



بهینه‌سازی و تحلیل ترمو اکونومیک سیکل‌های رنکین آلی با زیر کش (RORC) با استفاده از الگوریتم ژنتیک

شهاب یوسفی‌زاده دیبازر¹، غلامرضا صالحی^{2*}، سید محمدحسین شریفی³، مجید اسحق نیموری⁴

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد

2- استادیار، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد

4- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل، آمل

* محمودآباد، صندوق پستی 46315187، gh.salehi@put.ac.ir

چکیده

مدیریت گرمای اتلافی در صنایع سنگین بهره‌وری در این حوزه را به طور قابل توجهی افزایش می‌دهد. سیکل رنکین آلی به عنوان یک فناوری مناسب جهت بازیافت حرارت اتلافی و تولید الکتریسیته برای منابع گرمایی با دماهای متوسط و پایین معرفی شده است. عملکرد سیکل رنکین آلی مانند سیکل رنکین معمولی است با این تفاوت که از سیال آلی با دمای جوش کم جهت بازیابی از منابع دارای دمای پایین‌تر استفاده می‌شود. در این مقاله سیکل پایه رنکین آلی و دو سیکل رنکین آلی با یک و دو زیر کش، برای 5 سیال مختلف مورد تحلیل انرژی و اکسرژی قرار گرفته و در ادامه تحلیل ترمو اکونومیکی و بهینه‌سازی سیکل‌های اشاره شده توسط الگوریتم ژنتیک برای منبع گرمایی با شرایط ثابت انجام گرفته است. نتایج نشان می‌دهد R113 از بین سیال‌های موجود بهترین عملکرد را دارد. با در نظر گرفتن تحلیل‌های اقتصادی، مقدار بهینه به دست آمده برای فشار و دمای ورودی توربین در مقایسه با حالتی که تنها تحلیل‌های ترمودینامیکی سیستم در نظر گرفته می‌شود، کاهش می‌یابد. با تغییر سیکل ساده به سیکل دارای یک زیر کش حدود 12.5% و از سیکل ساده به سیکل دارای دو زیر کش حدود 18.75% تغییر در مقدار هزینه مخصوص تولید توان مشاهده می‌شود. با افزایش درجه فوق گرم ورودی توربین نیز مقدار هزینه مخصوص تولید توان افزایش و بازده اکسرژی سیستم کاهش می‌یابد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 22 بهمن 1396

پذیرش: 21 فروردین 1397

ارائه در سایت: 21 اردیبهشت 1397

کلید واژگان:

سیکل رنکین آلی

حرارت اتلافی

اکسرژی

ترمو اکونومیک

الگوریتم ژنتیک

Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle Using Genetic Algorithm

Shahab Yousefizadeh Dibazar¹, Gholamreza Salehi^{2*}, Seyed Mohammad Hossein Sharifi², Majid Eshagh Nimvari³

1- Department of Energy Systems Engineering, Petroleum University of Technology, Mahmood Abad, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Petroleum University of Technology, Mahmood Abad, Iran

3- Faculty of Engineering, Amol University of Special Modern Technologies, Amol, Iran.

* P.O.B. 46315187 Mahmood Abad, Iran, gh.salehi@put.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 11 February 2018
Accepted 10 April 2018
Available Online 11 May 2018

Keywords:

Organic Rankine Cycle
Waste Heat
Exergy
Thermo-economic
Genetic algorithm

ABSTRACT

The waste heat management in heavy industry significantly increases productivity in this sector. Organic Rankine cycles (ORCs) are appropriate technology for the conversion of low quality thermal energy to electrical power. The Organic Rankine Cycle (ORC) applies the principle of the steam Rankine cycle, but uses organic working fluids with low boiling points can be used to recover heat from lower temperature heat sources. In this study the performances of three different organic Rankine cycles (ORCs) systems including the basic ORC (BORC) system, the single-stage regenerative ORC (SRORC) system and the double-stage regenerative ORC (DRORC) system using five different working fluids under the same waste heat condition are optimized by thermo-economic method using genetic algorithm. The results indicate that the R113 has the best performance between fluids. By using economic analysis, the optimized turbine inlet temperature and pressure in comparison with when thermodynamic analysis uses only, decreases. By changing basic Rankine cycle to the single-stage regenerative and the double-stage regenerative cycles, 12.5% and 18.75% change in specific power cost occurs respectively. Also results indicate that, as superheat degree in turbine inlet increases, the specific power cost increase and the exergy efficiency of system decreases.

1- مقدمه

توجه بسیار زیادی به این حوزه شده و فناوری‌های زیادی برای بهره‌وری انرژی پیشنهاد شده است. امروزه رویکرد تقاضا به دلیل افزایش مصرف انرژی از سوخت‌های فسیلی به سمت گزینه‌های جدید و نوآورانه تولید انرژی تغییر

مدیریت منابع انرژی به دلیل محدود بودن منابع فسیلی و مسایل مربوط به گرمایش زمین و محیط زیست اهمیت بسیار بالایی دارد. این اهمیت سبب

ترموآکونومیک- محیط زیستی برای یک سیکل رنگین آلی که از گرمای اتلافی موتور دیزل تولید توان دارد، با به کارگیری 4 سیال عامل انجام شده است. جواهرده و همکاران [19] نیز در پژوهشی به تحلیل ترمو-اقتصادی سیکل رنگین آلی با استفاده از انرژی زمین‌گرمایی و خورشیدی پرداخته‌اند. در این تحقیق کلکتور خورشیدی، اواپراتور و کندانسور به عنوان اجزا مهم و تأثیرگذار سیکل از نظر اکسرژی- اقتصادی شناسایی شده‌اند.

با بررسی تحقیقات انجام شده در این زمینه مشاهده می‌شود که بررسی ترموآکونومیک سیکل‌های دارای زیرکشی کمتر مورد توجه بوده است. در این تحقیق آنالیز انرژی، اکسرژی و ترموآکونومیک برای سیکل‌های رنگین آلی ساده، رنگین آلی با یک زیرکشی و رنگین آلی با دو زیرکشی انجام خواهد شد. از طرفی استفاده از روش اسپکو برای تحلیل‌های ترموآکونومیک سیکل‌های اشاره شده، یکی از تفاوت‌های این کار با تحقیقات گذشته است. شیوه تحلیل در تحقیقات گذشته به این صورت بود که برای سیستم‌ها هزینه و تولید انرژی به صورت کلی و جداگانه در نظر گرفته می‌شد که این روش امکان بررسی دقیق‌تر سیستم‌ها را فراهم نمی‌کرد. مزیت استفاده از روش اسپکو در این است که برای تجهیزات و جریان‌های موجود به صورت جداگانه فاکتور ترموآکونومیک تعریف می‌کند که با استفاده از آن می‌توان تمام جریان‌ها را به صورت مجزا تحلیل کرد که در پژوهش‌های پیشین کمتر دیده شده است. برای تحلیل‌های مربوطه شبیه‌سازی سیکل‌ها در نرم‌افزار ای‌اس‌اس² انجام شده و بهینه‌سازی‌ها توسط نرم‌افزار متلب با الگوریتم ژنتیک صورت می‌پذیرد.

2- شبیه‌سازی و آنالیز ترمودینامیکی سیستم‌های رنگین آلی

در این پژوهش ما عملکرد سه سیکل مختلف رنگین آلی، رنگین آلی با یک زیرکشی و رنگین آلی با دو زیرکشی را با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک برای 5 سیال مختلف بررسی خواهیم کرد. این پنج سیال براساس ویژگی‌هایی مانند دمای نقطه جوش، گرمای نهان تبخیر، وزن مولکولی و چگالی سیال انتخاب شده است. این 5 سیال منتخب برای بهینه‌سازی به همراه ویژگی‌هایشان در جدول 1 آورده شده است. در ادامه آنالیز ترموآکونومیک سیستم‌ها نیز انجام خواهد شد که در قسمت‌های بعدی در مورد آن بحث خواهد شد. شکل شماتیک سیستم‌های اشاره شده به همراه نمودارهای دما-آنترپپی به ترتیب در شکل‌های 1-3 قابل مشاهده است.

2-1- عملکرد سیکل‌های مورد بررسی

برای معرفی عملکرد سیکل رنگین آلی ساده طبق شکل 1، سیال عامل در ابتدا با دریافت گرما از منبع مورد نظر در فشار ثابت تا ورودی اواپراتور گرم می‌شود. سپس سیال وارد توربین شده و فشارش تا نقطه 2 کاهش می‌یابد. این جریان خروجی از توربین جهت خنک‌کاری وارد کندانسور شده و پس از آن برای ورود به اواپراتور نیازمند افزایش فشار است که این افزایش فشار از طریق پمپ تأمین می‌شود. به این ترتیب سیکل چرخه بالا را جهت تولید توان تکرار خواهد کرد.

عملکرد این گونه از سیکل‌های دارای زیرکشی طبق شکل‌های 2 و 3 به این صورت است که بخار خروجی از توربین به چند جریان (دو جریان در SRORC و سه جریان در DRORC) تقسیم شده و این جریان‌ها وارد آبگرمکن‌های تعدیه می‌شوند و به عنوان یک پیش‌گرمکن قبل اواپراتور عمل می‌کنند که این کار سبب افزایش راندمان سیکل خواهد شد. در سیکل‌های رنگین معمولی تعداد گرمکن‌ها بیشتر می‌تواند باشد، اما در سیکل رنگین آلی

یافته است که این امر نیز به نوبه خود تحت تأثیر عوامل محیطی چون گرم شدن کره زمین، باران‌های اسیدی، آب و خاک آلوده، نازک شدن لایه اوزون، نابودی جنگل‌ها و تشعشعات رادیو اکتیو بوده است. بازیافت گرمای اتلافی و تولید توان می‌تواند نقش مهمی در کاهش اثرات یادشده ایفا کند. در بین فناوری‌های معرفی شده سیکل رنگین آلی به عنوان یک تکنولوژی پربازده و مناسب جهت بازیافت گرمایی معرفی می‌شود. عملکرد سیکل رنگین آلی مشابه سیکل رنگین بخار است [1]. در سیکل رنگین آلی به جای آب از سیال آلی استفاده می‌شود که جذب گرما به دلیل پایین بودن گرمای نهان تبخیر این گونه مواد در دماهای پایین‌تر نیز صورت می‌پذیرد [2].

تحقیقات مربوط به سیکل رنگین آلی در حالت کلی شامل انتخاب سیال عامل سیکل، کاربردهای مربوطه، طراحی و مدل‌سازی توربین، شبیه‌سازی و طراحی ابزارهای سیکل، طراحی و بهینه‌سازی سیکل می‌شود [3]. این سیکل می‌تواند جهت تولید توان از منابع گرمایی خورشیدی، اقیانوسی، بیومس، گرمای اتلافی در صنایع و زمین گرمایی استفاده کند [2].

در سال‌های اخیر جهت افزایش کارایی سیکل رنگین آلی، سیال‌های مختلف توسط محققان مورد بررسی قرار گرفته است. برای نمونه شو و همکاران [4] در پژوهشی به مقایسه و آنالیز سیال‌های مختلف آلی در یک سیکل رنگین آلی پرداخته‌اند که از موتور دیزل به عنوان منبع حرارتی استفاده می‌کند. در نتیجه این تحقیق سیال R134a به عنوان بهترین سیال انتخاب شد که توان خروجی سیکل با این سیال 39.91 کیلووات و بازده اکسرژی در حدود 48% بود. برخی محققان نیز تحقیقاتی را بر انواع مختلف سیکل رنگین آلی از جمله سیکل رنگین آلی دارای زیرکشی، سیکل رنگین آلی دارای مبدل داخلی و سیکل ساده انجام داده‌اند که این پژوهش‌ها در مراجع [5-7] قابل مشاهده است. برای نمونه درمرجع [8] محقق درصد رسیدن به بیشترین بازده اکسرژی برای سیکل‌های رنگین آلی دارای زیرکشی با استفاده از 6 سیال کاری مختلف با تغییرات فشار و دمای ورودی توربین و مقدار درصد زیرکشی است. در این پژوهش سیکل دارای دو زیرکشی و سیال R11 بهترین عملکرد را از خود نشان دادند. در تحقیقی مشابه روی و همکاران [9] نشان دادند که سیال R123 در فشار 2.5 MPa عملکرد بهتری نسبت به R134a دارد.

در تحقیقات جدید مشاهده شد که علاوه بر مسایل ترمودینامیکی، محدودیت‌های اقتصادی نیز که یک فاکتور مهم در ارزیابی‌های امروزی است، باید مورد توجه قرار گیرد و بررسی‌های ترمودینامیکی و اکسرژی به تنهایی برای طراحی سیستم‌های گرمایی مناسب نیست. به همین منظور یک شاخص جدید تحت عنوان ترموآکونومیک شکل گرفت که مفاهیم ترمودینامیکی و اقتصادی را هم‌زمان شامل می‌شود [10-12].

در حالت کلی دو روش رایج تحت عنوان روش آنالیز تابع ترموآکونومیک و روش هزینه مخصوص اکسرژی (اسپکو¹) برای بررسی‌های ترموآکونومیک مورد استفاده قرار می‌گیرند [13]. روش دوم اسپکو توسط محققان بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. در مقاله عباس اقلو و کان اقلو [14] بررسی ترموآکونومیک به روش اسپکو برای یک نیروگاه ترکیبی دیزل انجام شده است. در کارهای مشابه دیگر کویری [15] و قاضی [16] بهینه‌سازی چند هدفه را برای یک نیروگاه با روش تراکونومیک اسپکو انجام داده‌اند.

اسچوستر و همکاران [17] در مقاله‌ای به بررسی ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل‌های رنگین آلی پرداخته‌اند، همچنین در تحقیقی [18] بهینه‌سازی

² Engineering Equation Solver

¹ SPECO

جدول 1 خواص سیالات عامل مورد استفاده در سیکل

	GWP	ODP	[year]		[K]	[MPa]	[K]	[kg/kmol]	
خشک	950	0	7.2	B1	427.2	3.64	288.05	134.05	R245fa
	700	0.086	9.3	n.a.	479.96	4.46	305.2	116.95	R141b
	120	0.012	1.3	B1	456.83	3.662	300.97	152.93	R123
	4600	1	45	A1	471.11	4.408	296.86	137.37	R11
	6130	0.9	85	A1	487.21	3.392	320.74	187.38	R113

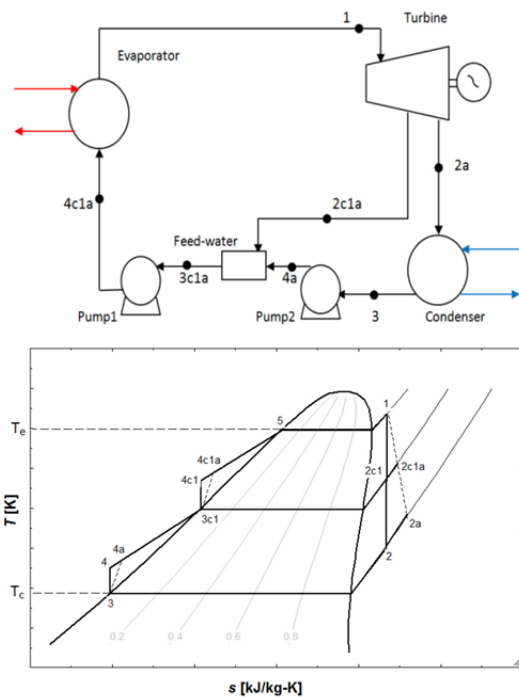


Fig. 2 System layout and cycle T-s chart of the single-stage regenerative ORC system

شکل 2 شماتیک سیکل رنگین آلی با یک زیرکشی به همراه نمودار دما-آنترپوی

بوایلر سیکل را دارد، می‌توان مقدار جرم سیال عامل مورد نیاز سیستم را از رابطه (3) به دست آورد [22].

$$m = c_h m_h (T_6 - T_7) / (h_1 - h_5) \quad (3)$$

در این رابطه C_h و m_h به ترتیب بیانگر گرمای مخصوص و دبی جرمی سیال گرم هستند. دمای T_7 در رابطه بالا را می‌توان توسط رابطه (4) به دست آورد.

$$T_7 = T_5 + \Delta T \quad (4)$$

در این رابطه اخیر ΔT اختلاف دمای پینچ تعریف می‌شود که برابر با حداقل اختلاف دمای بین سیال عامل در سیکل آلی و گاز خروجی است. همان‌طور که می‌دانیم راندمان اکسرژی با افزایش اختلاف دمای پینچ کاهش می‌یابد و چنان‌چه به عنوان هدف راندمان اکسرژی در تحلیل مد نظر قرار گیرد با کاهش اختلاف دمای پینچ راندمان بالاتر اکسرژی حاصل می‌شود. در محاسبات و تحلیل‌ها اختلاف دمای پینچ را ثابت و مقدار معقولی برای آن در نظر گرفته می‌شود. در این تحقیق اختلاف دمای پینچ 8 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته می‌شود [21].

برای سیکل رنگین آلی توان خالص تولیدی را می‌توان از رابطه (5) به دست آورد. در سیکل‌های رنگین معمولی میزان توان مصرفی پمپ در مقابل

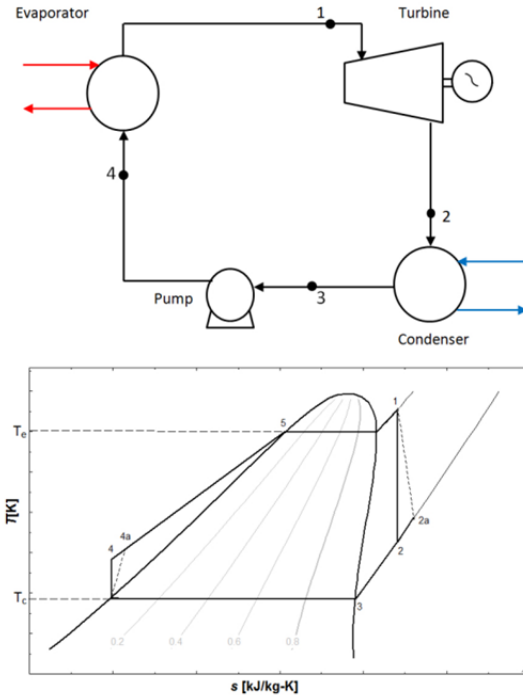


Fig. 1 System layout and cycle T-s chart of the basic ORC system

شکل 1 شماتیک سیکل رنگین آلی ساده به همراه نمودار دما-آنترپوی

به دلیل پایین بودن دما کاری سیستم حداکثر دو گرمکن کافی است [8]. برای شبیه‌سازی سیکل‌های مورد نظر فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود.

- 1- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
 - 2- افت فشار در لوله‌ها و اتصالات گرمایی در کندانسور، اواپراتور، توربین و پمپ قابل صرف نظر است.
- دیگر پارامترها و فرضیات عملکرد سیکل در جدول 2 نشان داده شده است.

2-2- روابط سیکل‌های مورد بررسی

در بررسی سیکل‌های مورد نظر با استفاده از مفهوم اکسرژی، روابط جریان اکسرژی به صورت رابطه (1) تعریف می‌شود [20].

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (1)$$

همچنین بالانس اکسرژی در سیستم باز به صورت رابطه (2) وجود دارد [21].

$$\sum e_{in} - \sum e_{out} = i \quad (2)$$

جهت محاسبه توان خروجی، راندمان اکسرژی و انرژی باید میزان جرم سیال عامل در سیکل را داشته باشیم. از موازنه انرژی منتقل شده بین جریان منبع اتلافی که قرار هست از آن تولید توان داشته باشیم و تبدیلی که نقش

2-1- روابط سیکل ساده رنگین آلی (BORC)

همان‌طور که در اوایل فصل اشاره شد فرایندهای مختلف سیکل رنگین آلی به صورت مراحل زیر قابل بیان است.

- فرآیند 1-2 در این فرآیند که در حالت واقعی 1-2a است انبساط اتفاق می‌افتد.

- فرآیند 2-3 سرمایه‌ش در حالت فشار ثابت انجام می‌گیرد.

- فرآیند 3-4 در حالت واقعی 3-4a است. افزایش فشار توسط پمپ اتفاق می‌افتد.

- فرآیند 4-1 در حالت واقعی 4a-1 در حالت فشار ثابت افزایش حرارت خواهیم داشت.

توان مصرفی پمپ را می‌توان از رابطه (9) پیدا کرد.

$$W_p = m(h_{4a} - h_3) = \frac{m(h_4 - h_3)}{\eta_p} \quad (9)$$

توان تولیدی توسط توربین را نیز می‌توان از رابطه (10) به دست آورد.

$$W_{exp} = m(h_1 - h_{2a}) = \frac{m(h_1 - h_2)}{\eta_{exp}} \quad (10)$$

نرخ انتقال حرارت از اواپراتور هم در فرض فشار ثابت انجام می‌شود (رابطه (11)).

$$Q = m(h_1 - h_{4a}) \quad (11)$$

از روابط (7,6) می‌توان راندمان انرژی و اکسرژی را برای این سیستم به صورت روابط (12,13) در نظر گرفت.

$$\eta_t = W_{net}/Q = [m(h_1 - h_{2a}) - m(h_{4a} - h_3)]/m(h_1 - h_{4a}) \quad (12)$$

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) = \frac{[m(h_1 - h_{2a}) - m(h_{4a} - h_3)]/m(h_1 - h_{4a})}{\left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} \quad (13)$$

2-2- سیکل رنگین آلی با یک مرحله بازیابی (SRORC)

برای این سیکل که در شکل 2 نشان داده شده یک مبدل به صورت گرمکن در سیستم قرار گرفته و یک پمپ اضافی در سیکل قرار دارد که برای افزایش فشار بخشی از سیالی که به گرمکن وارد می‌شود در نظر گرفته شده است. درصدی از سیال عامل که به داخل گرمکن وارد می‌شود را می‌توان از رابطه (14) به دست آورد.

$$x_{c1} = \frac{h_{3c1} - h_{4a}}{h_{2c1a} - h_{4a}} \quad (14)$$

توان پمپ‌ها و توربین هم از روابط (15) محاسبه می‌شوند.

$$W_p = m[(h_{4c1a} - h_{3c1})] \quad (15-a)$$

$$W_{p2} = m(1 - x_{c1})(h_{4a} - h_3) \quad (15-b)$$

$$W_{exp} = m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2a})] \quad (15-c)$$

از روابط (7,6) برای محاسبه راندمان انرژی و اکسرژی در این سیکل به صورت روابط (16,17) می‌توان استفاده کرد.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{W_t - W_{p1} - W_{p2}}{Q} = \frac{m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2a})] - m(h_{4c1a} - h_{3c1}) - m(1 - x_{c1})(h_{4a} - h_3)}{m(h_1 - h_{4c1a})} \quad (16)$$

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{Q \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} = \frac{W_t - W_{p1} - W_{p2}}{[Q(1 - \frac{T_0}{T_m})]} = \frac{\{m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2a})] - m(h_{4c1a} - h_{3c1}) - m(1 - x_{c1})(h_{4a} - h_3)\}}{[m(h_1 - h_{4c1a})(1 - \frac{T_0}{T_m})]} \quad (17)$$

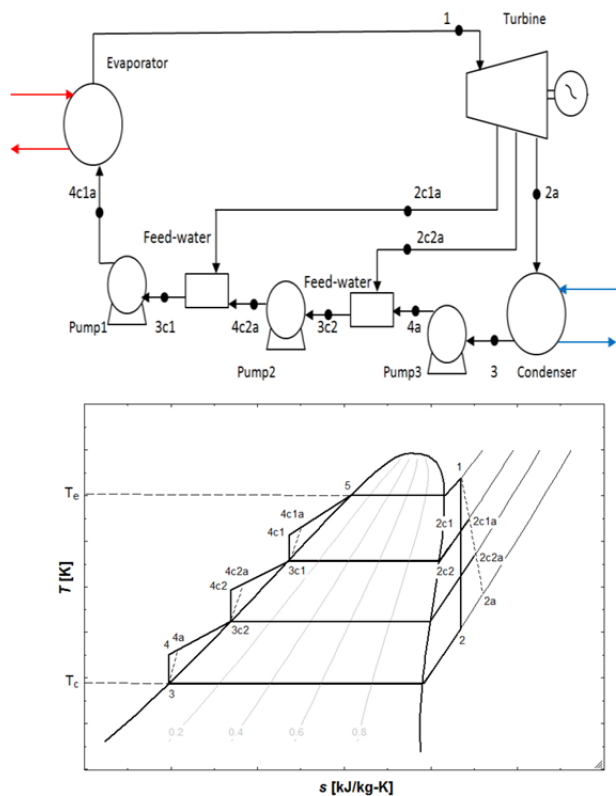


Fig. 3 System layout and cycle $T-s$ chart of the double-stage regenerative ORC system

شکل 3 شماتیک سیکل رنگین آلی با دو زیرکشی به همراه نمودار دما-آنترپی

جدول 2 پارامترهای منبع گرم و فرضیات حل مسأله

Table 2 Heat source parameters and assumptions

420	دمای منبع گرم (K)
14	دبی جرمی گازهای خروجی از منبع گرم (kg s^{-1})
1.1	گرمای ویژه در فشار ثابت برای گازهای خروجی از منبع گرم ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
298.15	دمای محیط (K)
101.35	فشار محیط (kPa)
303.15	دمای کندانسور (K)
0.8	بازده ایزوتروپیک توربین
0.7	بازده ایزوتروپیک پمپ
8	اختلاف دمای پینچ در اواپراتور (K)

توان تولیدی توربین قابل اغماض است، اما در این جا این فرض اشتباه است.

$$W_{net} = W_{exp} - \sum W_p \quad (5)$$

رابطه (6) از رابطه قانون اول ترمودینامیک راندمان تعریف می‌شود.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q} \quad (6)$$

راندمان اکسرژی را می‌توان از رابطه (7) به دست آورد [21].

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{Q \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} \quad (7)$$

در این رابطه T_0 برابر دمای محیط و T_m متوسط دمای منبع گرم که از رابطه (8) قابل محاسبه است.

$$T_m = \frac{(T_{in} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right)} \quad (8)$$

2-3- سیکل رنگین آلی با دو مرحله بازیابی (DRORC)

از شکل 3 که در آن یک یک هیتر اضافی در نظر گرفته شده است، به عنوان سیکل رنگین آلی با دو مرحله بازیابی می‌توان نام برد. میزان دبی ورودی در هر کدام از گرمکن‌ها را می‌توان از روابط (19,18) محاسبه کرد.

$$x_{c1} = \frac{h_{3c1} - h_{4c2a}}{h_{2c1a} - h_{4c2a}} \quad (18)$$

$$x_{c2} = \frac{(1 - x_{c1})(h_{3c2} - h_{4a})}{h_{2c2a} - h_{4a}} \quad (19)$$

سه پمپ برای سیکل در نظر گرفته شده که توسط روابط (20) توان پمپ‌ها و توربین محاسبه شده است.

$$W_{exp} = m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2c2a}) + (1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{2c2a} - h_{2a})] \quad (20-a)$$

$$W_p = m(h_{4c1a} - h_{3c1}) \quad (20-b)$$

$$W_{p2} = m(1 - x_{c1})(h_{4c12} - h_{3c2}) \quad (20-c)$$

$$W_{p3} = m(1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{4a} - h_3) \quad (20-d)$$

مانند سیکل‌های پیشین و با استفاده از روابط (7,6) می‌توان راندمان انرژی و اکسرژی را به صورت روابط (22,21) محاسبه نمود.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{W_t - W_{p1} - W_{p2} - W_{p3}}{Q} \quad (21)$$

$$= \frac{\{m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2c2a}) + (1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{2c2a} - h_3)] - m(1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{4a} - h_3)\}}{m(h_1 - h_{4c1a})}$$

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{Q(1 - \frac{T_0}{T_m})} = \frac{W_t - W_{p1} - W_{p2} - W_{p3}}{Q(1 - \frac{T_0}{T_m})} \quad (22)$$

$$= \frac{\{m[(h_1 - h_{2c1a}) + (1 - x_{c1})(h_{2c1a} - h_{2c2a}) + (1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{2c2a} - h_{2a})] - m(h_{4c1a} - h_{3c1}) - m(1 - x_{c1})(h_{4a} - h_3) - m(1 - x_{c1} - x_{c2})(h_{4a} - h_3)\}}{[m(h_1 - h_{4c1a})(1 - \frac{T_0}{T_m})]}$$

3- مدل‌سازی اقتصادی و آنالیز ترموآکونومیک

در بررسی سیستم‌های مختلف از منظر ترمودینامیکی، لزوماً سیستم با راندمان بالاتر شامل بهینه‌ترین سیستم از منظر هزینه نیست. برای این‌که بتوان سیستم‌ها را با هر دو فاکتور ترمودینامیکی و اقتصادی هم‌زمان بررسی کرد، از مفهوم ترموآکونومیک استفاده می‌شود. در تحلیل ترموآکونومیک با در نظر گرفتن پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی هم‌زمان، شرایط بهینه‌ای برای عملکرد سیستم از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی حاصل می‌شود. در این تحلیل هدف به حداقل رساندن هزینه تولید محصول یک سیستم حرارتی با میزان محصول مشخص یا به عبارت دیگر به بیشینه رساندن میزان تولید محصول در مدت کارکرد سیستم با صرف هزینه‌های کل ثابت است.

تابع هدف از عوامل شامل هزینه‌های منابع اکسرژی، تجهیزات و سایر هزینه‌های مرتبط تشکیل می‌شود. روش‌های مختلفی برای آنالیز ترموآکونومیکی در مرجع [23] آورده شده است. در این پژوهش از روش اسپکو (هزینه مخصوص اکسرژی) استفاده شده است [24]. این روش براساس هزینه لازم به ازای واحد اکسرژی موجود در جریان‌های سیستم و با استفاده از مفهوم اکسرژی و همچنین هزینه‌های معادل برای اجزا مورد استفاده سیستم معرفی می‌شود [25-28].

3-1- معرفی روش اسپکو و کاربرد آن در سیستم

استفاده از روش اسپکو برای تحلیل‌های ترموآکونومیکی و محاسبه هزینه‌ها نیازمند نوشتن معادلات بالانس هزینه برای هر یک از اجزا موجود در سیکل

است. این معادلات برای جز k-ام طبق رابطه (23) محاسبه می‌شود [29].

$$\sum \dot{C}_{out,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k \quad (23)$$

در این رابطه $\dot{C}$ نرخ هزینه‌های مربوط به ورود و خروج جریان‌های اکسرژی و $\dot{Z}$ نیز هزینه‌های ثابت و متغیر مربوط به جز k-ام است. نرخ هزینه‌های مربوط به جریان، توان و گرما برای استفاده در رابطه بالا به صورت رابطه (24) تعریف می‌شود [29].

$$\begin{aligned} \dot{C}_i &= c_i \dot{E}_i \\ \dot{C}_w &= c_w \dot{E}_w \\ \dot{C}_q &= c_q \dot{E}_q \end{aligned} \quad (24)$$

هزینه تمام شده اجزا نیز شامل هزینه‌های ثابت و هزینه‌های متغیر (عملکرد و تعمیرات) و طبق مرجع [31,30] از طریق رابطه (25) قابل محاسبه است.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (25)$$

هزینه هم سطح شده سالانه سرمایه‌گذاری برای هر جز نیز از روابط (27,26) قابل محاسبه است. در این رابطه CRF و τ به ترتیب نرخ هم‌سطح شده و مدت زمان کارکرد سالانه سیستم است [30,29].

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau} \right) \dot{Z}_k \quad (26)$$

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (27)$$

نرخ هم‌سطح شده براساس نرخ تورم i_r و تعداد سال‌های عملکرد سیستم مورد نظر n تعریف می‌شود.

براساس تعاریف بالا و روابط مورد نظر معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی برای هر اجزا موجود در سیکل طبق جدول 3 نوشته می‌شود.

در معادلات نوشته شده هزینه تولید توان خروجی (c_w) نقش مهمی در بررسی‌های مربوطه را دارد؛ بنابراین این پارامتر به عنوان تابع هدف انتخاب شده و بهینه‌سازی آن مد نظر خواهد بود. در واقع ما با مینیمم کردن این شاخص هم‌زمان بیشترین راندمان اکسرژی ممکن با حداقل هزینه لازم را مشاهده خواهیم کرد.

4- روش بهینه‌سازی و پارامترهای مربوطه

برای بهینه‌سازی این سیکل از الگوریتم ژنتیک استفاده خواهد شد. این الگوریتم برای اولین بار در سال 1975 توسط هولند در آمریکا مطرح شد. ایده الگوریتم ژنتیک از دو اصل انتخاب و تولید نسل بهره برده است. روش متداول پیاده‌سازی الگوریتم ژنتیک بدین ترتیب است که مجموعه‌ای از فرضیه‌ها که جمعیت نامیده می‌شود تولید و متناوب با فرضیه‌های جدیدی جایگزین می‌گردند. در هر بار تکرار تمامی فرضیه‌ها با استفاده از یک تابع تناسب مورد ارزیابی قرار داده می‌شوند.

در مرحله بعد تعدادی از بهترین فرضیه‌ها با استفاده از یک تابع احتمال انتخاب شده و جمعیت جدید را تشکیل می‌دهند. تعدادی از این فرضیه‌های انتخاب شده به همان صورت مورد استفاده واقع شده و باقی با فرزندان به کار می‌روند. در صورت انتخاب صحیح پارامترها این روش می‌تواند بسیار مؤثر عمل نماید. مشخصه‌های الگوریتم که در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته در جدول 4 قابل مشاهده است.

براساس قسمت‌های پیشین هزینه مخصوص تولید توان به عنوان تابع تناسب انتخاب شده و پارامترهای بهینه‌سازی نیز برای سیکل‌های مربوطه در روابط (28-30) قابل مشاهده است.

$$c_{w,B} = f(P_1, T_1) \quad (28)$$

$$c_{w,SR} = f(P_1, T_1, X_{c1}) \quad (29)$$

$$c_{w,DR} = f(P_1, T_1, X_{c1}, X_{c2}) \quad (30)$$

همان طور که مشاهده می‌کنید فشار و دمای ورودی توربین به همراه درصد

جدول 3 معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی برای اجزا سیستم

Table 3 Cost balance and auxiliary equations for system components

اجزا سیستم	معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی
سیکل رنگین آلی ساده (BORC)	سیکل رنگین آلی با یک زیرکشی (SRORC)
سیکل رنگین آلی با دو زیرکشی (DRORC)	
اوپراتور	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{q\text{eva}} + \dot{Z}_{\text{Evaporator}} = \dot{C}_1$ $\dot{C}_q = 0.001$
توربین	$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{\text{Turbine}} = \dot{C}_{\text{wtur}} + \dot{C}_{2a} + \dot{C}_{2c1a} + \dot{C}_{2c2a}$ $\dot{C}_1 = \dot{C}_{2a}, \dot{C}_{2a} = \dot{C}_{2c1a}, \dot{C}_{2c1a} = \dot{C}_{2c2a}$
کندانسور	$\dot{C}_{2a} + \dot{Z}_{\text{condenser}} = \dot{C}_{q\text{con}} + \dot{C}_3$ $\dot{C}_{2a} = \dot{C}_3, \dot{C}_{q\text{eva}} = \dot{C}_{q\text{con}}$
پمپ	$\dot{C}_{3c1} + \dot{C}_{\text{wpump1}} + \dot{Z}_{\text{pump1}} = \dot{C}_{4c1a}$ $\dot{C}_{3c2} + \dot{C}_{\text{wpump2}} + \dot{Z}_{\text{pump2}} = \dot{C}_{4c2a}$ $\dot{C}_3 + \dot{C}_{\text{wpump3}} + \dot{Z}_{\text{pump3}} = \dot{C}_{4a}$ $\dot{C}_3 = \dot{C}_{4a}, \dot{C}_{3c1} = \dot{C}_{4c1a}, \dot{C}_{3c2} = \dot{C}_{4c2a},$ $\dot{C}_{\text{wpump1}} = \dot{C}_{\text{wpump2}} = \dot{C}_{\text{wpump3}} = \dot{C}_{\text{wtur}}$
آبگرمکن تغذیه	$\dot{C}_{4c2a} + \dot{C}_{2c1a} + \dot{Z}_{\text{feed-water1}} = \dot{C}_{3c1}$ $\dot{C}_{4a} + \dot{C}_{2c2a} + \dot{Z}_{\text{feed-water2}} = \dot{C}_{3c2}$

هر سیستم در جدول‌های 6-8 گزارش شده است.

براساس این نتایج در سیکل رنگین آلی ساده، R113 از منظر ترموآکونومیکی نسبت به بقیه سیال‌ها عملکرد بهتری را در فشار و دمای کاری بهینه خود دارد. R11 نیز از نظر بازده اکسرژی به عنوان سیال مناسب در این زمینه معرفی می‌شود. برای سیکل‌های رنگین آلی دارای زیرکشی نیز سیال R113 به عنوان بهترین سیال هم از نظر ترموآکونومیکی و هم از نظر بازده اکسرژی به دست می‌آید.

جهت بررسی دقیق تر پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی و مشاهده اثر برخی پارامترهای موجود بر عملکرد سیکل، از سیال R245fa به عنوان نمونه از بین 5 سیال موجود انتخاب می‌شود. برای انجام این کار سیال R245fa در شرایط بهینه خود قرار می‌گیرد و اثر پارامترهای مورد نظر در آن دیده می‌شود.

در شکل 4 اثر فشار ورودی توربین بر مقدار بازده اکسرژی برای هر سه سیستم نشان داده شده است. بازده اکسرژی با افزایش فشار اوپراتور به دلیل افزایش توان تولیدی افزایش می‌یابد و همان‌طور که مشاهده می‌شود مقدار بازده در یک محدوده فشار به بالاترین میزان خود می‌رسد. در مرجع [8] نیز به این محدوده و کاهش بازده با افزایش بیشتر فشار اشاره شده است. براساس نتایج سیکل رنگین آلی دارای دو زیرکشی بیشترین بازده را به خود اختصاص می‌دهد. سیکل رنگین آلی با یک زیرکشی و سیکل رنگین آلی ساده نیز به ترتیب در رده‌های بعدی قرار می‌گیرند.

مقدار درصد جرمی که در دو سیکل مربوطه از خروجی توربین زیرکشی می‌شود، در پیش‌گرمایش جریان ورودی اوپراتور استفاده می‌شود. با این کار از انرژی داخل سیکل استفاده شده که این فرآیند باعث افزایش بازده اکسرژی کل سیستم می‌شود.

فشار بهینه برای دستیابی به بیشترین بازده اکسرژی برای سیکل رنگین آلی ساده در حوالی 1700 kPa، برای سیکل رنگین آلی با یک زیرکشی در 2100 kPa و برای سیکل رنگین آلی دارای دو زیرکشی در 2250 kPa رخ می‌دهد. در ادامه تحلیل‌ها، اثر فشار ورودی توربین بر مقدار هزینه مخصوص تولید توان در شرایط عملکرد بهینه سیستم‌های مربوطه در شکل 5 قابل مشاهده است. هزینه مخصوص با افزایش فشار ورودی توربین کاهش می‌یابد

جدول 4 پارامترهای بهینه‌سازی در الگوریتم ژنتیک

Table 4 Configurations of genetic algorithms

Individuals	32
Objective function	c_w
Chromosome vector	$[T_i, P_i, X_i]$
Mutation probability	0.4
Generations	256
Iterations	8480

زیرکشی در سیکل‌های دارای زیرکشی به عنوان پارامترهای بهینه‌سازی و مینیمم کردن هزینه مخصوص تولید توان براساس تحلیل‌های ترموآکونومیکی به عنوان هدف این کار انتخاب شده‌اند.

5- نتایج و بحث

5-1- صحت‌سنجی

در این پژوهش عملکرد سه سیکل موجود براساس روابط اشاره شده در بخش‌های پیشین در نرم‌افزار ای‌ای‌اس مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. سیستم‌های مورد استفاده در این تحقیق در پژوهش‌های گذشته نیز به منظور تحلیل‌های انرژی مورد توجه محققان بوده است. در این بخش به منظور صحت‌سنجی نتایج به دست آمده، سیکل‌های رنگین آلی شبیه‌سازی در این تحقیق با سیکل‌های موجود در مرجع [8] مقایسه می‌شود. شرایط ورودی و فرضیات برای هر دو شبیه‌سازی یکسان در نظر گرفته شده و این مقایسه توسط سیال R11 انجام می‌گیرد. مقایسه بین نتایج به دست آمده برای پارامترهای سه سیکل در جدول 5 آورده شده است. با بررسی نتایج صحت‌سنجی، مشاهده می‌شود که درصد خطا کم بوده و شبیه‌سازی‌های انجام شده قابل قبول است.

5-2- نتایج بهینه‌سازی و بحث روی پارامترهای مهم سیکل

براساس الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی سه سیکل رنگین آلی اشاره شده برای 5 سیال عامل R11، R113، R123، R245fa و R141b انجام شد. براساس نتایج پارامترهای ترمودینامیکی مورد نظر در شرایط بهینه به دست آمده برای

جدول 5 صحت سنجی سیستم‌های شبیه‌سازی شده با استفاده از سیال R11 با مرجع [8]

Table 5 validation of simulations by R11 with ref. [8]

	BORC		SRORC		DRORC	
	مرجع	شبیه سازی	مرجع	شبیه سازی	مرجع	شبیه سازی
T_e (K)	401.263	401.6	407.412	407.7	407.682	408
P_3 (kPa)	125.961	125.3	125.961	125.3	125.961	125.3
T_{out} (K)	401.930	401.4	413.312	413.5	414.104	414.6
η_e	50.61	58.4	55.00	63.19	56.87	65.2
η	13.89	15.99	15.64	17.98	16.21	18.62
W_{p1} (kW)	1.362	1.502	0.5967	0.6251	0.496	0.5175
W_{p2} (kW)	-	-	0.138	0.1457	0.128	0.1396
W_{p3} (kW)	-	-	-	-	0.074	0.07804
W_t (kW)	40.003	43.91	16.845	17.65	15.418	16.17
W_{net} (kW)	38.641	42.41	16.111	16.88	14.720	15.43
m (kg/s)	1.215	1.17	0.568	0.5212	0.536	0.4929
Q_e (kJ/s)	278.267	265.1	102.999	96.63	90.800	91.32
Q_c (kJ/s)	239.626	222.7	86.888	93.89	76.080	82.89
X_{c1}	-	-	0.20309	0.2031	0.132	0.1323
X_{c2}	-	-	-	-	0.128	0.129

جدول 6 عملکرد بهینه برای سیکل رنگین آلی ساده برای سیال‌های مختلف

Table 6 Optimum solution of the BORC for different working fluids

R123	R113	R11	R245fa	R141b	
704.5	394.0	781.4	1119.0	601.9	فشار ورودی توربین (kPa)
368.4	368.8	371.2	367.7	368.0	دمای ورودی توربین (K)
11.86	11.83	12.57	11.41	12.05	بازده انرژی (%)
53.37	52.85	53.99	53.05	53.22	بازده اکسرژی (%)
7.465	7.327	7.570	7.685	7.435	هزینه مخصوص تولید توان (S/GJ)

جدول 7 عملکرد بهینه برای سیکل رنگین آلی با یک زیرکشی برای سیال‌های مختلف

Table 7 Optimum solution of the BRORC for different working fluids

R123	R113	R11	R245fa	R141b	
817.6	454.6	850.4	1244	720.4	فشار ورودی توربین (kPa)
375.0	374.7	375.1	376.2	376.3	دمای ورودی توربین (K)
0.1934	0.1587	0.1644	0.1724	0.2169	درصد جرم ورودی
					آبگرمکن تغذیه (x_{c1})
13.74	13.58	14.0	12.9	13.99	بازده انرژی (%)
55.88	55.1	56.18	54.32	55.7	بازده اکسرژی (%)
8.671	8.296	8.834	8.766	8.788	هزینه مخصوص تولید توان (S/GJ)

جدول 8 عملکرد بهینه برای سیکل رنگین آلی با دو زیرکشی برای سیال‌های مختلف

Table 8 Optimum solution of the DRORC for different working fluids

R123	R113	R11	R245fa	R141b	
838	490	819.4	1270	706.7	فشار ورودی توربین (kPa)
376.1	378.1	373.1	374.7	375.2	دمای ورودی توربین (K)
0.1703	0.1567	0.1065	0.1491	0.1382	درصد جرم ورودی
					آبگرمکن تغذیه اول (x_{c1})
0.1232	0.1273	0.0989	0.1066	0.1157	درصد جرم ورودی
					آبگرمکن تغذیه دوم (x_{c2})
14.32	14.48	14.10	13.52	14.31	بازده انرژی (%)
56.72	56.91	56.48	55.58	56.75	بازده اکسرژی (%)
9.339	9.016	9.162	9.246	9.007	هزینه مخصوص تولید توان (S/GJ)

که علت آن افزایش توان تولیدی است. برای هر سیال یک محدوده فشار وجود دارد که در آن این هزینه به کمترین مقدار خود میرسد. با افزایش بیشتر فشار، هزینه‌های موجود برای مبدل افزایش یافته و از سویی شاهد کاهش در تولید توان خواهیم بود. سیکل رنگین آلی ساده در بین سیکل‌های مورد نظر کمترین مقدار این شاخص را به خود اختصاص می‌دهد و سیکل‌های دارای یک زیرکشی و دو زیرکشی به ترتیب در جایگاه‌های بعدی قرار می‌گیرند. همچنین با توجه به شکل 5 می‌توان به این نتیجه رسید که در نظر گرفتن مسایل اقتصادی در تحلیل‌ها سبب می‌شود که فشار بهینه به دست آمده در مقایسه با حالتی کاهش یافته است که فقط بازده اکسرژی مدنظر بود. با کاهش فشار کاری، هزینه‌های نصب و عملکردی اجزا تا قسمتی کاهش یافته و سیستم علاوه بر حالت بازده اکسرژی از منظر اقتصادی نیز بهینه می‌شود. مقدار عددی فشارهای بهینه در جدول‌های 6-8 آورده شده است.

نحوه تغییرات بازده اکسرژی با توجه به تغییرات درجه فوق‌گرم ورودی توربین برای سیکل‌های مورد نظر در شکل 6 مشاهده می‌شود. با توجه به شکل مربوطه، افزایش درجه فوق‌گرم، کاهش بازده اکسرژی را در پی دارد. افزایش درجه فوق‌گرم در ورودی توربین باعث می‌شود که نرخ جریان جرمی در سیکل رنگین آلی کاهش یابد. مقدار گرمای دریافتی در اواپراتور با کاهش نرخ جریان جرمی کاهش یافته و این کار کاهش توان خروجی سیکل را در پی خواهد داشت. اختلاف دمای بین منبع گرمایی و اواپراتور با افزایش دمای ورودی توربین افزایش پیدا کرده که این کار باعث می‌شود بازگشت‌ناپذیری در سیستم‌ها افزایش یافته و کاهش بازده اکسرژی را در پی داشته باشد. این بازگشت‌ناپذیری‌ها مورد توجه مرجع [8] نیز قرار گرفته است. دارا بودن بیشترین بازدهی اکسرژی برای سیکل رنگین آلی دارای دو زیرکشی در شکل 6 نیز قابل مشاهده است. نوع طراحی که در سیکل‌های دارای زیرکشی وجود دارد باعث می‌شود که دمای بین سیال کاری سیستم و جریان حرارتی در مقایسه با حالت پایه سیستم کمتر شده و این عمل باعث افزایش بازده اکسرژی در این سیکل‌ها شود.

در شکل 7 اثر تغییرات درجه فوق‌گرم ورودی توربین بر مقدار هزینه مخصوص تولید توان نشان داده شده است. مقدار شاخص هزینه با افزایش درجه فوق‌گرم با شیب کمی افزایش می‌یابد. در توجیه این مسأله این‌گونه می‌توان بیان کرد که مقدار مساحت مورد نیاز در مبدل اواپراتور برای جذب گرما با افزایش درجه فوق‌گرم افزایش یافته و با توجه به این‌که هزینه مبدل‌ها

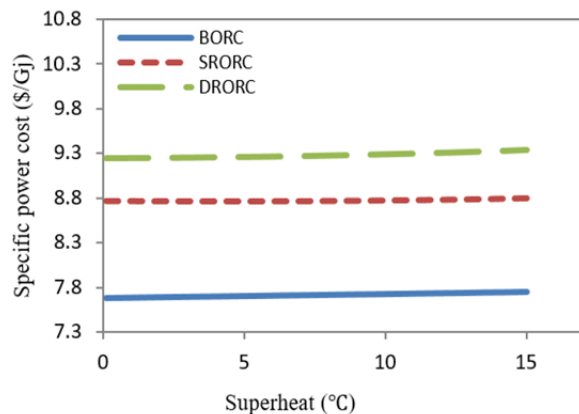


Fig. 7 Effects of Turbine inlet Superheat degree on Specific power cost for R245fa

شکل 7 نمودار تغییرات هزینه مخصوص تولید توان برحسب درجه فوق گرم ورودی توربین برای سیال R245fa

تابعی از مساحت آن‌هاست، این تغییرات افزایش هزینه آن‌ها را در پی دارد. افزایش هزینه در مبدل‌ها باعث افزایش توان تولیدی نیز خواهد شد؛ برای سیکل ساده رنگین آلی مانند سیکل‌های دارای زیرکشی با افزایش دمای ورودی توربین شاهد افزایش هزینه‌ها نیز خواهیم بود.

6- نتیجه‌گیری

در این پژوهش بهینه‌سازی و تحلیل ترمودینامیک با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای سیکل رنگین آلی ساده¹، سیکل رنگین آلی دارای یک زیرکشی² و سیکل رنگین آلی دارای دو زیرکشی³ انجام شده است. این تحقیق 5 سیال مختلف را شامل می‌شود و شرایط منبع حرارتی نیز برای بررسی‌ها ثابت در نظر گرفته می‌شود. سیکل‌های مورد نظر با استفاده از روش ترمودینامیکی SPECO مورد تحلیل قرار می‌گیرند. در بهینه‌سازی هزینه مخصوص تولید توان به عنوان هدف بهینه‌سازی و فشار و دمای ورودی توربین به همراه درصد جرم زیرکشی شده در سیکل‌های دارای زیرکشی به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی انتخاب می‌شوند. سپس از فشار و درجه فوق گرم ورودی توربین به عنوان متغیر جهت مشاهده تغییرات برخی از پارامترهای مهم سیستم استفاده می‌شود. نتایج مهم به دست آمده در این پژوهش به شرح زیر است.

- 1- با در نظر گرفتن فاکتورهای اقتصادی، فشار و دمای بهینه برای سیکل‌ها کمتر از مقدار مربوطه در حالتی است که فقط بازده مدنظر باشد.
- 2- با توجه به نتایج، سیال R113 با دارا بودن کمترین مقدار هزینه مخصوص تولید توان در هر سه سیکل مورد بررسی بهترین سیال از منظر ترمودینامیکی است.
- 3- در حالت عملکرد بهینه ترمودینامیکی، بیشترین بازده اکسرژی برای سیکل رنگین آلی ساده با استفاده از سیال R11 مقدار 53.99% به دست می‌آید. این مقدار برای سیکل‌های آلی دارای یک زیرکشی و دو زیرکشی به ترتیب 56.18% و 56.48% است.

- 4- با تغییر سیکل رنگین آلی ساده به سیکل رنگین آلی دارای یک زیرکشی در حدود 12.5% و از ساده به سیکل دارای دو زیرکشی حدود 18.75% تغییر در مقدار هزینه مخصوص تولید توان حاصل می‌شود.

- 5- با استفاده از سیال R245fa به عنوان نمونه، مشخص شد که بیشترین

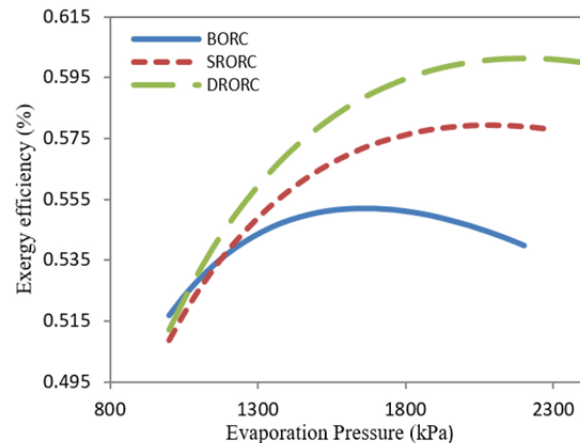


Fig. 4 Effects of Turbine inlet Pressure on exergy efficiency for R245fa

شکل 4 نمودار تغییرات بازده اکسرژی برحسب فشار ورودی توربین برای سیال R245fa

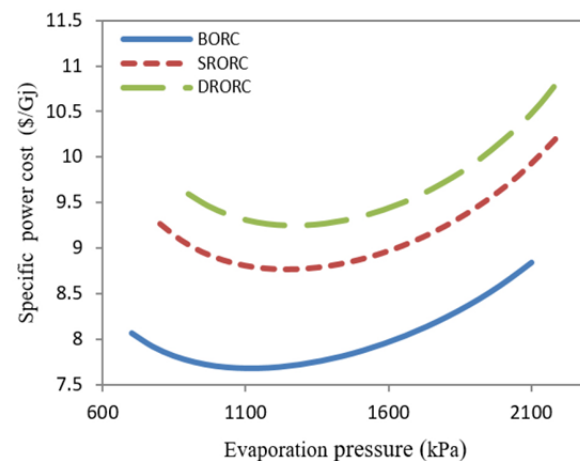


Fig. 5 Effects of Turbine inlet Pressure on Specific power cost for R245fa

شکل 5 نمودار تغییرات هزینه مخصوص تولید توان برحسب فشار ورودی توربین برای سیال R245fa

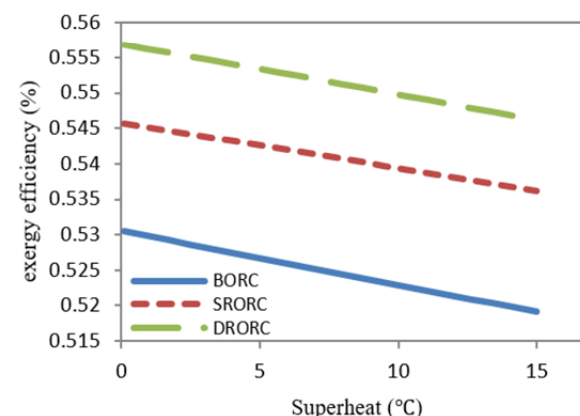


Fig. 6 Effects of Turbine inlet Superheat degree on exergy efficiency for R245fa

شکل 6 نمودار تغییرات بازده اکسرژی برحسب درجه فوق گرم ورودی توربین برای سیال R245fa

¹ BORC

² SRORC

³ DRORC

- [9] J. P. Roy, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery, *Energy*, Vol. 39, pp. 227-35, 2012.
- [10] S. Nisan, N. Benzarti, A comprehensive economic evaluation of integrated desalination systems using fossil fuelled and nuclear energies and including their environmental costs, *Desalination*, Vol. 229, pp. 125-46, 2008.
- [11] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff, Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1809-17, 2009.
- [12] F. Mohammadkhani, Sh. Khalilarya, I. Mirzaee, Exergy and exergoeconomic analysis and optimization of diesel engine based combined heat and power (CHP) system using genetic algorithm, *Exergy*, Vol. 12, pp. 139-61, 2013.
- [13] F. Ahmadi Boyaghchi, P. Heidarnejad, Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp. 224-234, 2015.
- [14] A. Abusoglu, M. Kanoglu, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 234-41, 2009.
- [15] A. G. Kaviri, M. M. Jaafar, T. M. Lazim, Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, pp. 94-103, 2012.
- [16] M. Ghazi, P. Ahmadi, A. Sotoodeh, Taherkhani A, Modeling and thermoeconomic optimization of heat recovery heat exchangers using a multimodal genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, pp. 149-56, 2012.
- [17] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1809-17, 2009.
- [18] Z. Hajabdollahi, F. Hajabdollahi, M. Tehrani, H. Hajabdollahi, Thermoeconomic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery, *Energy*, Vol. 63, pp. 142-51, 2013.
- [19] K. Javaherdeli, M. Amin Fard, M. Zoghi, Thermo-economic analysis of organic Rankine cycle with cogeneration of heat and power operating with solar and geothermal energy in Ramsar, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 56-63, 2016. (in Persian)
- [20] N. Lior, N. Zhang, Energy, exergy, and second law performance criteria, *Energy*, Vol. 32, pp. 281-96, 2007.
- [21] Y. P. Dai, J. F. Wang, L. Gao, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576-82, 2009.
- [22] J. P. Roy, M. K. Mishra, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic Rankine cycle, *Energy*, Vol. 35, pp. 5049-62, 2010.
- [23] A. Abusoglu, M. Kanoglu, Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review, *Renewable and Sustainable Energy*, Vol. 13, pp. 2295-308, 2009.
- [24] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, pp. 1257-89, 2006.
- [25] N. Shokati, F. Mohammadkhani, M. Yari, S. M. S. Mahmoudi, et al, A comparative exergoeconomic analysis of waste heat recovery from a gas turbine-modular helium reactor via organic Rankine cycles, *Sustainability*, Vol. 6, pp. 2474-89, 2014.
- [26] P. Ahmadi, I. Dincer, Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2529-40, 2011.
- [27] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants, *Energy*, Vol. 36, pp. 5886-98, 2011.
- [28] Y. H. Kwon, H. Y. Kwak, S. D. Oh, Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems, *Exergy*, Vol. 1, pp. 31-40, 2001.
- [29] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, pp. 406-458, New York: John Wiley and Sons, 1996.
- [30] V. Zare, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, M. Amidpour, Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle, *Energy*, Vol. 47, pp. 271-83, 2012.
- [31] M. Gürtürk, H. F. Oztop, A. Hepbasli, Comparison of exergoeconomic analysis of two different perlite expansion furnaces, *Energy*, Vol. 80, pp. 589-98, 2015.
- [32] M. Khaljani, R. Khoshbakhti Saray, K. Bahloul, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp. 154-165, 2015.
- [33] S. Anvari, H. Taghavifar, A. Parvishi, Thermo-economical consideration of Regenerative organic Rankine cycle coupling with the absorption chiller systems incorporated in the trigeneration system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 148, pp. 317-329, 2017.

مقدار بازده اکسرژی در یک محدوده فشار رخ می‌دهد و افزایش بیشتر آن کاهش بازده را در پی دارد (این محدوده برای سیال‌های مختلف متفاوت است). هزینه مخصوص تولید توان نیز کمترین مقدارش در یک فشار خاصی به دست می‌آید.

6- با افزایش درجه فوق‌گرم ورودی توربین، بازده اکسرژی سیکل کاهش و مقدار هزینه مخصوص تولید توان افزایش می‌یابد.

پیوست 1: هزینه‌های ثابت اجزا سیستم

برای بررسی‌های ترموآکونومیکی سیکل‌های مربوطه به یکسری روابط برای محاسبه هزینه‌های خرید اجزا به کار رفته در سیستم نیاز است. این هزینه‌ها براساس شرایط عملکرد سیستم و پارامترهای ترمودینامیکی تعیین می‌شوند. این پارامترها می‌تواند شامل دمای و فشار کاری جز مربوطه، مقدار دبی جرمی، مقدار توان تولید و مصرف شده (توربین و پمپ‌ها) و مساحت اجزا (مبدل‌ها) باشد. تابع هزینه مورد استفاده برای هر یک از اجزا به کار رفته در سیکل‌های مورد بررسی در این مطالعه در جدول پیوست 1 آورده شده است.

جدول پیوست 1 توابع هزینه برای محاسبه قیمت اجزا [32,33]

اجزا سیستم	توابع هزینه
اواپراتور	$\dot{Z}_{\text{Evaporator}}^{\text{IC}} = 130 \left(\frac{\dot{A}_{\text{Evaporator}}}{0.093} \right)^{0.71}$
توربین	$\text{Log}_{10}(\dot{Z}_{\text{Turbine}}^{\text{IC}}) = 2.629 + 1.4398 \log_{10}(\dot{W}_{\text{Turbine}}) - 0.1776(\log_{10}(\dot{W}_{\text{Turbine}}))^2$
کندانسور	$\dot{Z}_{\text{Condensor}}^{\text{IC}} = 1773 \text{ m}\dot{r}$
پمپ	$\dot{Z}_{\text{Pump}}^{\text{IC}} = 3450 (\dot{W}_{\text{Pump}})^{0.71}$
آبگرمکن تغذیه	$\dot{Z}_{\text{Feed-water}}^{\text{IC}} = c_{\text{fw}} \left(\frac{527.7}{397} \right)^{1.7}$ $\log_{10}(C_{\text{fw}}) = 4.20 - 0.204 \log_{10}(\dot{V}_{\text{fw}}) + 0.1245(\log_{10}(\dot{V}_{\text{fw}}))^2$

7- مراجع

- [1] F. Véllez, J. Segovia, M. Carmen Martín, G. Antolina, et al, A technical, Economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation, *Renewable and Sustainable Energy*, Vol. 16, No. 6, pp. 4175-89, 2012.
- [2] B. Tehanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis et al, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy*, Vol. 15, No. 8, pp. 3963-79, 2011.
- [3] S. Quoilin, M. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, et al, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy*, Vol. 22, pp. 168-86, 2013.
- [4] Z. Gea, J. Lia, Q. Liua, Y. Duana, et al, Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 74, pp. 35-43, 2013.
- [5] P.J. Mago, L.M. Chamra, K. Srinivasan, Ch. Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 8, pp. 998-1007, 2008.
- [6] M. Yari, Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids, *Exergy*, Vol. 6, No. 3, pp. 323-42, 2009.
- [7] M. Yari, SMS. Mahmoudi, A thermodynamic study of waste heat recovery from GTMHR using organic Rankine cycles, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 2, pp. 181-96, 2011.
- [8] H. Xi, M.J. Li, C. Xu, Y.L. He, Parametric optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm, *Energy*, Vol. 58, pp. 473-82, 2013.