



# Thermo-economic Analysis of Waste Heat Recovery by the Use of Engine Exhaust Gases beside the Jacket Cooling Water of the Marine Engine

## ARTICLE INFO

### Article Type

Original Research

### Authors

Khalili Sarbangholi S.<sup>1</sup> MSc,  
Aghdoud Chaboki Y.\*<sup>2</sup> PhD

### How to cite this article

Khalili Sarbangholi S, Aghdoud Chaboki Y. Thermo-economic Analysis of Waste Heat Recovery by the Use of Engine Exhaust Gases beside the Jacket Cooling Water of the Marine Engine. Modares Mechanical Engineering, 2019;19(3):687-696.

<sup>1</sup>Mechanical Engineering Faculty, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
<sup>2</sup>Mechanical Engineering Faculty, University of Marine Sciences Imam Khomeini, Nowshahr, Iran

### \*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Faculty, University of Marine Sciences Imam Khomeini, Nowshahr, Iran  
Phone: +98 (11) 52336751  
Fax: +98 (11) 52334317  
st\_y\_ahgdoudchaboki@azad.ac.ir

### Article History

Received: April 29, 2018  
Accepted: October 29, 2018  
ePublished: March 01, 2019

## ABSTRACT

Waste heat recovery systems, which make use of waste sources for their input energy, have considerable importance in industry since they utilize streams, which will be disposed to nature if not employed. Ship's engines are one of the places, where a large amount of energy is wasted in different forms. In the present article, the idea of making use of these loss streams and consequently producing useful power in the outlet is proposed in the form of two systems. In the first system, the only stream of exhaust gases is utilized, while in the second system, the jacket cooling water is used together with the engine exhaust gases. Screening in the working fluids is conducted in order to select appropriate fluids, which have suitable characteristics in the physical, safety, and environmental aspects. The analyses indicate that using R600a presents the highest net power output, which reaches to the value of about 575 kW at the most. Comparison of the two introduced systems shows that preheating the working fluid by the jacket cooling water makes the better operation of the system and the power output is increased up to about 31-58% in different fluids. The lowest payback period in the systems is achieved through the use of R600a as the working fluid, which is about 3.48 year in the second system.

**Keywords** Recovery System; Exhaust Gases; Thermo-economic; Fuel Conservation; Reduction of Pollutants

## CITATION LINKS

[1] Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels [2] Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis [3] Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines [4] Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery [5] A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships [6] Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE) [7] Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions [8] Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system [9] Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery [10] Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle [11] Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle [12] Thermal design and optimization [13] Thermodynamic analysis of a cascaded compression-absorption heat pump and comparison with three classes of conventional heat pumps for the waste heat recovery [14] Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system [15] Heat Exchangers: Selection, rating, and thermal design [16] Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems [17] Thermodynamic and thermoeconomic analyses of two stage hybrid absorption compression refrigeration system [18] Thermo-economic comparison of subcritical organic Rankine cycle based on different heat exchanger configurations [19] Working fluids for low-temperature heat source [20] A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [21] Analysis, synthesis and design of chemical processes [22] Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles

## تحلیل و بررسی ترمواقصدادی بازیابی گرمای اتلافی حاصل از به‌کارگیری گازهای خروجی در کنار آب خنک‌کن محفظه موتور کشتی

سعید خلیلی ساربانقلی MSc

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

یداله اقدود چاپکی \* PhD

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم دریایی امام خمینی (ع)، نوشهر، ایران

## چکیده

سیستم‌های بازیاب از منابع اتلافی به‌عنوان ورودی خود استفاده می‌کنند، از اهمیت فراوانی در صنعت برخوردارند، چرا که این‌گونه سیستم‌ها از جریان‌هایی بهره می‌گیرند که در صورت عدم استفاده به هدر خواهند رفت. موتور کشتی‌ها یکی از مکان‌هایی است که مقدار قابل توجهی از انرژی به صورت‌های مختلف به هدر می‌رود. در پژوهش حاضر ایده استفاده از این مسیرهای اتلافی و تولید توان مفید در قالب دو سیستم ارائه شده است. در سیستم نخست، تنها از گرمای گازهای خروجی موتور کشتی استفاده شده است؛ در حالی که در سیستم دوم به‌طور تلفیقی از آب خنک‌کن محفظه در کنار مسیر گازهای خروجی بهره گرفته شده است. به‌منظور انتخاب سیال کاری مناسب، پایشی در میان سیال‌های ارگانیک موجود انجام یافته و پنج سیال کاری به‌عنوان مبردهایی که از نظر شاخص‌های فیزیکی، ایمنی و زیست‌محیطی در نظر گرفته شده از مطلوبیت بالاتری برخوردار هستند، انتخاب شده است. تحلیل‌ها نشان می‌دهند که استفاده از مبرد R600a بالاترین توان خروجی را حاصل می‌کند که در بهترین حالت به حدود ۵۷۵ kW می‌رسد. مقایسه دو سیستم بررسی‌شده نیز نشان می‌دهد که پیش‌گرم کردن سیال کاری توسط آب خنک‌کن محفظه سبب بهبود عملکرد سیستم می‌شود و توان خروجی در حدود ۵۸-۳۱٪ در سیال‌های کاری مختلف افزایش می‌یابد. بررسی نرخ بازگشت سرمایه در دو سیستم بررسی‌شده و سیال‌های کاری گوناگون نیز نشان می‌دهد که پایین‌ترین مقدار بازگشت سرمایه با استفاده از سیال کاری R600a در سیستم دوم به دست می‌آید که برابر با ۳/۴۸ سال است.

**کلیدواژه‌ها:** سیستم بازیاب، گازهای خروجی، ترمواقصدادی، صرفه‌جویی در مصرف سوخت، کاهش انتشار آلاینده‌ها

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۲/۰۹

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۰۷

\* نویسنده مسئول: st\_y\_ghdoudchaboki@azad.ac.ir

## ۱- مقدمه

انرژی، نیروی محرکه بسیاری از فرآیندهای صنعتی است. به‌دلیل اهمیت روزافزون انرژی و نیز مسایلی از قبیل افزایش انتشار گازهای آلوده‌کننده، نیاز روزافزون بر مدیریت منابع انرژی در راستای استفاده هر چه بهتر از آنها احساس می‌شود. در این میان، بازیابی انرژی‌های به‌هدررفته در صنعت می‌تواند به‌عنوان یکی از راهکارهای مطلوب تلقی شود. به این دلیل که با استفاده از این روش و بهره‌گیری از جریان‌هایی که در صورت عدم استفاده به هدر خواهند رفت، علاوه بر تولید خروجی مطلوب، می‌توان گام مهمی در کاهش انتشار گازهای آلوده‌کننده نظیر کربن‌دی‌اکسید نیز برداشت.

موتورهای دیزل یکی از نمونه‌های بارز قابل بررسی هستند. در این نوع موتورها علی‌رغم بازده مطلوب و کاربرد گسترده در مکان‌های مختلف، هنوز هم مقدار قابل توجهی از انرژی و انرژی ورودی (سوخت) در قالب مسیرهای مختلف به هدر می‌رود. کشتی‌ها و شناورها یکی از مواردی هستند که از این نوع موتورها در آنها استفاده می‌شود. بررسی و استفاده از انرژی‌های به‌هدررفته در کشتی‌ها به‌دلیل دمای بالا و سهم آنها در کل انرژی ورودی ضروری به نظر می‌رسد. در برخی از مطالعات مشخص شده است که بیش از

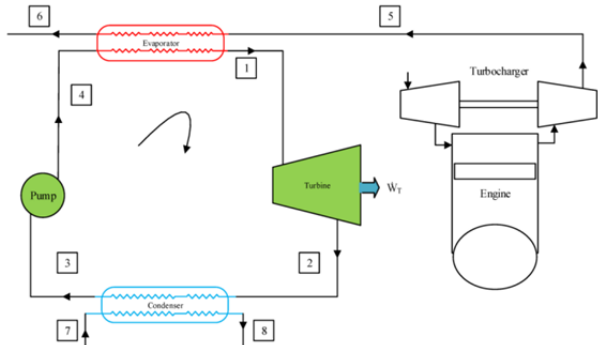
نیمی از انرژی سوخت ورودی در موتور کشتی‌ها در قالب مسیرهای مختلف از جمله گازهای خروجی و آب‌خنک‌کن محفظه احتراق به هدر می‌رود [1-3].

سیستم‌ها و چرخه‌های مختلفی را می‌توان به‌منظور استفاده و بهره‌گیری از مسیرهای اتلافی موتور کشتی به کار برد. از جمله این سیستم‌ها، چرخه رانکین است که بر مبنای چگالش و تبخیر سیال کاری عمل می‌کند. در استفاده از این چرخه، نوع سیال کاری از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است و برای کاربردهای بازیابی گرمای اتلافی، استفاده از سیال‌های ارگانیک توصیه می‌شود [4,5] که در این صورت، چرخه رانکین ارگانیک (ORC) نامیده می‌شود. بر این مبنای، انتخاب سیال آلی که بتواند نتایج بهتری را ارائه دهد، مورد توجه ویژه‌ای است. پژوهشگران متعددی در پی یافتن مناسب‌ترین سیال برای این چرخه بر آمده‌اند. تیان و همکاران [6] تعداد ۲۰ سیال کاری ارگانیک را به‌منظور استفاده در چرخه رانکین مورد بررسی قرار دادند. در کار آنها، سیال‌های کاری با دمای جوش متفاوت مورد استفاده قرار گرفته بود و طبق یافته‌ها مشخص شد که سیال‌های R123، R141b و R245fa نتایج بهتری نسبت به بقیه ارائه می‌دهند. در یک کار دیگر توسط روی و همکاران [7] تعداد چهار سیال با نام‌های R123، R12، R134a و R717 برای استفاده در دماهای مختلف مورد بررسی قرار گرفت و سیال کاری R123 به‌عنوان بهترین سیال کاری بررسی‌شده مشخص شد. گو و همکاران [8] تعداد هشت سیال کاری را به‌عنوان نمونه برای بازیابی گرما در دمای بین ۱۰۰°C-۸۰ انتخاب کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که سیال‌های کاری با دمای جوش بالاتر نظیر R236ea و R245fa عملکرد بهتری دارند. وانگ و همکاران [9] نیز تعداد ۹ سیال آلی با نام‌های R245fa، R245ca، R11، R141b، R114، R113، R123 و R113 و بوتان را در چرخه رانکین خود به کار بردند و به این نتیجه رسیدند که R113، R11، R141b و R113 عملکرد بهتری را ارائه می‌دهند.

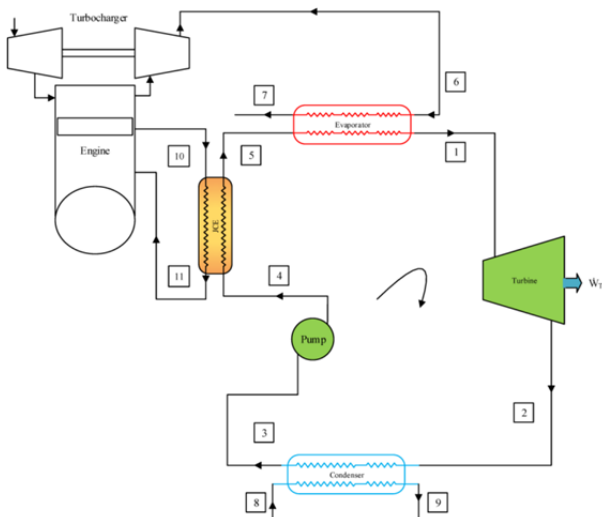
تعدادی از پژوهشگران با درک اهمیت بازیابی گازهای خروجی، استفاده از آن را بررسی کرده‌اند. به‌عنوان نمونه، ژری و یانگ [10] استفاده از چرخه رانکین را برای بازیابی گرمای گازهای خروجی موتور با تاکید بر نوع سیال کاری مورد بررسی قرار دادند. آنها استفاده از سیال‌هایی مانند R245fa را مناسب دانستند. شو و همکاران [11] استفاده از چرخه رانکین را در بازیابی گرمای موتور بررسی و از آلکان‌ها به‌عنوان سیال کاری استفاده نمودند. آنها پی بردند که بهترین نوع سیال کاری در تمام شرایط کاری یکسان نیست و بسته به شرایط، برخی سیال‌ها مانند سیکلیک آلکان عملکرد مناسبی دارند.

مروری بر کارهای پیشین صورت‌گرفته نشان‌دهنده این موضوع است که بسیاری از مطالعات قبلی بیشتر روی انتخاب نوع سیال کاری تمرکز یافته‌اند که هر کدام با توجه به شرایط مختلف به نتایج نسبتاً متفاوتی نیز رسیده‌اند و بهبود عملکرد چرخه ارگانیک رانکین مورد غفلت قرار گرفته است. همچنین در پژوهش‌های پیشین بیشتر روی شرایط ترمودینامیک و اندازه خروجی سیستم بحث شده است. در پژوهش حاضر، با در نظر گرفتن یک موتور کشتی، برای نخستین بار ایده استفاده از آب‌خنک‌کن محفظه احتراق در کنار به‌کارگیری گرمای گازهای خروجی موتور کشتی به‌صورت تجمیع‌یافته مطرح شده و مورد بررسی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن شاخص‌های متعدد فیزیکی و زیست‌محیطی، پنج سیال آلی مناسب، انتخاب و عملکرد دو آرایش معرفی‌شده از نقطه‌نظر ترمودینامیک و اقتصادی بررسی شده است. نرخ بازگشت

به سیال کاری تحویل می‌دهند و در نقطه ۶ از تبخیرکن خارج می‌شوند. به منظور جلوگیری از خوردگی و اسیدی شدن گازهای احتراق، دمای کمینه آنها در نقطه ۶ برابر با  $150^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است. از طرف دیگر، سیال کاری با گرفتن گرما در تبخیرکن، به حالت بخار اشباع و سپس مافوق گرم در می‌آید و از مبادله‌کن خارج می‌شود. در ادامه، سیال کاری در توربین، منبسط و موجب تولید توان مفید در آن می‌شود. سیال کاری پس از عبور از توربین، وارد چگالنده و سپس پمپ می‌شود و چرخه تکمیل می‌شود.



الف



ب

شکل ۱) طرحواره سیستم‌های مورد تحلیل، الف) سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی، ب) سیستم بهبود یافته دوم

به منظور استفاده هر چه بیشتر از منابع اتلافی موتور کشتی، به کارگیری گرمای آب‌خنک‌کن محفظه احتراق پیشنهاد می‌شود. طرحواره سیستم جدید که در آن از هر دو منبع گازهای خروجی و نیز آب‌خنک‌کن به صورت همزمان استفاده شده، در شکل ۱- ب نمایش داده شده است. در این سیستم، یک مبادله‌کن اضافی تحت عنوان مبادله‌کن خنک‌کن محفظه (JCE) قرار داده شده است. آب‌خنک‌کن پس از عبور از محفظه و خنک کردن آن، وارد سیستم بازیاب می‌شود و نقش پیش‌گرم‌کن سیال کاری قبل از ورود به تبخیرکن را بر عهده می‌گیرد. با این کار دبی جرمی سیال کاری، در شرایط یکسان از نظر گرمای ورودی، بالا می‌رود و سبب افزایش توان تولید شده در توربین و نیز بازده کلی سیستم خواهد شد. البته افزودن یک جزء اضافی به سیستم سبب افزایش هزینه سیستم نیز می‌شود که این مورد به تفصیل بررسی خواهد شد.

در طراحی سیستم‌ها و انجام محاسبات مورد نظر، توجه خاصی به مبادله‌کن‌ها معطوف شده است، به نحوی که مبادله‌کن‌های

سرمایه در هر حالت، مقدار سوخت صرفه‌جویی شده سالانه و نیز کاهش انتشار آلاینده کربن دی‌اکسید محاسبه شده است.

## ۲- مبردها

همان گونه که قبلاً نیز اشاره شد، انتخاب سیال کاری که بتواند بهترین نتایج را ارائه دهد، از اهمیت قابل توجهی برخوردار است. البته در انتخاب نوع مبرد، علاوه بر مشخصات فیزیکی آن و مطلوبیت عملکرد سیستم‌ها با به کارگیری هر کدام از آنها، معیارهای دیگری نیز مد نظر هستند. در کار حاضر، پایشی از سیال‌های ارگانیک مختلف بر مبنای چندین عامل تاثیرگذار انجام شده است. سیال‌های ارگانیک را در حالت کلی می‌توان به سه دسته خشک، آیزنروپیک و تر تقسیم‌بندی نمود که معیار این مورد، شیب نمودار دما، آنتروپی است. در کنار مشخصات فیزیکی سیال‌ها که در عملکرد سیستم‌ها تاثیرگذار بوده، دو مشخصه ایمنی و زیست‌محیطی نیز بررسی و پایش شده است. از نقطه نظر ایمنی، استاندارد ASHRAE 34 مد نظر قرار گرفته است که سیال‌ها را از نظر سمی بودن و نیز اشتعال‌پذیری دسته‌بندی می‌کند. در این استاندارد، حالت A1 به عنوان مناسب‌ترین حالت و B3 با بدترین شرایط از نظر ایمنی شناخته می‌شود. از نقطه نظر زیست‌محیطی نیز دو شاخص مهم و مطرح، ODP و GWP در نظر گرفته شده است. این دو شاخص که به ترتیب مربوط به پتانسیل تخریب لایه ازن و پتانسیل گرمایش کره زمین هستند، بایستی تا حد امکان کوچک باشند و هر چه به مقدار صفر نزدیک‌تر شوند، از مطلوبیت بالاتری برخوردارند. به همین سبب، برخی از سیال‌های کاری نظیر R123، R11 و غیره که در پژوهش‌های پیشین به عنوان سیال کاری مناسب مطرح شده بودند، طبق قوانین و پروتکل‌های بین‌المللی از دایره انتخاب خارج شده‌اند. البته طبیعی است که نمی‌توان سیال کاری را یافت که تمامی شرایط مد نظر را در بهترین حالت دارا باشد. آنچه مد نظر است، نزدیک بودن شرایط به حالت ایده‌آل است. با در نظر گرفتن تمامی موارد اشاره شده، پنج سیال کاری به عنوان کاندیدهای سیال کاری مناسب برگزیده شده‌اند که شامل R600a، R32، R134a، R1270، R1234ze است. مشخصات و خواص کلی سیال‌های کاری مورد بررسی در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱) خواص و ویژگی‌های سیال‌های کاری در نظر گرفته شده\*

سیال کاری	خواص فیزیکی			شاخص‌های زیست محیطی	
	وزن مولکولی (kg/kmol)	دمای بحرانی ( $^{\circ}\text{C}$ )	فشار بحرانی (kPa)	ASHRAE 34	ODP
R1234ze	۱۱۴	۱۰۹/۴۰	۳۶۳۲	A2	۰
R1270	۴۲/۰۸	۹۲/۴۲	۴۶۶۵	A3	۰
R134a	۱۰۲/۰۳	۱۰۱/۰۶	۴۰۵۹	A1	۰
R32	۵۲/۰۲	۷۸/۱۰	۵۷۸۰	A2	۰
R600a	۵۸/۱۲	۱۳۵	۳۶۴۷	A3	۰

\*بر اساس استاندارد شماره ۳۴ از ASHRAE، طبقه‌بندی ایمنی مبردها به صورت زیر است:

A: سمی بودن پایین، B: سمی بودن بالا، 1: بدون خطر اشتعال‌پذیری، 2: اشتعال‌پذیری پایین، 3: اشتعال‌پذیری بالا

## ۳- معرفی آرایش سیستم‌های بازیاب موتور

طرحواره سیستم نخست برای بازیابی گرمای اتلافی (WHR) در شکل ۱- الف نشان داده شده است. گازهای خروجی حاصل از احتراق در موتور کشتی پس از عبور از توربوشارژر، وارد تبخیرکن سیستم می‌شوند. این گازها که دارای دمای بالایی هستند، گرما را

قوانین بقای جرم و انرژی به هر یک اعمال شده است. با صرف نظر از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، این قوانین به صورت زیر هستند [12]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

توان خالص استخراج شده به وسیله هر کدام از سیستم‌ها با کم‌نمودن توان مورد نیاز پمپ از توان توربین به دست می‌آید که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_p \quad (3)$$

بازده قانون اول ترمودینامیک برای هر کدام از سیستم‌ها به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{first} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (4)$$

در رابطه ۴، عبارت  $\dot{Q}_{in}$  برابر انرژی ورودی به سیستم‌ها از طریق گرمای اتلافی بوده که در مورد سیستم ۱ به صورت گرمای انتقال یافته در تبخیرکن است و در سیستم ۲ برابر با مجموع گرمای منتقل شده در تبخیرکن و مبادله‌کن خنک‌کن محفظه است.

مقایسه عملکرد سیستم‌ها از نقطه نظر قانون دوم ترمودینامیک، فهم بهتر و واقعی‌تری را از عملکرد سیستم‌ها ارائه می‌دهد. به این دلیل که در این حالت از مفهوم کامل‌تر آگرژی استفاده می‌شود که در آن بین حالت‌های مختلف انرژی (کار و گرما) تفاوت قائل می‌شویم. آگرژی به صورت بیشینه کار قابل دستیابی در یک سیستم، زمانی که آن سیستم به حالت مرده آورده می‌شود، تعریف می‌شود. در این حالت، انتقال گرما تنها با محیط صورت می‌گیرد. نرخ تخریب آگرژی یا بازگشت‌ناپذیری یک جزء با استفاده از رابطه تعادل آگرژی به صورت زیر محاسبه می‌شود [12]:

$$\dot{i} = \sum \dot{\psi}_{in} - \sum \dot{\psi}_{out} + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum \dot{W} \quad (5)$$

دو عبارت نخست در سمت راست رابطه ۵ مربوط به انتقال آگرژی ماده است و عبارت سوم، انتقال آگرژی در رابطه انتقال حرارت را نشان می‌دهد.

نسبت تخریب آگرژی در یک جزء عبارت از مقدار آگرژی ورودی در یک جزء بوده که به صورت تخریب آگرژی در آن جزء به هدر رفته است و به صورت زیر بیان می‌شود:

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot.}} \quad (6)$$

سرانجام، بازده قانون دوم ترمودینامیک برای هر کدام از سیستم‌ها به صورت زیر محاسبه می‌شود [12-14]:

$$\eta_{II} = 1 - \sum y_D \quad (7)$$

عبارت  $\sum y_D$  در سمت راست رابطه ۷ برابر با مجموع نسبت‌های تخریب آگرژی در طول اجزای هر کدام از سیستم‌ها است.

#### ۳-۴- محاسبات انتقال حرارت

به منظور محاسبه هزینه هر کدام از مبادله‌کن‌ها ضروری است که ابتدا مساحت مورد نیاز برای هر کدام از مبادله‌کن‌ها محاسبه شود. بدین منظور، هر کدام از مبادله‌کن‌ها شامل تبخیرکن، چگالنده و خنک‌کن محفظه به صورت مبادله‌کن‌های پوسته-لوله‌ای در نظر گرفته شده‌اند. همان گونه که قبلاً نیز اشاره شد، اجزای تبخیرکن و

تبخیرکن و چگالنده به ترتیب به سه و دو قسمت تقسیم شده‌اند که شامل قسمت‌های مادون سرد (SC)، در تبخیرکن، دوفازی (tph.) و مافوق گرم (sup.) است. به دلیل تغییرات خواص در نواحی دوفازی تبخیرکن و چگالنده، این قسمت از مبادله‌کن‌ها طبق روش قطعه‌ای، هر کدام به ده قسمت تقسیم شده‌اند. به نحوی که خروجی یک قسمت، ورودی قسمت بعدی محسوب می‌شود.

#### ۴- شبیه‌سازی و تحلیل سیستم‌ها

##### ۴-۱- فرضیات و شرایط موتور

دو سیستم بازیاب برای بهره‌گیری گرمای اتلافی در موتور دیزل پیشنهاد شده است. فرضیات مورد استفاده در تحلیل سیستم‌ها به صورت زیر هستند:

- ۱- سیستم‌ها و اجزای آنها در شرایط پایا کار می‌کنند.
- ۲- سیال کاری در خروجی چگالنده در حالت اشباع قرار دارد.
- ۳- اتلافات گرمایی و افت‌های فشار در مبادله‌کن‌ها ناچیز است.
- ۴- به منظور جلوگیری از تقاطع دمایی در چگالنده، کمینه اختلاف دما برابر با  $5^\circ\text{C}$  در نظر گرفته شده است.
- ۵- شرایط مرجع (حالت مرده) برابر با  $20^\circ\text{C}$  و  $101\text{kPa}$  در نظر گرفته شده است.

یک نمونه موتور کشتی بزرگ برای بهره‌گیری از منابع گرمای اتلافی آن در سیستم‌های بازیاب در نظر گرفته شده است. مشخصات و ویژگی‌های موتور استفاده شده در جدول ۲ ارائه شده است. سوخت دیزل با ارزش حرارتی پایین برابر با  $43308\text{kJ/kg}$  و نسبت هوای اضافی برابر با  $1/9$  به عنوان سوخت مورد استفاده در موتور کشتی استفاده شده لحاظ شده است. به منظور جلوگیری از خطر و ریسک خوردگی اسیدی در گازهای خروجی موتور کشتی، حداقل دمای گازهای خروجی پس از عبور از تبخیرکن برابر با  $150^\circ\text{C}$  در نظر گرفته شده است. شرایط و پارامترهای ترمودینامیک و طراحی مورد نیاز برای راه‌اندازی سیستم‌ها در جدول ۳ خلاصه شده است.

جدول ۲) مشخصات موتور در نظر گرفته شده

مقدار	مشخصات موتور
HANJUNG-SULZER-7RTA58T-B	نوع موتور
۷	تعداد سیلندر
۲۴۱۶*۵۸۰	قطر سیلندر * کورس (mm)
۱۷۰	مصرف سوخت (gallon/kWh)
ABB-VTR564D-32	نوع توربوشارژر
۱۴۸۷۵	بار (kW)
۴۳۴	دمای متوسط گازهای خروجی ( $^\circ\text{C}$ )
۲۹۰	دمای متوسط گازهای خروجی پس از عبور از توربوشارژر ( $^\circ\text{C}$ )
۸۵	دمای خنک‌کن محفظه ( $^\circ\text{C}$ )
۲۷۰	فشار خنک‌کن محفظه (kPa)

جدول ۳) شرایط طراحی سیستم‌ها

مقدار	پارامتر
۱۵۰	دمای گازهای خروجی پس از عبور از تبخیرکن ( $^\circ\text{C}$ )
۲۵	دمای آب خنک‌کن در چگالنده ( $^\circ\text{C}$ )
۵	کمینه اختلاف دما در چگالنده ( $^\circ\text{C}$ )
۸۰	بازده آیزنتروپیک توربین (درصد)
۸۰	بازده آیزنتروپیک پمپ (درصد)

##### ۴-۲- تحلیل ترمودینامیک سیستم‌ها

به منظور تعیین ویژگی‌ها و عملکرد هر کدام از سیستم‌های مورد بررسی، هر جزء به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و

محسوب می‌شود. ضریب فشار برای هر کدام از اجزا به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\log F_{p,X} = C_{X,1} + (C_{X,2} \log(10P_X - 1)) + (C_{X,3} (\log(10P_X - 1))^2) \quad (12)$$

ضریب تصحیح برای هر کدام از اجزا با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شود:

برای مبادله‌کن‌ها و پمپ:

$$F_{\text{correction},X} = B_{X,1} + (B_{X,2} F_{M,X} F_{p,X}) \quad (13)$$

برای توربین:

$$F_{\text{correction}} = F_{BM,T} F_{p,T} \quad (14)$$

ضرایب استفاده شده در روابط ۱۴-۱۱ در جدول ۵ برای هر کدام از اجزا آورده شده است. در نهایت، هزینه تصحیح شده اجزا با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_{BM,X} = C_{p,X} F_{\text{correction},X} \quad (15)$$

هزینه‌های تصحیح شده اجزا که با استفاده از رابطه ۱۵ محاسبه شده‌اند، بایستی به روزرسانی شوند و با استفاده از رابطه زیر به یک زمان مرجع آورده شوند:

هزینه در سال مرجع

$$= \frac{\text{شاخص هزینه در سال اولیه}}{\text{شاخص هزینه در سال مرجع}} \text{ هزینه اولیه} \quad (16)$$

هزینه کل اجزا برای هر کدام از دو سیستم مورد بررسی با جمع کردن هزینه‌های اجزای آنها به صورت زیر به دست می‌آید:

$$C_{\text{tot}} = \sum C_X \quad (17)$$

با راه‌اندازی هر کدام از سیستم‌ها، درآمدهایی مستقیم به واسطه صرفه‌جویی در مصرف سوخت قابل دستیابی هستند. درآمدهای کسب شده در یک سال کارکرد هر سیستم به واسطه صرفه‌جویی در مصرف سوخت طبق رابطه زیر به دست می‌آید:

$$FC_{\text{conservation}} = c_{\text{fuel}} \dot{m}_{\text{fuel}} \dot{W}_{\text{net}} \quad (18)$$

یکی از پارامترهای مطلوب به منظور بررسی عملکرد سیستم‌ها، نرخ بازگشت سرمایه است. نرخ بازگشت سرمایه را می‌توان به عنوان شاخص عملکرد مطلوب یا نامطلوب سیستم‌ها از هر دو جنبه ترمودینامیک و اقتصادی در نظر گرفت. بدین منظور و در صورتی که هزینه‌های اولیه صرف شده برای خرید تجهیزات را به همراه هزینه‌های تعمیر و نگهداری آنها بر مقادیر درآمدهای کسب شده در هر سال که ناشی از صرفه‌جویی در مصرف سوخت است، تقسیم نماییم، پارامتر مفیدی به دست می‌آید که نشان‌دهنده نرخ بازگشت سرمایه یا تعداد سال‌هایی بوده که مورد نیاز است تا هزینه‌های سرمایه‌گذاری شده به صورت صرفه‌جویی در مصرف سوخت بازگشت داده شوند. بعد از این تعداد سال، سیستم به سوددهی خواهد رسید و درآمدهای حاصل از کاهش مصرف سوخت تا پایان عمر اقتصادی طرح به دست خواهد آمد. نرخ بازگشت سرمایه به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\text{PBP} = \frac{C_{\text{tot}}(1 + f_{OM})}{FC_{\text{conservation}}} \quad (19)$$

در رابطه ۱۹،  $f_{OM}$  ضریب تعمیر و نگهداری است [12].

چگالنده به تعدادی بخش تقسیم شده است و برای جلوگیری از تأثیرات تغییر خواص در ناحیه دوفازی، این نواحی از مبادله‌کن‌ها طبق روش قطعه‌ای، هر کدام به ۱۰ قسمت تقسیم شده‌اند.

در مطالعه حاضر، به منظور تعیین مقدار نرخ انتقال حرارت در هر کدام از مبادله‌کن‌ها از روش اختلاف دمای لگاریتمی بهره گرفته شده است. نرخ انتقال حرارت بین هر کدام از مسیرها به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm} \quad (8)$$

در رابطه ۸،  $\dot{Q}$  نرخ حرارت انتقال یافته در هر مبادله‌کن مشخص شده و  $F$  ضریب تبدیل در مبادله‌کن‌های ناهمسو است که برای مبادله‌کن‌هایی با تعداد واحد و زوج پاس در سمت لوله به ترتیب برابر با ۱ و ۰/۹ در نظر گرفته شده است [15]. عبارت  $\Delta T_{lm}$  در سمت راست رابطه ۸، برابر با اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \quad (9)$$

در رابطه ۹،  $\Delta T_o$  و  $\Delta T_i$  برابر با اختلاف دما در هر کدام از دو انتهای مبادله‌کن هستند. مقدار ضریب انتقال حرارت کل ( $U$ ) در رابطه ۸ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + F_o + \frac{d_o}{d_i} F_i + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + d_o \frac{\ln(d_o/d_i)}{2k}} \quad (10)$$

عبارت‌های  $h_o$  و  $h_i$  در رابطه ۱۰ به ترتیب برابر با ضریب انتقال حرارت در داخل و خارج از لوله‌ها هستند. همچنین  $k$  هدایت حرارتی لوله‌ها بوده که برای جنس لوله‌های کربن استیل برابر با  $60 \text{ kW/m.K}$  قرار داده شده است.  $F_o$  و  $F_i$  نیز ضرایب رسوب به ترتیب در داخل و خارج از لوله‌ها هستند که برابر با  $0.09 \text{ kW/m}^2/\text{C}$  منظور شده‌اند [16, 17].

همان گونه که از رابطه ۱۰ مشخص است، ضریب انتقال حرارت کل در هر مبادله‌کن در شرایط مختلف یکسان نیست و تابعی از عواملی مانند دما، فشار و غیره است. بنابراین، فرض مقداری ثابت برای این ضریب معقول و منطقی به نظر نمی‌رسد، از این رو، در کار حاضر، برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت از روابط متناسب با هر بخش از مبادله‌کن‌ها استفاده شده که روابط استفاده شده برای محاسبه مقدار ضریب انتقال حرارت برای هر بخش از مبادله‌ها در جدول ۴ ارائه شده است [15, 18-20].

#### ۴-۴- تحلیل اقتصادی

به منظور تعیین عملکرد اقتصادی هر کدام از سیستم‌ها، ابتدا ضروری است تا هزینه اجزای آنها مشخص شود. هزینه هر کدام از اجزای سیستم‌ها در فشار محیط و با در نظر گرفتن کربن استیل به عنوان جنس آنها، طبق رابطه زیر به دست می‌آید [21]:

$$\log C_{p,X} = K_{X,1} + (K_{X,2} \log W) + (K_{X,3} (\log W)^2) \quad (11)$$

در رابطه ۱۱،  $X$  بیانگر جزء مشخص شده بوده که شامل چگالنده، تبخیرکن، مبادله‌کن خنک‌کن محفظه و توربین یا پمپ است. از طرف دیگر،  $W$  در رابطه ۱۱ نشان‌دهنده ظرفیت جزء بوده که برای توربین (یا پمپ) به صورت توان خروجی (یا ورودی) است و در هر کدام از مبادله‌کن‌ها به صورت مساحت مورد نیاز برای انتقال حرارت

مرجع	رابطه	بخش مورد استفاده	عنوان
[15]	$Nu = \frac{h_i d_i}{k} = \frac{\frac{f}{2} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2}$	جریان تک فاز داخل لوله‌ها	رابطه Gnielinski
[18, 19]	$h_i = \alpha_l \left[ 1 + 3000 BO^{0.896} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.41} \right]$ $\alpha_l = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{d}$ $BO = \frac{Q}{G \cdot h_{fg}}$	انتقال حرارت جوشی در منطقه دوفازی تبخیرکن	رابطه Gungor- Winterton
[20]	$h_i = \alpha_l \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8 x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right]$	انتقال حرارت چگالشی در منطقه دوفازی چگالنده	رابطه Shah
[15]	$Nu = \frac{hD}{k} = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$	جریان خارج از لوله‌ها	رابطه Mc Adams

ورود و خروج از توربین مورد توجه است. به دلیل استفاده از سیال‌های کاری مختلف و متفاوت بودن شرایط و خصوصیات فیزیکی هر کدام از آنها که منجر به تفاوت محدوده‌های فشاری هر مبرد می‌شود، مناسب‌تر است تا از پارامتر بی بعد نسبت فشار استفاده شود تا مقایسه سیستم‌ها و سیال‌های کاری به‌طور واضح‌تری انجام گیرد. برای هر کدام از سیال‌های کاری در نظر گرفته شده در سیستم‌ها، نسبت فشار می‌تواند داخل یک محدوده مشخص انتخاب شود. این محدوده تغییرات نسبت فشار در هر سیال کاری متفاوت بوده و به دمای نقطه جوش و بحرانی هر کدام از آنها وابسته است.

تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک دو سیستم بررسی شده با تغییر نسبت فشار و به کارگیری مبردهای مختلف در نمودار ۱- الف و ب ارایه شده است. همان گونه که پیش‌بینی می‌شد، بازده سیستم دوم با اصلاح چرخه رانکین بهبود پیدا کرده است. افزودن مبادله‌کن خنک‌کن محفظه در سیستم دوم که نقش پیش‌گرمکن سیال قبل از ورود به تبخیرکن را ایفا می‌کند، سبب افزایش حدود ۱۶ تا ۲۶ درصدی برای حالت پیشینه سیال‌های کاری مختلف شده است. از نقطه نظر بازده قانون دوم ترمودینامیک، سیال‌های R600a، R1234ze و R134a به ترتیب بالاترین بازده را دارا هستند.

تغییرات توان خالص خروجی هر کدام از سیستم‌ها با تغییر نسبت فشار در نمودار ۲- الف و ب ارایه شده است. همان گونه که اشاره شد، سیال‌های کاری مختلف، دارای دامنه کاری متفاوتی هستند و از نمودار ۲ نیز پیداست که بین سیال‌های بررسی شده، R600a دارای دامنه کاری بالاتری نسبت به بقیه سیال‌های کاری بوده و همچنین توان خالص آن در حالت پیشینه، بالاتر از سایر سیال‌ها است. از طرف دیگر، سیال‌های R32 و R1270 دارای دامنه کاری و نسبت فشار محدودی هستند و بنابراین نمی‌توانند انتخاب‌های مناسبی باشند. همچنین بررسی نمودار ۲- الف و ب می‌توان پی برد که در هر دو سیستم مورد بررسی، مقدار توان خروجی در ابتدا با شیب زیاد افزایش پیدا می‌کند، ولی در ادامه این شیب کاهش می‌یابد و توان خروجی در حدود یک مقدار، ثابت باقی می‌ماند. به عبارت دیگر تقعر نمودارها منفی است. بنابراین می‌توان نسبت فشاری متعادل را انتخاب نمود تا از تحمیل هزینه‌های اضافی به واسطه افزایش غیرضروری نسبت فشار جلوگیری شود. به همین منظور و با در نظر گرفتن هر دو سیستم می‌توان نسبت فشارهای حدود ۴، ۲/۵، ۳/۵، ۲/۲، و ۵/۵ را به ترتیب برای مبردهای R1234ze، R1270، R134a، R32 و R600a پیشنهاد نمود.

جدول ۵) مقادیر پارامترهای روابط هزینه [21]

جزء	K	C	B	F <sub>M</sub>	F <sub>BM</sub>
مبادله‌کن‌ها	K <sub>1</sub> =۴/۳۲۴۷ K <sub>2</sub> =-۰/۳۰۳ K <sub>3</sub> =۰/۱۶۳۴	C <sub>1</sub> =۰/۰۳۸۸ C <sub>2</sub> =-۰/۱۱۲۷۲ C <sub>3</sub> =۰/۰۸۱۸۳	B <sub>1</sub> =۱/۶۳ B <sub>2</sub> =۱/۶۶	۱/۴	-
توربین	K <sub>1</sub> =۲/۷۰۵۱ K <sub>2</sub> =۱/۴۳۹۸ K <sub>3</sub> =-۰/۱۷۷۶	-	-	-	۳/۴
پمپ	K <sub>1</sub> =۳/۳۸۹۲ K <sub>2</sub> =۰/۰۵۳۶ K <sub>3</sub> =۰/۱۵۳۸	C <sub>1</sub> =-۰/۳۹۳۵ C <sub>2</sub> =۰/۳۹۵۷ C <sub>3</sub> =-۰/۰۰۲۲۶	B <sub>1</sub> =۱/۸۹ B <sub>2</sub> =۱/۳۵	۱/۶	-

## ۵- نتایج و بحث

به منظور ارزیابی و بررسی عملکرد هر کدام از سیستم‌های بازیاب، نرم افزار EES به کار گرفته شده است. برای بررسی صحت نتایج از داده‌های موجود در ادبیات فن استفاده شده است. بدین منظور، نتایج کار حاضر با کار انجام شده در یک پژوهش [22] برای چرخه ارگانیک رانکین در شرایط یکسان مقایسه شده است. سیال کاری R600a به عنوان مقایسه، انتخاب و نتایج آنها در جدول ۶ نمایش داده شده است. همان گونه که در جدول ۶ مشاهده می‌شود، تطابق مناسبی بین نتایج با یافته‌های یک پژوهش [22] وجود دارد. دو سیستم معرفی شده، در نظر گرفته شد و نتایج عملکرد آنها در دو بخش ارایه می‌شود. نخست، عملکرد سیستم‌ها با تغییر نسبت فشار توربین و تاثیر این پارامتر با به کارگیری مبردهای مختلف بررسی می‌شود. در بخش دوم، تحلیل دقیق و جزئی تری روی تک تک اجزای سیستم‌ها، اعمال و اجزای تاثیرگذار در هزینه نهایی سیستم‌ها مشخص می‌شود.

جدول ۶) مقایسه نتایج کار حاضر با صالح و همکاران [22] برای چرخه ارگانیک رانکین

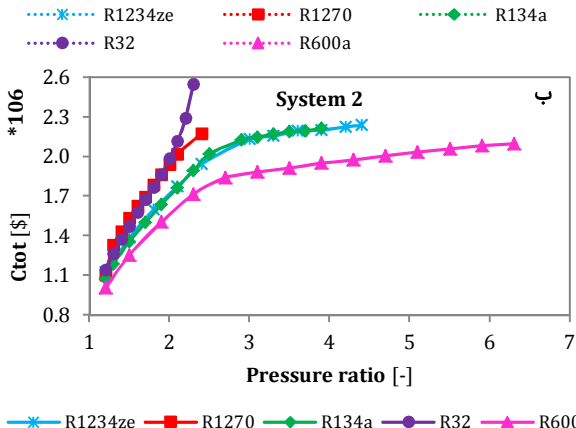
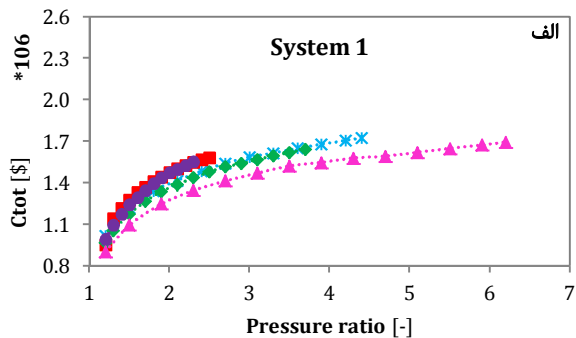
کمیت	صالح و همکاران	مطالعه حاضر	اختلاف (درصد)
فشار ورودی توربین (kPa)	۴۰۲/۸	۴۰۲/۹	۰/۲۲
فشار خروجی توربین (kPa)	۱۹۹۸	۱۹۸۵	۰/۶۵
توان خروجی (kW)	۱۰۰۰	۹۹۳/۳	۰/۶۷
بازده $\eta_{first}$	۱۲/۱۲	۱۲/۱۵	۰/۲۵

\* شرایط مورد بررسی:  $T_{eva}=100^{\circ}C$  و  $T_{con}=30^{\circ}C$

## ۵-۱- تاثیر نسبت فشار توربین

بین پارامترهای مهم که به‌طور مستقیم روی خروجی سیستم‌ها و نیز هزینه‌های اجزای آنها تاثیر می‌گذارند، فشار در

مهم‌ترین هدف از اجرای سیستم‌های بازیاب، استخراج توان مفید از توربین‌ها است. بنابراین توان خالص خروجی سیستم‌ها می‌تواند به عنوان معیاری از عملکرد آنها از دیدگاه ترمودینامیک مد نظر قرار گیرد و هر چه مقدار توان تولید شده بیشتر باشد، طبیعتاً سیستم از ارزش بالاتری برخوردار خواهد بود. البته بایستی ملاحظات هزینه نیز در نظر گرفته شود و نوعی مصالحه بین دو مورد اخیر ایجاد شود. تغییرات هزینه‌های مورد نیاز در هر کدام از سیستم‌ها با به کارگیری مبردهای مختلف در نمودار ۳- الف و ب ارایه شده است. برای سهولت در ارایه نتایج، هزینه‌ها در نمودار ۳ با واحد میلیون دلار نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، در سیستم دوم با افزودن یک جزء اضافی به سیستم، هزینه‌ها در کل افزایش یافته‌اند. همچنین، بیشترین هزینه در هر دو سیستم نیز مربوط به R32 و R1270 است.

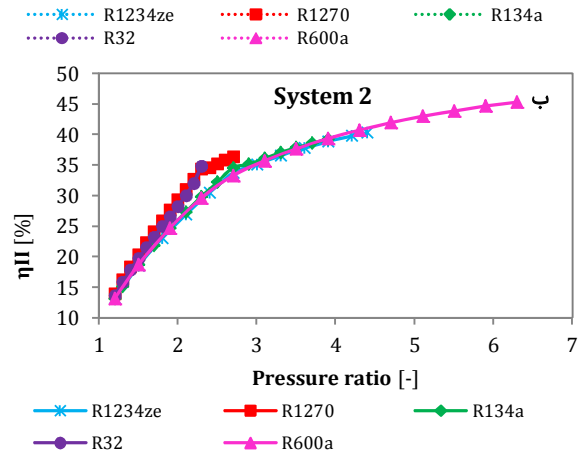
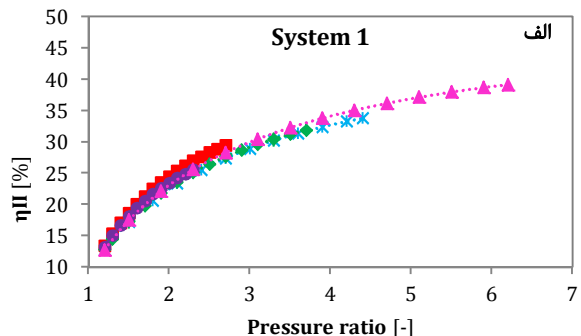


نمودار ۳) تغییرات هزینه مورد نیاز در سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی و سیستم بهبودیافته دوم، الف) سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی، ب) سیستم بهبودیافته دوم

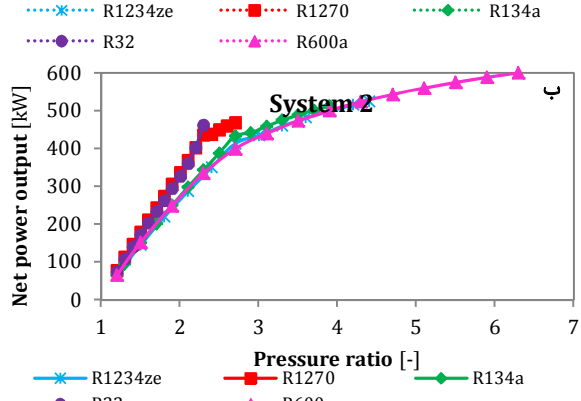
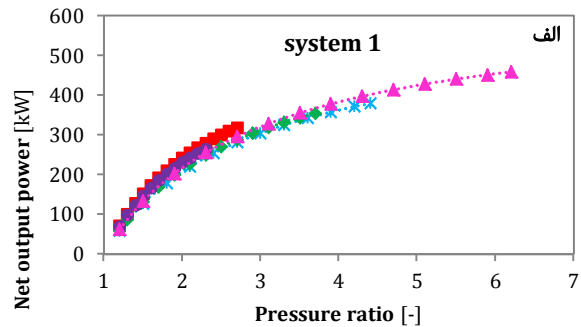
مقایسه دقیق‌تر دو سیستم بررسی شده با ارایه نتایج در نسبت فشارهای اشاره شده در پاراگراف‌های پیشین امکان‌پذیر است. عملکرد ترمو اکونومیک دو سیستم بازیاب در نمودارهای ۴-۶ نمایش داده شده است. در نمودار ۴ مشاهده می‌شود که با اصلاح چرخه رانکین، توان خالص خروجی از سیستم دوم در حدود ۴۰٪، ۵۰٪، ۴۳٪، ۵۸٪ و ۳۱٪ به ترتیب برای مبردهای R1234ze، R1270، R134a، R600a و R32، افزایش یافته است. بیشترین مقدار توان استخراج شده برابر با ۵۷۵ kW است که با به کارگیری سیال کاری R600a در سیستم اصلاح شده دوم به دست می‌آید. در مورد افزایش هزینه‌های اجزا (نمودار ۵) نیز افزایش مقادیر به ترتیب برابر با ۲۴٪، ۲۷٪، ۲۶٪، ۳۳٪ و ۲۰٪ برای ترتیب سیال‌های ذکر شده است.

مقایسه نرخ بازگشت سرمایه می‌تواند معیار مطلوبی از هر دو جنبه

مقایسه مقدار توان خالص خروجی از دو سیستم نیز نشان می‌دهد که در سیستم اصلاح شده به واسطه بهبود عملکرد ترمودینامیک، توان خالص خروجی بالاتر از سیستم شماره ۱ است.



نمودار ۱) تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک در سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی و سیستم بهبودیافته دوم، الف) سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی، ب) سیستم بهبودیافته دوم

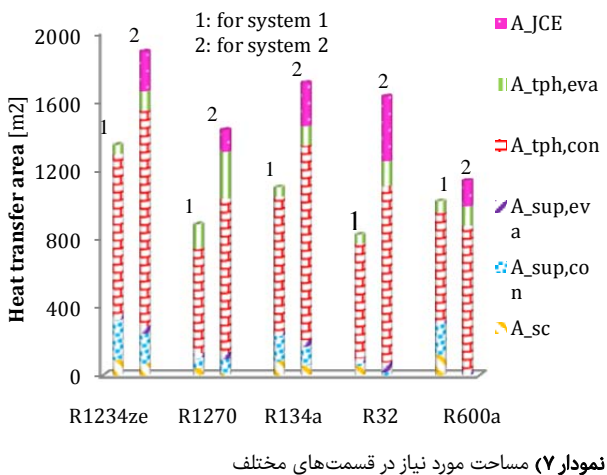


نمودار ۲) تغییرات توان خالص خروجی در سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی و سیستم بهبودیافته دوم، الف) سیستم نخست بازیاب گرمای اتلافی، ب) سیستم بهبودیافته دوم

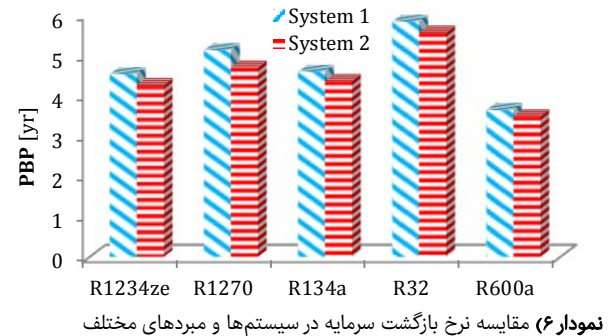
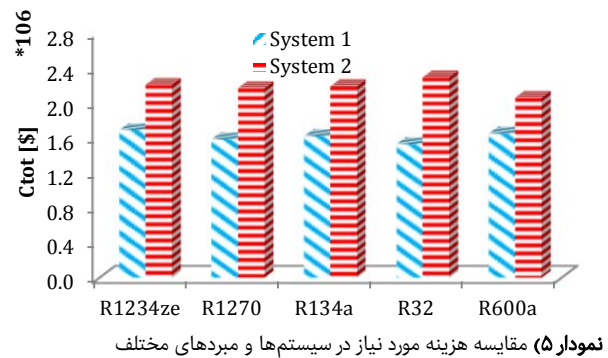
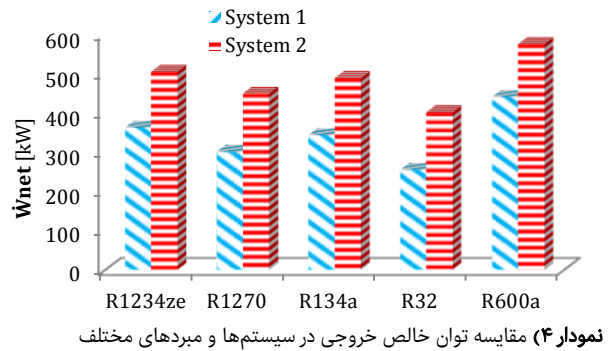
پیدااست، بیشترین مقدار مساحت مورد نیاز مربوط به منطقه دوفازی جزء چگالنده است که این امر به دلیل پایین بودن اختلاف دمای دو مسیر سرد و گرم در این جزء است که سبب می شود مساحت بیشتری برای این انتقال حرارت مورد نیاز باشد. به صورت کلی، مجموع مساحت های مورد نیاز در سیستم بهبودیافته دوم بیشتر از سیستم اول است که طبیعتاً منجر به افزایش هزینه های سیستم بهبودیافته می شود (نمودار ۵). بالاتر بودن مساحت مبادله کن ها در سیستم دوم، خود ناشی از دو دلیل عمده بوده که شامل حضور یک مبادله کن اضافی (خنک کن محفظه) و نیز بالاتر بودن دبی جرمی سیال کاری در سیستم دوم است.

با مشخص نمودن چگونگی هزینه کرد اجزای مختلف سیستم ها، تصویر روشنی از وضعیت اقتصادی هر کدام از اجزا به دست می آید. بدین منظور و با توجه به نتایج به دست آمده در بخش نخست، سه مورد برای بررسی انتخاب شده اند که شامل R134a، R1234ze و R600a است. نتایج تفکیک هزینه های سه سیستم طراحی شده در نمودار ۸ ارایه شده است. از نمودار ۸ واضح است که در هر دو سیستم و مبردهای مورد بررسی، توربین بحرانی ترین جزء است، چرا که هزینه های بیشتری را نسبت به سایر اجزا به هر دو سیستم تحمیل می کند. بر این اساس، جزء توربین، خود حدود نصف هزینه ها را شامل می شود. نصف دیگر بیشتر صرف انتقال حرارت در مبادله کن ها و به ویژه چگالنده می شود که ناشی از مقدار بالای مساحت انتقال حرارت در این جزء است (نمودار ۷).

همان طور که قبلاً نیز اشاره شد، با اجرای سیستم بازیاب می توان درآمدهایی را به واسطه صرفه جویی در مصرف سوخت به دست آورد. مقدار سوخت صرفه جویی شده و درآمد حاصل از آن در دو سیستم طراحی شده در نمودار ۹ ارایه شده است. نتایج ارایه شده در نمودار ۹ مربوط به مبرد R600a به عنوان مناسب ترین مبرد بین سیال های بررسی شده است. همان گونه که واضح است، به کارگیری سیستم بازیاب بهبودیافته منجر به صرفه جویی بیشتری در مصرف سوخت می شود و به ۲۰۲۱۶۶ gallon/year می رسد که به عنوان یکی از مزیت های قابل توجه سیستم دوم تلقی می شود. این مقدار برای سیستم اول پایین تر بوده و برابر با ۱۵۴۸۳۰ gallon/year است. همچنین شایان ذکر بوده که کاهش مصرف سوخت منجر به کاهش انتشار آلاینده کربن دی اکسید می شود که برابر با مقادیر ۲۷۴۷ و ۳۵۸۷ تن آلاینده کربن دی اکسید طی یک سال به ترتیب برای سیستم های اول و دوم است. این موضوع یکی دیگر از امتیازهای قابل توجه سیستم های بازیاب گرمای اتلافی به ویژه در سیستم اصلاح شده با مبادله کن محفظه تلقی می شود.



ترمودینامیک و اقتصادی باشد. از نمودار ۶ واضح است که به کارگیری گرمای آب خنک کن محفظه احتراق در کنار گازهای خروجی سبب کاهش نرخ بازگشت سرمایه در حدود ۴/۵-۸/۵٪ برای سیال های کاری مختلف می شود. کمترین مقدار بازگشت سرمایه با استفاده از سیال R600a در سیستم دوم به دست می آید که برابر با ۳/۴۸ سال است. پس از آن، سیال های R1234ze و R134a به ترتیب با ۴/۲۵ و ۴/۳۵ سال قرار دارند.



## ۲-۵- بررسی و تحلیل اجزای سیستم ها

پس از تحلیل کلی عملکرد سیستم ها در بخش ۱-۵، در بخش حاضر سیستم ها و اجزای آنها با جزئیات بیشتری مورد تحلیل و مقایسه قرار می گیرند. مساحت مورد نیاز در هر قسمت از مبادله کن ها که به صورت مستقیم بر هزینه های آنها تاثیر می گذارد، تابعی از پارامترهای مختلفی بوده که شامل مقدار انتقال حرارت، اختلاف دما بین مسیرهای سرد و گرم، و مهم تر از همه، ضریب انتقال حرارت است. در صورتی که بتوان توزیع مساحت مورد نیاز برای انتقال حرارت را در مبادله کن های مختلف به دست آورد، می توان به درک درستی از چگونگی تقسیم هزینه ها در این اجزا پی برد. مقدار مساحت مورد نیاز برای هر کدام از مبادله کن ها به تفکیک اجزا و مبردها در نمودار ۷ ارایه شده است. همان گونه که از نمودار ۷ نیز



حاضر، با توجه به کمیت و کیفیت مسیره‌های اتلافی موتور کشتی، دو سیستم برای استفاده از آنها پیشنهاد شده است. در سیستم طراحی شده دوم، علاوه بر گازهای خروجی موتور، از آب‌خنک‌کن محفظه نیز بهره‌گیری شده است. یک موتور نمونه، در نظر گرفته شد و عملکرد دو سیستم پیشنهاد شده از هر دو دیدگاه ترمودینامیک و اقتصادی بررسی شد. پنج سیال کاری که دارای ویژگی‌های مطلوب فیزیکی، ایمنی و زیست‌محیطی هستند، به‌عنوان سیال کاری در نظر گرفته شدند. نتایج حاصل به شرح زیر هستند:

۱- بین عواملی که بر عملکرد سیستم‌ها تاثیر می‌گذارند، نسبت فشار توربین مورد توجه بوده، چرا که به‌طور مستقیم بر مقدار توان حاصل از سیستم‌ها و هزینه‌های آنها تاثیرگذار است. نتایج نشان داد که در هر دو سیستم، استفاده از مبرد R600a، توان خالص بالاتری را نتیجه می‌دهد که در حالت بیشینه به حدود ۵۷۵kW می‌رسد. استفاده از R600a بازده قانون دوم بالاتری را نیز نشان داد و پس از آن R1234ze و R134a بازده و توان خروجی مطلوبی را حاصل نمودند. همچنین مشاهده شد که پیش‌گرم‌کردن سیال کاری قبل از ورود به تبخیرکن در سیستم دوم سبب بهبود توان خالص سیستم و در نتیجه افزایش دبی جرمی سیال کاری شد، به‌طوری که حدود ۳۱-۵۸٪ افزایش در توان به‌دست آمده در سیستم دوم برای سیال‌های کاری مختلف مشاهده شد.

۲- نرخ بازگشت سرمایه یکی از پارامترهایی بوده که در ارزیابی هر دو عملکرد ترمودینامیک و اقتصادی سیستم‌ها به‌صورت یک‌جا مفید است. ارزیابی‌ها نشان دادند که مبرد R600a پایین‌ترین نرخ بازگشت سرمایه را دارا است که در بهترین حالت به حدود ۳/۴۸ سال می‌رسد. همچنین مشاهده شد در سیستم دوم، علی‌رغم افزایش هزینه‌ها، نرخ بازگشت سرمایه حدود ۸/۵-۴/۵٪ در سیال‌های کاری مختلف کاهش پیدا کرده است.

۳- تحلیل اجزای سیستم‌ها حاکی از آن است که بین مبادله‌کن‌های مختلف به‌کارگرفته‌شده، قسمت دوفازی چگالنده بیشترین مساحت مورد نیاز و هزینه را دارا است. همچنین توربین بیشترین هزینه‌ها را به هر دو سیستم تحمیل می‌کند که شامل حدود نیمی از کل هزینه‌ها می‌شود. مطالعه مقدار سوخت صرفه‌جویی شده نیز نشان داد که با به‌کارگیری سیستم بهبودیافته، امکان صرفه‌جویی ۲۰۲۱۶۶gallon/year سوخت در یک سال میسر است که منجر به کاهش برابر با ۳۵۸۷ تن آلایندگی کربن‌دی‌اکسید می‌شود. این مقادیر برای سیستم نخست برابر با ۱۵۴۸۳۰gallon/year صرفه‌جویی در مصرف سوخت و ۲۷۴۷ تن آلایندگی کربن‌دی‌اکسید محاسبه شده است.

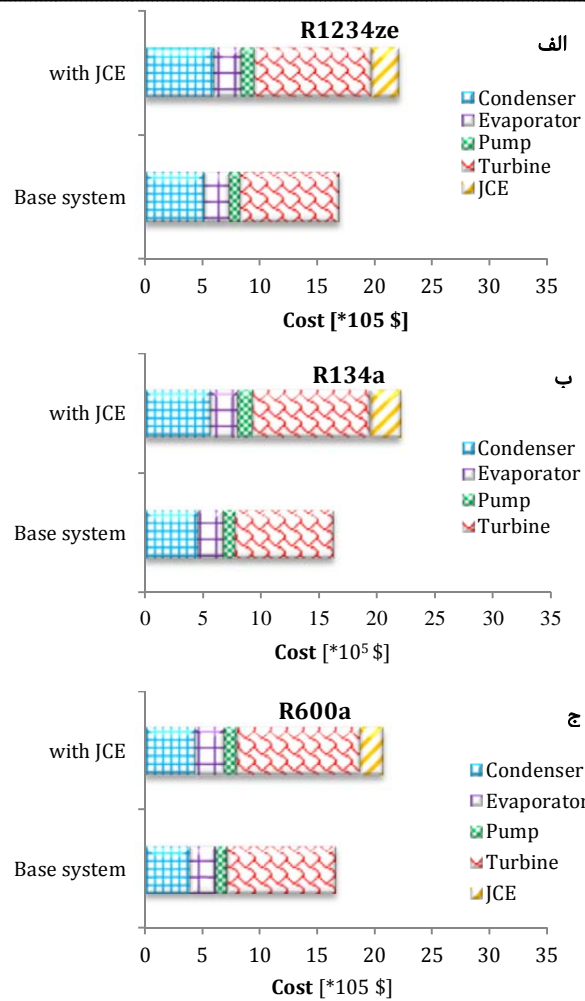
**تشکر و قدردانی:** نویسندگان مقاله از تلاش‌ها و همکاری دانشگاه علوم دریایی امام خمینی<sup>(ع)</sup> نوشهر به‌دلیل همکاری در تهیه و استخراج داده‌های موتور دیزل بررسی شده، کمال تشکر و سپاسگزاری را دارند.

**تأییدیه اخلاقی:** گواهی و تعهد می‌نمایم که این مقاله قبلاً در هیچ نشریه‌ای اعم از داخلی یا خارجی چاپ نشده است و در جریان اجرای این تحقیق و تهیه مقاله کلیه قوانین کشوری و اصول اخلاق حرفه‌ای مرتبط با موضوع تحقیق رعایت شده است.

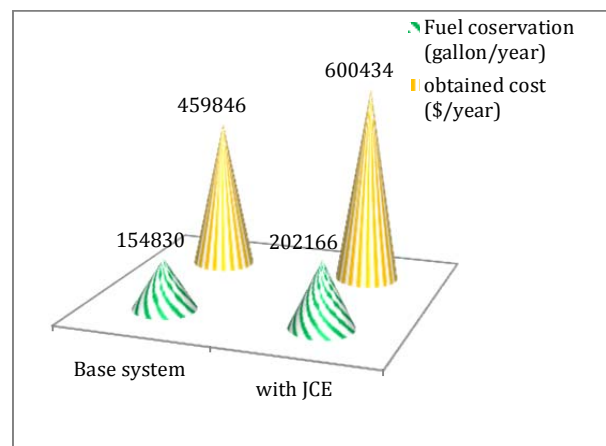
**تعارض منافع:** این مقاله تعارض منافی ندارد.

**سهم نویسندگان:** سعید خلیلی‌ساربانقلی (نویسنده اول)، تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ یداله اقدود چابکی (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/روش‌شناس/پژوهشگر اصلی (۵۰٪)

**منابع مالی:** توسط سعید خلیلی‌ساربانقلی و یداله اقدود چابکی



نمودار ۸) توزیع هزینه‌کرد اجزای سیستم‌ها با به‌کارگیری R1234ze، R134a و R600a (الف)، R1234ze (ب)، R134a (ج) و R600a



نمودار ۹) سوخت صرفه‌جویی شده و درآمد حاصله در دو سیستم بازایی

### ۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

فناوری‌های بازایی گرمای اتلافی نقش مهمی در حفظ منابع انرژی و صرفه‌جویی در مصرف آنها دارند. در این میان، موتورهای دیزل که به‌طور عمده در کشتی‌ها و شناورها استفاده می‌شوند، مقدار قابل توجهی از انرژی را در قالب مسیره‌های مختلف به هدر می‌دهند. به همین دلیل، ضرورت به‌کارگیری سیستم‌هایی که بتوانند از این مسیره‌های اتلافی استفاده کنند، دوچندان می‌شود. در پژوهش

- advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships. *Energy*. 2014;74:260-268.
- 6- Tian H, Shu G, Wei H, Liang X, Liu L. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy*. 2012;47(1):125-136.
- 7- Roy JP, Mishra MK, Misra A. Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy*. 2011;88(9):2995-3004.
- 8- Guo T, Wang HX, Zhang SJ. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system. *Energy Conversion and Management*. 2011;52(6):2384-2391.
- 9- Wang EH, Zhang HG, Fan BY, Ouyang MG, Zhao Y, Mu QH. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*. 2011;36(5):3406-3418.
- 10- Xie H, Yang C. Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle. *Applied Energy*. 2013;112:130-141.
- 11- Shu G, Li X, Tian H, Liang X, Wei H, Wang X. Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle. *Applied Energy*. 2014;119:204-217.
- 12- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal design and optimization*. Hoboken: John Wiley & Sons; 1996.
- 13- Garousi Farshi L, Khalili S, Mosaffa AH. Thermodynamic analysis of a cascaded compression-absorption heat pump and comparison with three classes of conventional heat pumps for the waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. 2018;128:282-296.
- 14- Dikici A, Akbulut A. Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system. *Building and Environment*. 2008;43(11):1961-1972.
- 15- Kakac S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. *Heat Exchangers: Selection, rating, and thermal design*. 2<sup>nd</sup> Edition. Boca Raton: CRC Press; 2002.
- 16- Garousi Farshi L, Mahmoudi SMS, Rosen MA, Yari M, Amidpour M. Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*. 2013;65:13-25.
- 17- Dixit M, Arora A, Kaushik SC. Thermodynamic and thermoeconomic analyses of two stage hybrid absorption compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. 2017;113:120-131.
- 18- Zhang Ch, Liu Ch, Wang Sh, Xu X, Li Q. Thermo-economic comparison of subcritical organic Rankine cycle based on different heat exchanger configurations. *Energy*. 2017;123:728-741.
- 19- Lakew AA, Bolland O. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30(10):1262-1268.
- 20- Shah MM. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1979;22(4):547-556.
- 21- Turton R, Bailie RC, Whiting WB. *Analysis, synthesis and design of chemical processes*. 4<sup>th</sup> Edition. Upper Saddle River: Prentice Hall; 2012.
- 22- Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*. 2007;32(7):1210-1221.

## ۷- پی نوشت

## علام

مساحت (m <sup>2</sup> )	A
هزینه جزء (\$)	C
قطر (m)	D
ضریب تصحیح انتقال حرارت	F
هزینه سوخت صرفه جویی شده (\$ yr <sup>-1</sup> )	FC
ضریب جنس	F <sub>M</sub>
ضریب فشار	F <sub>p</sub>
انتالپی (kJ kg <sup>-1</sup> )	H
بارگشت ناپذیری (kW)	i
هدایت حرارتی (kW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	K
دبی جرمی (kg s <sup>-1</sup> )	ṁ
عدد ناسلت	Nu
بارگشت سرمایه سیستمها (yr)	PBP
عدد پراکتل	Pr
نرخ انتقال حرارت (kW)	Q̇
عدد رینولدز	Re
آنتروپی (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	S
دما (K)	T
اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (°C)	ΔT <sub>lm</sub>
اختلاف دما در دو انتهای مبادله کن (°C)	ΔT <sub>i</sub> , ΔT <sub>o</sub>
ضریب کلی انتقال حرارت (kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	U
هزینه واحد توان (\$ kW <sup>-1</sup> hr <sup>-1</sup> )	UPC
توان (kW)	Ẇ
کیفیت	X
اگرژی جریانی	ψ
بازده	η
چگالی (kg m <sup>-3</sup> )	ρ
لزجت دینامیک (N s m <sup>-2</sup> )	M
شرایط مرجع	0
قانون دوم	II
چگالنده	Con
تبخیرکن	Eva
مبادله کن خنک کن محفظه سیلندر	JCE
پمپ	P
مادون- سرد	Sc
مافوق گرم	Sup
توربین	T
دوفازی	Tph

## منابع

- 1- Abedin MJ, Masjuki HH, Kalam MA, Sanjid A, Ashrafur Rahman SM, Masum BM. Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;26:20-33.
- 2- Chintala V, Subramanian KA. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis. *Energy*. 2014;67(C):162-175.
- 3- Saidur R, Rezaei M, Muzammil WK, Hassan MH, Paria S, Hasanuzzaman M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012;16(8):5649-5659.
- 4- Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2007;48(4):1113-1119.
- 5- Larsen U, Sigthorsson O, Haglund F. A comparison of