

# تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد چرخه‌ی تولید توان زمین‌گرمایی ترکیبی رانکین آلی و فلش با استفاده از سیال کاری زئوتروپیک در چرخه‌ی رانکین آلی

سید فرامرز رنجبر\*  
 دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران  
 آرش نعمتی  
 دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران  
 محمدرضا کلاهی  
 دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

## چکیده

برای تحلیل و بهبود عملکرد یک چرخه تولید توان زمین‌گرمایی، بررسی ترمودینامیکی چرخه ترکیبی رانکین آلی و فلش با استفاده از سیال زئوتروپیک به عنوان سیال کاری چرخه رانکین آلی انجام شد. ترکیباتی از سه هیدروکربن (هگزان، سیکلوهگزان و ایزوهگزان) با دو مبرد (R245fa و R236ea) به عنوان سیال کاری چرخه رانکین آلی بررسی شد. تغییرات بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، توان خالص خروجی و تخریب اگزرجی به عنوان تابعی از تغییر نسبت جرمی مبرد از ۰ تا ۱ گزارش شد. نتایج نشان می‌دهد بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک در یک نسبت جرمی خاص بیشینه می‌شوند. همچنین، توان خالص تولیدی چرخه رانکین آلی با تغییر نسبت جرمی یک مقدار بهینه نشان می‌دهد. علاوه بر این، تخریب اگزرجی در اواپراتور که منبع اصلی تخریب اگزرجی در چرخه رانکین آلی است، در محدوده مقادیر متوسط نسبت جرمی مبرد کمترین مقدار را داراست. طبق نتایج به‌دست آمده سیال کاری Cyclohexane/R236ea با نسبت کسر جرمی ۰/۶ به ۰/۴ بهترین عملکرد را از دیدگاه انرژی و اگزرجی از خود نشان می‌دهد که منجر به تولید توان کل ۷/۳۱ MW در چرخه می‌گردد.

واژه‌های کلیدی: انرژی زمین‌گرمایی، چرخه‌ی فلش، چرخه رانکین آلی، سیال کاری زئوتروپیک.

## Thermodynamic Analysis and Improvement of a Flash/ORC Geothermal Plant Using Zeotropic Mixtures as Working Fluids in ORC

S. F. Ranjbar  
 A. Nemati  
 M. R. Kolahi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

## Abstract

A thermodynamic analysis of a flash/ORC geothermal plant using zeotropic mixtures as working fluid is carried out to investigate and improve the performance of the system from the viewpoint of first and second laws of thermodynamic. The mixtures of three hydrocarbons (Hexane, Cyclohexane and Isohexane) with two refrigerants (R245fa and R236ea) are investigated as the working fluid of organic Rankine cycle (ORC). Variation of first and second laws efficiencies, net output power and exergy destruction as a function of the mass fraction of refrigerants from 0 to 1 is reported. The results showed that the first and second laws efficiencies maximized at a specific value of refrigerant mass fraction. Also, the net power output of ORC shows an optimum amount by changing the refrigerant's mass fraction. Furthermore, exergy destruction in evaporator which is the main source of exergy destruction in ORC has its lowest value in the average amounts of refrigerant mass fraction. According to the results, Cyclohexane/R236ea mixture with a ratio of 0.6/0.4 represents the best performance from the viewpoint of energy and exergy which leads the system net output power production of 7.31 MW.

**Keywords:** Geothermal energy, flash cycle, Organic Rankine cycle, Zeotropic mixture.

توان مانند چرخه رانکین آلی (ORC)<sup>۱</sup> مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳]. از جمله چرخه‌هایی که در سال‌های اخیر مورد توجه ویژه‌ای قرار گرفته چرخه فلش<sup>۲</sup> است که در آن بخار از آب گرم توسط یک جداساز<sup>۳</sup> جدا شده و بخار در یک توربین بخار توان تولید می‌کند و آب گرم انرژی لازم برای تولید توان چرخه رانکین آلی را تامین می‌کند [۴].

با وجود سادگی، انعطاف پذیری و قابلیت اعتماد بالای چرخه‌های رانکین آلی، یکی از مشکلات اساسی این نوع چرخه‌ها میزان بالای تخریب اگزرجی<sup>۴</sup> می‌باشد که منبع اصلی این تخریب تبخیرکننده

## ۱- مقدمه

درخواست جهانی برای انرژی الکتریسیته همچنان در حال افزایش است به طوری که پیش‌بینی می‌شود میزان افزایش درخواست تا سال ۲۰۲۰ تا حدود ۳۳٪ و تا سال ۲۰۳۵ تا حدود ۳۵٪ افزایش یابد [۱]. علاوه بر این، نگرانی‌هایی که در مورد اثرات زیست محیطی تولید انرژی از سوخت‌هایی فسیلی وجود دارد مانند اثرات زمین‌گرمایی، تخریب لایه ازن و اثرات مخرب آلاینده‌های تولیدی، بیش از پیش محققان و صاحبان صنایع را به استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر پاک ترغیب می‌کند. انرژی زمین‌گرمایی یکی از منابع انرژی تجدید پذیر و پاک است که در سال‌های اخیر مورد توجه ویژه‌ای قرار گرفته است [۲]. به علت اینکه انرژی زمین‌گرمایی یک منبع انرژی دما پایین محسوب می‌شود برای بهره‌برداری مناسب از این نوع انرژی، چرخه‌های تولید

<sup>1</sup> Organic Rankine cycle

<sup>2</sup> Binary flash

<sup>3</sup> Separator

<sup>4</sup> Exergy destruction

گنگ و همکاران بررسی شد [۱۳]. طبق نتایج آنها برای ترکیب R600a-R601a نسبت مولی 0.9/0.1 منجر به تولید بیشترین توان با مقدار ۳۰/۹ kW می‌شود که این توان برای راهاندازی واحد آب-شیرین‌کن مورد استفاده قرار می‌گیرد. بانو و همکاران به بررسی تجربی تاثیر ترکیب مخلوط زئوتروپیک ایزوبوتان و پنتان بر روی فرآیند تغییر فاز پرداختند [۱۴]. عملکرد اقتصادی یک سیستم چرخه رانکین آلی با استفاده از مخلوط زئوتروپیک به عنوان سیال عامل توسط وو و همکاران بررسی شد. نتایج آنها مشخص کرد بهترین عملکرد سیستم زمانی قابل دستیابی است که اختلاف دمای آب خنک‌کن در چگالنده نزدیک به پرش دمایی مخلوط زئوتروپیک در کندانسور باشد [۱۵]. یک سیستم چرخه رانکین آلی تبخیر جزئی با سیال زئوتروپیک به عنوان سیال عامل توسط ژو و همکاران بررسی شد. طبق نتایج آنها تبخیر اگزرژی در تبخیرکننده و چگالنده پس از استفاده از سیالات زئوتروپیک به عنوان سیال عامل به‌طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافت [۱۶].

با مروری بر پیشینه تحقیقات انجام شده می‌توان نتیجه گرفت در مورد استفاده از سیالات زئوتروپیک در چرخه فلش دوتایی تحقیقات مناسب و درخوری انجام نگرفته است و از این نیازمند بررسی بیشتر است. بدین منظور در کار حاضر، چرخه فلش دوتایی مدل‌سازی و از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده است. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی و حل معادلات لازم از نرم افزار متلب استفاده شده است. ابتدا مدل‌سازی انجام شده اعتباردهی می‌شود و سپس بررسی پارامتریک جامع و کاملی روی چرخه انجام می‌گیرد.

## ۲- توصیف سیستم

طرحواره ای از سیستم در شکل ۱ دیده می‌شود. فشار سیال زمین‌گرایی (نقطه ۱) با عبور از شیر انبساط<sup>۱۰</sup> کاهش می‌یابد (نقطه ۲) و سپس در محفظه‌ی جداساز به دو بخش جدا می‌شود: بخار اشباع (نقطه ۳) و مایع اشباع (نقطه ۴). بخار اشباع وارد توربین بخار شده و فشارش تا فشار چگالنده کاهش می‌یابد، توربین هم با اتصال به ژنراتور برق تولید می‌کند. خروجی توربین (نقطه ۴) سپس در چگالنده، چگالیده می‌شود (نقطه ۵). مایع اشباع خروجی از محفظه‌ی جداکننده (نقطه ۶) وارد یک مبادله‌کن گرما می‌شود تا از گرمای آن برای راهاندازی یک چرخه‌ی رانکین آلی استفاده شود. در نهایت سیال زمین‌گرایی بعد از عبور از مبادله‌کن گرمایی و از دست دادن گرما (نقطه ۷) با سیال خروجی چگالنده (نقطه ۵) ترکیب شده و به زمین برگردانده می‌شوند (نقطه ۱۲).

چرخه‌ی رانکین آلی که از سیال زئوتروپیک بهره می‌برد، برای تبخیر سیال کاری خود از گرمای سیال زمین‌گرایی در مبادله‌کن گرما استفاده می‌کند. سیال زئوتروپیک که از ترکیب سه هیدروکربن (هگزان، سایکلوهگزان و ایزوهگزان) با دو مبرد R245fa و R236ea تشکیل شده است، بعد از تبخیر (نقطه ۸) وارد توربین می‌شود. توربین با انبساط و کاهش فشار جریان با اتصال به ژنراتور برق تولید می‌کند. سپس این جریان خروجی از توربین (نقطه ۹) در چگالنده، چگالیده می‌شود (نقطه ۱۰) و در نهایت توسط پمپ دوباره

چرخه است که در این قسمت از چرخه سیال کاری با دریافت انرژی تبخیر می‌شود [۵]. علت اصلی تخریب اگزرژی در تبخیرکننده اختلاف دمای بین منبع گرمای و دمای سیال کاری است که بنا به قانون دوم ترمودینامیک باعث ایجاد بازگشت‌ناپذیری و افزایش تخریب اگزرژی می‌گردد.

از جمله راهکارهای کاهش این اختلاف دما که منجر به کاهش تخریب اگزرژی و بهبود عملکرد سیستم می‌گردد استفاده از سیالات کاری زئوتروپیک<sup>۵</sup> به جای سیالات کاری متداول است. سیالات زئوتروپیک مخلوطی شیمیایی از سیالات خالص<sup>۶</sup> مختلف می‌باشند که با توجه به نوع و میزان سیالات ترکیب شده خواص ترمودینامیکی مختلفی پیدا می‌کنند. از مهمترین خواص این نوع سیالات پرش دمایی<sup>۷</sup> مابین مایع اشباع و بخار اشباع در یک فشار معین می‌باشد که منجر به کاهش اختلاف دما بین منبع گرمایی و سیال کاری می‌گردد. برای سیالات کاری خالص این اختلاف دما مساوی صفر می‌باشد [۶]. تحقیقات متعددی در سال‌های اخیر در مورد استفاده از سیالات زئوتروپیک در چرخه‌های رانکین آلی انجام گرفته است. رادولویچ و همکاران به بررسی ۶ ترکیب مختلف زئوتروپیک برای استفاده به عنوان سیال کاری یک چرخه رانکین آلی ساده با منبع انرژی زمین گرمایی پرداختند. طبق نتایج آنها بالاترین بازده قانون دوم ترمودینامیک برای ترکیب سیالات R124 و R143a با نسبت ۰/۷ به ۰/۳ و برابر با ۴۷٪ بدست آمد [۷]. لیو و همکاران ترکیب R600a-R601a را با نسبت های مولی مختلف به عنوان سیال کاری یک چرخه رانکین آلی مورد بررسی قرار دادند. طبق نتایج بدست آمده، استفاده از این مخلوط زئوتروپیک به جای سیال کاری خالص R600a می‌تواند توان تولیدی چرخه را تا حدود ۱۱٪ در دمای آب زمین گرمایی 110°C بهبود دهد [۸]. لاکومپته و همکاران به مطالعه یک چرخه رانکین آلی زیر بحرانی<sup>۸</sup> با سیال کاری زئوتروپیک پرداختند. نتایج نشان داد که استفاده از سیال کاری زئوتروپیک به جای سیال کاری خالص می‌تواند بازده اگزرژی سیستم را تا حدود ۱۴/۲-۷/۱ درصد افزایش دهد [۹]. استفاده از سیال کاری زئوتروپیک در یک چرخه رانکین آلی برای بازیابی گرمای اتلافی یک موتور دیزلی بزرگ توسط کلاهی و همکاران انجام گرفت. آنها به این نتیجه رسیدند که ترکیب سیالات سایکلوهگزان و R236ea با نسبت ۰/۴ به ۰/۶ بهترین عملکرد را از خود نشان داده و بازده انرژی و اگزرژی آن به ترتیب ۱۴/۵۷٪ و ۳۷/۸۴٪ است [۱۰]. تاثیر ۱۰ گروه مختلف از سیالات کاری زئوتروپیک بر عملکرد یک چرخه رانکین آلی توسط کانتق و همکاران انجام گرفت [۱۱] و مخلوط R245fa-R600a با نسبت ۰/۹-۰/۱ به عنوان بهترین سیال کاری از بین سیالات پیشنهادی انتخاب شد. دتهیات و همکاران [۱۲]، نحوه عملکرد یک چرخه رانکین آلی دما پایین با سیالات زئوتروپیک به عنوان سیال عامل بررسی کردند. آنها توانستند با تعریف یک پارامتر بدون بعد به نام عدد شایستگی مدلی برای پیش‌بینی بازده انرژی سیستم ارائه دهند. عملکرد یک چرخه رانکین آلی با سیال کاری زئوتروپیک برای راهاندازی یک سیستم آب‌شیرین‌کن اسمزی<sup>۹</sup> توسط

<sup>5</sup> Zeotropic

<sup>6</sup> Pure fluids

<sup>7</sup> Temperature glide

<sup>8</sup>subcritical

<sup>9</sup>Osmosis desalination

<sup>10</sup> flash chamber

در اینجا  $\dot{m}$  دبی جرمی،  $\dot{Q}$  آهنگ گرمای منتقل شده،  $W$  توان،  $h$  آنتالپی،  $S$  آنترپی،  $\dot{E}$  انرژی،  $I$  نرخ تخریب انرژی و  $\dot{E}_Q$  انرژی خالص منتقل شده توسط انتقال گرما در دمای  $T$  است. روابط قانون اول و دوم ترمودینامیک و قانون بقای جرم برای هر جزء سیستم در جدول ۲ به تفصیل آورده شده است.

بازده قانون اول و دوم برای سیستم مورد بحث به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}} \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\Delta \dot{E}} \quad (7)$$

که در چرخه‌ی رانکین آلی:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{CT} - \dot{W}_P \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 \quad (9)$$

$$\Delta \dot{E} = \dot{m}_6 e_6 - \dot{m}_7 e_7 \quad (10)$$

و برای کل سیستم:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ST} + \dot{W}_{CT} - \dot{W}_P \quad (11)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{15} h_{15} \quad (12)$$

$$\Delta \dot{E} = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_{15} e_{15} \quad (13)$$

لازم به ذکر است که خواص ترمودینامیکی سیالات ژئوتروپیک توسط نرم‌افزار Refprop برای غلظت‌های مختلف سیال خالص درون مخلوط بدست آمده است.

به مبادله‌کن گرما فرستاده می‌شود (نقطه‌ی ۱۱). شکل ۲ نمودار T-S چرخه‌ی رانکین آلی با سیال کاری ژئوتروپیک را نشان می‌دهد. فرضیات در نظر گرفته شده در این مقاله عبارت‌اند از:

- کل سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
  - از افت فشار در لوله‌های رابط، انرژی‌های پتانسیل و جنبشی و اتلاف گرمایی در سیستم صرف نظر شده است.
  - خواص ترموفیزیکی سیال زمین‌گرمایی مانند خواص ترموفیزیکی آب خالص در نظر گرفته شده است.
  - فشار و دمای حالت مرده برابر با فشار و دمای محیط (۱ atm و ۲۵°C) در نظر گرفته شده است.
- بقیه‌ی فرضیات و معلومات سیستم در جدول ۱ آمده است.

### ۳- تحلیل ترمودینامیکی

با توجه به قانون اول و دوم ترمودینامیک و قانون بقای جرم، می‌توان نوشت:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

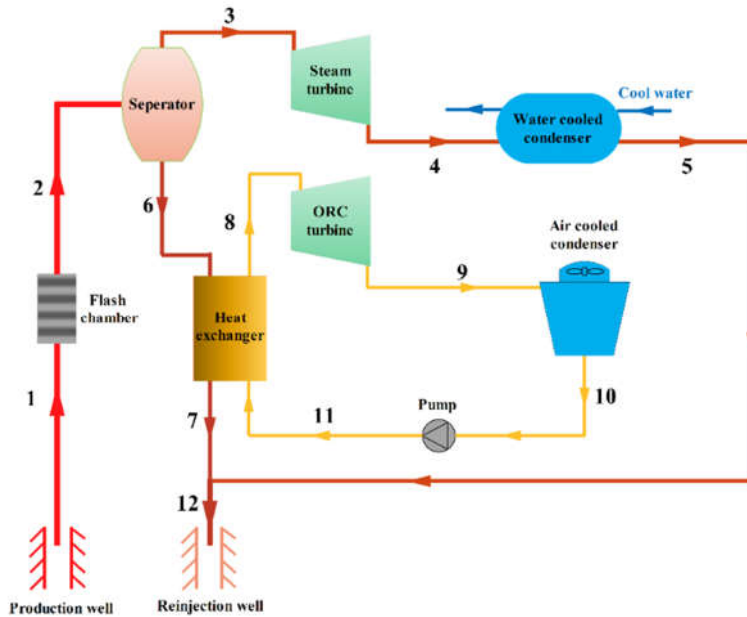
$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

$$\dot{i} = \dot{E}_Q + \dot{W} + \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \quad (3)$$

که در این روابط:

$$\dot{E}_Q = \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (4)$$

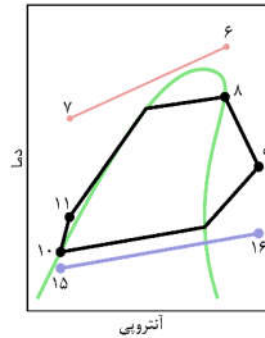
$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (5)$$



شکل ۱- نمایی طرحواره ای از کل سیستم

#### ۴- نتایج

برای اعتبارسنجی نتایج به دست آمده در مورد چرخه‌ی زمین‌گرمایی، از کار بیلماز و همکاران [۱۷] استفاده می‌شود. در مورد چرخه‌ی رانکین آلی هم از کار شو و همکاران [۱۸] برای اعتبارسنجی استفاده می‌شود که این اعتبارسنجی برای سیال ترکیب Cyclohexane/R123 با نسبت جرمی اجزای ۰/۳ - ۰/۷ است. در جدول ۳ مقایسه‌ای از کار حاضر و مرجع [۱۷] و در جدول ۴ مقایسه‌ای از کار حاضر و مرجع [۱۸] ارائه شده است. همان طور که مشخص است اختلاف بین نتایج دو مقاله بسیار ناچیز است و این اختلافات ناچیز ناشی از متفاوت بودن نرم‌افزارهای مورد استفاده در محاسبات است.



شکل ۲- نمودار T-s چرخه‌ی رانکین آلی زئوتروپیک

جدول ۱- برخی از فرضیات و معلومات مورد استفاده در تحلیل سیستم

۱۰۰ kg/s	دبی جرمی سیال زمین‌گرمایی
۲۰۰ °C	دمای سیال زمین‌گرمایی
۶۰	نسبت فشار در توربین بخار
۰/۸۵	بازده آیزنتروپیک توربین‌ها
۰/۸۵	بازده آیزنتروپیک پمپ
۲۵ °C	دمای آب خنک‌کن ورودی چگالنده
۱۵۰ kPa	فشار آب خنک‌کن ورودی چگالنده
۱۵ °C	اختلاف دمای پینچ در اواپراتور
۱۰ °C	اختلاف دمای پینچ در چگالنده
۱۰۰ °C	دمای حباب در اواپراتور
۷۵ °C	دمای نقطه‌ی شبنم در چگالنده

جدول ۲- روابط قانون اول و دوم ترمودینامیک و قانون بقای جرم برای هر جز سیستم

اجزا	بقای جرم	موازنه‌ی انرژی	موازنه‌ی انرژی آگرژی
شیر انبساط	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$h_1 = h_2$	$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_{DV}$
جداکننده	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6$	$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6$	$\dot{E}_2 = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{D_{Sep}}$
توربین بخار	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{ST}$	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{W}_{ST} + \dot{E}_{D_{ST}}$
چگالنده‌ی ۱	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{14} h_{14}$	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{13} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{D_{C1}}$
مبادله‌کن گرمایی	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \cdot \dot{m}_{11} = \dot{m}_8$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_7 h_7$	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{11} = \dot{E}_8 + \dot{E}_7 + \dot{E}_{D_{HE}}$
توربین چرخه	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_{CT}$	$\dot{E}_8 = \dot{E}_9 + \dot{W}_{CT} + \dot{E}_{D_{CT}}$
چگالنده‌ی ۲	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{16} h_{16}$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{15} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{D_{C2}}$
پمپ	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{W}_P = \dot{m}_{11} h_{11}$	$\dot{E}_{10} + \dot{W}_P = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{D_P}$

جدول ۳- نتایج اعتباردهی به کار حاضر از روی کار بیلماز و همکاران [۱۷]

نقطه	سیال	نتایج	دبی جرمی (kg/s)	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)
۲	زمین‌گرمایی	نتایج [۱۷]	۱۰۰	۱۵۸/۸	۶۰۰	۸۵۲/۳	۲/۳۵۲
		نتایج حاضر	۱۰۰	۱۵۸/۸۳	۶۰۰	۸۵۲/۲۷	۲/۳۵۱۹
۵	زمین‌گرمایی	نتایج [۱۷]	۸/۷۲	۴۵/۸	۱۰	۱۹۱/۸	۰/۶۴۹۲
		نتایج حاضر	۸/۷۲	۴۵/۸۱	۱۰	۱۹۱/۸۱	۰/۶۴۹۲
۸	سیال آلی	نتایج [۱۷]	۶۰/۷۹	۱۴۸/۸	۲۱۰۰	۸۰۲/۷	۲/۶۸۹
		نتایج حاضر	۶۰/۷۵	۱۴۸/۸۳	۲۱۰۰	۸۰۱/۸۶	۲/۶۸۶
۱۱	سیال آلی	نتایج [۱۷]	۶۰/۷۹	۳۰/۷	۲۱۰۰	۲۷۴/۵	۱/۲۴۶
		نتایج حاضر	۶۰/۷۵	۳۰/۷۱	۲۱۰۰	۲۷۳/۸۸	۱/۲۴۴۲

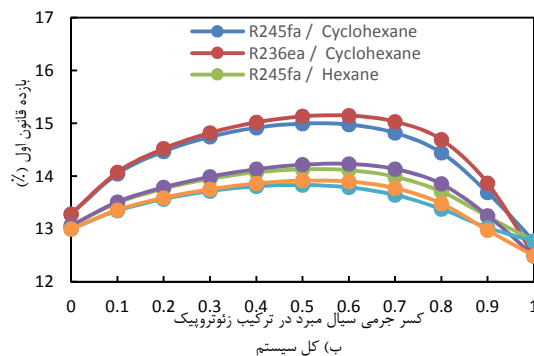
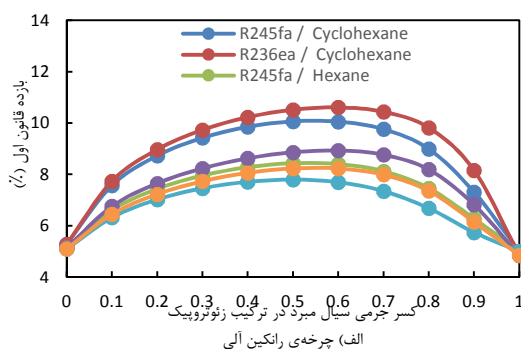
جدول ۴- نتایج اعتباردهی به کار حاضر از روی کار شو و همکاران [۱۸]

پارامتر	نماد	مرجع [۱۸]	کار حاضر	اختلاف (%)
گرمای ورودی	$\dot{Q}$	۱۲۴/۹۶	۱۲۴/۸۴	۰/۱۰
بازده قانون اول	$\eta_I$	۱۳/۷۳	۱۳/۶۹	۰/۲۹
بازده قانون دوم	$\eta_{II}$	۳۲/۱۲	۳۲/۰۲	۰/۳۱

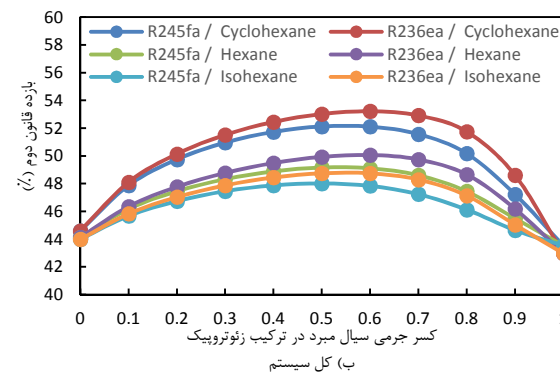
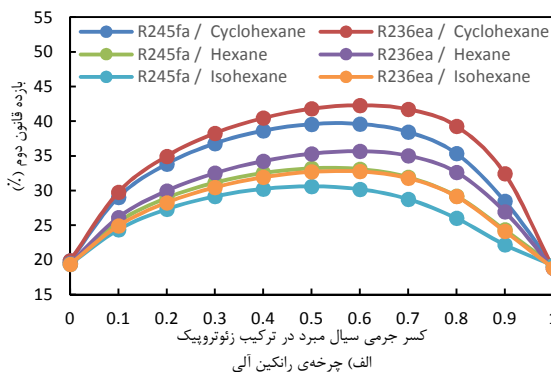
و هم این که ما بین پروفیل‌های دمایی سیال کاری و سیال موجود در منابع گرمایی (تبخیرکننده و چگالنده) تطابق بهتری رخ می‌دهد. از آنجایی که بهترین تطابق دما در تبخیرکننده و چگالنده در کسرهای جرمی متوسط رخ می‌دهد کمترین تخریب اگزوزی نیز در این محدوده بوده و سیستم بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهد. همه‌ی این عوامل باعث بروز رفتار صعودی-نزولی نمودارها می‌شود. مطابق شکل ۳ بیشترین مقدار بازده قانون اول مربوط به سیال کاری Cyclohexane/R236ea با کسر جرمی ۰/۶ برای مبرد است که برابر است با ۱۵/۱۵٪ برای کل سیستم و ۱۰/۶٪ برای چرخه‌ی رانکین آلی.

تغییرات بازده قانون دوم برای کل سیستم و چرخه‌ی رانکین آلی با تغییر کسر جرمی مبردها در شکل ۴ ارائه شده است. در این نمودارها هم به همان دلایل ذکر شده برای قانون اول ترمودینامیک، با افزایش کسر جرمی مبردها، بازده قانون دوم، ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد و بیشترین مقادیر بازده قانون دوم در کل سیستم و چرخه‌ی رانکین آلی عبارتند از ۵۳/۲۱٪ و ۴۲/۳۰٪ که برای سیال کاری Cyclohexane/R236ea با کسر جرمی ۰/۶ برای مبرد به دست می‌آید.

شکل‌های ۳ تا ۶ نشان دهنده‌ی نتایج به دست آمده هستند. در این نمودارها پارامترهای مورد نظر، بر اساس تغییرات کسر جرمی سیال زئوتروپیک ارائه شده‌اند. شکل ۳ تغییرات بازده قانون اول کل سیستم و چرخه‌ی رانکین آلی را با تغییر کسر جرمی مبرد نشان می‌دهد. همان طور که از روی نمودارها قابل مشاهده است با افزایش کسر جرمی مبردها (یعنی R245fa و R236ea) در ترکیب زئوتروپیک، بازده قانون اول، ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. دلیل این رفتار را باید در رفتار دمایی سیالات زئوتروپیک در حالت دو فازی جستجو کرد؛ تغییر فاز سیالات زئوتروپیک در فشار ثابت بصورت دما ثابت نیست و یک پرش دمایی طی این تغییر فاز رخ می‌دهد (شکل ۲). مقدار این پرش دمایی که بیانگر اختلاف دمای بخار اشباع و مایع اشباع در یک فشار مشخص است با افزایش کسر جرمی مبرد در ترکیب، ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. به همین دلیل است که با افزایش (یا کاهش) گرما در حالت دو فازی تغییر فاز هر دو سیال موجود در ترکیب همزمان رخ نمی‌دهد [۱۰]. با وجود این رفتار دمایی، هم دمای تبخیر میانگین چرخه رانکین آلی در مبادله کن گرما که تبخیرکننده این چرخه محسوب می‌گردد (نقطه ۱۱ تا ۸) بالاتر می‌رود، هم دمای چگالش میانگین چرخه رانکین آلی در چگالنده (نقطه ۹ تا ۱۰) پایین‌تر می‌آید



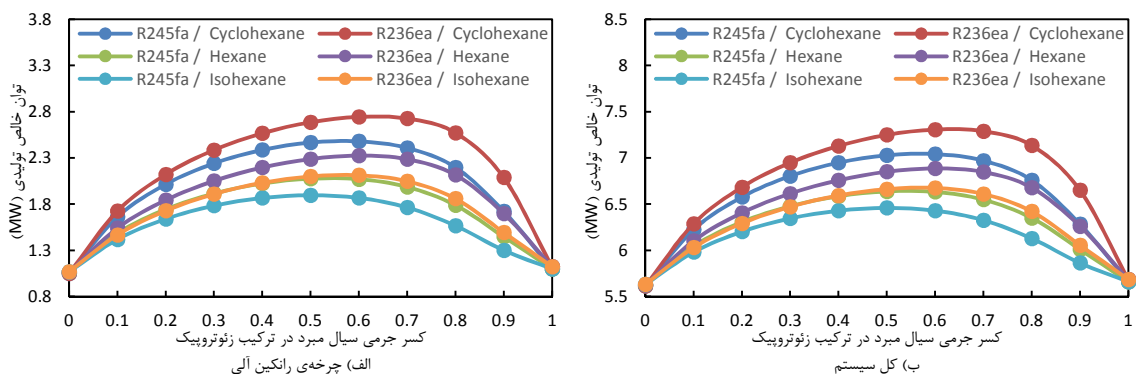
شکل ۳- بازده قانون اول کل سیستم و چرخه‌ی رانکین آلی نسبت به کسر جرمی مبردها در ترکیب زئوتروپیک



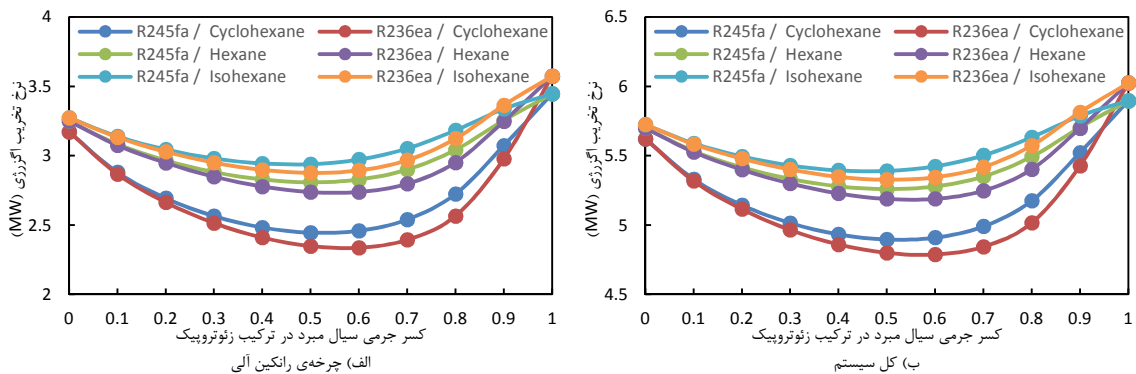
شکل ۴- بازده قانون دوم کل سیستم و چرخه‌ی رانکین آلی نسبت به کسر جرمی مبردها در ترکیب زئوتروپیک

نرخ تخریب آگزروی برای کل سیستم و برای چرخه رانکین آلی در نمودارهای شکل ۶ ارائه شده است. همان طور که در بخش مقدمه نیز ذکر شد از مهم ترین مزیت های سیالات زئوتروپیک کاهش اختلاف دما بین منبع گرمایی و سیال کاری در تبخیرکننده که بزرگترین تولیدکننده آنتروپی در چرخه رانکین آلی است می باشد. بیشترین تطابق دمایی بین منبع گرمایی و سیال کاری در کسرهای جرمی متوسط یعنی از حدود ۰/۴ تا ۰/۶ رخ می دهد که منجر به کاهش تخریب آگزروی مطابق شکل در این محدوده می گردد. کمترین مقادیر تخریب آگزروی که برای سیال کاری Cyclohexane/R236ea با کسر جرمی ۰/۶ برای مبرد رخ می دهد در چرخه رانکین آلی برابر (MW) ۲/۳۴ و در کل سیستم (MW) ۴/۷۹ است.

شکل ۵ نشان دهنده توان خالص تولیدی برای کل سیستم و برای چرخه رانکین آلی است. همان طور که از روی نمودارها مشخص است مقدار توان تولیدی رفتار صعودی-نزولی خود را با افزایش کسر جرمی مبردها، حفظ کرده است. نکته ی مهم، افزایش توان خالص تولیدی کل (به عنوان مثال از حدود (MW) ۶/۵ تا حدود (MW) ۷ برای سیال زئوتروپیک Cyclohexane/R245fa است) که این نشان دهنده افزایش قابل توجه تولید توان در سیال زئوتروپیک نسبت به سیال خالص (با کسر جرمی ۰ یا ۱) است. از روی نمودارها بیشترین مقادیر توان خالص تولیدی برای سیال کاری Cyclohexane/R236ea با کسر جرمی ۰/۶ برای مبرد است که برای چرخه رانکین آلی (MW) ۲/۷۴ و برای کل سیستم برابر با (MW) ۷/۳۱ است.



شکل ۵- توان خالص تولیدی کل سیستم و چرخه رانکین آلی نسبت به کسر جرمی مبردها در ترکیب زئوتروپیک



شکل ۶- نرخ تخریب آگزروی در کل سیستم و چرخه رانکین آلی نسبت به کسر جرمی مبردها در ترکیب زئوتروپیک

جدول ۵- خواص ترمودینامیکی، دبی جرمی و نرخ آگزروی نقاط سیستم برای (Cyclohexane 0.4 / R236ea 0.6)

نقطه	سیال	دبی جرمی (kg/s)	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	آگزروی (kJ/kg)
1	زمین گرمایی	100	200	1555	852.27	2.3305	161.98
2	زمین گرمایی	100	158.83	600	852.27	2.3519	155.61
3	زمین گرمایی	8.72	158.83	600	2756.14	6.7592	745.43
4	زمین گرمایی	8.72	45.81	10	2232.97	7.0487	135.96
5	زمین گرمایی	8.72	45.81	10	191.81	0.6492	2.81
6	زمین گرمایی	91.28	158.83	600	670.38	1.9308	99.26
7	زمین گرمایی	91.28	92.26	600	386.94	1.2185	28.19

8	سیال آلی	70.88	144.36	902.12	472.81	1.5771	76.98
9	سیال آلی	70.88	103.65	152.46	433.26	1.5958	31.87
10	سیال آلی	70.88	30.30	152.46	106.95	0.6054	0.85
11	سیال آلی	70.88	30.61	902.13	107.79	0.6058	1.56
12	زمین گرمایی	100	88.21	65.53	369.92	1.1732	24.68

دهد. با توجه به اینکه تغییر کسر جرمی سیال زئوتروپیک تأثیری روی توان تولیدی توربین بخار ندارد، فقط توان تولیدی چرخه رانکین آلی تغییر می‌یابد که با توجه به نتایج به دست آمده بیشترین مقدار بهبود توان چرخه رانکین آلی برای سیال کاری Cyclohexane/R236ea و در حدود 1/9 MW می‌باشد.

• همان‌طور که گفته شد یکی از مهم‌ترین مزیت‌های سیالات زئوتروپیک کاهش تخریب اگزورژی در تبخیرکننده چرخه رانکین آلی در اثر کاهش اختلاف دما بین منبع حرارتی و سیال کاری می‌باشد. با توجه به نتایج به دست آمده بیشترین کاهش تخریب اگزورژی در نسبت‌های جرمی متوسط که بیشترین تطابق دمایی بین منبع حرارتی و سیال کاری وجود دارد رخ می‌دهد. بهترین سیال کاری Cyclohexane/R236ea با نسبت کسر جرمی 0/6 به 0/4 می‌باشد.

#### ۷- نمادها

$\dot{m}$	دبی جرمی
$\dot{Q}$	گرمای منتقل شده
$\dot{W}$	توان
$h$	آنتالپی
$\dot{I}$	نرخ تخریب اگزورژی
$\dot{E}$	اگزورژی
$s$	آنتروپی
$\eta_I$	بازده قانون اول
$\eta_{II}$	بازده قانون دوم
$in$	ورودی
$out$	خروجی
$net$	خالص
$ST$	توربین بخار
$CT$	توربین چرخه‌ی رانکین آلی
$P$	پمپ

با توجه به نتایج به دست آمده، سیال کاری زئوتروپیک (Cyclohexane 0.4 / R236ea 0.6) بهترین عملکرد را در بین سیالات مطرح شده دارد. در جدول ۵، خواص ترمودینامیکی تمامی نقاط سیستم به همراه دبی جرمی و نرخ اگزورژی جریانی آن نقاط برای این سیال کاری زئوتروپیک ارائه شده است.

#### ۵- نتیجه‌گیری کلی

در مقاله حاضر مدل‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی تولید چرخه زمین گرمایی فلش دوتایی با استفاده از سیال زئوتروپیک به عنوان سیال کاری چرخه رانکین، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک انجام شد. ۶ مخلوط زئوتروپیک مورد بررسی از ترکیب سه هیدروکربن (هگزان، سایکلوهگزان و ایزوهگزان) با دو میرد (R236ea و R245fa) به دست آمدند. ابتدا نتایج مدل برای سیال خالص با کارهای قبلی مقایسه شد. سپس پارامترهای مهم چرخه از جمله بازده قانون اول ترمودینامیک، بازده قانون دوم ترمودینامیک، توان خالص تولیدی و میزان تخریب اگزورژی با تغییر کسر جرمی میرد برای سیالات زئوتروپیک مورد بررسی برای کل چرخه و چرخه رانکین آلی به دست آمده و با هم مقایسه شدند. مهم‌ترین نتایج به دست آمده از چرخه حاضر را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

• با تغییر کسر جرمی میرد از 0 تا 1، مقدار بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک در مقادیر متوسط کسر جرمی بهینه می‌شود. بهترین مقادیر به دست آمده برای سیال کاری Cyclohexane/R236ea با نسبت کسر جرمی 0/6 به 0/4 بود که مقدار بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای کل سیستم به ترتیب 15/15٪ و 53/21٪ حاصل می‌گردد.

• با توجه به ثابت بودن دما و دبی آب گرم تغذیه زمین گرمایی، افزایش و کاهش بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک در اثر افزایش و کاهش توان خالص خروجی رخ می‌دهند. در نتیجه توان خالص خروجی رفتاری مشابه بازده‌های ترمودینامیک از خود نشان می‌دهد.

#### ۶- منابع

[6] Sadeghi M, Nemati A, Ghavimi A, Yari M. Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of various ORC (organic Rankine cycle) configurations using zeotropic mixtures. Energy, accepted manuscript, 2016.  
 [7] RadulovicJovana, and Nadia I. Beleno Castaneda, On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source, Energy Conversion and Management 88, pp. 365-371, 2014.  
 [8] Liu, Bo-Tau, Kuo-Hsiang Chien, and Chi-Chuan Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, Energy 29.8, pp. 1207-1217, 2004.  
 [9] Lecompte, Steven, et al. Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles, Energy Conversion and Management 85, pp. 727-739, 2014.  
 [10] Kolahi M, Yari M, Mahmoudi SM, Mohammadkhani F. Thermodynamic and economic performance improvement of ORCs through using zeotropic mixtures: Case of waste heat

[1] U.S. Energy Information Administration, International energy outlook 2011, Washington, DC; 2011.  
 [2] Lund J, Freeston D, Boyd T. World wide direct uses of geothermal energy 2005. In: Proceedings of world geothermal congress, Antalya, Turkey; April 24-29, pp. 1-202005.  
 [3] Shokati N, Ranjbar F, Yari M. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. Renewable Energy, 30;83:pp. 527-42, 2015.  
 [4] Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. Renewable Energy. 31;35(1), pp.112-21,2010  
 [5] Venkatarathnam G., GirishMokashi, and Srinivasa MurthyS. Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures, International Journal of Refrigeration 19.6, pp.361-368, 1996.

- recovery in an offshore platform. Case Studies in Thermal Engineering. pp. 30;8:51-70, 2016.
- [11] Kang, Zhenhua, et al. Parametric optimization and performance analysis of zeotropic mixtures for an organic Rankine cycle driven by low-medium temperature geothermal fluids, Applied Thermal Engineering 89 pp323-331, 2015.
- [12] Deethayat T, Asanakham A, Kiatsiriroat T. Performance analysis of low temperature organic Rankine cycle with zeotropic refrigerant by Figure of Merit (FOM). Energy. pp. 1;96:96-102, 2016.
- [13] Geng D, Du Y, Yang R. Performance analysis of an organic Rankine cycle for a reverse osmosis desalination system using zeotropic mixtures. Desalination. Mar 1;381, pp. 38-46, 2016.
- [14] Bao J, Zhao L. Experimental research on the influence of system parameters on the composition shift for zeotropic mixture (isobutane/pentane) in a system occurring phase change. Energy Conversion and Management. 1, pp. 113:1-5, 2016.
- [15] Wu Y, Zhu Y, Yu L. Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for Organic Rankine Cycles. Applied Thermal Engineering. 5;96, pp. 57-63, 2016.
- [16] Zhou Y, Zhang F, Yu L. Performance analysis of the partial evaporating organic Rankine cycle (PEORC) using zeotropic mixtures. Energy Conversion and Management. Dec 1;129: pp. 89-99, 2016.
- [17] Yilmaz, Ceyhun, Mehmet Kanoglu, and AysegulAbusoglu. Exergetic cost evaluation of hydrogen production powered by combined flash-binary geothermal power plant, International Journal of Hydrogen Energy 40.40:pp 14021-14030, 2015.
- [18] Shu GQ, Gao Y, Tian H, Wei HQ, Liang XY. Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine Cycle) for engine waste heat recovery. Energy;74: pp.428-38, 2014.