

## بررسی انرژی و اگزرزی و بهبود چرخه رانکین آلی برای بازیافت گرمایی تلف شده

مهدی دیمی دشت بیاض\*

دانشجو کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

سعید محمدی

### چکیده

افزایش قیمت سوخت و محدودیت انتشار آلاینده دی اکسید کربن سبب ایجاد روش‌های مختلفی برای افزایش بازده گرمایی موتورهای احتراق داخلی شده است. یکی از این روش‌ها تبدیل انرژی گرمایی تلف شده موتور به انرژی مکانیکی یا الکتریکی است. در این پژوهش به بررسی و بکارگیری گرمایی اتلافی از گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V، در یک چرخه رانکین آلی بر حسب راندمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شده است. با گرمایی تلف شده‌ی گازهای خروجی که برابر ۸۶۲ kW است، مقدار توان خالص برای سیال‌های کاری مختلف شامل R600a و R600 و R245fa مورد بررسی قرار گرفته، که بیشترین توان خروجی برای سیال کاری R245fa و برابر ۳۷.۲۳ kW بودست آمد و در مقایسه با سیال کاری‌های R600a و R600 و R245fa افزایش توان خروجی به ترتیب حدود ۶٪ و ۲٪ بوده است. همچنین سیال‌های کاری از لحاظ دی جرمی سیال و کاهش حجم مورد نیاز بررسی شده، که برای سیال کاری R600a کمترین مقدار به دست آمد. همچنین تأثیرات دمای ورودی توربین بر دی جرمی سیال و اثر فشار ورودی توربین بر بازده انرژی و اگزرزی و بازگشت‌ناپذیری کل سیستم و اثر افزایش دمای محیط بر روی بازگشت‌ناپذیری هر یک از اجزا سیستم و اثر افزایش دمای محیط بر روی بازده اگزرزی بررسی شده است. بر اساس نتایج به دست آمده از میان سیال‌های کاری مورد بررسی، سیال R245fa از نظر بازده قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای به کارگیری در چرخه‌ی آلی بهترین عملکرد را دارد.

**واژه‌های کلیدی:** بازیابی گرمایی، چرخه رانکین آلی، موتور احتراق داخلی، شبیه سازی ترمودینامیکی.

## Energetic and Exergetic analysis and Optimization of Organic Rankine cycle (ORC) for Waste heat recovery

M. deymi-dashtebayaz  
S. Mohammadi

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevar University, Sabzevar, Iran

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevar University, Sabzevar, Iran

### Abstract

Increase of fuel price and limitation of carbon dioxide emission caused development of different techniques to enhance the thermal efficiency of internal combustion engines. One of these techniques is conversion of the waste thermal energy in the engine to mechanical or electrical energies. This investigation concentrated on simulation, examination and application of waste heat from exhaust gases of MTU-16V internal combustion engine in an organic Rankine cycle based on the efficiency of first and the second laws of thermodynamics. Using 862 kW power of exhaust gases waste heat, the net powers of working fluids including R600a, R600 and R245fa were evaluated and the highest net output power was calculated to be 37.23 kW for R245fa working fluid. This working fluid increased the output power to approximately 2% and 6% in comparison with R600 and R600a fluids, respectively. Moreover, the mentioned working fluids were examined for volumetric flow rate and required volume contraction, where the lowest value was obtained for R600a. On the one hand, the effect of turbine inlet temperature on the volumetric flow rate, and effect of turbine inlet pressure on energy efficiency, exergy efficiency and irreversibility of the whole system were investigated. On the other hand, the influence of ambient temperature increase on irreversibility of each system component was studied. Based on the obtained results, R245fa fluid showed the best performance to be used in organic cycle from the viewpoint of the first and second laws of thermodynamics.

**Keywords:** Heat recovery, organic Rankine cycle, internal combustion engine, simulation of thermodynamic.

با خار داشته، با این تفاوت که به جای آب از سیالات کاری آلی استفاده می‌کند. سیالات آلی به سیالاتی گفته می‌شود که دارای جرم مولکولی بیشتر و دمای بحرانی کمتر نسبت به آب هستند و این سبب شده است در دماهای پایین‌تری به جوشش برسند<sup>[۲]</sup>. [۳]، و با این خصوصیات بهترین راهکار برای تولید برق از منابع گرمایی دما پایین ارجمله گرمایی اتلافی در صنایع یا گرمایی به دست آمده از منابع انرژی تجدید پذیر همچون خورشیدی، زمین‌گرمایی و زیست‌توده و گرمایی اتلافی موتور احتراق داخلی استفاده کرد که باعث تولید کار می‌شود. سیالات آلی همان مبردها (Refrigerant) و هیدروکربن‌ها می‌باشند. این سیالات بر حسب شیب خط اشباع  $dT/dS$  در نمودار T-S به سه دسته

### ۱- مقدمه

تنها ۷٪ از انرژی احتراق سوخت موتور تبدیل به کار مفید می‌شود. باقی‌مانده از طریق اگزوز موتور و انتقال گرمایی جابجایی و تابش از سطح بلک سیلندر و سیستم خنک کاری دفع می‌شود و نزدیک به ۴۰٪ از انرژی گرمایی از طریق گازهای خروجی موتور اتلاف می‌گردد [۱]. استفاده از انرژی گرمایی تلف شده باعث افزایش ذخیره انرژی بیشتری در سطح جهان شده و علاوه بر این سبب کاهش گرم شدن زمین می‌گردد. یکی از راهکارهای بازیابی گرمایی، استفاده از چرخه رانکین آلی است. چرخه رانکین آلی عملکردی هم چون چرخه رانکین

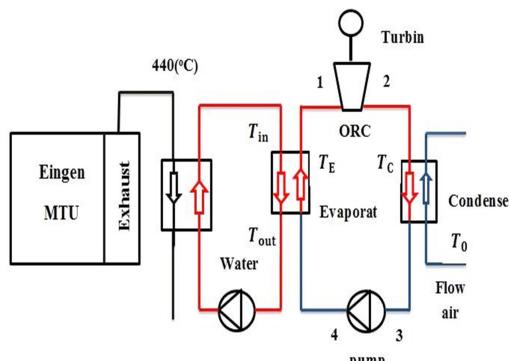
اختلاف دمای اتلافی موتور احتراق داخلی و خروجی جریان منبع گرمایی از لحاظ بازده گرمایی و کار تولیدی توربین بررسی نمودند و گزارش دادند در استفاده از سیالات مخلوط افزایش بازده و تولید برق به ترتیب  $15/7\%$  و  $12/3\%$  نسبت به استفاده از سیال خالص برای ورودی جریان منبع گرمایی با دمای خروجی ( $^{\circ}\text{C}$ )  $135$  قابل دسترس است. این مقادیر برای دمای ورودی جریان منبع گرمایی  $3^{\circ}\text{C}$  و  $25^{\circ}\text{C}$  و خروجی ( $^{\circ}\text{C}$ )  $180$  نیز به ترتیب  $7.6\%$  و  $5/5\%$  به دست آمد و در حالت‌های بررسی شده استفاده از سیال سه جزئی نسبت به سیال دو جزئی تأثیر پسیار اندکی بر بهبود بازده چرخه گذاشت. چارلن اسپرسوس و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۳ با استفاده از گرمای اتلافی گازهای خروجی یک موتور احتراق داخلی چرخه رانکین آلی را طراحی کردند که بازده گرمایی موتور را  $10\%$  افزایش می‌داد. در تحقیقی دیگر چهارطاقی و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۴ سیال کاری دو جزئی برای چرخه رانکین آلی را در دوپیکر بدند ساده و دارای مبدل کن داخلی مورد بررسی قراردادند که برای حالت ساده با سیال کاری دو جزئی بازده گرمایی و اگررژی  $10\%$  و برای حالتی که پیکربندی دارای مبدل کن داخلی است،  $14\%$  افزایش می‌یافتد. همچنین جیان و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۵ از گرمای اتلافی موتور دیزل دریابی برای بهکارگیری چرخه آلی استفاده نمودند و سیکلو هگزان را بهترین سیال کاری معرفی کردند که باعث افزایش  $10\%$  بازده موتور شده است. عبداللپی و همکاران [۲۱] در سال ۲۰۱۶ از گرمای اتلافی یک میکرو توربین با استفاده از چرخه رانکین آلی برای تولید برق استفاده کردند. آنها با استفاده از الگوریتم ژنتیک سیال کاری‌های مختلفی شامل: R123، R22 و R245fa، R134a را مورد ارزیابی قراردادند. نتایج آنها نشان می‌دهد بهترین سیال کاری چه از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی سیال R123 است. سونگ و همکاران [۲۲] در سال ۲۰۱۶ با استفاده از گرمای اتلافی گازهای خروجی و آبخنک کاری موتور احتراق داخلی LNG سوز دو چرخه آلی طراحی کردند و سیال کاری ان-پتنان و R125 را به عنوان بهترین سیال کاری معرفی کردند.

در این تحقیق هدف تحلیل و بهینه سازی چرخه رانکین آلی با استفاده از گرمای اتلافی از گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V می‌باشد. در ادامه تأثیرات دمای ورودی به توربین بر روی حجم سیال خروجی از توربین و تأثیرات فشار ورودی به توربین بر روی بازده قانون اول و بازده اگررژی و بازگشت ناپذیری کل چرخه و تأثیرات دمای محیط بر روی بازده اگررژی برای سه سیال کاری مورد بررسی قرار گرفته است. نوآوری در این پژوهش را می‌توان به طور خلاصه به شرح زیر بیان کرد:

- استفاده از گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی برای تولید برق
- انتخاب سیال کاری مناسب از لحاظ بازده انرژی و اگررژی
- تأثیرات پارامترهای مهمی همچون فشار بیشینه، دمای ورودی به توربین و دمای محیط بر بازده انرژی و اگررژی
- تأثیرات دمای بیشینه چرخه بر حجم سیال خروجی از توربین

خشک، تر و ایزونتروپیک تقسیم می‌شوند که به ترتیب دارای شبکهای مشبت، منفی و بی‌هایت هستند. خصوصیات سیالات خشک و ایزونتروپیک تا حدودی شبیه به هم می‌باشند. سیالات خشک و آیزونتروپیک دارای جرم مولکولی بالاتری نسبت به سیالات تر هستند. همچنین نسبت به سیالات تر، بازده بالاتری در شرایط یکسان دارا بودند، نکته حائز اهمیت این است که در صورت فرا گرمای شده آن بازده چرخه آلی کاهش خواهد یافت. اما این قضیه برای سیالات تر معکوس می‌باشد و سبب افزایش بازده چرخه می‌شود. بنابراین این پژوهش از سیالات خشک در چرخه آلی را مورد ارزیابی قرار گرفته است. [۲]، [۴]، [۵]. تحقیقات مختلفی در این زمینه انجام شده است. لی یو و چن [۶] در سال ۲۰۰۴ اثر تغییر سیال آلی را بر روی بازده انرژی چرخه بررسی کردند و نشان دادند سیالات آلی تر برای استفاده در این چرخه چندان مناسب نیستند. اندرسن و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۵ به این مهم دست یافتند که انتخاب سیال کاری مناسب می‌تواند در بهبود عملکرد چنین چرخه‌ای تأثیر به سزاوی داشته باشد. ژانک و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۷ چرخه رانکین خورشیدی با سیال دی‌اسکسید کریں را مورد بررسی و تحلیلی آزمایشگاهی قراردادند و به این نتیجه رسیدند که این چرخه قابلیت بلایی برای تولید الکتریسیته از انرژی دما پایین خورشیدی دارد. الکساندر و همکاران [۹] در سال ۲۰۰۷ عملکرد چرخه رانکین آلی با محرك انرژی زمین گرمایی در رنج ۸۰ تا ۱۲۰ درجه سلسیوس را بررسی کردند و R236fa را به عنوان بهترین سیال معرفی نمودند. ساهو [۱۰] در سال ۲۰۰۸ تحلیل اگررژی-اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم تولید همزمان را با استفاده از الگوریتم تکاملی انجام داد. او پس از بهینه‌سازی سیستم نتایج نشان داد که در حالت بهینه هزینه الکتریسیته و تولید محصولات در مقایسه باحالات اولیه  $9/9\%$  پایین‌تر است. گو و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۰۹ عملکرد چرخه رانکین آلی با محرك آب گرم در رنج دمای تا  $85^{\circ}\text{C}$  را درجه سلسیوس را آزمایش و R600a را به عنوان بهترین سیال معرفی کردند. دای و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۹ عملکرد ۱۰ سیال آلی مختلف را در چرخه رانکین بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از R236ea می‌توان به بالاترین بازده اگررژی دست یافت. صیادی سبز علیگل [۱۳] در سال ۲۰۰۹ نیز بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندگانه را با در نظر گرفتن  $10\%$  متغیر طراحی انجام دادند که هزینه سوخت سیستم بهینه‌شده بیشتر از حالت اولیه است. زان و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۰۹ چرخه آلی خورشیدی را برای کاری موربررسی قراردادند و به این نتیجه رسیدند بهترین سیال کاری برای محرك‌های خورشیدی R134a می‌باشد. هیبل و گمن [۱۵] در سال ۲۰۱۰ یک الگوریتم برای بهینه‌سازی قدرت خروجی چرخه رانکین آلی طراحی کردند و R227eag ایزوپتان را به عنوان بهترین سیالات معرفی کردند. مایکلوز و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۱۰ ویژگی‌های ترمودینامیکی و عملکردی سیالات متعددی را در حالات فوق بحرانی و زیر بحرانی برای کاربرد تولید گرما و قدرت در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد از  $20^{\circ}\text{C}$  سیال بررسی شده اثانول R12، R141b برای کاربرد یاد شده است. چیس و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۲ تأثیرات استفاده از سیال کاری خالص و مخلوط مشکل از دو نوع و سه نوع سیال را در شرایطی که شرایط جریان منع گرمایی (دمای ورودی و دمای خروجی و دبی) ثابت باشد به ازای

تبخیر کننده چرخه آلی شده و در دمای  $76^{\circ}\text{C}$  مبادله کن خارج می‌شود و موجب افزایش دمای سیال کاری تا دمای  $75^{\circ}\text{C}$  شده و در حالت بخار اشباع وارد توربین می‌شود و سیال خروجی توربین وارد چگالنده می‌شود و با استفاده از هوای محيط در دمای  $35^{\circ}\text{C}$  چگالیده می‌شود و نهایتاً در حالت مایع اشباع وارد پمپ می‌شود. شکل ۲نمودار T-S برای چرخه رانکین آلی را نشان می‌دهد. مقادیر استفاده شده برای شبیه‌سازی چرخه از پژوهش زان<sup>۳</sup> و همکاران<sup>[۱۴]</sup> اخذ شده که در جدول ۳ بیان شده‌اند.

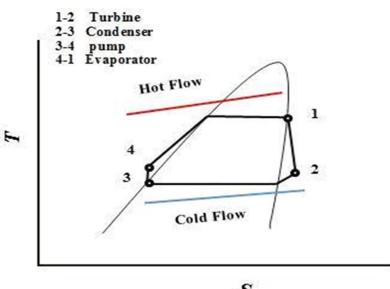


شکل ۱ - طرحواره از چرخه با استفاده از گرمایی‌های اتلافی موتور احتراق داخلی MTU-16V

### ۳- فرضیات و روابط حاکم

برای ساده‌سازی شبیه‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- ۱- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- ۲- افت فشار در مبادله کن‌های گرمایی و لوله‌های رابط ناچیز فرض شده است.
- ۳- سیال ورودی به توربین در حالت بخار اشباع است و دمای ورودی به توربین  $75^{\circ}\text{C}$  است.
- ۴- انتقال گرما در پمپ و توربین وجود ندارد.



شکل ۲- نمودار T-S چرخه رانکین آلی

### ۲- تشریح سیستم

موتور احتراق داخلی MTU-16V که داری ۱۶ سیلندر و شکل ۷ است. توان خروجی موتور به وسیله ژنراتور برای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرد، و مقدار گرمایی تلفشده از طریق گازهای خروجی اگزوژن برابر  $862\text{kW}$  است. در جدول ۱ مشخصات موتور موردنظر ارائه گردیده است. در این تحقیق حاضر از گرمایی اتلافی از گازهای خروجی اگزوژن موتور احتراق داخلی MTU-16V برای بکارگیری در یک چرخه رانکین آلی استفاده شده است. سه سیال کاری نزدیک بودن دمای بحرانی سیال کاری به دمای منبع گرم بوده است، که در مطالعات پیشین بهترین سیال کاری برای منبع دمای آب گرم در محدود ۹۰ تا  $150^{\circ}\text{C}$  درجه سلسیوس بدست آمد. در جدول ۲ ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات کاری ارائه شده است، برای بکارگیری در چرخه مورد نظر بررسی می‌شوند.

جدول ۱- مشخصات موتور احتراق داخلی MTU-16V [۲۵]

مشخصات	واحد	مقدار
قدرت خروجی	kW	۱۶۰۰
سرعت دورانی	RPM	۱۵۰۰
دمای گازهای خروجی	$^{\circ}\text{C}$	۴۴۰
دیبی جرمی گازهای خروجی	kg/h	۸۰۵۹

جدول ۲- ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات کاری [۲]

T <sub>crit</sub> $^{\circ}\text{C}$	P <sub>crit</sub> (Mpa)	جرم مولوکولی (kg/kmol)	ماده
۱۵۲	۳,۷۹۶	۵۸,۱۲	R600
۱۲۵	۳,۶۴۷	۵۸,۲۱	R600a
۱۵۴,۲	۶,۶۵	۱۳۴,۰۵	R245fa

در موتور احتراق داخلی MTU-16V که گرمای اتلافی به دو طریق عمله اتلاف می‌شود. ۱- از طریق آب خنک کاری موتور - ۲- از طریق گازهای خروجی از اگزوژن موتور؛ که در این پژوهش منع گرمایی برای چرخه آلی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از اگزوژن و مقدار گرمایی کل تلفشده  $862\text{kW}$  است. دمای گازهای خروجی نیز برابر  $440^{\circ}\text{C}$  بوده است. در شکل ۱ طرحواره چرخه رانکین آلی با محرك گازهای خروجی از موتور احتراق داخلی را نمایش می‌دهد. اجزا چرخه شامل توربین<sup>۱</sup>، چگالنده، پمپ<sup>۲</sup> و تبخیر کننده است. عملکرد چرخه به این شرح است: گازهای خروجی وارد مبادله کن شده و چون دمای گازهای خروجی زیاد می‌باشد و اگر در مبادله کن نشته به وجود باید از آنجاکه سیالات آلی خاصیت خود اشتعالی دارند، موجب ایجاد اشتعال در سیستم می‌شود. به همین خاطر برای جلوگیری از اشتعال سیال واسطه آب استفاده شده است [۲۰]. گازهای خروجی باعث افزایش دمای سیال واسطه تا دمای  $90^{\circ}\text{C}$  می‌شوند و آب گرم شده وارد

<sup>۱</sup>Tchanche

<sup>۲</sup>turbine

<sup>۳</sup>pump

جدول ۳ - مقادیر استفاده شده در شبیه سازی چرخه

مقدار	نماد	توضیحات
۲۸°C	T <sub>0</sub>	دما محیط
۷۵°C	T <sub>E</sub>	دما در تبخیر کننده
۳۵°C	T <sub>C</sub>	دما در چگالنده
۹۰°C	T <sub>in</sub>	دما آب ورودی
۷۶°C	T <sub>out</sub>	دما آب خروجی
۰/۶۳	η <sub>mt</sub>	راندمان مکانیکی توربین
۰/۷	η <sub>st</sub>	بازده ایزونتریپیک توربین
۰/۸	η <sub>sp</sub>	بازده ایزونتریپیک پمپ

به دلیل اینکه در چگالنده خنک کاری به طریق هوای محیط انجام می‌گیرد  $T_L = T_0$  در نظر گرفته می‌شود.

۳- پمپ

$$\eta_{sp} = \frac{\dot{W}_{iso\ pump}}{\dot{W}_{act\ pump}} \quad (9)$$

$$I_{pump} = \dot{m}_{wf} T_0 (S_4 - S_3) \quad (10)$$

۴- تبخیر کننده

$$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (11)$$

$$I_{Eva} = \dot{m}_{wf} T_0 \left( S_1 - S_4 + \frac{h_1 - h_4}{T_H} \right) \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)  $T_H$  دمای منبع گرمایی است. و همچنین روابط راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک در معادلات (۱۳) و (۱۴) ارائه شده است.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{Eva}} \quad (13)$$

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (14)$$

همچنین رابطه بازگشت ناپذیری کل در معادله (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$I_{total} = I_{Eva} + I_{pump} + I_{con} + I_{tur} \quad (15)$$

### ۳- بحث و نتایج

همه معادلات انرژی و روابط برگشت ناپذیری در اجزای مختلف سیستم توسط نرم افزار EES شبیه سازی شده است. اعتبار سنجی نتایج پژوهش حاضر با نتایج به دست آمد از شبیه سازی انجام شده توسط زان و همکاران [۱۴] انجام شده است، جدول ۴.

جدول ۴- مقایسه شبیه سازی ترمودینامیکی با امتراهای سیستم با نتایج به دست آمد پژوهش زان و همکاران برای سیال کاری R114 [۱۴]

مطالعه حاضر	زان [۱۵] همکاران	پارامترهای عملکرد
۰/۲۹۱	۰/۲۹	فشار در چگالنده [Mpa]
۰/۸۲۱۶	۰/۸۲۶	فشار در تبخیر کننده [Mpa]
۲/۸۴	۲/۸۴	نسبت فشار
۵۸/۵۸	۵۵/۵۷	دبی حجمی سیال خروجی از توربین [m³/h]
۳/۰۱	۳/۰۲۵	نسبت حجم مخصوص ورودی به خروجی توربین
۰/۳۲۵	۰/۳۰۵	دبی جرمی سیال کاری [kg/s]
۴/۱۷۴	۴/۱۲	بازده قانون اول [%]
۲۴/۴۴	۲۴/۱۴	بازده اکنون و آینده [%]
۴/۶۹۴	۴/۶۵۹	برگشت ناپذیری کل [kW]
۴۷/۹۲	۴۵/۰۴	آهنگ گرمایی داده شده به چرخه [kW]

چرخه رانکین آلی از نظر انرژی و اگرری با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای اجزای مختلف چرخه رانکین آلی شامل تبخیر کننده، توربین، چگالنده و پمپ مورد تحلیل قرار گرفته است. بازگشت ناپذیری در اجزای مختلف یک چرخه ترمودینامیکی باعث نزول عملکرد سیستم می‌شوند. در یک فرایند آنتروپی داخلی در چرخه پاکیزه باعث تولید آنتروپی می‌شوند. تولید آنتروپی داخلی در رانکین آلی عمدتاً از عواملی مانند افت فشار در لوله‌ها انساط ناخواسته در توربین و انتقال گرمایی داخلی در اثر اختلاف دمای مشخص در اجزای سیستم رخ می‌دهد. همچنین رابطه قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای چرخه رانکین آلی به عنوان حجم کنترل در رابطه (۱) ارائه شده است.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (1)$$

در رابطه فوق  $\dot{W}$  آهنگ کار مبادله شده و  $\dot{Q}$  آهنگ گرمایی مبادله شده و  $\dot{m}$  دبی جرمی و  $h$  آنتالی مخصوص است. آهنگ گرمایی منتقل شده به سیال کاری چرخه آلی و بازگشت ناپذیری نیز در معادلات (۲) و (۳) مشاهده می‌گردد.

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}_{wat} C_p (T_{in} - T_{out}) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$I = \dot{m} T_0 \left( \sum_{i=1}^n S_{out} - \sum_{j=1}^n S_{in} + \sum_{k=1}^n \frac{q_k}{T_k} \right) \quad (3)$$

در معادله فوق  $T_k$  دمای منبع گرمایی  $q_k$  مقدار انتقال گرمایی بین منبع گرمایی و سیال عامل و  $T_0$  دمای محیط است و  $S$  آنتالی مخصوص می‌باشد. معادلات فوق برای هر یک از اجزای چرخه رانکین آلی نوشته می‌شود [۲۱]:

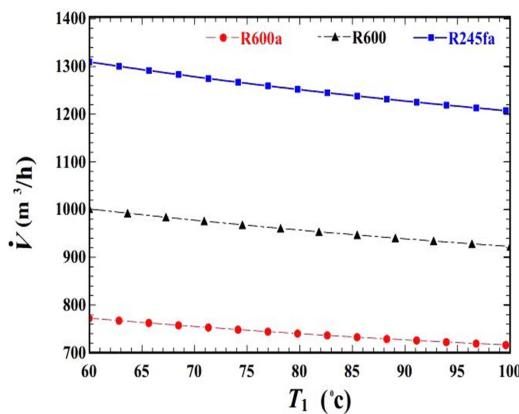
۱- توربین  $\eta_{st} = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{W}_{st}}$  (۴)

$$\dot{W}_{act} = \eta_{mt} \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2) \quad (5)$$

$$I_{tur} = T_0 \dot{m}_{wf} (S_2 - S_1) \quad (6)$$

۲- چگالنده  $\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_2)$  (۷)

$$I_{con} = \dot{m}_{wf} T_0 \left( S_2 - S_3 + \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right) \quad (8)$$



شکل ۳ - نمودار تأثیر دمای ورودی به توربین بر حسب دبی حجمی سیال خروجی از توربین

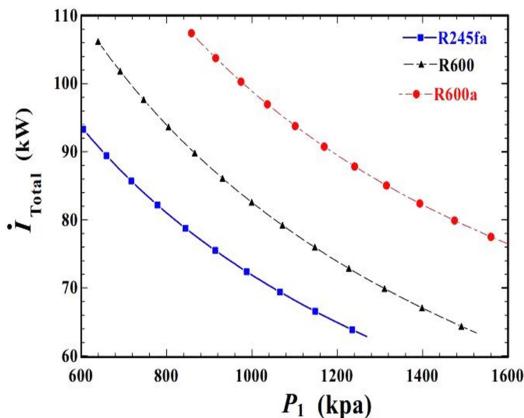
شکل ۴ و ۵ تأثیرات فشار ورودی توربین بر روی بازده انرژی و بازده اگررژی برای سیال کارهای مختلف نشان می‌دهد. در این نمودار دمای چگالنده برابر  $35^\circ\text{C}$  و اختلاف دما در تبخیر کننده برابر  $15^\circ\text{C}$  نظر گرفته شده است. همچنین تأثیر تغییر فشار جریان ورودی توربین در محدوده بین فشار اشباع متناظر با دمای  $60^\circ\text{C}$  و فشار اشباع متناظر با دمای  $100^\circ\text{C}$  مورد بررسی قرار می‌گیرد. افزایش فشار در محدوده مورد نظر باعث افزایش بازده انرژی و اگررژی می‌شود. با افزایش دمای ورودی توربین دبی سیال کاری چرخه رانکین آلوی کاهش می‌یابد. اختلاف بین آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش پیدا می‌کند که باعث افزایش کار خروجی چرخه و افزایش بازده می‌شود. همان‌طور در شکل ۴ و ۵ مشاهده می‌شود سیال کاری R245fa در فشارهای پایین عملکرد بهتری دارد. سیال R245fa دارای جرم مولکولی بیشتر، گرمای نهان و دمای بحرانی بالاتری نسبت به دو مبرد دیگر است، که این عوامل موجب بیشتر شدن بازده انرژی و اگررژی سیال کاری R245fa در این سیستم شده‌اند.

حال با فرضیات بیان شده برای چرخه رانکین آلوی و استفاده از منبع گرمایی حاصل از گازهای خروجی موتور MTU-16V برای سه سیال کاری شبیه‌سازی انجام شد و نتایج در جدول ۵ مورد مقایسه قرار گرفت. که از لحاظ مقدار دبی حجمی خارج شده از توربین و مقدار دبی جرمی سیال کاری R600a نسبت دو سیال دیگر کمتر می‌باشد و این دلیل اقتصادی‌تر بودن این سیال است. سیال کاری R245fa از حیث مقدار توان خالص تولیدی، بازده قانون اول و دوم بهترین سیال بوده و دارای کمترین مقدار بازگشت‌ناپذیری کل است.

جدول ۵- نتایج حاصل از شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه

پارامترهای عملکرد			
R600	R600a	R245fa	فشار در چگالنده [Mpa]
۰/۳۲۹	۰/۴۶۳	۰/۲۱۱	فشار در تبخیر کننده [Mpa]
۰/۹۰۷	۱/۱۹۱	۰/۶۹۵	نسبت فشار
۲/۷۵۸	۲/۵۷	۳/۲۹۸	دبی حجمی سیال خروجی از توربین [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
۹۶۷	۷۴۷/۱	۱۲۶۴	نسبت حجم مخصوص ورودی به خروجی توربین
۲/۲۹۸	۲/۷۴۵	۳/۳۴۳	دبی جرمی سیال کاری [kg/s]
۲/۳۹۸	۲/۱۳۱	۴/۰۶۴	بازده قانون اول [%]
۴/۲۵۴	۴/۰۸۱	۴/۴۳	بازده اگررژی [%]
۲۴/۹۱	۲۲/۸۹	۲۵/۲۹	برگشت ناپذیری کل [kW]
۸۴/۴۱	۸۹/۸۴	۸۷	توان خالص تولیدی چرخه [kW]
۳۶/۶۷	۳۵/۱۸	۳۷/۲۳	

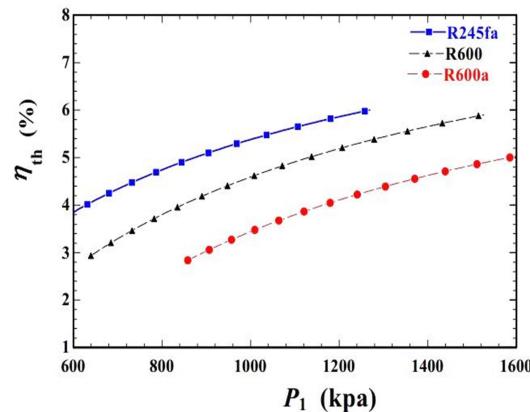
شکل ۳ تأثیرات دمای ورودی توربین بر تغییرات دبی حجمی خروجی سیال کاری‌های مختلف را نشان می‌دهد. در این قسمت دما در چگالنده  $35^\circ\text{C}$  ثابت در نظر گرفته می‌شود و تأثیر تغییر دمای سیال ورودی به توربین در محدوده  $60$  تا  $100^\circ\text{C}$  بر روی دبی حجمی خروجی از توربین بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به شکل ۳ با افزایش دما در ورودی توربین دبی حجمی سیال خروجی بهصورت خطی کاهش می‌یابد که برای سیال کاری R600a داری کمترین دبی حجمی در خروجی توربین است. سیالاتی که دبی حجمی بالایی دارند نیازمند چگالنده‌ها در مقیاس بزرگ و سیالاتی با دبی حجمی خروجی کمتر نیازمند چگالنده کوچکتر است، که این سیالات باعث کاهش اندازه و هزینه تجهیزات می‌شود [۲۲].



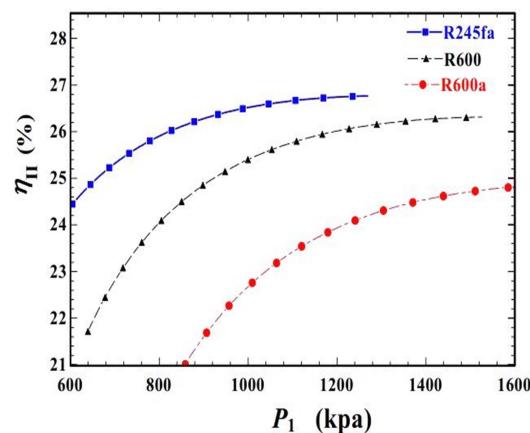
شکل ۶- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر روی اتفاقات اگزرسی کل سیستم

با توجه به شکل ۷ با افزایش فشار ورودی توربین در شرایط ذکر شده، در بالا باعث افزایش کار خالص تولیدی می‌شود و برای سیال کاری R245fa با افزایش فشار ورودی شبیه منحنی شکل ۷ صعود بیشتری دارد. افزایش فشار ورودی به توربین منجر به افزایش اختلاف آنتالپی در ورودی و خروجی ( $\Delta h$ ) توربین می‌شود. علاوه بر این باعث کاهش دبی حجمی بخار خارج شده از توربین نیز می‌شود [۲۳],[۲۴]. شکل ۸ آهنگ بازگشت ناپذیری در هریک از اجزای سیستم برای سیال کاری‌های مختلف نشان می‌دهد. تبخیر کننده و توربین به ترتیب بیشترین آهنگ بازگشت ناپذیری را دارند به دلیل اینکه انتروپی ورودی از طریق گرمایی در تبخیر کننده بیشتر و همچنین اختلاف آنتروپی در ورود و خروج به دلیل اختلاف دمای که وجود دارد بیشترین مقدار بود و برای سیال کاری R245fa بیشترین مقدار را دارد. پمپ نیز کمترین مقدار بازگشت ناپذیری را بین اجزا سیستم دارد و بیشترین بازگشت ناپذیری در سیال کاری R600a وجود دارد.

در شکل ۹ اثر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری چگالنده برای سیال کاری‌های مختلف نشان داده است دمای محیط بین ۰°C تا ۳۵°C تغییر می‌کند. نتایج نشان می‌دهد با افزایش دمای محیط تا محدوده دمای چگالنده باعث می‌شود آهنگ بازگشت ناپذیری در چگالنده به دلیل اینکه خنک کاری به طریق هوای محیط انجام می‌گیرد، کاهش می‌یابد. در این شرایط  $T_0 = T_L$  است و بر اساس رابطه ۷ هرچقدر مقدار  $T_L$  بزرگ باشد مقدار آهنگ بازگشت ناپذیری چگالنده به صورت خطی کاهش می‌یابد، که بیشترین مقدار آن مربوط به سیال کاری R600a است.



شکل ۴- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر بازده انرژی کل سیستم

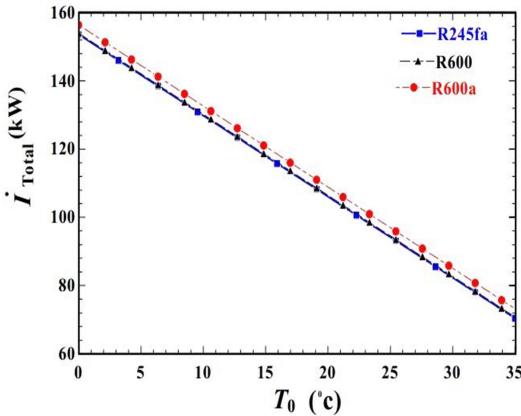


شکل ۵- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر بازده اگزرسی کل سیستم

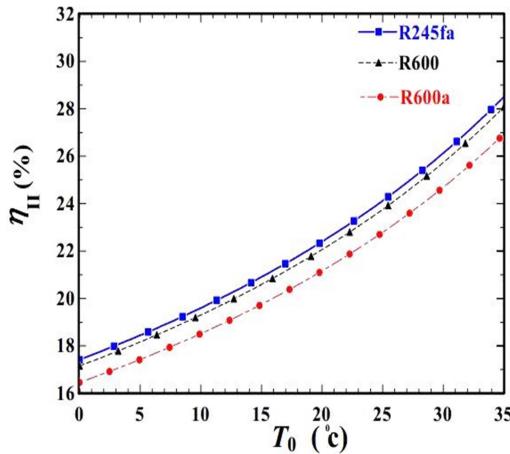
شکل ۶ تأثیرات فشار ورودی توربین بر روی بازگشت ناپذیری کل برای سیال کاری‌های مختلف نشان می‌دهد. در این حالت دمای چگالنده برابر ۳۵°C و اختلاف دما در تبخیر کننده برابر ۱۵°C در نظر گرفته شده و تأثیر تغییر فشار جریان ورودی توربین در محدوده بین فشار اشباع متناظر با دما ۶۰°C و فشار اشباع ۱۰۰°C مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش فشار ورودی سبب می‌شود درصد بیشتری از اگزرسی ورودی چرخه به اگزرسی مفید تبدیل شود و کار تولیدی توربین افزایش می‌یابد. برای سیال کاری R245fa بازگشت ناپذیری کل کمترین مقدار است و با افزایش فشار ورودی توربین نسبت به دو سیال کاری R600 و R600a شبیه نزولی بیشتری دارد. بازگشت ناپذیری کل با استفاده از رابطه ۱۵ تعیین می‌شود که با افزایش فشار بازگشت ناپذیری در اجزا کاهش می‌یابد.

شکل ۹ مشخص است، با افزایش دمای محیط آهنگ بازگشت ناپذیری در چگالنده کاهش می‌یابد و باعث کاهش آهنگ بازگشت ناپذیری کل می‌شود. برای سیال کارهای مختلف تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری کل بکسان است.

شکل ۱۱ اثر تغییر دمای محیط بر روی بازده اگررژی کل سیستم را نشان می‌دهد. نتایج بیانگر این است که با افزایش دمای محیط بازده اگررژی افزایش می‌یابد. به این دلیل که در شکل ۱۰ آهنگ بازگشت ناپذیری کل کاهش می‌یابد و بر اساس معادله  $T_0 = T_L + \frac{W_{net}}{Q}$  با افزایش دمای محیط بازده اگررژی افزایش می‌یابد و با افزایش دمای محیط از  $0^{\circ}\text{C}$  تا  $35^{\circ}\text{C}$  بازده اگررژی  $10\%$  افزایش می‌یابد.



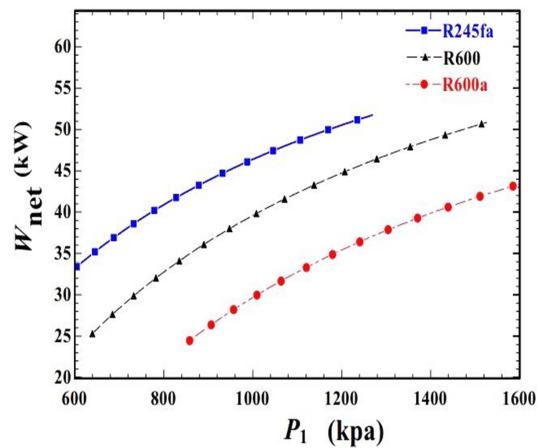
شکل ۱۰-نمودار تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری کل سیستم



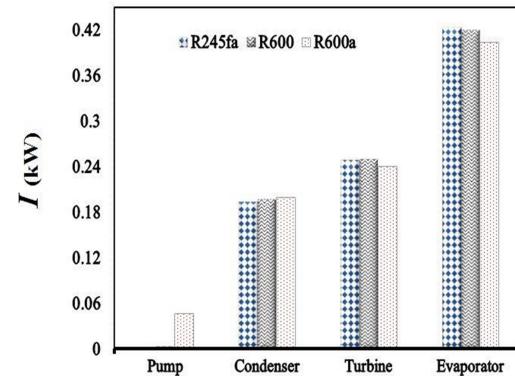
شکل ۱۱-نمودار تأثیر دمای محیط بر روی بازده اگررژی کل سیستم

## ۶-نتیجه گیری

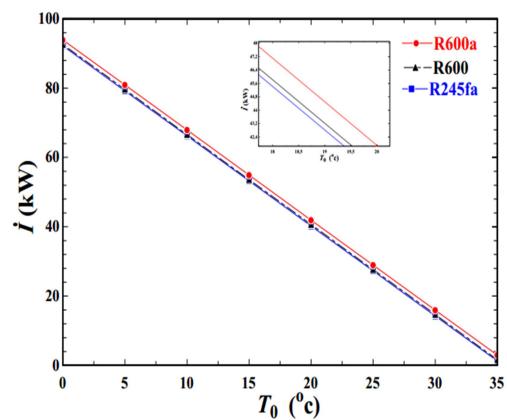
در این مطالعه با استفاده از گرمای اتلافی از طریق گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V یک چرخه رانکین آلی شبیه‌سازی شده است. مقدار گرمای تلف شده از طریق گازهای خروجی موتور برابر  $862\text{kW}$  است. مقدار توان خالص تولیدی برای سیال کارهای مختلف R245fa, R600, R600a مورد بررسی قرار گرفته است. بر



شکل ۷-نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر روی کار خالص تولیدی



شکل ۸-آهنگ بازگشت ناپذیری در هر یک از اجزای سیستم



شکل ۹-نمودار تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری کل چگالنده برای سیال کارهای مختلف

در شکل ۱۰ اثر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری کل سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش دمای محیط آهنگ بازگشت ناپذیری کل به صورت خطی کاهش می‌یابد. همان‌طور که در

اساس نتایج به دست آمده بیشترین توان خالص خروجی برای سیال کاری R245fa که برابر  $37723\text{ kW}$  است و از لحاظ دبی حجمی سیال R600a کمترین مقدار را دارد که بر این اساس حجم کل سیستم کاهش می‌یابد و از لحاظ اقتصادی بهتر است. سپس تأثیر دما بر روی حجم سیال خروجی مورد بررسی قرار گرفته که با افزایش دما دبی حجمی سیال خروجی کاهش می‌یابد. اثر افزایش فشار ورودی توربین، کار خالص تولیدی و بازده انرژی و اگزرسی را افزایش می‌دهد. افزایش فشار باعث کاهش آهنگ بازگشت‌نایپذیری کل می‌شود و اثر افزایش دمای محیط باعث کاهش آهنگ بازگشت‌نایپذیری و افزایش بازده اگزرسی می‌شود. در نهایت بر اساس نتایج به دست آمده در بین سیالات مورد بررسی از لحاظ مقدار توان خالص تولیدی و بازده اگزرسی و انرژی بهترین سیال کاری R245fa است که بهترین عملکرد را دارد.

## ۷- فهرست علامت

آنالوگی (kJ/kg)	$h$
بازگشت‌نایپذیری (kW)	$I$
(Mpa) فشار	$P$
آهنگ انتقال گرمای (kW)	$Q$
آنتروپی (kJ/kg k)	$S$
(°C) دما	$T$
(m³/h) دبی حجمی	$\dot{V}$
(kJ/kg K) گرمای ویژه	$C_p$
(kg/s) دبی جرمی	$\dot{m}$
کار (kW)	$\dot{W}$
بازده (/)	$\eta$

## علامت یونان

خالص	Net
گازهای خروجی	Exh
آب	Wat
حالت مرجع	0
چگالنده	C
بحرانی	Crit
قانون دوم	II
منبع گرم	H
منبع سرد	L
مکانیکی	M
پمپ	P
ایزنتروپیک	St
توربین	T
کل	tot
تبخیر کننده	E
ورودی	In
خروجی	Out

## زیرنویس‌ها

- [1] Taehong. S, Kyung. C. K, Thermodynamic analysis of a novel dual- loop organic Rankine cyclefor engine waste heat and LNG cold. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, No. 1, pp.1031–1041, 2016
- [۲] [۲] ذوقی م و جواهرده ک، تحلیل پارامتری و بهینه سازی چرخه رانکین آلی بازیاب با محرک انرژی خورشیدی نشریه علمی پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی دانشگاه کاشان، ش. ۱، ص. ۵۴-۶۵، ۱۳۹۴.
- [۳] حاج عبداللهی ح و حسن پور م، بهینه سازی فنی - اقتصادی چرخه رانکین آلی به همراه بازیاب با در نظر گرفتن سیالات کاری مختلف. د. ش. ۴۷، ش. ۳۱-۴۰، ص. ۱۳۹۶.
- [۴] شعبانپور ر و مهدی پور ر، تحلیل عملکرد چرخه نیروگاه خورشیدی فرسنی با سیال کاری های مختلف. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۷، ش. ۳۱-۱۲۱، ص. ۱۳۹۶.
- [۵] میراحمدی گلرودباری س و کلتنه م، تحلیل انرژی و اگزرسی چرخه رانکین دو مرحله‌ای با بازیاب. دومین همایش ملی انتقال گرمای و جرم ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان، ایران، ۱۳۹۳.
- [6] Liu. B, Chien. K, Effect of Working Fluid on organic Rankine cycle for waste heat Recovery. *Energy*, Vol. 29, No. 8 pp. 1207-1217, 2004
- [7] Andersen. W.C, Bruno. T.J, Rapid screening of fluids for chemical stability inorganic rankine cycle. *applications, Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 44, No. 15, pp. 5560-5566, 2005
- [8] Zhang. X. R, Yamaguchi. H, et al, Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide, *Energy*, Vol. 32, No. 4 pp. 591-599,2007
- [9] Aleksandra. B.G, Wladyslow. M, Maximizing the working flow as a way of increasing power output of geothermal power plant, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 11, pp. 2074-2079, 2007
- [10] Sahoo. P. K, Exergy economic analysis and optimization of cogeneration system using evolutionary programming, *Applied Thermal Engineering*, Vol.13, No.28, pp. 1580-88, 2008
- [11] Gu. W, Weng. Y. et al, theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery system, *power and energy*, Vol. 223, No.3 pp. 523-533, 2009
- [12] Dai. Y. P, Wang G. F, Gao. L, Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and management*, Vol. 50, No.3, pp. 576-582, 2009
- [13] Sayyaadi H, Sabzaligol. T, Exergy economics optimization of 1000MW light water reactor power generation system. *Energy Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 378-395, 2009
- [14] Tchanche. B. F, Papadakis. G, Lambrinos. G, Frangoudakis. A, Criteria for working fluids selection in low-temperature solar organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 2468-2476, 2009
- [15] Hebrl. F, Buggemann. D, Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combine heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No 12 pp. 1326-1332, 2010
- [16] Mikielewicz. D, Mikielewicz. J, a thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2357-2362, 2010
- [17] Chys. M, van den Broek. M, Vanslambrouck. B, De Paepe, M, Potential of zeotropic mixtures as working fluids in

organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 623-632, 2012.

- [18] Sprouse. C, Depcik. C. H, Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, Vol.51, No.2, pp. 711-722, 2013

[۱۹] چهارطاقی م و بابایی م، تحلیل انرژی و اگزرسی چرخه رانکین آئی با به کارگیری سیالکاری دو جزی در شرایط مشخص منبع گرمایی. مجله‌مهندسی مکانیک مدرس دانشگاه تربیت مدرس، ۵، ش. ۳، ص. ۱۴۵-۱۵۶، ۱۳۹۳.

- [20] Jian. S, Yin. S, Chun-wei. G., Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, Vol. 82, No. 1 pp. 976-985, 2015

- [21] Roy. J. P, Mishra. M. K, Misra. A, Performance analysis of organic Rankine cycle with superheating under different heat source condition. *Applied Energy*, Vol. 88, No. 9 pp. 2995-3004, 2011

- [22] Athanasios. I, On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, No 8, PP. 760-769, 2010

- [23] Wan. J, Sun. Z, Dai. Y, and Ma. S, "Parametric optimization design for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle using genetic algorithm and artificial neural network," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1317–1324, Apr. 2010.

- [24] Fergani. Z, Touil. D, and Morosuk. T, "Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry," *Energy Convers. Manag.*, vol. 112, pp. 81–90, Mar. 2016.

- [25] Catalogue of the internal combustion engine, accessed on 8 April 2016; <http://www.mtu-online.com/mtu/technical-info/technical-articles>.