

## تحلیل انرژی و انرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز و چرخه رانکین آلی

نیر رزم آرا<sup>۱\*</sup>، فرشته رزم آرا<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> استادیار، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران

n.razmara@azaruniv.ac.ir

<sup>۲</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

f.razmara69@gmail.com

**چکیده:** این مقاله به تحلیل انرژی پیشرفته نیروگاه تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی می پردازد. بدین منظور چرخه رانکین آلی با یک مبدل حرارتی داخلی و سیال عامل  $R123$  در نظر گرفته شده است. این چرخه از طریق یک بازیاب حرارتی به چرخه توربین گاز متصل می شود. با مقایسه نتایج مربوط به سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز با سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی، مقدار توان خالص از  $30\text{ MW}$  به  $30/73\text{ MW}$  افزایش یافته است. همچنین بیشترین نابودی انرژی درونزا در سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی به ترتیب در محفظه احتراق، بازیاب حرارتی و توربین گاز رخ می دهد. در تحلیل انرژی معمولی، بعد از محفظه احتراق بیشترین اهمیت مربوط به بهبود عملکرد مبدل بخار بازیاب حرارت است، درحالی که در تحلیل انرژی پیشرفته، پیش گرمکن هوا در درجه دوم اهمیت پس از محفظه احتراق است.

**واژه های کلیدی:** سیستم تولید همزمان، چرخه توربین گاز، چرخه رانکین آلی، تحلیل انرژی پیشرفته.

## ۱. مقدمه

احتراق توربین گاز و بازگرمایش ارائه کرده‌اند [۷]. نتایج نشان می‌دهد که با بازگرمایش سیستم‌ها، توان خروجی الکتریکی، تولیدگرمای فرایند، بهره‌برداری از سوخت و بازده قانون دوم بهبود می‌یابند. هینلز در سال ۲۰۰۸ تحقیقاتی روی نیروگاه‌های ترکیبی تولید حرارت و توان<sup>۳</sup> در انگلستان انجام داده‌اند [۸]. نتیجه این کار تحقیقاتی نشان می‌دهد که تولید همزمان حرارت و الکتریسیته، پتانسیل بسیار عظیمی در ذخیره‌سازی انرژی، کاهش هزینه‌ها و آلودگی دارد.

و ننگ و همکاران در سال ۲۰۰۹ سیستم‌های تولید همزمان متفاوتی را بررسی کرده‌اند که در صنعت سیمان استفاده می‌شوند [۹]. چرخه بخار تک‌فشاری و چرخه بخار دوفشاری و چرخه رانکین و چرخه کالینا<sup>۴</sup> برای تولید همزمان استفاده شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که تلفات انرژی در توربین، کندانسور و ژنراتور بخار با بازیاب حرارت، نسبتاً بالاست و کاهش تلفات انرژی این اجزا سبب بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان می‌شود. دای و همکاران در سال ۲۰۰۹، چرخه‌های رانکین آلی برای حرارت بازیافتی دما پایین با سیالات عامل مختلف را بررسی کردند [۱۰]. نتایج نشان می‌دهد برای تبدیل حرارت دما پایین به کار مفید چرخه‌های با سیال عامل آلی بسیار بهتر از آب است. یاری در سال ۲۰۱۰، چهار نوع چرخه رانکین آلی را در نیروگاه زمین گرمایی بررسی کرد [۱۱]. در این مطالعه، برای انتخاب بهترین چرخه، چرخه رانکین آلی ساده، چرخه رانکین آلی با مبدل داخلی، چرخه رانکین آلی با بازیاب و چرخه رانکین آلی با مبدل داخلی و بازیاب مقایسه شدند. بیشترین بازده قانون اول مربوط به چرخه رانکین آلی با مبدل داخلی و سیال R۱۲۳ با مقدار ۷/۶۵٪ محاسبه شد.

هدف از کار حاضر، تحلیل پیشرفته ترمودینامیکی یک چرخه ترکیبی بر اساس مدل فیزیکی سیستم تولید همزمان CGAM<sup>۵</sup> و چرخه رانکین آلی بر اساس مفاهیم جدید در تحلیل انرژی است.

در طول سال‌های اخیر، محققان به این نتیجه رسیده‌اند که تئوری قانون اول اغلب درک روشنی از پارامترهای کارکردی یک سیستم تبدیل انرژی را ارائه نمی‌دهد. بنابراین بایستی قانون دوم ترمودینامیک با قانون اول کوپل شود تا بتوان درک روشنی از کارکرد این سیستم‌ها به دست آورد. تحلیل قانون دوم ترمودینامیک قادر است بازگشت‌ناپذیری‌های مختلف را شناسایی کند. انحراف سیستم واقعی از حالت ایدئال (از دیدگاه انرژی) به‌واسطه نابودی انرژی است. در مفهوم نابودی انرژی، بازگشت‌ناپذیری‌ها معادل با جایگزینی یک جزء ایدئال سیستم با جزء واقعی است. تحلیل انرژی پیشرفته<sup>۵</sup> روش نوینی در تحلیل انرژی می‌باشد که در کنار تحلیل انرژی معمولی روشی است برای رسیدن به

جوامع مدرن به‌طور بحرانی وابسته به انرژی هستند و رشد اقتصادی پیوسته نیازمند افزایش بیشتر در مصرف انرژی و تقاضای انرژی. با توجه به گزارش‌های رسمی در زمینه تولید و مصرف انرژی اولیه جهانی، نرخ رشد انرژی قرن بیستم تا ۲۰۵۰ بدون کاهش ادامه خواهد داشت. در حال حاضر مصرف انرژی جهانی تقریباً  $50 \cdot EJ$  ( $1EJ=10^{18} J$ ) است و احتمالاً تا سال ۲۰۵۰ دو برابر شود [۱]. اقتصاد جهان به‌شدت به سوخت‌های فسیلی وابسته است؛ به‌طوری که ۸۱/۴٪ از کل مصرف انرژی اولیه را شامل می‌شود و انرژی‌های نو و انرژی هسته‌ای به ترتیب ۱۲/۷٪ و ۵/۹٪ را در بر می‌گیرند [۲]. تخریب چشمگیر محیط‌زیست با استفاده شدید از سوخت‌های فسیلی به حد بحرانی خود رسیده است [۳]. علاوه بر این منابع سوخت فسیلی محدود است و کاهش منابع طبیعی آینده، افزایش قابل ملاحظه‌ای در قیمت انرژی و شوک‌های نامطلوب در اقتصاد جهانی را به همراه خواهد داشت. این نگرانی ناشی از کاهش منابع سوخت‌های فسیلی در آینده و تخریب محیط‌زیست، دولت‌ها و صنایع و محققان را به تحقیق و توسعه در زمینه تکنولوژی بازیافت انرژی از دما پایین با تأکید بر تکنولوژی چرخه رانکین آلی وادار می‌سازد. فعالیت‌های زیاد در این زمینه در طول ۱۰ سال گذشته، گواهی بر این موضوع است. سیستم تولید همزمان به سیستم‌هایی اطلاق می‌شود که برای تولید انرژی حرارتی و الکتریسیته به کار می‌رود. این سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با تولید جداگانه انرژی‌های حرارتی و الکتریکی، موجب کاهش مصرف انرژی اولیه برای تولید حرارت و الکتریسیته می‌شوند. در ادامه، تحقیقات پیشین در زمینه تولید همزمان و تکنولوژی چرخه رانکین آلی بیان می‌شود.

والرو و همکاران در سال ۱۹۹۴ سیستم تولید همزمان با نام CGAM<sup>۲</sup> را معرفی کردند و مدل فیزیکی را شرح دادند و به تحلیل ترمودینامیکی و اکونومیک آن پرداختند [۴]. دووک و همکاران در سال ۱۹۹۶ عملکرد یک سیستم تولید همزمان با توربین گاز ۱۰۰۰ kW را در شرایط بار کامل و جزئی مورد بررسی قرار دادند [۵]. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی، توان خالص بسیار سریع‌تر از بازده گرمایی کاهش می‌یابد و این روند کاملاً مطابق با نتایج تجربی است. هاولسکی در سال ۱۹۹۹ سیستم‌های تولید همزمان حرارت و الکتریسیته و سرما را بررسی کرده است [۶]. با توجه به نتایج می‌توان ادعا کرد که سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با تولید جداگانه حرارت و الکتریسیته، قدرت ذخیره‌سازی بیش از ۴۰٪ انرژی اولیه را دارد. خالقی و کوشیک در سال ۲۰۰۴ روش ترمودینامیکی را برای محاسبات عملکردی سیستم‌های تولید همزمان با

3. Combined Heating and Power  
4. Kalina  
5. Advanced Exergy Analysis

1. Exajoule  
2. A Predefined Cogeneration System

تولید الکتریسیته ادغام می‌کند، مطالعه کردند [۱۷]. این تحلیل نشان داد که نابودی آگزرژی درون‌زا تمامی اجزای سیستم گاز طبیعی مایع و زیرسیستم  $N_2$  بیشتر از نابودی آگزرژی برون‌زای آن‌هاست. پتراکوپولو و همکاران در سال ۲۰۱۲، تحلیل آگزرژی پیشرفته یک چرخه ترکیبی را بررسی کردند. تحلیل آگزرژی پیشرفته اولویت بهبود عملکرد را برای اجزای محفظه احتراق، توربین و کمپرسور مشخص کرد [۱۸]؛ زیرا میزان نابودی آگزرژی اجتناب‌پذیر در این اجزا زیاد بود. ونگ و همکاران در سال ۲۰۱۲، تحلیل آگزرژی پیشرفته نیروگاه فرابحرانی با سوخت زغال‌سنگ<sup>۷</sup> را بررسی کردند [۱۹]. نتایج نشان داد که نسبت نابودی آگزرژی برون‌زا از جزء به جزء دیگر تا حد زیادی فرق می‌کند، اما در کل، تقریباً ۹۰٪ نابودی آگزرژی کل در توربین‌ها از بخش درون‌زا ناشی می‌شود. هپاشلی و کچباش در سال ۲۰۱۳، تحلیل آگزرژی معمولی و آگزرژی پیشرفته یک سیستم گرمایش زمین گرمایی واقع در ترکیه را بررسی کردند [۲۰]. بازه آگزرژی معمولی کل سیستم ۲۹/۲۹٪ و درحالی‌که بازه آگزرژی بهبودیافته به‌واسطه بهبود کل اجزا ۳۴/۴۶٪ به دست آمد.

تست‌سرونیس و موروک در سال ۲۰۱۳ تئوری و کاربردهای تحلیل آگزرژی پیشرفته و معمولی را در سیستم توربین گاز-چرخه باز<sup>۸</sup> بررسی کردند [۲۱]. آچیکالپ و همکاران در سال ۲۰۱۴، سیستم تولید سه‌گانه را با استفاده از تحلیل آگزرژی پیشرفته بررسی کردند. با توجه به نتایج، به‌دلیل کمتر بودن نابودی آگزرژی درون‌زا از نابودی آگزرژی برون‌زا، اجزای سیستم وابستگی قوی با یکدیگر دارند [۲۲]. از طرفی نابودی آگزرژی اجتناب‌پذیر بیشتر از نابودی آگزرژی اجتناب‌ناپذیر است.

کلرادو در سال ۲۰۱۷ تحلیل آگزرژی پیشرفته یک مبدل حرارتی جذبی تک‌حالت با محلول آب-لیتیوم برامید را انجام داد [۲۳]. با محاسبه میزان نابودی آگزرژی اجزای سیستم، بهبود عملکرد ژنراتور در درجه نخست اهمیت مطرح شد و سپس ایزوربر و در نهایت اوپراتور به‌عنوان اجزاء در درجه اهمیت بعدی پیشنهاد شده‌اند. ولو شچاک در سال ۲۰۱۷ تحلیل آگزرژی پیشرفته یک پمپ حرارتی با کاربری ایجاد گرمایش در ساختمان‌ها را بررسی کرد [۲۴]. نتایج نشان داد که برای سیستم مورد نظر، تنها ۵۰٪ نابودی آگزرژی سالانه در اجزای سیستم اجتناب‌پذیر است. با بررسی منابع تحقیقاتی فوق می‌توان دریافت که در دهه اخیر، تحلیل آگزرژی پیشرفته در تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی در زمینه‌های گوناگون مورد استفاده قرار گرفته است.

چرخه مورد تحلیل در کار حاضر، یک چرخه ترکیبی بر اساس مدل فیزیکی سیستم تولید همزمان CGAM [۴] و همچنین چرخه<sup>۹</sup> ORC

عملکرد ایدئال یک جزء سیستم با در نظر گرفتن اثرات دیگر اجزا بر روی آن. از این رو این نوع تحلیل آگزرژی می‌تواند اجزای ناکارآمد سیستم را که بیشترین سهم بازگشت‌ناپذیری‌ها را در سیستم به وجود می‌آورند، شناسایی کند. تحلیل آگزرژی بر اساس مفاهیم جدید در جداسازی نابودی آگزرژی از جمله مواردی است که طی چند سال اخیر مطرح شده است.

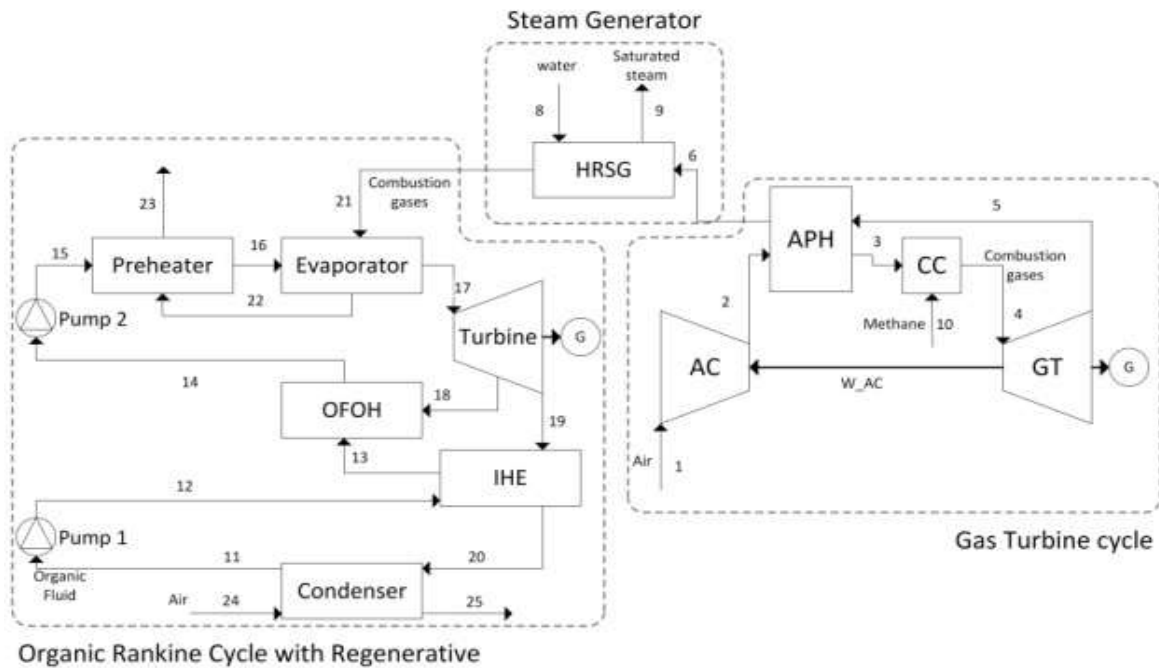
برخی از مهم‌ترین تحقیقات و گزارش‌ها که در طول سال‌های اخیر در زمینه جداسازی نابودی آگزرژی به بخش‌های درون‌زا<sup>۱</sup> و برون‌زا<sup>۲</sup> و بخش‌های اجتناب‌ناپذیر<sup>۳</sup> و اجتناب‌پذیر<sup>۴</sup> انتشار یافته‌اند، بدین شرح است: تست‌سرونیس و پارک در سال ۲۰۰۲، نابودی آگزرژی اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر و هزینه‌های سرمایه‌گذاری کمپرسورها، توربین‌ها، مبدل‌ها و محفظه‌های احتراق را با استفاده از سیستم تولید همزمان مطرح کردند [۱۲]. تست‌سرونیس و موروک در سال ۲۰۰۸، یک سیستم تبرید جذبی<sup>۵</sup> را بر اساس مفهوم جداسازی آگزرژی بررسی کرده‌اند [۱۳]. این سیستم تبرید با رویکرد ترمودینامیکی بررسی شده است؛ به‌طوری‌که برای جداسازی نابودی آگزرژی در هر جزء این سیستم به بخش‌های درون‌زا و برون‌زا، یک چرخه تئوری برای سیستم تبرید جذبی ایجاد می‌شود. کللی در سال ۲۰۰۸، سیستم‌های تبدیل انرژی را بر اساس نابودی آگزرژی درون‌زا و برون‌زا مطالعه کرده است [۱۴]. با توجه به نتایج، روش مهندسی یک رویکرد دقیق می‌باشد که بر روی سیستم‌های حرارتی پیچیده و ساده قابل اعمال است، اما این روش در تعیین نابودی آگزرژی دستگاه‌های اتلاف‌کننده مثل شیر خفانشی<sup>۶</sup> ناتوان است. روش ترمودینامیکی بر روی تمام سیستم‌های ترمودینامیکی تبریدی اعمال می‌شود، اما کاربرد این روش بر روی سیستم‌های نیروگاهی تشریح نشده است. کللی و همکاران در سال ۲۰۰۹، در یک کار دیگر چهار رویکرد متفاوت توسعه‌یافته برای محاسبه بخش درون‌زای نابودی آگزرژی را بررسی کردند [۱۵]. نتایج این کار نشان می‌دهد که رویکرد چرخه ترمودینامیکی روش مناسبی است و نتایج خوبی برای سیستم‌ها ارائه می‌دهد. موروک و تست‌سرونیس در سال ۲۰۰۹، رویکردی کلی در تحلیل آگزرژی پیشرفته ارائه دادند که این رویکرد بهبودیافته روش ترمودینامیکی بوده و می‌تواند به سیستم‌های با برهم‌کنش شیمیایی اعمال شود [۱۶]؛ زیرا رویکردهای ارائه‌شده در مطالعات قبلی، برای چرخه‌های ترمودینامیکی بسته بدون محفظه احتراق مناسب بود. تست‌سرونیس و موروک در سال ۲۰۱۰ تحلیل آگزرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان جدیدی که گازسازی گاز طبیعی مایع را با

1. Endogenous
2. Exogenous
3. Unavoidable
4. Avoidable
5. Absorption Refrigeration Machines
6. Expansion Valve

7. Supercritical Coil-fired Power Plant  
8. Open-cycle Gas-turbine System  
9. Organic Rankin Cycle

انجام می‌گیرد تا میزان افزایش توان خالص و بازده کل سیستم بررسی شود و در نهایت با استفاده از تحلیل انرژی پیشرفته، تأثیر یک جزء از سیستم روی عملکرد سایر اجزا و نیز عملکرد کل سیستم مورد بررسی قرار گیرد.

[۱۱] با مشخصات معین است. نوآوری کار حاضر کویل کردن این دو سیستم برای تولید توان از حرارت اتلافی دما پایین با استفاده از چرخه رانکین آلی است. در این راستا تحلیل انرژی متعارف سیستم مورد نظر



شکل (۱): طرح‌واره سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی

## ۲. تحلیل انرژی و انرژی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی

سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی<sup>۱</sup> در شکل (۱) نشان داده شده است. این سیستم برای تولید توان ثابت ۳۰ MW و تولید بخار اشباع در فشار ۲۰ bar و نرخ جرمی ۱۴ kg/s طراحی شده است که با کویل شدن چرخه رانکین آلی به گازهای احتراق خروجی مولد بخار بازیاب حرارت<sup>۲</sup>، از گرمای اتلافی این گازها استفاده شده و به مقدار توان ثابت افزوده می‌شود.

فرضیات زیر در این تحقیق در نظر گرفته شده است:

- تمامی حجم کنترل‌ها در شرایط حالت پایا عمل می‌کنند.
- متان به‌عنوان گاز ایدئال (گاز طبیعی) در نظر گرفته شده است.
- در محفظه احتراق، احتراق کامل رخ می‌دهد و  $N_2$  بی‌اثر است.
- اتلاف حرارت از محفظه احتراق ۲٪ ارزش حرارتی پایین سوخت است. دیگر اجزای سیستم بدون اتلاف حرارت می‌باشند.
- از جابه‌جایی طبیعی و انتقال حرارت تشعشع صرف نظر شده است.
- اتلاف حرارت لوله‌ها و اتصالات صرف نظر شده است. فرایند

چگالش با اتلافات دما و فشار ناچیز اتفاق می‌افتد.

- جریان تمامی سیالاتی که از لوله‌ها می‌گذرند، کاملاً توسعه‌یافته است و خواص ترمودینامیکی ثابت گرفته می‌شوند.
- تغییرات انرژی‌های پتانسیل و جنبشی خطوط جریان قابل صرف‌نظر کردن است.

با در نظر گرفتن شکل (۱)، هوا در دمای ۲۹۸/۱۵K و فشار ۱/۰۱۳ bar و کسر مولی اجزا  $N_2$  ۷۷/۴۸٪،  $O_2$  ۲۰/۵۹٪،  $CO_2$  ۰/۰۳٪ و  $H_2O$  ۱/۹٪ وارد کمپرسور هوا می‌شود و با نسبت فشار ۱۰ مترام می‌شود. هوای مترام با عبور از پیش‌گرمکن هوا افت فشار ۵٪ داشته و با دمای ۸۵۰K وارد محفظه احتراق می‌گردد. در محفظه احتراق سوخت گاز طبیعی (متان) با دمای ۲۹۸/۱۵K و فشار ۱/۰۱۳ bar با هوا واکنش داده و ۵٪ افت فشار در محفظه احتراق صورت گرفته و گازهای حاصل از احتراق با دمای ۱۵۲۰K و فشار بالا وارد توربین می‌شوند و طی فرایند انبساط توان تولید می‌شود. گازهای احتراق خروجی از توربین برای گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق وارد پیش‌گرمکن هوا می‌شوند و با افت فشار ۳٪ وارد مولد بخار بازیاب حرارت می‌شود. در مولد بخار، ۵٪ افت فشار ایجاد می‌شود و آب با دمای ۲۹۸/۱۵K و فشار ۲۰ bar طی دریافت حرارت از این مولد به بخار اشباع تبدیل می‌شود و در نهایت گازهای خروجی از مولد در فشار ۱/۰۱۳ bar با وارد شدن به پیش‌گرمکن

1. Internal Heat Exchanger  
2. Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

و تبخیرکننده<sup>۱</sup> چرخه رانکین آلی، حرارت خود را از دست داده و به محیط تخلیه می‌گردند.

پارامترهای استفاده شده در مسئله در جدول (۱) آمده است.

جدول (۱): پارامترهای استفاده شده در مسئله [۱۲] و [۱۶]

مقادیر	پارامترها
۲۹۸/۱۵	$T_0$ [K]
۸۵۰	$T_3$ [K]
۱۵۲۰	$T_4$ [K]
۲۹۸/۱۵	$T_8$ [K]
۲۹۸/۱۵	$T_{10}$ [K]
۳۱۳/۱۵	$T_C$ [K]
۳۹۳/۱۵	$T_E$ [K]
۱۰	$\Delta T_E$ [K]
۱/۰۱۳	$P_0 = P_1$ [bar]
۲۰	$P_8 = P_9$ [bar]
۱۲	$P_{10}$ [bar]
۱۰	$P_2 / P_1$
۸۶	$\eta_{AC}$ [%]
۸۶	$\eta_{GT}$ [%]
۹۰	$\eta_P$ [%]
۸۰	$\eta_T$ [%]

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم، هریک از اجزای آن به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و قوانین بقای جرم، بقای انرژی و قانون دوم ترمودینامیک بر آن اعمال شده است. برای فرایندهای حالت پایا با صرف نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، بقای جرم و انرژی به صورت زیر بیان می‌شوند:

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

$$\dot{Q}_{c.v} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W}_{c.v} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

برای بررسی رفتار سیستم از دیدگاه قانون دوم، لازم است که مقادیر انرژی جریانی برای هریک از جریان‌ها محاسبه شود. در غیاب اثرات مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی آهنگ انرژی جریانی از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۷-۲۵]:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} + \dot{E}_p + \dot{E}_k \quad (3)$$

که در آن انرژی فیزیکی<sup>۲</sup>  $E^{PH}$ ، انرژی جنبشی<sup>۳</sup>  $E^{KN}$ ، انرژی پتانسیلی<sup>۴</sup>  $E^{PT}$  و انرژی شیمیایی<sup>۵</sup>  $E^{CH}$  است. روابط حاکم بر هریک

از اجزای سیستم در جدول (۲) بیان شده‌اند.

موازنه انرژی و بازده انرژی برای یک جزء به صورت زیر

است:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} + \dot{E}_p + \dot{E}_k \quad (4)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{p,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (5)$$

بازده انرژی و بازده انرژی به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{water}(h_9 - h_8)}{\dot{Q}_{cv}} \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{E}_f + \dot{E}_1} \quad (7)$$

## ۱.۲. تحلیل انرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان بر پایه

### توربین گاز- چرخه رانکین آلی

در این تحقیق، از روش‌های مختلف برای تقسیم نابودی انرژی یک جزء به دو قسمت درون‌زا و بیرون‌زا و نیز روش جداسازی نابودی انرژی به دو قسمت اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر استفاده می‌شود.

• **نابودی انرژی درون‌زا در جزء K:** بخشی از نابودی انرژی کل می‌باشد که تنها به واسطه بازگشت‌ناپذیری‌ها در جزء K ایجاد می‌شود، درحالی‌که سایر اجزا در حالت ایدئال عمل می‌کنند.

• **نابودی انرژی بیرون‌زا در جزء K:** تأثیر بازگشت‌ناپذیری‌ها در سایر اجزای سیستم بر جزء مورد نظر است.

• **نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر در جزء K:** هر عضو با بازده ترمودینامیکی اجتناب‌ناپذیر خود عمل می‌کند. بازده ترمودینامیکی اجتناب‌ناپذیر یک عضو بیشترین بازده قابل دسترسی برای آن دستگاه با توجه به محدودیت‌های صنعتی موجود است. به بیانی دیگر، حتی اگر بهترین تکنولوژی ممکن هم اعمال شود، این ترم از نابودی انرژی رفع‌شدنی نیست.

• **نابودی انرژی اجتناب‌پذیر در جزء K:** تفاضل بین نابودی انرژی کل و نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر است و نشان‌دهنده پتانسیل واقعی برای بهبود عملکرد جزء سیستم.

• **نابودی انرژی درون‌زای اجتناب‌ناپذیر:** این بخش از نابودی انرژی در شرایطی حاصل می‌شود که بقیه اجزای چرخه ایدئال باشند و عضو مورد نظر با بازده ترمودینامیکی اجتناب‌ناپذیر خود کار کند. مقادیر نابودی انرژی درون‌زای اجتناب‌پذیر و بیرون‌زای اجتناب‌پذیر با بهبود جزء مورد نظر یا دیگر اجزای سیستم می‌توانند کاهش یابند. انرژی پیشرفته سیستم توصیف‌شده در بخش قبل با ملاحظات و فرضیات زیر تحلیل

1. Evaporator
2. Physical Exergy
3. Kinetic Exergy
4. Potential Exergy
5. Chemical Exergy

• برای مبدل‌های حرارتی تنها شرط  $\dot{E}_{D,k} = \min$  ممکن است که با فرض  $\Delta T_{pinch} = 0$  حاصل می‌شود.

در نتیجه بقای انرژی کل همواره در شرایط ایدئال ( $\dot{E}_{D,tot} = 0$  و  $\epsilon_{D,tot} = 1$ ) تعریف نمی‌شود. در این صورت باید از شرایط تئوری ( $\epsilon_{D,tot} = \max$  و  $\dot{E}_{D,tot} = \min$ ) استفاده شود.

• در حالت کلی، بعد از هر واکنش شیمیایی باید یک زیرسیستم جدید تعریف شود که در آن موازنه جرم انجام نمی‌شود. در چرخه مدنظر در کار حاضر در شکل (۱)، این زیرسیستم در بخش توربین گاز به صورت فرایند تئوری  $1 - 2_T - 4_T(2_T + 5_T) - 3_T$  تعریف می‌شود.

از آنجایی که نمی‌توان تعادل انرژی، جرم و انرژی را همزمان برای محفظه احتراق نوشت، تنها موازنه انرژی انجام می‌شود:

$$\dot{E}_{3T} + \dot{E}_{10T} = \dot{E}_{4T} \quad (۹)$$

علاوه بر آن موازنه زیر نیز به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT}^T \cdot \dot{m}_{cg}^T - \dot{W}_{AC}^T \cdot \dot{m}_{air}^T \quad (۱۰)$$

واضح است که  $\dot{m}_{air}^T + \dot{m}_{fuel}^T \neq \dot{m}_g^T$ .

شرط  $\dot{E}_{D,CC} = 0$  از ترکیب دو معادله فوق به دست می‌آید.

همان طور که قبلاً اشاره شد، کل سیستم به دو زیرسیستم جدا می‌شود؛ بنابراین نیازی به در نظر گرفتن موازنه جرم نیست.

می‌شود [۱۶].

### ۱.۱.۲. شرایط کاری واقعی

تحلیل سیستم با فرض توان خالص کل ثابت و نسبت‌های نرخ جریان جرمی  $\left(\frac{\dot{m}_{air}^R}{\dot{m}_{fuel}^R}\right)$  ثابت در شرایط واقعی و با محاسبه نابودی انرژی در هر جزء سیستم انجام می‌شود.

### ۲.۱.۲. شرایط کاری تئوری

شرایط کاری تئوری سیستم به صورت زیر می‌باشد [۱۶]:

- بازده آیزنتروپیک کمپرسور و پمپ و توربین‌ها ۱۰۰٪ است.
- خواص ترمودینامیکی گازهای احتراق و ترکیبات آن همانند شرایط واقعی باقی می‌مانند.
- افت فشار محفظه احتراق صفر است؛ یعنی  $P_3 = P_4$ .
- حالت  $4T(=4R)$  باید نتیجه واکنش‌های شیمیایی بین جریان‌های  $10T$  و  $3T$  باشد.
- هوای اضافی در شرایط تئوریک، مساوی هوای اضافی در شرایط واقعی است.

$$\frac{\dot{m}_{air}^R}{\dot{m}_{fuel}^R} = \frac{\dot{m}_{air}^T}{\dot{m}_{fuel}^T} \quad (۸)$$

- با توجه به موازنه جرم، سیستم توان توربین گاز به دو زیرسیستم جدا می‌شود.
- ۱. ترکیب کمپرسور هوا، پیش‌گرمکن هوا و محفظه احتراق؛
- ۲. ترکیب توربین گاز، مولد بخار بازیاب حرارت، پمپ، تبخیرکننده، توربین و کندانسور.

جدول (۲): روابط موازنه انرژی و انرژی اجزا

موازنه انرژی	موازنه انرژی	جزء
$\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 + \dot{W}_{AC}$	$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a \left( \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{M_{air} \cdot \eta_{AC}} \right)$	کمپرسور هوا
$\dot{E}_{D,APH} = \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_3 - \dot{E}_6$	$\dot{m}_a \left( \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_3}{M_{air}} \right) + \dot{m}_g \left( \frac{\bar{h}_5 - \bar{h}_6}{M_{mix}} \right) = 0$	پیش‌گرمکن هوا
$\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_4$	$\dot{Q}_{cc} = (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_p - \bar{h}_a - \bar{\lambda} \bar{h}_f$	محفظه احتراق
$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{W}_{GT}$	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \left( \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}}{M_{mix}} \right) \eta_t$	توربین گاز
$\dot{E}_{D,HRS} = \dot{E}_6 - \dot{E}_{21} - \dot{E}_9 + \dot{E}_8$	$\dot{m}_g \left( \frac{\bar{h}_6 - \bar{h}_g}{M_{mix}} \right) + \dot{m}_8 (h_l - h_9)$ $= \dot{m}_g \left( \frac{\bar{h}_6 - \bar{h}_{16}}{M_{mix}} \right) + \dot{m}_8 (h_8 - h_9)$	مولد بخار بازیاب حرارت
$\dot{E}_{D,P} = (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) + \dot{W}_P$	$\dot{W}_{P1} = \dot{m}_{wf} (h_{12,s} - h_{11}) / \eta_P$	پمپ
$\dot{E}_{D,IHE} = (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}) + (\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17})$	$h_{13} - h_{12} = h_{16} - h_{17}$	مبدلی حرارتی داخلی
$\dot{E}_{D,PH} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}$	$\dot{m}_{wf} (h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_g (h_{19} - h_{20})$	پیش‌گرمکن
$\dot{E}_{D,PH} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}$	$\dot{m}_{wf} (h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_g (h_{18} - h_{19})$	تبخیرکننده
$\dot{E}_{D,t} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{16} - \dot{W}_t$	$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (h_{15} - h_{19,s}) \eta_t$	توربین چرخه رانکین آلی
$\dot{E}_{D,C} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{11} + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}$	$\dot{m}_{wf} (h_{17} - h_{11}) = \dot{m}_{ca} (h_{22} - h_{21})$	کندانسور

### ۳.۱.۲. شرایط کاری اجتناب‌ناپذیر

فرضیات مسئله بر اساس مراجع [۱۲] و [۱۶] در نظر گرفته شده‌اند.

- بازده آیزنتروپیک کمپرسور، توربین گازی، توربین چرخه رانکین آلی و پمپ به ترتیب ۰/۹۰، ۰/۹۲، ۰/۹۴، ۰/۸۵ می‌باشند.
- اختلاف دمای کمینه پیش گرمکن هوا، مولد بخار بازیاب حرارت، تبخیرکننده و کندانسور به ترتیب ۱۰، ۱۰، ۱۰ و ۵/۰ کلون می‌باشند.

• دمای سوخت، هوا و گازهای خروجی در محفظه احتراق به ترتیب ۱۱۱، ۱۰۰۰ و ۱۷۷۳ کلون می‌باشند.

• افت فشار نسبی در محفظه احتراق ۰/۰۱ می‌باشد.

### ۴.۱.۲. فرایند هیبرید<sup>۱</sup>

برای جداسازی نابودی انرژی به درون‌زا و برون‌زا (یا درون‌زای/برون‌زای اجتناب‌ناپذیر/اجتناب‌پذیر) از فرایندهای هیبریدی استفاده می‌شود که در آن تنها یک جزء، واقعی (اجتناب‌ناپذیر) کار می‌کند، درحالی‌که دیگر اجزا در حالت تئوری (ایدئال) کار می‌کنند. در این حالت، نابودی انرژی در جزء مورد نظر، نابودی انرژی درون‌زا (یا درون‌زای اجتناب‌ناپذیر) را بیان می‌کند. بنابراین معرفی مرحله به مرحله بازگشت‌ناپذیری‌ها در هر جزء سیستم، این امکان را می‌دهد که نابودی انرژی درون‌زا (یا درون‌زای اجتناب‌ناپذیر) در هر جزء محاسبه گردد.

برای محاسبه قسمت درون‌زای اجزای سیستم، فرایندهای هیبریدی باید تحلیل شود. در هر فرایند، تنها یک جزء بازگشت‌ناپذیر فرض شده و دیگر اجزا در شرایط تئوریک کار می‌کنند.

نرخ‌های جرمی هوا، سوخت و گازهای احتراق باید برای هر فرایند هیبریدی محاسبه شوند. برای فرایند هیبرید بازگشت‌ناپذیر در محفظه احتراق، موازنه انرژی به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\dot{E}_{3T} + \varepsilon_{CC} \dot{E}_{10T} = \dot{E}_{4T} \quad (11)$$

که در آن،  $\varepsilon_{CC}$  بازده انرژی درون‌زای محفظه احتراق در شرایط کاری واقعی است.

برای فرایند هیبرید با بازگشت‌ناپذیری در دیگر اجزا، معادلات ۹ و ۱۰ استفاده می‌شود.

با به‌دست‌آوردن نابودی انرژی درون‌زا اجزا با استفاده از فرایندهای هیبرید مربوطه، نابودی انرژی برون‌زا از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (12)$$

و نیز با فرض شرایط اجتناب‌ناپذیر برای کل سیستم، نابودی انرژی

اجتناب‌ناپذیر هر یک از اجزا به دست می‌آید و با استفاده از رابطه (۱۳) نابودی انرژی اجتناب‌پذیر هر جزء محاسبه می‌شود.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN} + \dot{E}_{D,k}^{AV} \quad (13)$$

برای محاسبه نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر، درون‌زای اجتناب‌ناپذیر، برون‌زای اجتناب‌ناپذیر و برون‌زای اجتناب‌پذیر معادلات زیر اعمال می‌شود.

$$\dot{E}_{D,k}^{EN,UN} = \dot{E}_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{E}_{D,k}^{UN}}{\dot{E}_{P,k}^{UN}} \right) \quad (14)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{EN,AV} = \dot{E}_{D,k}^{EN} - \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{EX,UN} = \dot{E}_{D,k}^{UN} - \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (16)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{EX,AV} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} \quad (17)$$

### ۳. تحلیل نتایج

با تحلیل ترمودینامیکی مقادیر دما، فشار، نرخ جریان جرمی، آنتالپی و انرژی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی (شکل ۱) در جدول (۳) نشان داده شده است.

شکل (۲) نسبت نابودی انرژی را در تمام اجزای سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی نشان می‌دهد. بیشترین نابودی انرژی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد که برابر با ۳۰/۴۵٪ است. این نابودی انرژی به دلیل بازگشت‌ناپذیری‌های احتراق و اختلاف دمای زیاد بین هوای ورودی به محفظه احتراق ایجاد می‌شود. به همین دلیل برای نتیجه مطلوب باید بر روی محفظه احتراق تمرکز کرد تا تلاش برای بهبود هرچه بیشتر کل سیستم نتیجه دهد. دومین نابودی انرژی بیشینه برابر با ۷/۲۹٪ در مولد بخار بازیاب حرارت به دلیل اختلاف دمای بین دو خط جریان عبوری از آن است. نابودی انرژی‌های بیشینه بعدی به ترتیب در توربین گاز (۳/۵۲٪)، پیش‌گرمکن هوا (۳/۰۸٪)، کمپرسور هوا (۲/۴۹٪) و چرخه رانکین آلی (۰/۵٪) رخ می‌دهد.

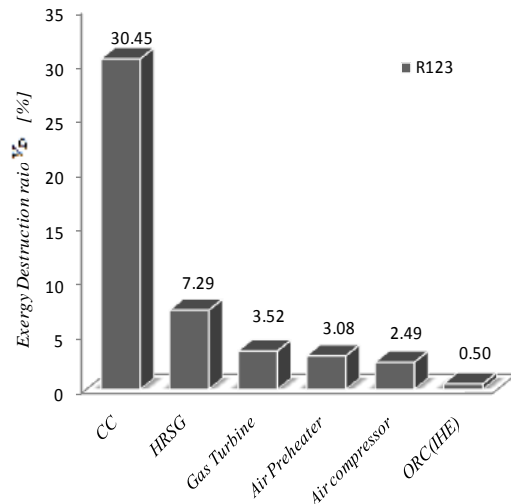
نتایج نشان می‌دهد چرخه رانکین آلی نابودی انرژی قابل توجهی را نشان نمی‌دهد؛ زیرا این چرخه به‌طور مستقیم انرژی سوخت را استفاده نمی‌کند، بلکه گرمای دما پایین گازهای احتراق خروجی از مولد بخار بازیاب حرارت را مصرف می‌کند. همچنین نتایج نابودی انرژی نشان می‌دهد اضافه کردن یک مبدل حرارتی داخلی باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری‌های تبخیرکننده و پیش‌گرمکن می‌شود. از نابودی انرژی کل چرخه می‌توان دریافت که ۶۴٪ از انرژی ورودی به چرخه از بین می‌رود و ۳۶٪ باقی‌مانده به توان تبدیل می‌شود.



## تحلیل انرژی و اگزرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز و ... ۸۱

بنابراین برای سیستم مورد نظر، با بهینه‌سازی دمای ورودی توربین، توان چرخه و بازده قانون اول و دوم بیشینه می‌شود. این مقادیر به صورت نمودار میله‌ای برای دو سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز و سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی در شکل (۳) نشان داده شده است.

این نمودار نشان می‌دهد بازده انرژی و بازده اگزرژی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی به ترتیب ۱۵٪ و ۳٪ بیشتر از مقادیر بازده انرژی و بازده اگزرژی سیستم تولید همزمان ساده بر پایه توربین گاز است. همچنین کوپل کردن چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی به سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز ۳۰ MW، باعث افزایش توان خالص خروجی به مقدار ۷۳۰ کیلووات می‌شود.



شکل (۲): نسبت نابودی اگزرژی اجزای سیستم

افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش آنتالپی سیال ورودی به توربین و کاهش نرخ جریان سیال چرخه رانکین آلی می‌شود؛

جدول (۳): خواص ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز - چرخه رانکین آلی (با مبدل حرارتی داخلی)

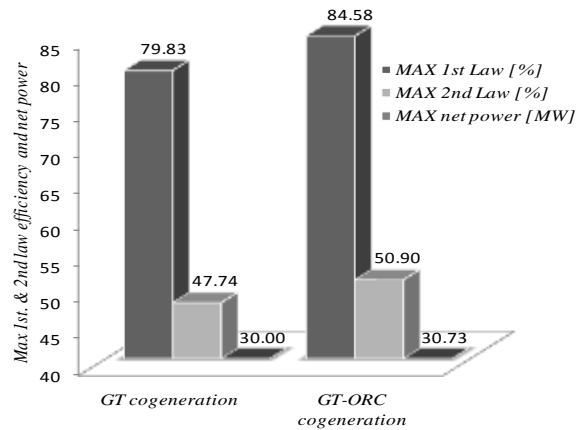
حالت	سیال	فشار $P$ (bar)	دما $T$ (K)	نرخ جرمی $\dot{m}$ (kg/s)	آنتالپی $h$ (kJ/kg)	آنتروپی $s$ (kJ/kg K)
۱	هوا	۱/۰۱	۲۹۸/۲۰	۹۲/۸۷	-۱۶۴/۵۷	۶/۹۶
۲	هوا	۱۰/۱۳	۶۰۳/۷۰	۹۱/۲۲	۱۶۰/۴۵	۷/۰۴
۳	هوا	۹/۶۲	۸۵۰/۰۰	۹۱/۲۲	۴۳۷/۱۴	۷/۴۳
۴	گازهای احتراق	۹/۱۴	۱۵۲۰/۰۰	۹۲/۸۷	۳۲۳/۱۷	۸/۳۲
۵	گازهای احتراق	۱/۱۰	۱۰۰۶/۰۰	۹۲/۸۷	-۳۱۶/۹۳	۸/۴۳
۶	گازهای احتراق	۱/۰۷	۷۷۹/۹۰	۹۲/۸۷	-۵۸۷/۸۰	۸/۱۳
۸	آب	۲۰/۰۰	۲۹۸/۲۰	۱۴/۰۰	-۱۰۶/۶۰	۰/۳۷
۹	آب	۲۰/۰۰	۴۵۸/۶۰	۱۴/۰۰	۲۷۹۹/۰۰	۶/۳۴
۱۰	متان	۱۲/۰۰	۲۹۸/۱۵	۱/۶۵	-۱۱/۸۰	-۱/۳۱
۱۱	R123	۱/۵۵	۳۱۳/۲۰	۱۹/۹۷	۲۴۱/۹۰	۱/۱۴
۱۲	R123	۱۲/۰۱	۳۱۳/۷۰	۱۹/۹۷	۲۴۲/۸۰	۱/۱۴
۱۳	R123	۱۲/۰۱	۳۲۶/۵۰	۱۹/۹۷	۲۵۶/۵۰	۱/۱۹
۱۴	R123	۱۲/۰۱	۳۹۳/۲۰	۱۹/۹۷	۳۳۲/۸۰	۱/۴۰
۱۵	R123	۱۲/۰۱	۳۹۳/۲۰	۱۹/۹۷	۴۵۲/۹۰	۱/۷۰
۱۶	R123	۱/۵۵	۳۳۶/۴۰	۱۹/۹۷	۴۲۴/۶۰	۱/۷۲
۱۷	R123	۱/۵۵	۳۱۸/۳۰	۱۹/۹۷	۴۱۰/۹۰	۱/۶۸
۱۸	گازهای احتراق	۱/۰۱	۴۲۶/۷۰	۹۲/۸۷	-۹۹۲/۲۴	۷/۴۶
۱۹	گازهای احتراق	۱/۰۱	۴۰۳/۲۰	۹۲/۸۷	-۱۰۱۷/۹۹	۷/۴۰
۲۰	گازهای احتراق	۱/۰۱	۳۸۸/۱۰	۹۲/۸۷	-۱۰۳۴/۳۶	۷/۳۵
۲۱	هوا	۱/۰۱	۲۹۸/۲۰	۲۵۲/۲۰	۲۹۸/۶۰	۵/۷۰
۲۲	هوا	۱/۰۱	۳۱۱/۴۰	۲۵۲/۲۰	۳۱۲/۰۰	۵/۷۴



تحلیل انرژی پیشرفته در سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی نشان می‌دهد که برای هریک از اجزای سیستم، مقدار نابودی انرژی درون‌زا از نابودی انرژی برون‌زا بیشتر است. در واقع ارتباط داخلی بین اجزا چندان قوی نیست.

در بین اجزای تشکیل دهنده این سیستم‌ها، بیشترین مقدار نابودی انرژی درون‌زا برابر با ۲۱/۲۳ MW در محفظه احتراق رخ می‌دهد. با توجه به آنچه پیش‌بینی می‌شد، محفظه احتراق مهم‌ترین جزء برای مطالعه با جزئیات بیشتر است و بهینه‌سازی هرچه بیشتر این جزء باعث بهینه‌سازی بازده کل سیستم می‌شود. نابودی انرژی درون‌زا اجتناب‌پذیر محفظه احتراق ۷/۲۳ MW است. همچنین این جزء دارای بیشترین نابودی انرژی برون‌زای اجتناب‌پذیر برابر با ۲/۹۸ MW است؛ یعنی بهبود عملکرد سایر اجزای چرخه باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری در محفظه احتراق می‌شود.

از لحاظ مهندسی، بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی راحت‌تر از دیگر اجزاست، بنابراین برای بهبود کل سیستم، طراح باید بر روی پیش‌گرمکن هوا ( $\dot{E}_{D,APH}^{AV,EN}(MW) = 1.58$ ) و نیز مولد بخار بازیاب حرارت ( $\dot{E}_{D,HRS}^{AV,EN}(MW) = 1.22$ ) تمرکز کند. مقادیر جداسازی نابودی انرژی برای اجزای چرخه رانکین آلی قابل چشم‌پوشی است.



شکل (۳): بازده اول، بازده دوم و توان خالص تولیدی ماکزیمم

برای ارزیابی عملکرد ترمودینامیکی یک جزء سیستم لازم است بدانیم چه بخشی از نابودی انرژی هر جزء توسط دیگر اجزا ناشی می‌شود و ثانیاً چه بخشی از نابودی انرژی جزء مورد نظر می‌تواند اجتناب‌ناپذیر شود. این اطلاعات با کمک فرایندهای تئوریک، هیبرید و اجتناب‌ناپذیر به دست می‌آید که با فرایند واقعی با هم در نظر گرفته می‌شوند.

نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی در جدول (۴) و (۵) نشان داده شده است.

جدول (۴): تحلیل انرژی پیشرفته سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی

جزء	$\dot{E}_{D,k}$	$\dot{E}_k$	$\dot{E}_{f,k}$	$\dot{E}_{p,k}$	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$
کمپرسور هوا	۲/۱۲۳	۹۲/۸۵	۲۹/۶۵۰	۲۷/۵۳۰	۱/۲۲۴	۰/۸۹۹
پیش‌گرمکن هوا	۲/۶۲۹	۹۲/۸۵	۱۷/۰۲۰	۱۴/۳۹۰	۲/۲۶۰	۰/۳۶۹
محفظه احتراق	۲۶/۰۱۰	۶۹/۵۵	۸۵/۴۳۰	۵۹/۴۲۰	۲۱/۲۳۰	۴/۷۸۰
توربین گاز	۳/۰۰۶	۹۵/۲۱	۶۲/۶۵۰	۵۹/۶۵۰	۲/۳۳۱	۰/۶۷۵
مولد بخار بازیاب گرما	۶/۲۳۰	۶۷/۱۹	۱۸/۹۹۰	۱۲/۷۶۰	۶/۱۰۰	۰/۱۳۰
پمپ کندانسیت	۰/۰۰۳	۸۲/۱۱	۰/۰۱۸	۰/۰۱۴۹	۰/۰۰۲	۰/۰۰۱
مبدل حرارتی داخلی	۰/۰۰۶	۷۶/۴۹	۰/۰۰۱	۰/۰۰۰۹	۰/۰۰۴	۰/۰۰۲
تبخیرکننده	۰/۰۹۵	۸۵/۸۶	۰/۶۷۵	۰/۵۸۰۰	۰/۰۷۲	۰/۰۲۳
پیش‌گرمکن	۰/۱۰۸	۷۱/۱۵	۰/۳۷۵	۰/۲۶۷۰	۰/۰۹۱	۰/۰۱۷
توربین ORC	۰/۱۲۷	۸۱/۷۵	۰/۶۹۳	۰/۵۶۷۰	۰/۱۲۰	۰/۰۰۷
کندانسور	۰/۰۹۰	۴۴/۹۵	۰/۱۶۳	۰/۰۷۳۰	۰/۰۷۰	۰/۰۲۰

جدول (۵): جداسازی نابودی انرژی اجزای مهم سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی

جزء	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$
کمپرسور هوا	۱/۲۲	۰/۸۹	۱/۴۹	۰/۶۳	۰/۶۳	۰/۸۶	۰/۲۷	۰/۳۶
پیش‌گرمکن هوا	۲/۲۶	۰/۳۶	۰/۲۴	۲/۳۸	۰/۰۸	۰/۱۶	۱/۵۸	۰/۸۰
محفظه احتراق	۲۱/۲۳	۴/۷۸	۱۵/۸۰	۱۰/۲۱	۸/۹۶	۶/۸۴	۷/۲۳	۲/۹۸
توربین گاز	۲/۳۳	۰/۶۷	۱/۶۱	۱/۳۹	۱/۱۱	۰/۵۰	۱/۰۲	۰/۳۷
مولد بخار بازیاب گرما	۶/۱۰	۰/۱۳	۴/۴۰	۲/۸۳	۲/۶۰	۱/۸۰	۱/۲۲	۰/۶۱

هو	$a$	نکته حائز اهمیت از این نتایج این است که در تحلیل انرژی
کندانسور	$C$	معمولی، بعد از محفظه احتراق (با نابودی انرژی ۲۶ MW) بیشترین
هوای خنک کننده	$a$	اهمیت مربوط به بهبود عملکرد مولد بخار بازیاب حرارت (با نابودی
آنتالپی مولی ویژه	$\bar{h}$	انرژی ۶/۲۳ MW) است. درحالی که در تحلیل انرژی پیشرفته،
مولد بخار بازیاب حرارت	HRSG	پیش گرمکن هوا در درجه دوم اهمیت پس از محفظه احتراق است. این
مبدل حرارتی داخلی	IHE	نکته نشان می دهد که برخی نتایج مربوط به تحلیل انرژی معمولی
ارزش گرمایی پایین	$\overline{LHV}$	می تواند همراه کننده باشد.
نرخ جرمی جریان	$\dot{m}$	شایان ذکر است که برای بهینه سازی و ارتقای سیستم باید بر
جرم مولی	$M$	نابودی انرژی درونزا و برونزای اجتناب پذیر تمرکز کرد. کاهش
چرخه رانکین آلی	ORC	نابودی انرژی درونزای اجتناب پذیر در یک جزء به طور خودکار
نرخ حرارتی	$\dot{Q}$	باعث کاهش نابودی انرژی برونزای اجتناب پذیر در اجزای دیگر
آنتروپی ویژه	$S$	می شود.
آنتروپی مولی ویژه	$\bar{s}$	
توربین چرخه رانکین	$T$	
توان	$\dot{W}$	
نسبت نابودی انرژی	$Y$	

#### ۴. نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، مطالعه کلی بر روی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی انجام شد. در این سیستم تولید توان در چرخه های توربین گاز و چرخه رانکین آلی بود و تولید بخار در بازیاب حرارتی صورت گرفت. با بررسی های صورت گرفته چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و سیال آلی R۱۲۳ برای این سیستم در نظر گرفته شد. با بررسی ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی همراه با مبدل داخلی و سیال عامل R۱۲۳، توان خالص تولیدی به اندازه ۷۳۰ کیلووات افزایش یافت و بازده های اول و دوم ماکزیمم به ترتیب برابر ۸۴/۵۸٪ و ۵۰/۹٪ به دست آمد. همچنین تحلیل انرژی پیشرفته نشان داد که ارتباط داخلی بین اجزا ضعیف است و بیشترین نابودی انرژی درونزا در سیستم ترکیبی تولید همزمان بر پایه توربین گاز- چرخه رانکین آلی به ترتیب در محفظه احتراق، پیش گرمکن هوا و بازیاب حرارتی رخ می دهد.

#### فهرست علائم

AC	کمپرسور هوا	$\Delta$	اختلاف
APH	پیش گرمکن هوا	$\lambda$	نسبت هوا به سوخت
CC	محفظه احتراق	$\eta_{AC}$	بازده آیزنتروپیک کمپرسور هوا
$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه	$\eta_{GT}$	بازده آیزنتروپیک توربین گاز
$\dot{E}$	نرخ انرژی	$\eta_t$	بازده آیزنتروپیک توربین ORC
G	ژنراتور	$\eta_p$	بازده آیزنتروپیک پمپ
GT	توربین گاز	$\eta_I$	بازده قانون اول
H	آنتالپی ویژه	$\eta_{II}$	بازده قانون دوم

#### حروف یونانی

- [1] Moriarty, P., Honnery, D., "What Energy Levels Can the Earth Sustain", Energy policy, Vol. 37, pp. 2469-2474, 2009.
- [2] International Energy Agency (I. E. A.), "Key World Energy Statistics", 2009.
- [3] Sims, R., "Renewable Energy: a Response to Climate Change", solar energy, Vol. 76, pp. 9-17, 2004.
- [4] Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., "CGAM Problem: Definition and Conventional Solution", energy, Vol. 19, pp. 279-286, 1994.
- [5] Doek Oh, S., Pang, H.S., Kim, S.M., Kwak, H.Y., "Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System", ASME Transactions journal of engineering for gas turbine and power, Vol. 118, pp. 782-792, 1996.
- [6] Havelsky, V., "Energetic Efficiency of Cogeneration Systems for Combined Heat, Cold and Power Production", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp. 479-485, 1999.
- [7] Khaliq A., Kaushik, S., "Thermodynamic Performance Evaluation of Combustion Gas Turbine Cogeneration System with Reheat", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1785-1795, 2004.
- [8] Hinnells, M., "Combined Heat and Power in Industry and Buildings", Energy Policy, Vol. 36, pp. 4522-4526, 2008.
- [9] Wang, J., Dai, Y., Gao, L., "Exergy Analyses and Parametric Optimizations for Different Cogeneration Power Plants in Cement Industry", Applied Energy, Vol. 86, pp. 941-948, 2009.
- [10] Dai, Y., Wang, J., Gao, L., "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery", Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 576-582, 2009.
- [11] Yari, M., "Exergetic Analysis of Various Types of Geothermal Power Plants", Renewable Energy, Vol. 35, pp. 112-121, 2010.
- [12] Tsatsaronis, G., Park, M.H., "On Avoidable and Unavoidable Exergy Destructions and Investment Costs in Thermal Systems", Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 1259-1270, 2002.
- [13] Morosuk, T., Tsatsaronis, G., "A New Approach to the Exergy Analysis of Absorption Refrigeration Machines", Energy, Vol. 33, pp. 890-907, 2008.
- [14] Kelly, S., "Energy Systems Improvement based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction. PhD thesis", 2008.
- [15] Kelly, S., Tsatsaronis, G., Morosuk, T., "Advanced Exergetic Analysis: Approaches for Splitting the Exergy Destruction into Endogenous and Exogenous Parts", Energy, Vol. 34, pp. 384-391, 2009.
- [16] Morosuk, T., Tsatsaronis, G., "Advanced Exergy Analysis for Chemically Reacting Systems - Application to a Simple Open Gas-turbine System", Int. J. of Thermodynamics, Vol. 12, No. 3, pp. 105-111, 2009.
- [17] Tsatsaronis, G., Morosuk, T., "Advanced Exergetic Analysis of a Novel System for Generating Electricity and Vaporizing Liquefied Natural Gas", energy, Vol. 35, pp. 820-829, 2010.
- [18] Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T., Carassai, A., "Conventional and Advanced Exergetic Analyses Applied to a Combined Cycle Power Plant", Energy, Vol. 41, pp. 146-152, 2012.
- [19] Wang, L., Yang, Y., Morosuk, T., Tsatsaronis, G., "Advanced Thermodynamic Analysis and Evaluation of a Supercritical Power Plant", Energies, Vol. 5, pp. 1850-1863, 2012.
- [20] Hepbasli, A., Kecebas, A., "A Comparative Study on Conventional and Advanced Exergetic Analyses of Geothermal District Heating Systems based on Actual Operational Data", Energy and Buildings, Vol. 61, pp. 193-201, 2013.
- [21] Morosuk, T., Tsatsaronis, G., Schult, M., "Conventional and Advanced Exergetic Analyses: Theory and Application", Arab J Sci Eng, Vol. 38, pp. 395-404, 2013.
- [22] Acikkalp, E., Aras, H., Hepbasli, A., "Advanced Exergy Analysis of a Trigeneration System with a Diesel-gas Engine Operating in a Refrigerator Plant Building", Energy and Buildings, Vol. 80, pp. 268-275, 2014.
- [23] Colorado, D., "Advanced Exergy Analysis Applied to a Single-stage Heat Transformer", Applied Thermal Engineering, Vol. 116, pp. 584-596, 2017.
- [24] Voloshchuk, V.A., "Advanced Exergetic Analysis of a Heat Pump Providing Space Heating in Built Environment", ENERGETIKA. Vol. 63. No. 3. pp. 83-92, 2017.
- [25] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., "Thermal Design and Optimization", New York: John Wiley, 1996.
- [۲۶] اشرفی، هادی، سیدولیلو، میرهاتف، رنجبر، سید فرامرزی، «تحلیل انرژی-انرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی پیکربندی‌های مختلف سیکل توربین گاز با استفاده از سیکل رانکین آلی»، مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۵، شماره ۲، صفحه ۶۲-۷۷، ۱۳۹۴.
- [۲۷] حسینی‌علی‌پور، سید مصطفی، شهریار، غلامرضا، ازهارای، پویان،

مهرپناهی، عبدالله، «آنالیز انرژی و انرژی تغییر رژیم سوخت در یک

نیروگاه سیکل ترکیبی»، مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۵، شماره ۱،