخریب انرژی سیستم دارد و پس از آن کمپرسور با مقدار ۶/۲٪ سهم بیشتری در تخریب انرژی دارد. همچنین در این میان، مبدل روغن نقش بسیار ناچیزی در تخریب انرژی سیستم دارد (۰/۳۹٪). این بدین دلیل است که روغن توسط آبی خنک‌کاری می‌شود که دمای کمی دارد و به حالت تعادل با محیط نزدیک است و در مجموع انرژی‌های شرکت کننده در مبدل روغن از انرژی کمی برخوردار می‌باشند.

برای بهینه‌سازی سیستم‌های ترمودینامیک معمولاً از تحلیل انرژی استفاده می‌شود. در اینجا برای اینکه تمایز میان تحلیل انرژی و انرژی بهتر نمایان شود میزان مصرف انرژی و سوخت ورودی در قسمت‌های مختلف سیستم با یکدیگر مقایسه شده است. بر اساس شکل‌های ۶ و ۷، گازهای خروجی از انرژی ۳۰٪ سوخت ورودی را شامل می‌شوند. این در حالی است که تنها ۸/۴٪ در تخریب انرژی سوخت ورودی شرکت دارند. همچنین خنک‌کن میانی و مبدل روغن در مجموع ۱۸٪ اتلاف حرارتی سیستم را شامل می‌شوند. در حالی که این دو در مجموع کمتر از ۱/۸٪ تخریب انرژی سوخت را شامل می‌شوند. در این میان، تخریب انرژی درون موتور دیزل بیشترین نقش را در کاهش عملکرد ترمودینامیک سیستم دارد. تخریب انرژی در موتور بیشتر به دلیل فرایندهای به شدت بازگشت‌ناپذیر در فرایند احتراق، اتلافات حرارتی از موتور و اصطکاک می‌باشد. از اینرو بهترین مکان برای بهبود عملکرد سیستم، موتور دیزل و فرایند احتراق درون آن می‌باشد. پس از آن می‌توان با طراحی مکانیزم‌هایی از هدررفت انرژی توسط گازهای خروجی از انرژی عملکرد سیستم را بهبود بخشید. از دیدگاه تحلیل انرژی، حدود ۲۹/۸٪ انرژی گازهای خروجی می‌تواند برای تولید کار مفید مورد استفاده قرار گیرد (حدود ۸/۴٪ قابلیت کاردهی کل سوخت). بایستی

جدول ۵- راندمان قانون اول و قانون دوم در اجزای مختلف

اجزا	سیستم تولید قدرت	
	راندمان قانون دوم (%)	راندمان قانون اول (%)
کمپرسور	۷۶	۶۸
توربین	۸۹	۸۷
خنک‌کن میانی	۳۶	-
مبدل روغن	۴۷	-
موتور	۴۲	۴۴

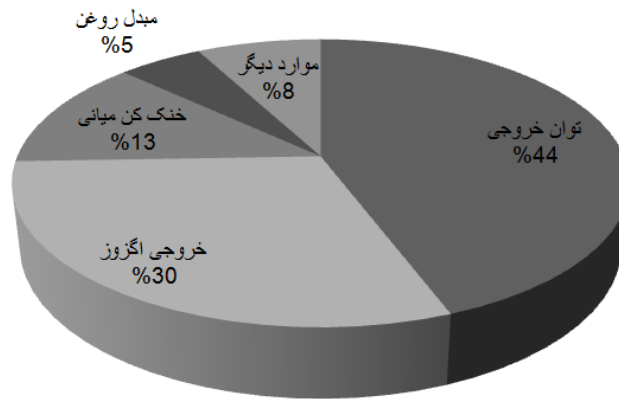
بر اساس نتایج جدول ۵، راندمان قانون دوم توربین و کمپرسور به ترتیب ۸۹٪ و ۷۶٪ می‌باشد. این مقادیر زیاد بیانگر عملکرد رضایت‌بخش توربوشارژر می‌باشد. معمولاً تخریب انرژی در مبدل‌ها به دلیل انتقال حرارت بین دوسال با دمای متفاوت رخ می‌دهد و هرچه این انتقال حرارت در اختلاف دمای بیشتری رخ دهد برگشت‌ناپذیری‌ها بیشتر خواهد بود. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که خنک‌کن میانی به دلیل اختلاف دماهای بیشتر بین مسیرهای جریان سیال، دارای راندمان قانون دوم کمتری نسبت به مبدل روغن می‌باشد (۳۶٪ در مقابل ۴۷٪). به طور کلی، مبدل‌ها به دلیل انتقال حرارت صورت گرفته در اختلاف دمای زیاد دارای راندمان قانون دوم کمی می‌باشند. جدول ۶ میزان تخریب انرژی در اجزای مختلف سیستم تولید قدرت را به همراه سهم هر جزء در تخریب انرژی نشان می‌دهد.

جدول ۶- نتایج تحلیل انرژی در اجزای مختلف سیستم تولید قدرت

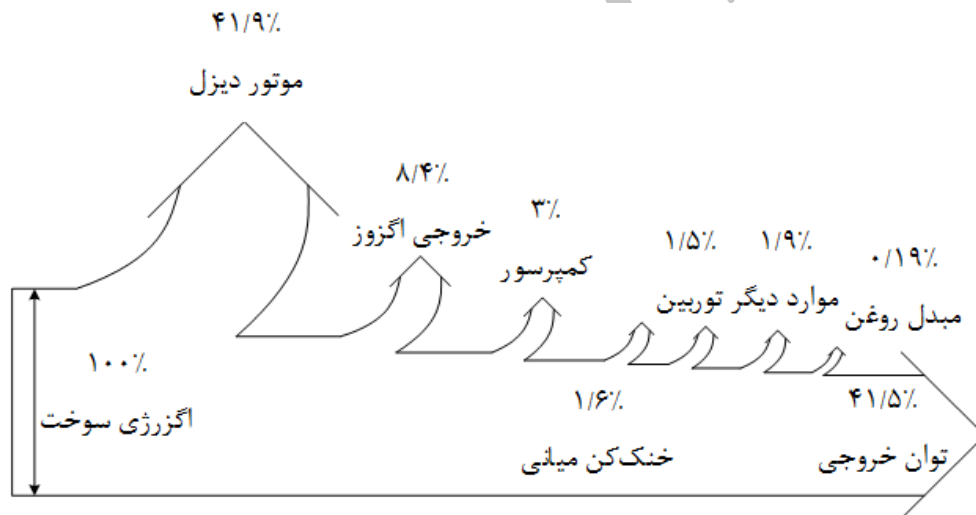
اجزا	تخریب انرژی (y_{dest}^*) (%)	کاردهی (y_{dest}) (%)
کمپرسور	۱۹۵/۹۵	۶/۲۶
توربین	۹۷/۵۳	۳/۱۲
خنک‌کن میانی	۱۰۳/۵۳	۳/۳۱
مبدل روغن	۱۲/۰۹	۰/۳۹
موتور	۲۷۲۰/۰۷	۸۶/۹۲

نمی‌کند. با این وجود، تحلیل انرژی نشان می‌دهد بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در کار توربوشارژر در مجموع موجب تخریب حدود ۴/۵٪ از انرژی جریانی سوخت می‌شود.

توجه داشت که برای توربوشارژر مقدار انرژی که توسط توربین از سیستم گرفته می‌شود به صورت کارمحوری صرف کمپرسور می‌شود. بنابراین براساس قانون اول ترمودینامیک، توربوشارژر نقشی در انرژی سیستم بازی



شکل ۶- میزان مصرف انرژی سوخت ورودی در قسمت‌های مختلف سیستم



شکل ۷- میزان مصرف انرژی سوخت ورودی در قسمت‌های مختلف سیستم

پتانسیل برای بهبود عملکرد سیستم را دارند می‌تواند مفید باشد. تحلیل انرژی و انرژی سیستم نشان می‌دهد که موتور دیزل با تخریب ۴۹/۱٪ از انرژی جریانی سوخت ورودی بیشترین سهم را در تخریب انرژی 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٪ از انرژی سوخت ورودی، بیشترین سهم را در اتلاف داشته

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی به همراه اجزای آن از لحاظ قانون اول و قانون دوم بررسی شده است. مکان‌های تخریب انرژی و میزان راندمان قانون اول و قانون دوم برای تمامی اجزای سیستم مشخص شد. یک چنین تحلیلی برای شناسایی مکان‌هایی که بیشترین تخریب انرژی را دارند و به تبع آن بیشترین

میانی حدود ۱۸٪ از اتلاف انرژی سیستم را موجب می‌شوند، ولی کمتر از ۱/۸٪ از اتلاف انرژی سوخت ورودی را شامل می‌شوند و اینجاست که تفاوت میان تحلیل قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک به خوبی مشخص می‌شود.

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 انرژی سوخت ورودی می‌شود و این بدلیل بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در عملکرد آن می‌باشد. همچنین در حالی که مبدل روغن و خنک‌کن

مراجع

- [1] Gibbs, J.W. (1961), "The scientific papers of J. Willard Gibbs". Dover.
- [2] Haywood, R.W. (1980), "Equilibrium Thermodynamics for Engineers and Scientists". John Wiley and Sons, Inc., N. Y.
- [3] Moran, M.J. (1982), "Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use". Prentice-Hall, N. Y.
- [4] Bejan, A. (2006), "Advanced Engineering Thermodynamics". 3rd Ed., John Wiley and Sons, Inc., N. Y.
- [5] Obert, E.F., Gaggioli, R.A. (1963), "Thermodynamics". 2nd Ed., McGraw-Hill, Co., N. Y.
- [6] Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G. (2006), "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation". Progress in Energy and Combustion Sci., Vol. 32, pp. 2-47.
- [7] Caton, J.A. (2000), "A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal combustion engines". SAE International, Paper No. 2000-01-1081.
- [8] Kanoglu, M., Isik, S.K., Abusoglu, A. (2005), "Performance characteristics of a diesel engine power plant". Energy Conver. Manage., Vol. 46, pp. 1692-1702.
- [9] Abusoglu, A., Kanoglu, M. (2008), "First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems". Energy Conver. Manage., Vol. 49, pp. 2026-2031.
- [10] The Laboratory of Marine Engineering, (1998). [Online]. Available: [http:// www.lme.ntua.gr/repos/PGW32.pdf](http://www.lme.ntua.gr/repos/PGW32.pdf).
- [11] Cengel, Y.A., Boles, M.A. (2002), "Thermodynamics: An Engineering Approach". 4th Ed., McGraw-Hill, Co., N. Y.
- [12] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996), "Thermal Design and Optimization". 1st Ed., John Wiley & Sons, Inc., N. Y.
- [13] Challen, B., Baranescu, R. (1999), "Diesel Engine Reference Book". 2nd Ed., Butterworth-Heinemann.
- [14] Van Wylen, G. J., Sonntag, R.E., Borgnakke, C. (2002), "Fundamentals of Thermodynamics". 6th Ed., John Wiley & Sons, Inc., N. Y.
- [15] Brzustowski, T.A., Brena, A. (1986), "Second law analyses of energy processes". Trans. Can. Soc. Mech. Engr., Vol. 10, pp. 121-128.

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF POWER GENERATION SYSTEM OF A MARINE DIESEL ENGINE

R. Niroomand^{1,*}, M.H. Saidi²

1. M.Sc. Student, Mechanical Engineering Department, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

2. Professor, Mechanical Engineering Department, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

*Corresponding Author: reza_nrmand@yahoo.com

ARTICLE INFO

Keywords:

Marine Diesel
Engine,
Energy,
Exergy,
Efficiency,
Irreversibility.

ABSTRACT

This paper presents energy and exergy analysis of the power generation system of a 2700 kW marine diesel engine. The power generation system is consisted of diesel engine, turbocharger, high and low temperature water cooling system, and heat exchangers. Compressed air is passed through the compressor and is cooled using an intercooler by high and low temperature cooling system. In addition, oil temperature is lowered in the oil heat exchanger via the low temperature cooling system. Implementation of exergy analysis leads to identifying critical points with maximum entropy generation. Outcomes of this research can be used in order to improve performance characteristics of the system. Obtained results showed that the exergy destruction in diesel engine is 41.9% of inlet fuel's exergy and 86.9% of the total exergy of the system. Although 18% of heat dissipation occurs at the intercooler and oil heat exchanger, they waste less than 1.8% of inlet fuel's exergy. While the turbocharger plays no role in the energy balance of the system, it dissipates 4.5% of inlet fuel's exergy.
