







Original Research

E-ISSN: 2538-4430

ISSN: 2382-9796

Energy, Exergy, Economic and Environmental (4E) Analysis of a Heavy-Duty Diesel Engine WHR System

Homayoun Boodaghi¹, Mir Majid Etghani^{2*}, Kurosh Sedighi³, Seyed Sharafoddin Hosseini⁴

¹MSc, Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran.

²Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Payam Noor University, Tehran, Iran.

³Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran.

⁴Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Received: 01.28.2023

Revised: 05.06.2023

Accepted: 06.11.2023

Keyword:

Organic Rankine Cycle (ORC)

Waste Heat Recovery (WHR)

Internal Combustion Engine

(ICE)

Response Surface Methodology

(RSM)

Exergy Analysis

***Corresponding Author:**

Mir Majid Etghani

Email: etghani@pnu.ac.ir

ABSTRACT

In the present investigation, the energy, exergy, economic and environmental (4E) characteristics of a waste heat recovery (WHR) system including a dual-loop Organic Rankine Cycle (ORC) and a heavy-duty diesel was investigated. The proposed system recovers the available waste heat of the engine exhaust gas, intake air, and the coolant. Central composite design (CCD) which is a standard technique of response surface methodology (RSM) was employed for the design of experiments (DoE). Parametric study of the output responses to the effective input parameters was performed. The results showed that increasing the amount of the engine variables led to a significant increase in power production and exergy destruction rate of the system and vice versa. The minimum amount of payback period (5.57 years) was observed in the high values of the engine parameters. The maximum output power of the WHR system was 330 kW, which was equal to 33% of the diesel engine brake power. The maximum value for the sustainability index was also observed at approximately 3.28.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Today, in all types of vehicles with various applications, the internal combustion engines (ICEs) play a significant role. Depending on the usage of these systems, chemical fuels are required. A large quantity of the fuel energy is wasted through the engine exhaust gases, intake air, and the jacket water system. In recent years, one of the most recommended ways to improve the thermal efficiency, fuel economy, and exhaust gas emissions is applying waste heat recovery (WHR) technologies. Implementing organic Rankine cycles (ORCs) for WHR of ICEs is a proper technology which can be employed to mass production for heavy and medium-duty diesel engines. To develop a privileged ORC system, it is highly recommended that attention is paid to cycle fluid selection, system architecture, and proper expanders and heat exchangers. In this research, the energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of both the engine and cyclic parameters of the developed system were investigated simultaneously using the responses surface methodology (RSM). The GT-POWER 1-dimensional numerical modeling of the 12-cylinder heavy-duty diesel engine was provided, and RSM analysis of the effective input parameters against output responses represented. In respect of validation of the ICE, the experimental setup of the diesel engine was introduced, and the comparative results between numerical model and experimental observations were exhibited. Finally, the effects of four independent input variables, engine speed, the start of injection, the higher pressure of the high-temperature loop, and the higher pressure of the low-temperature loop against the output responses of the system were scrutinized. The investigated responses arising from each analysis were as follows: total produced power (energy analysis), exergy destruction rate (exergy analysis), payback period (economic analysis), and sustainability index (environmental analysis).

Methodology

A standard Response Surface Methodology (RSM) design called Central Composite Design (CCD) was implemented to develop the RSM model for each output parameter. RSM is an effective statistical approach that uses minimal resources and quantitative data from a series of experiments for the purpose of Design of Experiments (DoE) and evaluation of model correlations. The considered input factors included the engine speed (N), the start of injection (SOI), the higher pressure of the HT loop ($HPHT$), and the higher pressure of the LT loop ($HPLT$). In addition, the responses were as follows: produced power (\dot{W}), thermal efficiency (η_{th}), exergy efficiency (η_{ex}), and exergy destruction rate (\dot{E}_d) of the entire system.

The CCD considers five levels for each input factor. Three of those are defined as the lower (-1), equal to (0), and the higher (+1) values for the center point, and two more levels, namely (-/+) α are included. The alpha value is defined as $\alpha = 2^{(r)/4}$ where r represents the number of input factors. In this case, the alpha is equal to 2. The CCD configuration is shown in Figure 1.

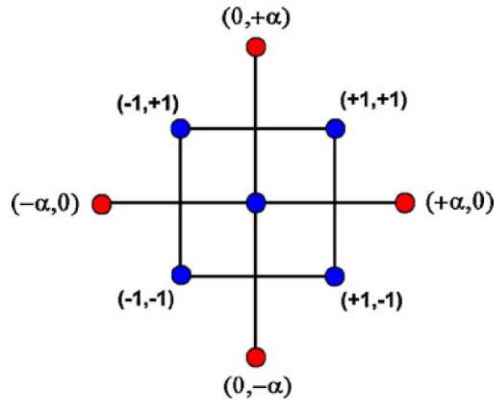


Figure 1. Central composite design (CCD) configuration.

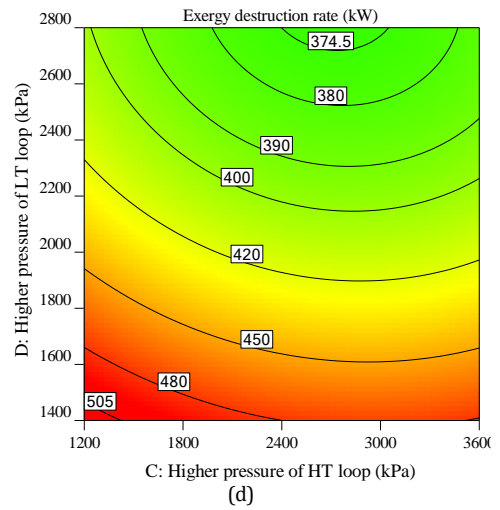
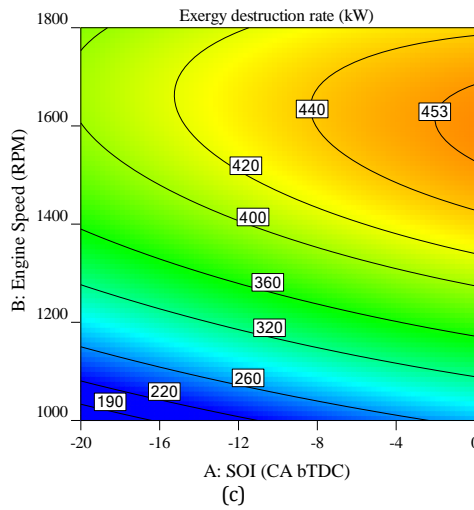
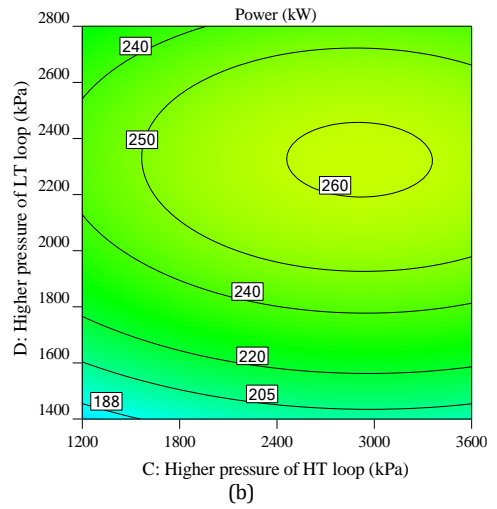
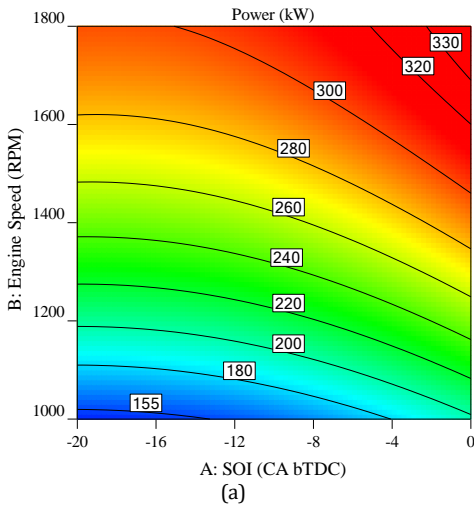
Input factors and their coded name in terms of levels are summarized in Table 1. Based on the number of factors and their levels, the statistical model table was designed. 30 series of experiments, which included 24 factorial runs and six repetitive central point runs were performed. Replicated central point experiments are necessary for the examination of the pure error and sum of squares.

Table 1. Design range and levels of input factors.

Factor name		Actual and coded levels of factors				
		-2	-1	0	+1	+2
Engine speed (RPM)	<i>N</i>	1000	1200	1400	1600	1800
Start of injection (CA bTDC)	<i>SOI</i>	-20	-15	-10	-5	0
Higher pressure of HT loop (kPa)	<i>HPHT</i>	1200	1800	2400	3000	3600
Higher pressure of LT loop (kPa)	<i>HPLT</i>	1400	1750	2100	2450	2800

Results and discussion

In order to represent and visualize the effects of effective input variables on output responses, 2-D surface contour plots are provided in Figures 2(a)-2(g). The combined effects of *N*, *SOI*, *HPHT*, and *HPLT* against output system power, exergy destruction rate, payback period, and sustainability index are shown in the below plots.



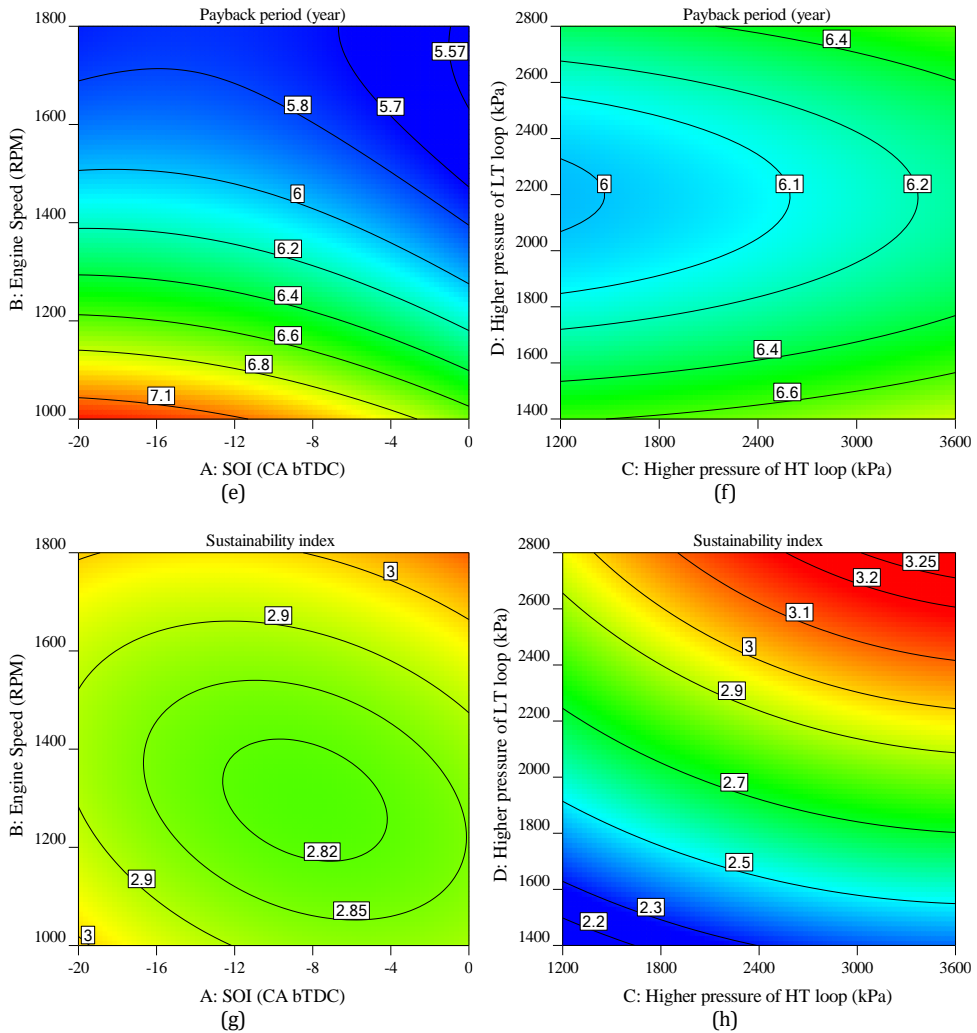


Figure 2. Combine effects of key input parameters against output responses of the system.

As shown in Figure 2, an increase in the N and SOI significantly increases the power production of the system. By an increment in the N and SOI , the mass flow rate (MFR) and temperature of both the exhaust gases and jacket water of the engine increases. Hence, the MFR of HT and LT loops increases, and consequently, the total produced power of the system increases. An increase in the $HPHT$ and $HPLT$ enhances the MFR of the cycle working fluid resulting an increment in the power production of the system. Variation of the N and SOI against the exergy destruction rate has a similar result of the produced power. As it is stated before, an increase in $HPHT$ and $HPLT$ leads to an increase in power. This causes a decrease in the rate of exergy destruction rate of the loops and the whole cycle. The minimum payback period is obtained at the maximum values of engine variables, which is equal to 5.57 years.

The highest and lowest values seen for the sustainability index are approximately 3.28 and 2.2, respectively.

Conclusion

The most significant outcomes of this research are as follows:

- 1- The maximum produced power of the system is approximately 330 kW, which is 33% of the output power of the diesel engine.
- 2- Increasing the engine parameters leads to a significant rise in the power of the system. The sensitivity of the power to the *HPHT* is much higher than the *HPHT*.
- 3- The variation of engine parameters against the sustainability index is not significant. But by changing the *HPHT* and *HPLT*, the sustainability index variate remarkably. The highest and lowest values observed for this response are around 3.28 and 2.2, respectively.
- 4- The minimum payback period is obtained at the maximum values of engine variables, which is equal to 5.57 years.



شاپای الکترونیکی: ۲۵۳۸-۴۴۲۰

شاپای چاپی: ۲۳۸۲-۹۷۹۶



تحلیل انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی (4E) سامانه بازیابی گرمای اتلافی موتور دیزل سنگین

همایون بوداگی^۱، میر مجید اتقانی^{۲*}، کورش صدیقی^۳، سید شرف‌الدین حسینی^۴

- ۱- دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران.
- ۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران.
- ۳- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران.
- ۴- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

در این پژوهش، مشخصات انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی (4E) یک سامانه بازیابی گرمایی شامل یک چرخه دو حلقه‌ای رنکین آلی (ORC) و یک موتور دیزل سنگین، به صورت عددی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. سامانه پیشنهادی، حرارت اتلافی موجود در جریان گازهای خروجی، هوای ورودی، و مایع خنک‌کننده موتور را مورد بازیابی قرار داده است. تحلیل عملکرد پاسخ‌های خروجی نسبت به متغیرهای مستقل مؤثر ورودی انجام شده است. متغیرهای ورودی مورد مطالعه عبارتند از: سرعت موتور، شروع پاشش، فشار بالایی حلقه دما بالا، و فشار بالایی حلقه دما پایین. نتایج نشان داد، افزایش مقدار متغیرهای موتوری منجر به افزایش چشمگیر دو متغیر توان تولیدی و نرخ تخریب انرژی سامانه می‌شود و بالعکس. با افزایش فشار بالایی حلقه‌ها، بهبود توان تولیدی در هر حلقه و در نتیجه کل سامانه مشاهده شد. با توجه به بیشتر بودن مقدار توان تولیدی حلقه دما پایین، حساسیت توان تولیدی سامانه نسبت به این حلقه بیشتر است. کمترین مقدار دوره بازگشت سرمایه، در بالاترین مقادیر متغیرهای موتوری مشاهده شده که برابر ۵/۵۷ سال است. بیشینه توان خروجی حاصل از سامانه بازیابی برابر ۳۳۰ کیلووات بوده که این مقدار معادل ۳۳٪ از توان خروجی موتور دیزل است. بالاترین مقدار اندازه‌گیری شده برای شاخص پایداری نیز برابر ۳/۲۸ است.

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۱۱/۰۸

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۲/۱۶

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۳/۲۱

کلید واژگان:

چرخه رنکین آلی (ORC)
بازیابی گرمای اتلافی (WHR)
موتور احتراق داخلی
روش سطح پاسخ (RSM)
تحلیل انرژی

*نویسنده مسئول: میر مجید اتقانی

پست الکترونیکی:

etghani@pnu.ac.ir



مقدمه

در طی سالیان گذشته، عواملی چون گرم شدن کره زمین، کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، بحران‌های زیست محیطی و افزایش تقاضا برای انرژی و کاربردهای آن، چالش‌های نگران‌کننده‌ای را برای قدرت‌های بزرگ جهانی ایجاد کرده‌اند. از این رو، گام‌هایی اساسی در راستای مدیریت انرژی، افزایش بهره‌وری و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در دنیا در حال برداشته شدن است [۱]. یک روش مطمئن و مؤثر و در عین حال کم‌خرج برای استفاده حداکثری از منابع انرژی، به‌کار بردن سامانه‌های تولید قدرتی است که با بهره‌گیری از گرما و انرژی هدررفت یک سامانه انرژی، دمای گرمای اتلاfi را به دمای محیط نزدیک‌تر می‌کنند. این کار منجر به افزایش هم‌زمان بازده سامانه (قانون اول ترمودینامیک) و کارایی آن (قانون دوم ترمودینامیک) می‌شود. در اینجااست که سامانه‌های بازیابی گرمای اتلاfi (WHR)^۱ وارد حیطة توان و انرژی شده و نیازهای یاد شده را تا حد مناسبی برآورده می‌کنند [۲؛ ۳].

برای ارزیابی سامانه‌های بازیابی گرمای اتلاfi دیدگاه‌های مختلفی وجود دارند. دیدگاه اول ترمودینامیک (تحلیل انرژی)، به تنهایی قابلیت ارزیابی کارایی یک سامانه را ندارد؛ از این رو، دیدگاه دوم ترمودینامیک (تحلیل انرژی)، به عنوان تکمیل‌کننده دیدگاه اول به‌کار گرفته می‌شود تا عملکرد و ارزش واقعی ترمودینامیکی سامانه و اجزای آن را با نمونه‌ای مطلوب آن بسنجد. با این حال، برای سنجش بهتر سامانه مورد استفاده، آنالیز اقتصادی به‌کار گرفته می‌شود که خروجی آن، منجر به نتایجی جامع به منظور طراحی اصولی‌تر و مطمئن‌تر سامانه پیشنهادی از منظر اقتصادی خواهد شد. مبانی و اصول اقتصادی ابزاری قدرتمند را برای به‌دست آوردن دورنمایی شفاف از سرمایه‌گذاری بر روی سامانه در اختیار طراح یا توسعه‌دهنده سامانه قرار می‌دهد [۴].

به دلیل قیمت بالای سوخت و آلودگی‌های زیست محیطی موتورهای احتراق داخلی، روش‌های گوناگونی برای کاهش مصرف سوخت، بهبود عملکرد، و تولید توان خالص بیشتر این موتورها به‌کار برده شده است [۵]. علی‌رغم تحقیقات فراوان صورت گرفته در راستای بهبود بازده موتورهای احتراق داخلی، بازده انرژی در این نوع موتورها بسته به کاربرد و سایز آنها، به زحمت به حدود ۴۵-۴۸٪ خواهد رسید و بخش قابل توجهی از انرژی سوخت ورودی به موتور از طرق مختلفی چون روغن‌کاری و خنک‌کاری، تلمبه‌کردن و تلفات اصطکاک، و به شکل گرما توسط جریان گازهای خروجی و مایع خنک‌کننده به هدر می‌رود [۶]. دمای مایع خنک‌کننده و گازهای خروجی موتور معمولاً به ترتیب، در حدود ۷۰-۹۵ درجه سلسیوس و ۴۰۰-۶۰۰ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شده است. این گستره دمایی، بستر بسیار مناسبی را برای ورود سامانه‌های بازیابی گرمای اتلاfi به منظور کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها و همچنین تولید توان خروجی بیشتر فراهم می‌سازد. از میان فناوری‌های توسعه داده شده مرسوم برای سامانه‌های بازیابی گرمای اتلاfi، چرخه‌های پسین که عمدتاً شامل چرخه‌های رنکین آلی (ORC)^۲، رنکین بخار، کالینا، برایتون، و ترکیبی از اینهاست، بهره‌وری بسیار بهتری را در راستای تبدیل انرژی بازیافتی، به توان خالص خروجی و همچنین کمک به کاهش مصرف سوخت از خود نشان داده‌اند [۷].

در طول سالیان اخیر، چرخه‌های ORC به دلیل کارایی بهتر، انعطاف‌پذیری بالا و قابلیت اطمینان مناسب‌تر نسبت به دیگر چرخه‌های ترمودینامیکی، توجه محققان زیادی را به خود جلب کرده‌اند. در همین راستا، مطالعات فراوانی برای بهبود عملکرد چرخه‌های رنکین آلی با تمرکز بر انتخاب نوع سیال کاری و پیکربندی مناسب چرخه انجام شده است [۸]. جنت‌خواه و همکاران به بررسی تحلیل انرژی و انرژی بازیابی یک سامانه ترکیبی شامل چرخه رنکین آلی و چرخه برودتی اجکتور (ERC)^۳ به منظور بازیابی حرارت اتلاfi از یک موتور دیزل که با سوخت زیست‌توده تغذیه می‌شد پرداختند [۹]. نتایج این تحقیق نشان داد که در صورت استفاده از سوخت‌های زیست‌توده به جای سوخت‌های دیزلی

¹ Waste heat recovery (WHR) systems

² Organic Rankine cycle (ORC)

³ Ejector refrigeration cycle

خالص، بازده اگزرژی سامانه به طور چشمگیری افزایش می‌یابد. همچنین، بالاترین توان خروجی کل سامانه به‌وسیلهٔ روغن گل آفتابگردان حاصل شد و بیشینه بازده حرارتی سامانه نیز توسط روغن کلزا و در حالت ۱۰۰ درصد بار موتور و سرعت ۲۴۰۰ RPM بدست آمد.

ژی و همکاران [۱۰] چرخه‌های نوین از نوع ORC دو حلقه‌ای با هدف بازیابی گرمای اتلافی از یک موتور احتراق داخلی را از دیدگاه ترمودینامیکی مورد مطالعه قرار داده و خروجی‌های حاصل را با چرخه‌های دیگر مقایسه کردند. توان خروجی و بازده انرژی و اگزرژی بالاتر به همراه انتقال حرارت کمتر، از مزیت‌های گزارش شده برای این چرخه در مقایسه با چرخه‌های دو حلقه‌ای مرسوم ارزیابی شد. همچنین، با به‌کارگیری این چرخه، توان خروجی موتور مورد مطالعه تا ۱۲٪ افزایش یافت که این مقدار با استفاده از سیال آلی R1233zd به‌دست آمد. فانگ و همکاران در مطالعه‌ای به مقایسهٔ نتایج حاصل از استفادهٔ سیالات خالص و مخلوط زئوتروپیک آنها در یک چرخه ORC ساده با هدف بازیابی گرمای اتلافی از یک موتور دیزل پرداختند [۱۱]. متغیرهایی نظیر دمای تبخیر، دمای چگالش، میزان درجه سوپر هیت، و نسبت جرمی مخلوط‌های زئوتروپیک طبق تحلیل‌های ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی مورد بررسی قرار گرفتند که نتایج این تحلیل‌ها برتری سیالات آلی با دمای بحرانی بالاتری یعنی تولوئن و دکان و مخلوط‌های زئوتروپیکی آنها را نشان داد.

در دههٔ گذشته، مطالعات زیادی در راستای تحلیل انرژی، اگزرژی و اقتصادی برای سامانه‌های تولید توان و انرژی انجام شده است. با این حال، تعداد بسیار کمی از آنها علاوه بر تحلیل‌های یاد شده، اثرات زیست محیطی ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای یا آلاینده‌ها را مورد مطالعه قرار داده‌اند. همچنین، در اکثر منابع موجود برای ارزیابی سامانه‌های بازیابی گرمای هدررفت موتورهای احتراق داخلی، از اطلاعات موجود عملکردی موتورها استفاده شده است. تجزیه و تحلیل سامانه‌های بازیابی صرفاً از دید متغیرهای چرخه‌ای و عدم بررسی تأثیر متغیرهای موتوری در عملکرد سامانه را می‌توان نقضی چشمگیر در مطالعات انجام شده در سالیان اخیر دانست. پژوهش حاضر، با هدف پر کردن خلاءهای یاد شده صورت گرفته است و جزو اولین مطالعاتی است که به صورت هم‌زمان به بررسی مؤلفه‌های خروجی سامانهٔ بازیابی گرمایی دو حلقه‌ای رنگین آلی و همچنین موتور دیزل سنگین طبق دیدگاه‌های انرژی، اگزرژی، اقتصادی، و زیست‌محیطی پرداخته است. بر همین اساس، مدل یک-بعدی موتور دیزل سنگین ۱۲ سیلندر توسعه داده شد و از نتایج آزمون‌های تجربی موتور حاضر برای صحت‌سنی نتایج استفاده شد. همچنین، مدلسازی سامانهٔ بازیابی گرمایی دو حلقه‌ای رنگین آلی نیز ارائه شد و اثرات چهار متغیر مستقل ورودی دور موتور، شروع پاشش، فشار بالایی حلقهٔ دما بالا و فشار بالایی حلقهٔ دما پایین بر پاسخ‌های خروجی سامانه مورد بررسی قرار گرفته است. پاسخ‌های مورد بررسی حاصل از هر آنالیز عبارتند از: توان تولیدی سامانه (آنالیز انرژی)، نرخ تخریب اگزرژی (آنالیز اگزرژی)، دورهٔ بازگشت سرمایه (آنالیز اقتصادی)، و شاخص پایداری کل سامانه (آنالیز محیط‌زیستی).

مبانی و روش‌ها

شبیه‌سازی عددی موتور

موتور مورد مطالعه در این پژوهش یک موتور ۱۲ استوانه‌ای دیزل-سنگین پاشش مستقیم بوده که قابلیت به‌کارگیری در صنایع نیروگاهی، دریایی و ریلی را داراست. جدول ۱ مهمترین مشخصات فنی موتور مورد بررسی و شرایط عملکردی آن را نشان می‌دهد. اصلی‌ترین هدف شبیه‌سازی موتور در این مطالعه، بررسی عملکرد موتور دیزل بوده و نیاز چندان به بررسی دقیق چگونگی فرآیند احتراق در درون استوانه و واکنش‌های مرتبط به آن نیست. از این رو، در کار حاضر استفاده از مدل‌های صفر-بعدی و یک-بعدی ارجحیت بالاتری نسبت به شبیه‌سازی به صورت چند بعدی دارد.

جدول ۱. مشخصات فنی موتور.

مقدار	مشخصه
دیزل- سنگین، مایع‌خنک	نوع موتور
۱۰۰۰ kW در ۱۵۰۰ RPM	توان بیشینه
سیستم توربوشارژر	تنفس ^۱
۳۸/۱۷ لیتر	حجم کل سیلندرها
۱۲	تعداد سیلندر
۱۵:۱	نسبت تراکم
۱۵۰ میلی‌متر	قطر سیلندر ^۲
۱۸۰ میلی‌متر	کورس پیستون ^۳
۵۳۰ درجه سلسیوس	دمای جریان گازهای خروجی
۱/۴ کیلوگرم بر ثانیه	دبی جرمی گازهای خروجی
۹۱ درجه سلسیوس	دمای خروجی مایع خنک‌کننده
۱۵۴ درجه سلسیوس	دمای هوای ورودی

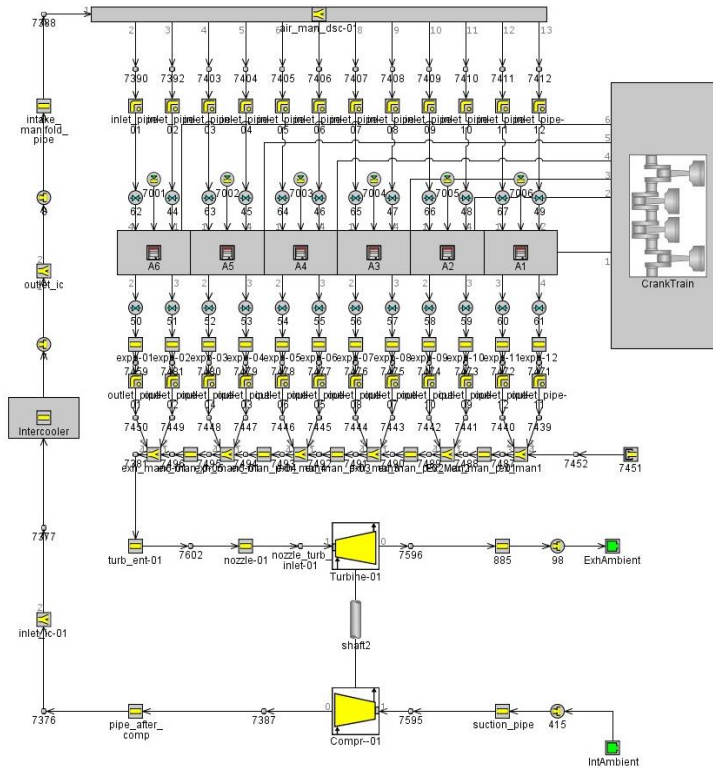
بر همین اساس، موتور دیزل معرفی شده به صورت یک بعدی در محیط نرم افزار تجاری GT-POWER، ساخته شرکت گاما تکنولوژی^۴ [۱۲] مدل‌سازی شده است. این نرم‌افزار به منظور مدل‌سازی موتور، از دینامیک یک-بعدی گازها استفاده کرده تا به توصیف جریان و انتقال حرارت در طی اجزای گوناگون موتور مانند چندراهه ورودی و خروجی، راهگاه‌ها، لوله‌ها و غیره پردازد. پیکربندی مدل عددی موتور طراحی شده در محیط نرم‌افزار در شکل ۱ نمایش داده شده است.

¹ aspiration

² bore

³ stroke

⁴ Gamma technologies



شکل ۱. پیکربندی مدل عددی توسعه داده شده در محیط نرم افزار GT-POWER

دو مؤلفه سرعت موتور (N) شروع پاشش (SOI)^۱ به عنوان متغیرهای ورودی به موتور در نظر گرفته شده و متغیرهای دبی و دمای گازهای خروجی، دبی و دمای مایع خنک کن و ... به عنوان مؤلفه‌های خروجی موتور دیزل انتخاب شده‌اند. فرضیات و مبانی اساسی در فرآیند شبیه‌سازی موتور به شرح زیر است:

- دما و فشار محیط به ترتیب برابر ۲۰ درجه سلسیوس و ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.
- هندسه لوله‌ها و راهگاه‌ها در سامانه‌های ورودی و خروجی موتور بر اساس اندازه واقعی آنها شبیه‌سازی شده است. لازم به ذکر است که طول گسسته‌سازی^۲ برای اجزای شامل در سامانه ورودی ۵۰ میلی‌متر و برای سامانه خروجی ۶۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.
- از مدل کلاسیک ووشنی^۳ بدون در نظر گرفتن چرخش^۴ [۱۳] برای توصیف و محاسبه نرخ انتقال حرارت درون استوانه استفاده شده است. همچنین، دمای سطح پیستون و دیواره استوانه به ترتیب، ۳۰۰ و ۹۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده و این مقدار برای سطح سر پیستون ۳۰۰ درجه سلسیوس فرض شده است.

¹ Start of injection

² Discretization Length

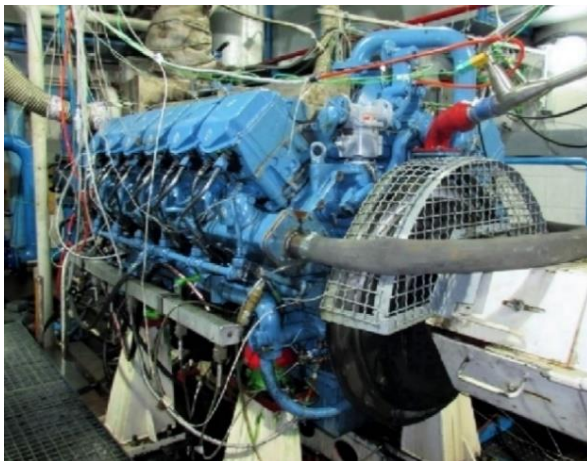
³ Woschni

⁴ Swirl

- از مدل احتراقی پاشش مستقیم جت دیزل (در نرم‌افزار با نام EngCylCombDIJet) برای پیش‌بینی نرخ سوختن استفاده شده است. این مدل احتراقی میزان احتراق و مقدار انتشار گازهای گلخانه‌ای مختص موتورهای دیزلی تزریق مستقیم را پیش‌بینی می‌کند.
- از مدل پروفیل پاشش پیوستگی (در نرم‌افزار با نام InjProfileConn) برای شبیه‌سازی فرآیند تزریق سوخت در موتور استفاده شده است. این مدل امکان شبیه‌سازی با نرخ جریان جرمی متناوب سوخت یا پروفیل فشار را فراهم می‌سازد.

آزمون تجربی موتور

برای اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور دیزل، مجموعه‌ای از آزمایش‌ها و مشاهدات تجربی در اتاق آزمایش انجام شد. عکس و نمای موتور به همراه تمام اجزای جانبی آن در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲. تصویری از اتاق تست موتور و اجزای جانبی آن.

موتور دیزل مورد تحقیق با هدف کنترل و اندازه‌گیری مؤلفه‌هایی چون دور (Speed) و بار (Load) موتور به یک دینامومتر از نوع جریان گردابی (Eddy-current) متصل شده است. برای اندازه‌گیری متغیرهای خروجی مختلف مانند دمای گاز خروجی موتور، فشار درون سیلندر، مصرف سوخت و... به تنظیمات آزمایشگاهی و تجهیزات مناسب نیاز است. از این رو، لیست تجهیزات به کار رفته برای اندازه‌گیری مؤلفه‌های موتور در جدول ۲ فراهم شده است.

جدول ۲. تجهیزات آنالیز و اندازه‌گیری اتاق تست.

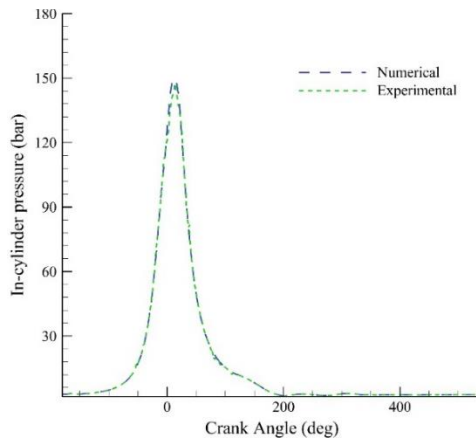
نام دستگاه	اندازه‌گیری	دامنه عملیات	دقت
FMS-۳۰۰۰	مصرف سوخت	۰-۲۰۰ (کیلوگرم در ساعت)	۰/۰۳ (کیلوگرم در ساعت)
Horiba Mexa ۷۱۷۰	گاز خروجی	NOx برابر با ۵۰۰۰۰۰ (بخش در میلیون)	۰/۵ (درصد)
ترموکوپل k-type	دمای گاز خروجی	۲۰۰ تا ۱۳۰۰ (درجه سانتیگراد)	۲/۲ (درجه سانتیگراد)
KISTLER-۲۸۵۳	فشار استوانه	۰ تا ۲۵۰ (بار)	۰/۱ (درصد)

صحت‌سنجی مدل موتور

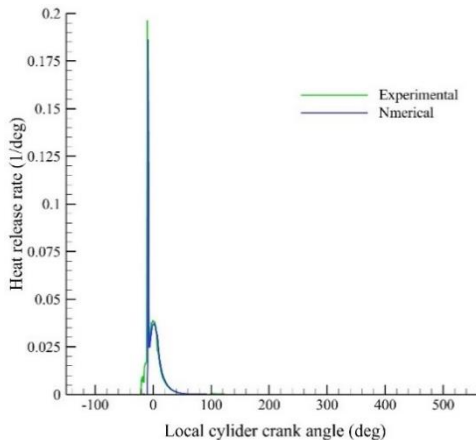
به منظور صحت‌سنجی و ارزیابی مقدار دقت مدل عددی توسعه داده شده، داده‌های مقایسه‌ای برای دو سری از نتایج، شامل نتایج محاسبه شده به‌وسیله مدل عددی و نتایج تجربی به‌دست آمده برای متغیر فشار درون استوانه در شکل ۳ نشان داده شده است. نتایج به‌دست آمده توسط مدل عددی و آزمایش‌های تجربی برای نرخ انتشار گرما در شکل ۴ مقایسه شده است. نرخ آزادسازی گرما در هر زاویه میل‌لنگ برای نتایج تجربی توسط رابطه زیر به‌دست آمده است:

$$Q = \frac{\gamma}{\gamma-1}(PdV) + \frac{1}{\gamma-1}(VdP) + Q_w \quad (1)$$

در اینجا، Q نرخ انتشار گرما، γ نسبت گرمای ویژه به‌دست آمده توسط رابطه تجربی [۱۴]، P فشار درون استوانه، V حجم لحظه‌ای استوانه، و Q_w نرخ انتقال حرارت از دیواره طبق رابطه هوهنبرگ [۱۵] است.



شکل ۳. نتایج مقایسه‌ای بین داده‌های عددی و تجربی برای فشار درون استوانه (بار).

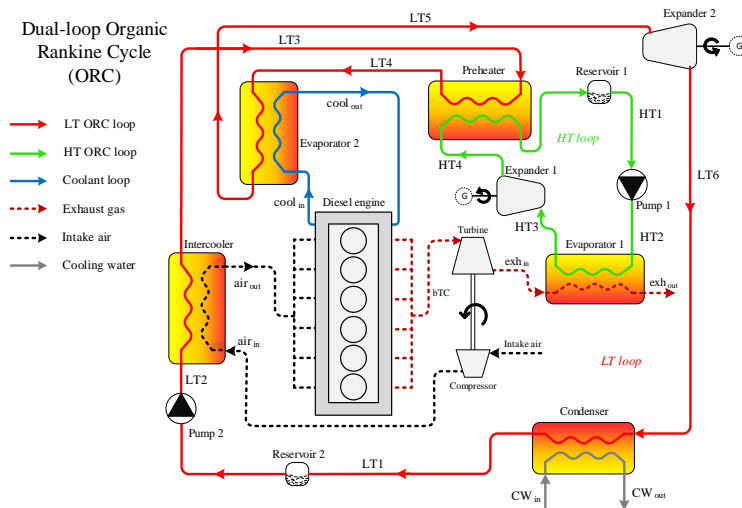


شکل ۴. نتایج مقایسه‌ای بین داده‌های عددی و تجربی برای نرخ آزادسازی حرارت (deg/۱).

همان‌طور که از شکل‌های ۳ و ۴ پیداست، نتایج به‌دست آمده به‌وسیله شبیه‌سازی و مشاهدات تجربی شباهت زیادی به یکدیگر داشته و اندک تفاوت میان آنها قابل چشم‌پوشی است. از این رو و با توجه به داده‌های مقایسه شده، می‌توان نتیجه گرفت که مدل عددی توسعه داده شده با دقت قابل قبولی توانایی پیش‌بینی عملکرد موتور دیزل را داراست.

چرخه دو حلقه‌ای ORC

در چرخه پیشنهادی، حلقه دما بالا (HT)^۱ وظیفه بازیابی گرمای هدررفت موجود در جریان گرمی گازهای خروجی موتور را بر عهده دارد. در طرف دیگر چرخه نیز، گرمای دفع شده توسط حلقه دما بالا، حرارت اتلافی مایع خنک‌کننده و گرمای هوای ورودی به موتور توسط حلقه دما پایین (LT)^۲ بازیابی شده و تبدیل به کار می‌شود. دو حلقه دما بالا و دما پایین توسط یک مبدل گرمایی به نام پیش‌گرم‌کن به یکدیگر متصل شده‌اند. پیکربندی چرخه پیشنهادی در شکل ۵ به نمایش درآمده است.



شکل ۵. پیکربندی چرخه پیشنهادی دو حلقه‌ای رنکین آلی برای بازیابی از منابع گرمایی اتلافی موتور.

سیال کاری حلقه دما بالا R245fa و حلقه دما پایین R134a در نظر گرفته شده است. سیال آلی R245fa به دلایلی چون مقاومت گرمایی و مقامت شیمیایی مطلوب، شیب مثبت منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترنپی و ویژگی‌های مناسب ترمودینامیکی دیگر، یکی از پرکاربردترین سیالات آلی موجود به منظور بازیابی حرارتی از منابع دما بالا-متوسط شناخته می‌شود. در حلقه دما پایین، نگرانی زیادی از بابت تجزیه سیال آلی مورد استفاده وجود نخواهد داشت، از این رو، سیال آلی R134a با توجه به ویژگی‌های مطلوبی چون دما و فشار بحرانی متوسط، فشار چگالش و تبخیر قابل قبول، و غیره، گزینه مطلوبی برای حلقه دما پایین است. همچنین، جدول ۳ مشخصات سیالات آلی مورد استفاده در چرخه را نشان می‌دهد.

¹ High-Temperature (HT)

² Low-Temperature

جدول ۳. مشخصات سیالات کاری مورد استفاده در چرخه [۱۶].

حلقه	سیال کاری	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)	ODP	GWP
حلقه دما بالا	R2۴۵fa	۴۲۷/۳	۳/۶۴	صفر	۱۰۳۰
حلقه دما پایین	R1۳4a	۳۷۴/۲	۴/۰۶	صفر	۱۴۳۰

سیال کاری حلقه دما بالا بعد از عبور از مخزن ۱ به وسیله تلمبه ۱ به فشار بالای حلقه می‌رسد (فرآیند HT۱-HT۲). سپس، حرارت اتلافی موجود در جریان جرمی گازهای خروجی از موتور دیزل سنگین به سیال کاری حلقه دما بالا اضافه شده که در نتیجه آن، سیال کاری حلقه به حالت بخار اشباع تغییر حالت می‌دهد (فرآیند HT۲-HT۳). بعد از آن و به وسیله منبسط‌کننده ۱، سیال کاری منبسط شده و از این طریق، کار مفید با هدف تولید نیروی برق حاصل می‌شود (فرآیند HT۳-HT۴). سیال کاری R2۴۵fa سیالی خشک^۱ بوده که بعد از انجام عمل انبساط در حالت مافوق گرم^۲ قرار دارد. از این رو، بعد از دفع گرما و انتقال حرارت به حلقه دما پایین از طریق جزء پیش گرم‌کن، سیال R2۴۵fa به حالت مایع اشباع تغییر حالت می‌دهد (فرآیند HT۴-HT۱). سرانجام، سیال کاری حلقه تا شروع دوباره گردش، به مخزن ۱ باز می‌گردد.

هم‌زمان در حلقه دما پایین و پس از عبور از مخزن ۲، سیال کاری R1۳۴a توسط تلمبه ۲ به فشار بالایی چرخه می‌رسد (فرآیند LT۱-LT۲). سپس، در مرحله اول جذب گرما، حرارت موجود در هوای ورودی سامانه پرخوران دریافت شده و R1۳۴a گرم می‌شود (فرآیند LT۲-LT۳). در مرحله بعد با عبور از پیش گرم‌کن و جذب گرمای دفع شده از سوی حلقه دما بالا، سیال کاری حلقه دما پایین وارد حالت دو فازی مایع-بخار اشباع می‌شود (فرآیند LT۳-LT۴). در آخرین مرحله جذب حرارت که به منظور اطمینان کافی از عدم وجود فاز مایع در سیال کاری انجام می‌شود، جریان مایع خنک‌کننده موتور حرارت خود را از طریق اواپراتور ۲ به سیال کاری R1۳۴a انتقال داده و باعث تغییر حالت آن به حالت مافوق گرم می‌شود (فرآیند LT۴-LT۵). بعد از عبور از منبسط‌کننده ۲ و تولید توان از این طریق، سیال کاری R1۳۴a همچنان در حالت مافوق گرم حضور دارد (فرآیند LT۵-LT۶). بنابراین، با هدف کاهش خسارات احتمالی تلمبه و افزایش کارایی آن، سیال کاری حلقه از چگالنده عبور کرده و فرآیند چگالش و تبدیل به حالت فاز مایع اشباع صورت می‌پذیرد (فرآیند LT۶-LT۱). همچنین، فرضیات زیر برای سامانه پیشنهادی در نظر گرفته شده است:

- تمام فرآیندهای سامانه و اجزای آن تحت شرایط پایا در نظر گرفته شده است.
- از تغییرات انرژی‌های پتانسیل و جنبشی در سامانه صرف نظر شده است.
- تلمبه‌ها و توربین‌های به کار رفته در سامانه به شکل آدیاباتیک بوده و به ترتیب با بازده‌های آیزنتروپیک ۰/۸۵ و ۰/۸ فعالیت می‌کنند.
- دمای جریان گازهای خروجی بعد از بازیابی توسط سامانه باید بالاتر از ۱۰۰ درجه سلسیوس باشد. در نظر گرفتن این فرض به دلیل جلوگیری از خوردگی اسیدی در مبدل گرمایی ضروری است.
- دما و فشار حالت مرده به ترتیب، 20°C و $101/325\text{ kPa}$ فرض شده است.
- فشار سیال کاری در ورودی تلمبه ۱ 690 kPa ، در ورودی منبسط‌کننده ۱، 3300 kPa و در ورودی منبسط‌کننده ۲، 2250 kPa در نظر گرفته شده است.

¹ Dry² Super-heat

تحلیل انرژی و انرژی

شبه سازی و تحلیل های چرخه مورد بررسی در نرم افزار MATLAB صورت گرفت. همچنین، خواص ترمودینامیکی سیالات به کار رفته در طی تحقیق نیز توسط لمون^۱ و همکاران [۱۷] محاسبه شده است. معادلات پیوستگی، انرژی و انرژی برای یک حجم کنترل مشخص در حالت پایا عبارت است از:

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}x_D \quad (2)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (3)$$

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_i = 0 \quad (4)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}e \quad (5)$$

که در این معادلات، $\dot{E}x_Q = \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T})$ انرژی خالص انتقال یافته از طریق انرژی گرمایی در دمای مشخص T را نشان می دهد. همچنین، نرخ تخریب انرژی، T_0 دمای مرده، و زیروندهای i و e نیز به ترتیب ورودی و خروجی به حجم کنترل را نشان می دهد. انرژی ترمومکانیکی و انرژی شیمیایی دوتا از مهم ترین عبارات در بررسی ترمودینامیکی یک جریان هستند. انرژی ترمومکانیکی خود شامل انرژی جنبشی (ex_k)، انرژی پتانسیل (ex_p) و انرژی فیزیکی (ex_{ph}) می شود:

$$ex_{th} = ex_k + ex_p + ex_{ph} \quad (6)$$

همان طور که پیشتر در فرضیات ذکر شد، از انرژی های جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. بنابراین، انرژی کلی هر جریان را می توان به این شکل نوشت:

$$ex_{total} = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (7)$$

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (8)$$

$$ex_{ch, mix} = \left[\sum_{i=1}^n X_i e_{ch_i} + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln(X_i) \right] \quad (9)$$

معادله (۹) انرژی شیمیایی برای یک مخلوط گازی را نشان می دهد که در آن، X_i نسبت مولی اجزا می باشد. برای محاسبه انرژی سوخت های شیمیایی با فرمول $C_a H_b$ در واحد جرم، از این معادله استفاده می شود [۱۸]:

$$\frac{e_{th}}{LHV_{LF}} \cong 1.04224 + 0.011925 \frac{b}{a} - \frac{0.042}{a} \quad (10)$$

¹ Lemmon

با هدف بررسی عملکرد سامانه WHR از نظر ترمودینامیکی، ارزیابی بازده‌های انرژی و انرژی برای سامانه اجتناب-ناپذیر است. بنابراین، بازده‌های انرژی و انرژی برای هر یک از اجزا و کل سامانه به صورت کلی به این شکل محاسبه می‌شود:

$$\eta_{th} = \left(\frac{\text{energy in products}}{\text{total energy inputs}} \right) \quad (11)$$

$$\eta_{ex} = \left(\frac{\text{exergy in products}}{\text{total exergy inputs}} \right) \quad (12)$$

تحلیل اقتصادی

به منظور سرمایه‌گذاری بر روی سامانه‌های بازیابی گرمایی، انجام تحلیل اقتصادی این سامانه‌ها نقش ویژه‌ای را بازی می‌کند. تحلیل اقتصادی یک سامانه بازیابی گرمایی را می‌توان با دو مؤلفه مهم هزینه سرمایه‌گذاری مخصوص^۱ (SIC) و دوره بازگشت سرمایه^۲ (PP) توصیف کرد. هزینه سرمایه‌گذاری ویژه نشان‌دهنده مقدار هزینه انجام شده برای کل سامانه بازیابی بر حسب هر واحد توان تولید شده می‌باشد [۱۹]:

$$SIC = \frac{Z_{cycle}}{\dot{W}_{cycle}} \quad (13)$$

دوره بازگشت سرمایه بر حسب سال سنجیده شده و نشانگر مدت زمان مورد نیاز برای بازگشت سرمایه اختصاص یافته به سامانه بازیابی گرمایی است [۲۰]:

$$PP = \frac{Z_{cycle}}{\dot{W}_{cycle} \times C_{ElecSell} \times N} \quad (14)$$

که در اینجا، Z_{cycle} هزینه اولیه کلی سیستم بازیابی گرما، $C_{ElecSell}$ قیمت برق فروخته شده به شبکه برق بوده و N نشانگر میزان ساعات کارکرد سالانه سامانه (۸۰۰۰ ساعت) است. برای محاسبه هزینه خرید و نگهداری اجزای سامانه، روابط و تعاریف مختلفی وجود دارد. معادلات مورد استفاده در این تحقیق به منظور محاسبه هزینه اولیه اجزای سامانه در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴. معادلات محاسبه هزینه اولیه اجزا.

مرجع	معادله هزینه اولیه	جزء
[۲۱]	$Z_{HX} = 8000 + 260A^{0.9} [\$]$	مبدل حرارتی
[۲۲]	$Z_{exp} = 4405 \times \dot{W}_{exp}^{0.7} [\$]$	منبسط‌کننده
[۲۲]	$Z_{pump} = 3450 \times \dot{W}_{pump}^{0.71} [\$]$	پمپ
[۲۳]	$Z_{cond} = 1773 \times \dot{m}_{cw} [\$]$	کندانسور

^۱ Specific investment cost

^۲ Payback period

تحلیل زیست محیطی

به منظور پایداری زیست‌محیطی، نه تنها باید از منابع انرژی پایدار یا تجدیدپذیر استفاده کرد، بلکه باید از منابع تجدیدناپذیری مثل منابع سوخت‌های فسیلی به‌صورت بهینه‌تری بهره برد تا خسارات زیست‌محیطی آنها به حداقل برسد. در این پژوهش، شاخص پایداری (SI) که ارتباط مفاهیم انرژی به تأثیرات زیست‌محیطی را بر عهده دارد برای انجام تحلیل زیست‌محیطی در نظر گرفته شده است [۲۴]:

$$SI = \frac{1}{D_p} \quad (15)$$

که در اینجا، D_p به نام عدد تخلیه^۱ شناخته شده و برابر است با نسبت آهنگ تخریب انرژی کل سامانه، به کل آهنگ انرژی وارد شده به سامانه. این متغیر نشان می‌دهد که کاهش تخریب انرژی سامانه به کاهش اثرات زیست‌محیطی ناشی از آن منجر می‌شود [۲۵].

روش سطح پاسخ (RSM)^۲

روش سطح پاسخ یک روش آماری کارآمد بوده که از حداقل داده‌ها و منابع به‌دست آمده از سری آزمایش‌ها استفاده کرده تا به طراحی آزمایش، مدل‌سازی و ارزیابی همبستگی مدل‌ها بپردازد. دیدگاه سطح پاسخ انواع گوناگونی دارد که در این تحقیق، از یکی از روش‌های استاندارد آن به نام طراحی مرکب مرکزی (CCD)^۳ برای طراحی و توسعه مدل‌ها استفاده شده است [۲۶]. تمام فرآیندهای مرتبط با طراحی آزمایش‌ها و مدل‌سازی عددی متغیرها در نرم‌افزار تجاری Design-Expert ورژن ۱۲ انجام شده است. در روش RSM، داده‌های حاصل از آزمایش‌ها با استفاده از چندجمله‌ای درجه دو معادله (۱۸) مورد تحلیل قرار می‌گیرند:

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \varepsilon \quad (16)$$

در رابطه اخیر، Y پاسخ خروجی (متغیر وابسته)، β_0 ضریب ثابت، β_i ضریب خطی i امین عامل، β_{ij} ضریب اثر متقابل i امین و j امین عامل، و β_{ii} ضریب درجه دو i امین عامل هستند. همچنین، k نشانگر تعداد متغیرها، x_i و x_j معرف متغیرهای مستقل به شکل کد شده، و ε خطای تصادفی را نشان می‌دهد [۲۷]. برای توصیف رابطه میان مقدار واقعی و حالت کد شده عامل‌ها از این معادله استفاده می‌شود:

$$x_i = \frac{(X_i - X_0)}{\Delta X_i} \quad (17)$$

که x_i نشانگر مقدار کد شده عامل است (+۱، -۱، ۰، ...). همچنین، X_i مقدار واقعی عامل مستقل، X_0 مقدار واقعی عامل مستقل در نقطه مرکزی، و ΔX_i مقدار تغییر گام را نشان می‌دهند. روش CCD، رابطه‌ای را میان عامل (های) مستقل ورودی و پاسخ (ها) ایجاد می‌کند. عامل‌های ورودی در نظر گرفته در این پژوهش عبارتند از: سرعت موتور (N)،

¹ Depletion number

² Response surface methodology (RSM)

³ Central composite design (CCD)

شروع پاشش (SOI)، فشار بالایی حلقه دما بالا ($HPHT$)، و فشار بالایی حلقه دما پایین ($HPLT$)، همچنین، پاسخ‌های مورد بررسی برای سامانه‌های بازتابی حرارتی به این شرح هستند: توان تولیدی (\dot{W})، نرخ تخریب آگزروی (\dot{E}_D)، دوره بازگشت سرمایه (PP)، و شاخص پایداری (SI)، عامل‌های مستقل ورودی به همراه مقادیر متناظر با سطوح واقعی و کد شده آنها در جدول ۵ نمایش داده شده است.

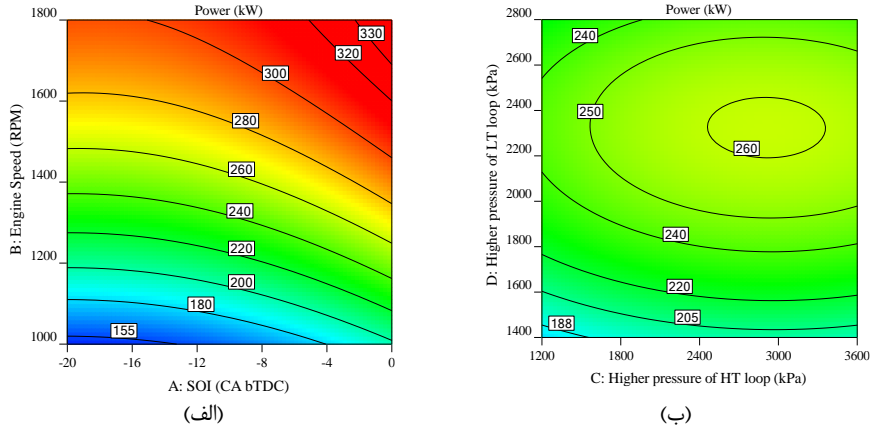
جدول ۵. دامنه طراحی شده و سطوح مختلف عامل‌های ورودی.

نماد	واحد	سطوح کد شده و واقعی عامل‌ها				
		-۲	-۱	۰	+۱	+۲
N	RPM	۱۰۰۰	۱۲۰۰	۱۴۰۰	۱۶۰۰	۱۸۰۰
SOI	CA bTDC	-۲۰	-۱۵	-۱۰	-۵	۰
$HPHT$	kPa	۱۲۰۰	۱۸۰۰	۲۴۰۰	۳۰۰۰	۳۶۰۰
$HPLT$	kPa	۱۴۰۰	۱۷۵۰	۲۱۰۰	۲۴۵۰	۲۸۰۰

نتایج و تفسیر

توان تولیدی (\dot{W})

در شکل ۶، اثرات هم‌زمان چهار متغیر مستقل ورودی بر توان تولیدی سامانه نشان داده شده است. در شکل ۶-الف تأثیرات دو متغیر سرعت موتور و شروع پاشش، در طی دامنه طراحی شده مشاهده می‌شود. در این صورت، دو عامل دیگر یعنی $HPLT$ و $HPHT$ در نقطه مرکزی گستره عملیاتی خود ثابت هستند با مشاهده شکل ۶ می‌توان دریافت که افزایش متغیرهای سرعت موتور دیزل، N ، و شروع پاشش، SOI ، منجر به افزایش قابل توجه توان تولیدی سامانه خواهد شد. دلیل این امر این است که با افزایش مؤلفه‌های موتوری، دبی‌ها و دماهای سه منبع گرمایی موتور افزایش می‌یابند. از این رو، دبی سیالات کاری حلقه‌های نیز زیاد شده و به تبع آن توان خروجی حاصل از این دو حلقه و مجموع کل چرخه افزایش می‌یابد. مشاهدات یاد شده برای سرعت موتور را می‌توان عیناً برای عامل شروع پاشش نیز صادق دانست. مقدار بیشینه تولید توان سیستم برابر با حدود ۳۳۰ کیلووات بوده که این مقدار برابر با ۳۳٪ از توان خروجی موتور دیزل است. به این معنی که می‌توان تا ۳۳٪ توان خروجی موتور را افزایش داد. این مقدار در مقایسه با مطالعات دیگر نتیجه مطلوبی است [۱۰].

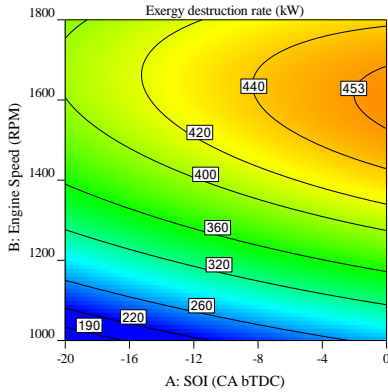


شکل ۶. الف) اثرات N و SOI بر توان تولیدی، در حالی که $HPHT=2400$ kPa و $HPLT=2100$ kPa (ب) اثرات $HPLT$ و $HPHT$ بر توان تولیدی، در حالی که $SOI=-10$ CA bTDC و $N=1400$ RPM

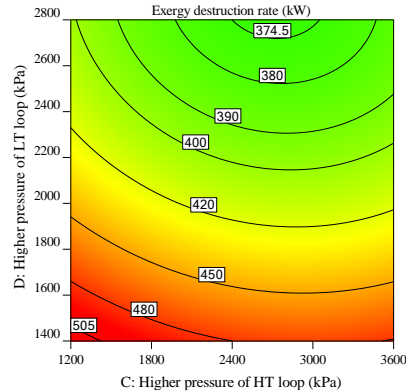
افزایش فشار تبخیر چرخه منجر به کاهش گرمای نهان سیال کاری چرخه شده و این امر موجب افزایش دبی جرمی سیال می‌شود. بنابراین، افزایش $HPHT$ منجر به زیاد شدن دبی سیال کاری حلقه HT، و به تبع آن افزایش دبی حلقه LT شده و همان‌طور که پیش‌تر ذکر شد، افزایش دبی حلقه‌ها مستقیماً عامل بهبود توان تولیدی حلقه‌ها و کل سامانه است. همانند $HPHT$ ، افزایش $HPLT$ نیز منجر به زیاد شدن توان تولیدی شده توسط سامانه می‌شود (شکل ۶-ب). واضح است که تأثیر $HPLT$ بر توان تولیدی سامانه بیشتر از $HPHT$ است. دلیل این امر تولید توان بیشتر حلقه دما پایین است. به عنوان مقایسه بین متغیرهای موتوری و چرخه‌ای، مشخص است که تغییر متغیرهای موتوری تأثیر بسیار چشمگیری بر \dot{W} سامانه گذاشته و کمینه و بیشینه توان تولیدی سامانه با تغییر این متغیرها حاصل می‌شود.

نرخ تخریب انرژی (\dot{E}_D)

افزایش و یا کاهش مؤلفه‌های سرعت موتور و شروع پاشش بر نرخ تخریب انرژی سامانه، رفتاری نسبتاً مشابه با رفتار توان تولیدی در مقابل این دو مؤلفه دارد. با افزایش یا کاهش پارامترهای موتوری مورد بررسی، دبی و دمای منابع گرمایی موتور که در سیستم بازبایی به‌کار گرفته شده‌اند دستخوش تغییر شده و موجب تغییر دبی جرمی سیالات کاری حلقه‌های دما بالا و دما پایین می‌شود با تغییر دبی جرمی هر جریان و نرخ انرژی و به تبع آن نرخ تخریب انرژی آن جریان تغییر کرده که در نتیجه این امر نرخ تخریب انرژی هر حلقه و کل سامانه نیز تغییر می‌کند. میزان تغییرات حاصل از تغییر متغیرهای موتوری در برابر نرخ تخریب انرژی در شکل ۷-الف به نمایش در آمده است. نرخ تخریب انرژی سامانه در دوره‌های پایین موتور کم بوده و با افزایش آن زیاد می‌شود. همچنین، با توجه به شکل ۷-الف مشخص است که تأثیر مؤلفه سرعت موتور بر نرخ تخریب انرژی سامانه بیشتر از شروع پاشش سوخت است. از طرف دیگر افزایش فشار بالایی حلقه‌های دما بالا و دما پایین منجر به رفتاری معکوس با رفتار مشاهده شده برای توان تولیدی سامانه می‌شود. از این رو، از قبل می‌دانیم که افزایش فشارها منجر به افزایش توان تولیدی هر دو حلقه شده و همین امر موجب کاهش نرخ تخریب انرژی کل چرخه می‌شود (شکل ۷-ب).



(الف)

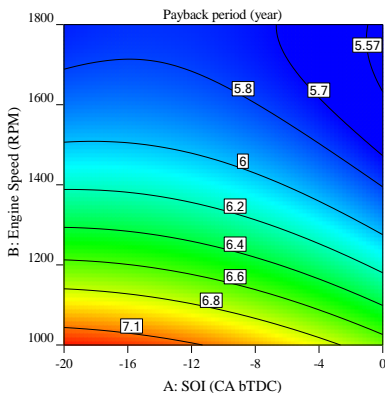


(ب)

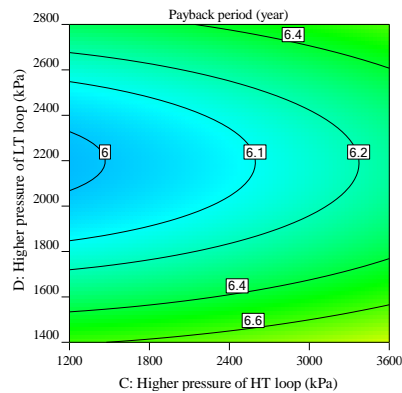
شکل ۷. (الف) اثرات N و SOI بر نرخ تخریب انرژی، در حالی که $HPHT=2400$ kPa و $SOI=-10$ CA bTDC و $HPLT=2100$ kPa (ب) اثرات $HPLT$ و $HPHT$ بر نرخ تخریب انرژی، در حالی که $SOI=-10$ CA bTDC و $N=1400$ RPM.

دوره بازگشت سرمایه (PP)

برای متغیرهای سرعت موتور و شروع پاشش، افزایش هرکدام از آنها منجر به کاهش مدت زمان بازگشت سرمایه شده و بالعکس (شکل ۸-الف). کمترین میزان بازگشت سرمایه، در بالاترین مقادیر متغیرهای موتوری مشاهده شده که برابر ۵/۵۷ سال است. از این رو، برای دستیابی به کمترین مقدار PP ، بهتر است متغیرهای موتوری در بیشینه دامنه عملیاتی خود فعال باشند. با توجه به اثر کم تغییر فشار بالایی حلقه دما بالا بر توان تولیدی، در اینجا نیز با افزایش یا کاهش $HPHT$ تغییر محسوسی در زمان بازگشت سرمایه دیده نمی‌شود (شکل ۸-ب). همچنین، برخلاف فشار بالایی حلقه دما بالا، تغییرات فشار بالایی حلقه دما پایین تأثیر نسبتاً زیادی بر مدت بازگشت سرمایه دارد. به طور کلی می‌توان گفت سرعت موتور بیشترین تأثیر، و فشار بالایی حلقه دما بالا کمترین اثر را بر دوره بازگشت سرمایه دارند.



(الف)



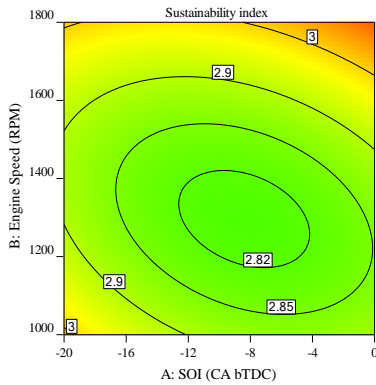
(ب)

شکل ۸. (الف) اثرات N و SOI بر دوره بازگشت سرمایه، در حالی که $HPHT=2400$ kPa و $HPLT=2100$ kPa (ب) اثرات $HPLT$ و $HPHT$ بر دوره بازگشت سرمایه، در حالی که $SOI=-10$ CA bTDC و $N=1400$ RPM.

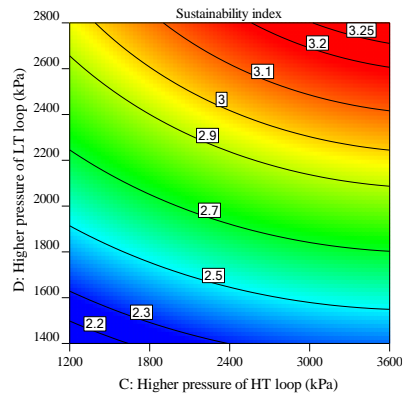
شاخص پایداری (SI)

تغییر در مقادیر مؤلفه‌های سرعت موتور و شروع پاشش، تفاوت چندانی را در مقدار شاخص پایداری ایجاد نمی‌کند. دلیل این امر این است که با افزایش یا کاهش این مؤلفه‌ها، هم تخریب انرژی کل سامانه و هم کل انرژی وارد شده به سامانه هر دو هم‌زمان افزایش یا کاهش یافته که در نتیجه آن عدد تخلیه و شاخص پایداری سیستم تغییر چندانی نمی‌کنند. با این حال، برای دو مؤلفه موتوری، کمترین میزان شاخص پایداری در حدود میانه دامنه عملیاتی آنها قرار دارد (شکل ۹-الف). همچنین در محدوده ۱۸۰۰ دور بر دقیقه برای سرعت موتور و مقدار صفر CA bTDC برای شروع پاشش، مقدار بیشینه شاخص پایداری مشاهده می‌شود.

تغییرات ناشی از کم یا زیاد کردن فشار بالایی حلقه‌های دما بالا و دما پایین، علی‌الخصوص *HPLT*، بر شاخص پایداری محسوس‌تر بوده و با افزایش آنها *SI* زیاد شده و بالعکس (شکل ۹-ب). دلیل تأثیر بسیار بیشتر فشار بالایی حلقه دما پایین بر شاخص پایداری نیز اثرگذاری بیشتر این متغیر بر نرخ تخریب انرژی کل سامانه است. از دیگر نتایجی که می‌توان از شکل ۹-ب گرفت این است که کم یا زیاد شدن متغیرهای فشار، تأثیر چندانی بر کل انرژی وارد شده به سامانه ندارند و مستقیماً بر شاخص پایداری اثر می‌گذارند. بالاترین و پایین‌ترین مقدار مشاهده شده برای این شاخص به ترتیب در حدود ۳/۲۸ و ۲/۲ است.



(الف)



(ب)

شکل ۹. (الف) اثرات N و SOI بر شاخص پایداری، در حالی که $HPHT=2400$ kPa و $HPLT=2100$ kPa

(ب) اثرات $HPLT$ و $HPHT$ بر شاخص پایداری، در حالی که $SOI=-10$ CA bTDC و $N=1400$ RPM

نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، تحلیل یک سامانه بازیابی حرارتی شامل یک ORC دو حلقه‌ای و یک موتور دیزل سنگین ۱۲ استوانه‌ای، طبق دیدگاه‌های انرژی، انرژی، اقتصاد و زیست‌محیطی (4E) انجام شد. مدل‌سازی یک-بعدی موتور و شرایط تجربی مورد استفاده برای صحت‌سنجی عملکرد آن فراهم شد. روابط مربوط به تحلیل‌های یاد شده برای چرخه و اجزای شامل آن در محیط MATLAB مدل‌سازی شد. مطالعه متغیری کاملی برای چهار پاسخ خروجی صورت گرفت و حساسیت آنها نسبت به چهار متغیرهای ورودی موتوری و چرخه‌ای مورد مطالعه قرار گرفت. مهم‌ترین خروجی‌های حاصل از پژوهش عبارتند از:

- افزایش مقدار متغیرهای موتور منجر به افزایش چشمگیر توان تولیدی سامانه می‌شود. دلیل این امر افزایش دبی جرمی منابع گرمایی موتور و به دنبال آن دبی سیالات کاری چرخه است. همچنین، مشاهده شد که تغییر مقادیر سرعت موتور و شروع پاشش، تأثیر اندکی بر مقدار بازده‌های انرژی و انرژی سیستم دارد.
- اثر تغییر فشار بالایی حلقه‌های دمابالا و دمابایین رفتاری تقریباً غیر یکسان بر پاسخ‌های مورد بررسی می‌گذارد. با این حال، مشخص شد که افزایش آنها منجر به بهبود بازده انرژی، بازده انرژی و توان تولیدی می‌شود. با این تفاوت که با توجه به بیشتر بودن مقدار توان تولیدی حلقه دمابایین، حساسیت توان تولیدی کل سامانه به این حلقه بسیار بیشتر از حلقه دمابالا ارزیابی می‌شود.
- به عنوان مقایسه بین متغیرهای موتور، اثر تغییر سرعت موتور بر نرخ تخریب انرژی بیشتر از مؤلفه شروع پاشش سوخت است. همچنین، افزایش مؤلفه‌های چرخه‌ای منجر به کاهش نرخ تخریب انرژی حلقه‌ها و کل چرخه می‌شود. در مقایسه با متغیرهای موتور، متغیرهای چرخه‌ای تأثیر بیشتری بر نرخ تخریب انرژی سامانه داشته و باید در طراحی سیستم توجه بیشتری به آنها شود.
- کمترین مقدار دوره بازگشت سرمایه، در بالاترین مقادیر متغیرهای موتور مشاهده شده که برابر ۵/۵۷ سال است. بیشینه توان خروجی حاصل از سامانه ارزیابی برابر ۳۳۰ کیلووات یعنی سیستم پیشنهادی امکان افزایش ۳۳٪ از توان خروجی موتور دیزل سنگین را داراست.
- تغییر در مقادیر مؤلفه‌های موتور تفاوت چندانی را در مقدار شاخص پایداری ایجاد نمی‌کند. ولی با کم یا زیاد کردن فشار بالایی حلقه‌ها علی‌الخصوص *HPLT*، شاخص پایداری به صورت محسوس‌تری تغییر کرده و با افزایش آنها *SI* زیاد شده و بالعکس. بالاترین و پایین‌ترین مقدار مشاهده شده برای این شاخص به ترتیب در حدود، ۳/۲۸ و ۲/۲ است.

References

- [1] Fu, F. Y., Alharthi, M., Bhatti, Z., Sun, L., Rasul, F., Hanif, I., & Iqbal, W. (2021). The dynamic role of energy security, energy equity and environmental sustainability in the dilemma of emission reduction and economic growth. *Journal of Environmental Management*, 280, 111828. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2020.111828>
- [2] Di Battista, D., Fatigati, F., Carapellucci, R., & Cipollone, R. (2021). An improvement to waste heat recovery in internal combustion engines via combined technologies. *Energy Conversion and Management*, 232(3), 113880. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113880>
- [3] Pan, M., Lu, F., Zhu, Y., Li, H., Yin, J., Liao, Y., Tong, C., & Zhang, F. (2021). 4E analysis and multiple objective optimizations of a cascade waste heat recovery system for waste-to-energy plant. *Energy Conversion and Management*, 230(1), 113765. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113765>
- [4] Sun, L., Wang, D., & Xie, Y. (2021). Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO₂ cycles for waste heat recovery of gas turbine. *Applied thermal engineering*, 196, 117337. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117337>
- [5] Duan, X., Lai, M.-C., Jansons, M., Guo, G., & Liu, J. (2021). A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Fuel*, 285, 119142. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119142>
- [6] Xu, B., Rathod, D., Yebi, A., Filipi, Z., Onori, S., & Hoffman, M. (2019). A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107, 145-170. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.03.012>

- [7] Ping, X., Yao, B., Zhang, H., & Yang, F. (2021). Thermodynamic analysis and high-dimensional evolutionary many-objective optimization of dual loop organic Rankine cycle (DORC) for CNG engine waste heat recovery. *Energy*, 236, 121508. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121508>
- [8] Emadi, M. A., Chitgar, N., Oyewunmi, O. A., & Markides, C. N. (2020). Working-fluid selection and thermoeconomic optimisation of a combined cycle cogeneration dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system for solid oxide fuel cell (SOFC) waste-heat recovery. *Applied Energy*, 261, 114384. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114384>
- [9] Jannatkhah, J., Najafi, B., & Ghaebi, H. (2020). Energy and exergy analysis of combined ORC – ERC system for biodiesel-fed diesel engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 209, 112658. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112658>
- [10] Zhi, L-H., Hu, P., Chen, L-X., & Zhao, G. (2019). Thermodynamic analysis of a novel transcritical-subcritical parallel organic Rankine cycle system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 197, 111855. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111855>
- [11] Fang, Y., Yang, F., & Zhang, H. (2019). Comparative analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) using pure working fluids and their zeotropic mixtures for diesel engine waste heat recovery. *Applied thermal engineering*, 157, 113704. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.114>
- [12] Gamma Technologies. (2016). *Vehicle Driveline and HEV Tutorials*. <https://toaz.info/doc-view-2>
- [13] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. <https://books.google.com/books?id=O69nQgAACAAJ>
- [14] Brunt, M. F. J., Rai, H., & Emtage, A. L. (1998). The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data. *Journal of Engines*, 107, 1596-1609. <https://doi.org/10.4271/981052>
- [15] Hohenberg, G. F. (1979, February 1). *Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations*. 1979 Society of Automotive Engineers International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition, United States. <https://doi.org/10.4271/790825>
- [16] Wang, S., Liu, C., Li, Q., Liu, L., Huo, E., & Zhang, C. (2020). Selection principle of working fluid for organic Rankine cycle based on environmental benefits and economic performance. *Applied thermal engineering*, 178, 115598. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115598>
- [17] Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L., & McLinden, M. O. (2018). *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0*, National Institute of Standards and Technology. <https://pages.nist.gov/REFPROP-docs/>
- [18] Balli, O., Aras, H., & Hepbasli, A. (2010). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part I – Methodology. *Energy Conversion and Management*, 51(11), 2252-2259. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.03.021>
- [19] Kolahi, M., Yari, M., Mahmoudi, S. M. S., & Mohammadkhani, F. (2016). Thermodynamic and economic performance improvement of ORCs through using zeotropic mixtures: Case of waste heat recovery in an offshore platform. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 51-70. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.05.001>
- [20] Yang, M-H. (2018). Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel

- engine. *Energy Conversion and Management*, 162, 189-202. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.02.032>
- [21] Yang, J., Oh, S-R., & Liu, W. (2014). Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory. *International journal of heat and mass transfer*, 77, 1144-1154. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.046>
- [22] Mohammadkhani, F., & Yari, M. (2019). A 0D model for diesel engine simulation and employing a transcritical dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery from its exhaust and coolant: Thermodynamic and economic analysis. *Applied Thermal Engineering*, 150, 329-347. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.158>
- [23] Nemati, A., Nami, H., & Yari, M. (2018). Assessment of different configurations of solar energy driven organic flash cycles (OFCs) via exergy and exergoeconomic methodologies. *Renewable Energy*, 115, 1231-1248. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.08.096>
- [24] Dincer, I., & Naterer, G. F. (2010). Assessment of exergy efficiency and Sustainability Index of an air? water heat pump. *International Journal of Exergy*, 7(1), 37-50. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2010.029613>
- [25] Rosen, M. A., Dincer, I., & Kanoglu, M. (2008). Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Energy Policy*, 36(1), 128-137. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2007.09.006>
- [26] Srinidhi, C., Madhusudhan, A., Channapattana, S. V., Gawali, S. V., & Aithal, K. (2021). RSM based parameter optimization of CI engine fuelled with nickel oxide dosed Azadirachta indica methyl ester. *Energy*, 234, 121282. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121282>
- [27] Simsek, S., Uslu, S., & Simsek, H. (2021). Proportional impact prediction model of animal waste fat-derived biodiesel by ANN and RSM technique for diesel engine. *Energy*, 239(2), 122389. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122389>