

کاربرد چرخه آلی رانکین در بازیافت و بهینه‌سازی انرژی در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز

ونوس شاکر^۱، محمدرضا جعفری نصر^{۲*} و محمدرضا مقدم^۳

۱- دانشکده انرژی و محیط زیست، واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران

۲- پژوهشگاه صنعت نفت، تهران، ایران

۳- معاونت پژوهش و فناوری، وزارت نفت، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۹۳/۱/۲۶ تاریخ پذیرش: ۹۳/۱۱/۹

چکیده

در این مطالعه، بازیافت حرارت تلف شده در یک ایستگاه تقویت فشار گاز با استفاده از چرخه‌های تولید برق آلی رانکین (ORC)، مورد بررسی قرار گرفته است. بازیافت حرارت به صورت مستقیم در دو سناریوی انبساط اشباع و انبساط فوق گرم و بازیافت حرارت به صورت غیر مستقیم (استفاده از چرخه میانی روغن حرارتی)، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که راندمان حرارتی چرخه رانکین آلی در سناریوی انبساط فوق گرم از ۱۴ تا ۱۷٪ و کار تولید شده نیز از ۴۰۰۰ تا ۷۰۰۰ kW بسته به دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده متغیر خواهد بود. در صورتی که این دامنه راندمان در سناریو انبساط اشباع از ۱۰ تا ۱۳٪ و کار تولید شده نیز از ۳۰۰۰ تا ۶۵۰۰ kW متغیر خواهد بود. در سناریوی انبساط فوق گرم، استفاده از این سیستم، سبب افزایش راندمان کلی ایستگاه از ۲۶٪ به ۴۰٪ خواهد شد. در بازیافت حرارت غیر مستقیم نیز کار تولید شده با افزایش درجه فوق گرمایش از ۵۵۰۰ تا ۶۴۰۰ kW و راندمان حرارتی از ۱۲/۵ تا ۱۴٪ متغیر خواهد بود. به علاوه در این مطالعه تحلیل اکسرژی به روش گراف اکسرژی، انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده، راندمان اکسرژی در تبخیرکننده و چگالنده کاهش می‌یابد. بنابراین راندمان اکسرژی کل سیستم نیز کاهش خواهد یافت. در نهایت به عنوان نمونه تحلیل اقتصادی سناریوی انتخابی بازیافت حرارت مستقیم در حالت انبساط فوق گرم با فرض نرخ جهانی برق مورد بررسی قرار گرفته است.

کلمات کلیدی: ایستگاه تقویت فشار گاز، توربین گاز، چرخه آلی رانکین، گراف اکسرژی، بازیافت حرارت

مقدمه

از این بحران است. در صنایع مختلف، به علت راندمان پایین تجهیزات، شاهد هدر رفت مقدار عظیمی انرژی مفید هستیم. یکی از این صنایع ایستگاه‌های تقویت فشار گاز است که از مولدهای توربینی جهت کمپرسورها استفاده می‌کند.

امروزه بشر به دلیل مشکلات زیست‌محیطی ناشی از آلودگی‌های صنایع به دنبال راه حلی برای خروج

*مسئول مکاتبات
آدرس الکترونیکی: nasrmrj@ripi.ir

انبساط اشباع، انبساط سوپرهیت و فوق بحرانی بررسی شده و این نتیجه حاصل گردیده که انبساط سوپرهیت و فوق بحرانی بیشترین کار خروجی و بالاترین راندمان را خواهد داشت. با بیان اینکه نرمال پنتان دارای شرایط ایده‌آل حرارتی و خصوصیات امنیتی می‌باشد، این نتیجه حاصل شده که با استفاده از چرخه آلی رانکین در خروجی جریان گاز، $12/3\%$ گاز بیشتری قابل انتقال خواهد بود. در این مقاله با به‌کارگیری چرخه آلی رانکین در بازیافت حرارت اتلافی توربین گاز، ضمن ارائه مبانی ترمودینامیکی، رویه کار (الگوریتم) به روشنی بیان شده است و به کمک شبیه‌سازی فرآیند مورد مطالعه به تحلیلی اکسرژی و ملاحظات اقتصادی طرح نیز پرداخته شده است.

چرخه آلی رانکین

چرخه آلی رانکین بر مبنای چرخه رانکین ساده عمل می‌کند با این تفاوت که به جای آب، از یک سیال آلی به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. سیالات آلی دارای نقطه جوش کمتری نسبت به آب هستند بنابراین به حرارت کمتری جهت رسیدن به شرایط اشباع یا فوق گرم نیاز دارند.

بررسی سیال عامل

راندمان چرخه تحت تاثیر شکل نمودار مولیر سیال عامل می‌باشد. سیالات آلی بسته به شکل نمودار T-S سیال، به سه دسته تقسیم می‌شوند:

- ۱- سیالات خشک با شیب مثبت که در حالت کلی عدد مولکولی بالایی دارند.
- ۲- سیالات تر با شیب منفی که در حالت کلی عدد مولکولی کوچکی دارند.
- ۳- سیالات آیزنتروپیک که منحنی بخار اشباع آنها تقریباً عمودی است.

با مقایسه نمودار T-S این سیالات، سیالات خشک با شیب مثبت نمودار بخار اشباع، به دلیل عدم تولید قطرات مایع در فرآیند انبساط در توربین، عملکرد بهتری

توربین‌های گاز به طور متوسط دارای راندمان 30% است و در واقع حدود 70% از انرژی سوخت به صورت حرارت در جریان گاز خروجی از دودکش تلف می‌شود. ضرورت این تحقیق بر افزایش راندمان ایستگاه تقویت فشار گاز است. چرخه‌های آلی رانکین^۱ ده‌ها سال است که به عرصه انرژی‌های نو وارد شده‌اند. ارمیت و همکارانش در زمینه این فناوری پیشگام بوده‌اند [۱]. آنها در طول دهه ۱۹۶۰، شروع به ساخت واحدهای ORC در مقیاس میکرو ($0/2$ MW) تا 3 MW برای ایستگاه‌های مخابرات کردند. ایستگاه تقویت فشار طلا یونانی^۲ یکی از این ایستگاه‌ها است که با توان $6/5$ MW در کانادا در حال فعالیت است. بر اساس گزارش‌های منتشر شده، با نصب چرخه رانکین آلی از انتشار سالانه 40000 تن دی‌اکسید کربن که از اتلاف سوخت‌های فسیلی برای تولید توان به اتمسفر دفع می‌شود، جلوگیری شده است [۲]. جیان سان و همکارانش [۳]، در این مقاله به بررسی جزئیات چرخه‌های آلی رانکین، با استفاده از سیال R134a پرداخته‌اند. با استفاده از توسعه مدل ریاضی برای تجهیزات چرخه، ارزیابی و بهینه‌یابی عملکرد نیز انجام شده است. تاثیر پارامترهایی همچون، دبی جرمی سیال عامل، دبی جرمی هوا در چگالنده هوایی و فشار ورودی به توربین بر راندمان حرارتی چرخه و کار خالص تولید شده بررسی شده است. برای بهینه‌یابی از روش، الگوریتم بهینه‌سازی رزنب^۳، در ترکیب با روش تابع جریمه، برای پیدا کردن مجموعه‌ای بهینه از پارامترهای مؤثر، جهت به حداکثر رساندن راندمان حرارتی یا سیستم تولید توان پیشنهاد شده است. در آخر نتیجه بهینه‌سازی نشان می‌دهد که روابط بین متغیرهای کنترل شده و متغیرهای کنترل نشده مانند دمای منبع حرارت و درجه حرارت محیط، توابع خطی برای به حداکثر رساندن کار تولیدی و تابع درجه دوم برای به حداکثر رساندن راندمان حرارتی سیستم‌های ORC می‌باشد. کیت نادسن^۴ نیز به تحلیل ترمودینامیکی و تحلیل نقطه شبنم بر روی جریان گاز خروجی از موتور و کشا^۲ در دو مدل متفاوت برای بررسی حرارت قابل بازیافت در استفاده از چرخه‌های آلی رانکین پرداخته است [۴].

یک برنامه شبیه‌سازی شامل خواص ۱۴ سیال متفاوت نوشته شده است. در چرخه شبیه‌سازی شده، سه سناریوی

1. Organic Rankine Cycle
2. Gold Greek
3. ROSENB
4. Waukesha

مورد بررسی چرخه کارنو نمی‌باشد و به جای آن از چرخه لورنز [۵] و راندمان قانون دوم مربوطه استفاده می‌شود. راندمان لورنز، محاسبات راندمان دقیق‌تری را برای ORC نسبت به راندمان کارنو ارائه می‌دهد. به علاوه راندمان کارنو اطلاعاتی در رابطه با چیزی که درون چرخه اتفاق می‌افتد ارائه نمی‌دهد و نتیجه حاصل، یک پارامتر قاطع برای دید کلی از چرخه خواهد بود.

راندمان حرارتی در چرخه رانکین آلی، با توجه به وجود پمپ و چگالنده‌های هوایی که فن آنها از تجهیزات مصرف کننده است به صورت رابطه ۴ بیان می‌شود:

$$\eta_{thm} = \frac{W_{TBN} - W_{PUMP} - W_{FAN}}{Q} \quad (4)$$

چرخه لورنز و معادله راندمان مربوط به آن، عملکرد ORC را دقیق‌تر از راندمان کارنو نشان می‌دهد. مهم‌ترین دلیل این است که چرخه لورنز، گرادیان دمایی منبع حرارت و چاه حرارتی را در نظر می‌گیرد. برای منابع حرارتی دما متغیر مثل زمین گرمایی، به دلیل جریان حرارت اتلافی از توربین گاز و بسیاری از منابع دیگر، فرض دمای ثابت برای منبع حرارت، منطقی به نظر نمی‌رسد. راندمان لورنز با رابطه ۵ نشان داده می‌شود:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(T_{air2} - T_{air1}) / \ln(T_{air2} / T_{air1})}{(T_{WH1} - T_{WH2}) / \ln(T_{WH1} / T_{WH2})} \quad (5)$$

از خود نشان می‌دهند. نمودارهای هر یک از این سیالات در شکل ۱ نشان داده شده است. سیالات تر برای استفاده در ORC خیلی مناسب نیستند زیرا پس از تولید کار در توربین کاهش آنتالپی شدیدی خواهند داشت. انواع چرخه‌های انبساطی شامل سه حالت انبساط اشباع، انبساط فوق گرم و انبساط فوق بحرانی است. لازم به توضیح است که از بررسی چرخه‌های فوق بحرانی، به دلیل مسائل ایمنی و هزینه تجهیزات، صرف‌نظر شده است.

روابط ترمودینامیکی

قانون اول ترمودینامیک برای هر حجم کنترل، با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) = 0 \quad (1)$$

قانون دوم ترمودینامیک به صورت رابطه ۲ ارائه می‌شود:

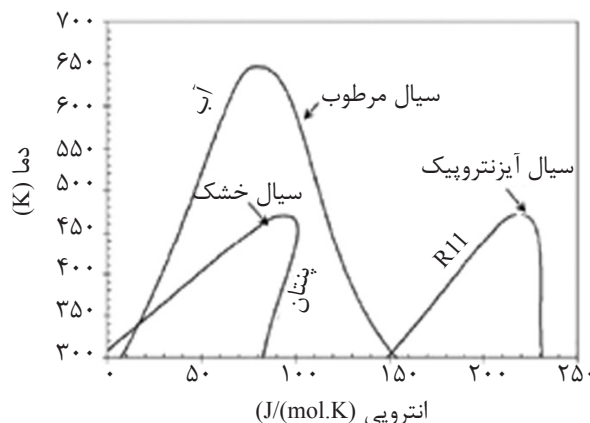
$$\int \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2)$$

این رابطه برای یک چرخه بازگشت پذیر، مساوی با صفر خواهد بود.

آنتروپی نیز با رابطه ۳ تعریف می‌شود:

$$\Delta S = \frac{\delta Q}{T} = \int \frac{\delta Q}{T} = S_2 - S_1 \quad (3)$$

قانون دوم ترمودینامیک، بیشینه راندمان تئوری چرخه را نشان می‌دهد که برای چرخه‌های قدرت، معمولاً بر مبنای چرخه کارنو بیان می‌شود. از آنجایی که چرخه کارنو دارای یک منبع حرارت با دمای ثابت است، در اینجا چرخه رانکین آلی



شکل ۱- مقایسه نمودار T-S انواع سیالات تر، آیزنتروپیک و خشک

دمایی که تا آن دما جریان گاز کاهش می‌یابد) به عنوان متغیر بر پارامترهای کار تولیدی، راندمان، کار مخصوص و ... در نظر گرفته شده است.

در بازیافت حرارت به صورت غیر مستقیم با توجه به اینکه از یک چرخه واسطه جهت انتقال حرارت استفاده می‌گردد، فرض شده به منظور بالا بردن دمای سیال واسطه، دمای گاز خروجی تا 120°C کاهش می‌یابد. در این حالت اثر درجه فوق گرمایش بر روی کار تولید شده و راندمان حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است.

بازیافت حرارت مستقیم

حرارت اتلافی از دودکش توربین گاز، تامین کننده گرمای مورد نیاز تبخیرکننده در چرخه رانکین آلی می‌باشد. از این رو در گاز خروجی از دودکش توربین گاز، دمای خروج گاز و دبی جریان از پارامترهای حائز اهمیت به شمار می‌رود. پارامتری که با در نظر گرفتن شرایط محیطی انتخاب می‌شود، دمای جریان سیال در خروجی از چگالنده هوایی است. در این بررسی، با توجه به اینکه ایستگاه در منطقه جنوبی کشور قرار دارد، فرض شده در بدترین شرایط، دمای 45°C ، برای سیال عامل، قابل دستیابی باشد. در رابطه با انتخاب پیشینه فشار چرخه، لازم به ذکر است که با افزایش فشار، چرخه از لحاظ ترمودینامیکی، کار خروجی و راندمان بالاتری از خود نشان می‌دهد، در عین حال فشار چرخه باید از لحاظ عملیاتی، مقدار مناسبی فشار باشد.

پارامتر دیگر جهت ارزیابی چرخه، کار مخصوص است. به بیان ساده، کار مخصوص، نسبت توان تولیدی توسط توربین به دبی سیال عامل ($W_{Turbine} / \dot{m}$) می‌باشد. در قسمت‌های بعدی به بررسی این رابطه در چرخه اصلی پرداخته خواهد شد.

رویه مورد استفاده

بررسی انواع بازیافت حرارت و پارامترهای مورد نیاز

ابتدا باید عوامل موثر را شناسایی و سپس در شرایط مختلف اندازه‌گیری نمود. شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار گاز در یکی از شرایط عملیاتی ثبت شده در لاگ شیت به صورت انتخابی انجام شده است و پس از شبیه سازی، مقایسه اطلاعات خروجی از نرم افزار با داده‌های اندازه‌گیری شده نشان می‌دهد که از تطابق خوبی برخوردار است (جدول ۱).

بازیافت حرارت از دودکش توربین گاز به دو صورت مستقیم (قرار دادن مبدل تبخیرکننده در دودکش توربین گاز) و غیر مستقیم (استفاده از چرخه میانی روغن) مورد بررسی قرار گرفته است. در بازیافت حرارت مستقیم، ابتدا بازیافت حرارت از دودکش توربین گاز با استفاده از چرخه آلی رانکین با مبدل میانی که عملکرد بهتری نسبت به چرخه ساده (بدون مبدل میانی) دارد در دو سناریو انبساط اشباع و انبساط فوق گرم با استفاده از سیال نرمال پنتان به عنوان سیال عامل مورد بررسی قرار گرفته است. در این قسمت اثر دمای گاز خروجی از تبخیرکننده

جدول ۱- مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی توربین گاز

پارامترها	مقادیر اندازه‌گیری شده در ایستگاه	نتایج حاصل از شبیه‌سازی
دمای گاز خروجی از دودکش ($^{\circ}\text{C}$)	۴۵۸	۴۶۶/۱
دبی گاز خروجی از دودکش (kg/s)	۸۳	۸۷/۹۴
جزء مولی اکسیژن در جریان خروجی از دودکش	۰/۱۶	۰/۱۶
جزء مولی دی اکسید کربن در جریان خروجی از دودکش	۰/۰۲	۰/۰۲

احتراق قابل محاسبه است. البته نرم افزار Hysys به راحتی قابلیت اندازه گیری دمای نقطه شبنم جریان را دارد. این دما برای جریان گاز دودکش توربین گاز مد نظر 40°C است. البته برای اطمینان حدود 70°C بالاتر از این دما، یعنی 120°C می توان گاز را خنک کرده و از حرارت آن استفاده کرد. از عوامل دیگر محدود کننده مقدار ΔT_{\min} در مبدل بازیاب است. هرچه این اختلاف دما کمتر باشد، سطح بیشتری برای انتقال حرارت نیاز است در این شبیه سازی از نرمال پنتان به عنوان سیال عامل استفاده شده است. زیرا یک سیال خشک است و راندمان مناسبی دارد. همچنین در دمای چگالش طراحی مد نظر دارای فشار اشیاع مناسب و بالاتر از اتمسفر است. برای شبیه سازی چرخه آلی رانکین، برای اطمینان از عملکرد چرخه، حالتی که جریان گاز خروجی از توربین گاز در بالاترین دما و بالاترین دبی قرار دارد، بررسی شده است. با توجه به اینکه چرخه تولید کار با بازیاب عملکرد بهتری نشان داده است، در این بررسی از چرخه احیایی جهت بازیافت حرارت استفاده شده است. حالت دوم در بررسی چرخه آلی رانکین، شرایط فوق گرم در ورود به توربین است. در این حالت بیشینه دمایی که سیال عامل می تواند گرم شود، دمایی است که در آن از نظر شیمیایی، سیال دچار تجزیه نشود. با توجه به مشخصات سیالات، در نرم افزار رفپراپ^۱، برای نرمال پنتان، بیشینه دما $326/85^{\circ}\text{C}$ است که برای اطمینان بیشتر در شبیه سازی این دما 280°C فرض شده است. توان تولیدی و راندمان چرخه تابع ضعیفی از درجه فوق گرم است و برای برخی سیالات با افزایش دمای فوق گرم، راندمان روند افزایشی و برای برخی روند کاهش می دهد. سیال نرمال پنتان از دسته سیالاتی است که با افزایش درجه فوق گرم، راندمان چرخه کاهش پیدا می کند. در اینجا نیز با کاهش دمای ورودی به توربین از (280°C) شاهد افزایش راندمان خواهیم بود.

در این حالت، بیشینه فشار چرخه، 2700 kPa ، در نظر گرفته شده است. در بررسی چرخه، بازده آیزنتروپیک توربین 75% ، بازده پمپ 70% درصد، افت فشار سیال کاری در چگالنده 10 kPa ، افت فشار سیال عامل در مبدل بازیاب 70 kPa ، افت فشار در رکوپراتور: سیال گرم 15 kPa و سمت سیال سرد، 70 kPa فرض شده است. پارامتر متغیر در بررسی دو سناریو، دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده است، که تعیین کننده دبی سیال عامل و در نتیجه کار خروجی و راندمان چرخه خواهد بود. در این شبیه سازی، به سبب دقت بالای نرم افزار، از شبیه ساز Hysys، استفاده شده است. این نرم افزار، قابلیت محاسبه کار مصرفی پمپ و کار تولید شده توسط توربین را دارد. با توجه شرایط اقلیمی منطقه و عدم مصرف آب، از چگالنده هوایی استفاده شده است و برای محاسبه دقیق راندمان چرخه، میزان مصرف برق فن های خنک کننده مورد نیاز است. لازم به ذکر است که مصرف فن های چگالنده هوایی، تابع پارامترهای زیادی است و نرم افزار Hysys، قابلیت محاسبه این پارامتر را ندارد. بنابراین، با تعریف شرایط عملیاتی و محیطی در نرم افزار HTFS، که یکی از ماژول های Aspen است، در شرایط طراحی بهینه، انرژی مصرفی فن های خنک کننده در چگالنده محاسبه گردیده و در رابطه راندمان چرخه مورد استفاده قرار گرفته است. دمای جریان گاز خروجی از دودکش پس از خروج از مبدل بازیاب حرارت، مبنای تعیین مقدار بهینه حرارت قابل بازیافت می باشد. سپس شرایط چرخه رانکین آلی با توجه به میزان بازیابی حرارت تعیین می شود. برای تعیین دمای خروجی گاز از دودکش، لازم است پارامترهایی مورد توجه قرار گیرد. یکی از این پارامترها، نقطه شبنم جریان گاز و دیگری اختلاف دمای کمینه در مبدل است. این دو پارامتر، بیشترین دمایی که جریان گاز خروجی از دودکش می تواند کاهش یابد را محدود خواهد کرد. نقطه شبنم جریان گاز خروجی با استفاده از روابط و فرمول های

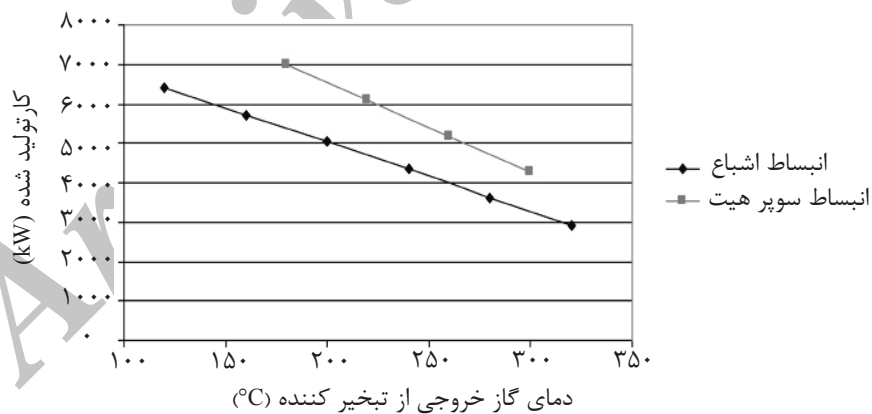
1. REFPROP

در شکل ۳، راندمان حرارتی برحسب دمای گاز خروجی از تبخیر کننده رسم شده است نشان دهنده افزایش راندمان چرخه در حالت فوق گرم نسبت به حالت انبساط اشباع است که این پدیده با توجه به افزایش درجه پیش گرمایش در چرخه فوق گرم، توجیه پذیر است. با توجه به شکل ۴، کاهش دبی جرمی با افزایش دمای گاز خروجی از دودکش، با توجه به ثابت بودن دمای سیال عامل در ورود و خروج از مبدل بازیاب امکان پذیر می باشد. همان گونه که قبلاً اشاره گردیده، کار مخصوص عبارت است از نسبت کار تولید شده به دبی جرمی سیال عامل. در شکل ۵، تغییر قابل ملاحظه‌ای در این نسبت با افزایش دمای جریان گاز مشاهده نمی شود. در شکل ۶، راندمان حرارتی و راندمان لورنز در چرخه حالت انبساط فوق گرم مقایسه شده است. با توجه به نمودار، راندمان لورنز روند افزایشی دارد، ولی در راندمان حرارتی، تغییر قابل ملاحظه‌ای مشاهده نمی شود.

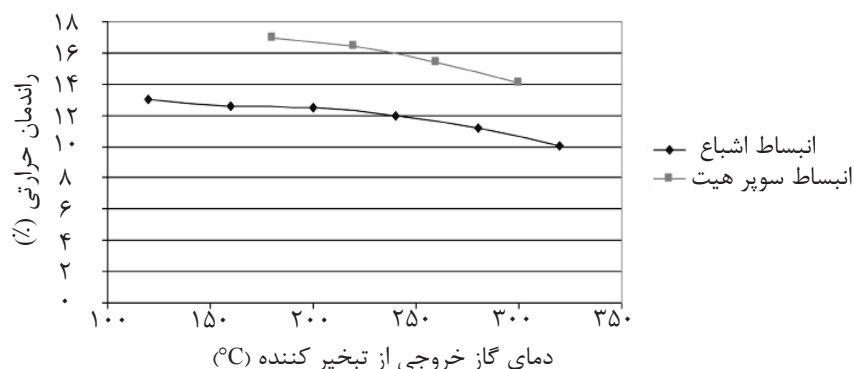
ولی مسأله مهم در این قسمت مقدار ΔT_{\min} در مبدل میانی است که مقدار آن به اندازه‌ای کاهش می یابد که برای مبدل‌های پوسته لوله مورد استفاده، مناسب نیست.

در ادامه نتایج حاصل از بررسی دو چرخه آلی رانکین با مبدل میانی، در دو سناریوی انبساط در حالت اشباع و انبساط در حالت فوق گرم، با استفاده از سیال نرمان پنتان، مقایسه می گردد.

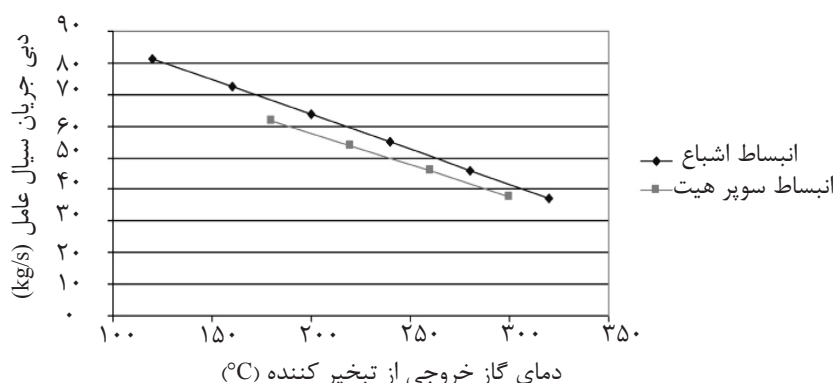
شکل ۲ کار تولید شده توسط توربین را در دو سناریوی مذکور نشان می دهد. کاهش کار تولید شده، طبیعتاً ناشی از کاهش باز یافت حرارت از دودکش و همچنین کاهش دبی جرمی سیال عامل با افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیر کننده می باشد. انتخاب دمای مناسب برای خروج گاز از دودکش و مقدار حرارتی که باز یافت می شود، علاوه بر مسائل ترمودینامیکی و زیست محیطی، به تجزیه و تحلیل اقتصادی نیز مرتبط می باشد.



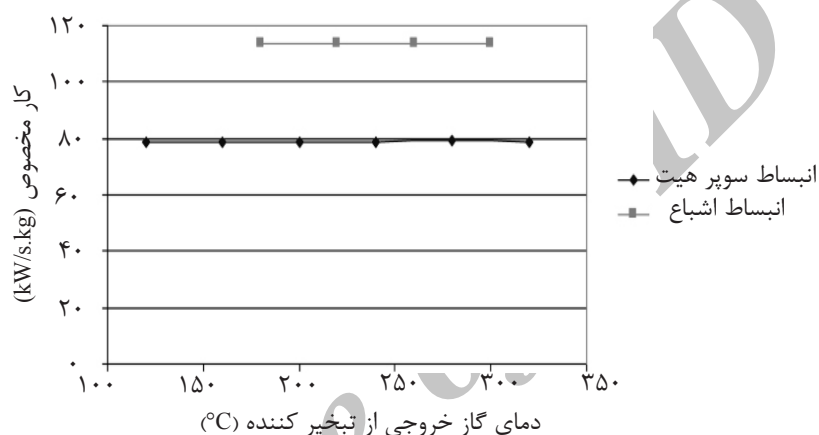
شکل ۲- تاثیر دمای گاز خروجی از تبخیر کننده بر روی میزان کار تولید شده



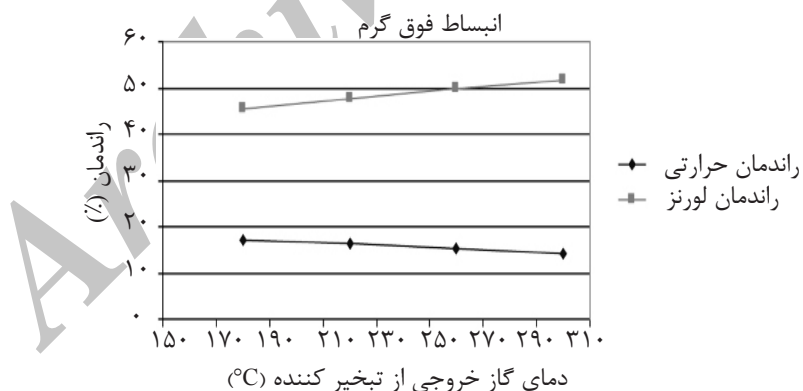
شکل ۳- تاثیر دمای گاز خروجی از تبخیر کننده بر روی میزان راندمان حرارتی



شکل ۴- تاثیر دمای گاز خروجی از تبخیر کننده بر روی میزان دبی جرمی



شکل ۵- تاثیر دمای گاز خروجی از تبخیر کننده بر روی میزان کار مخصوص



شکل ۶- مقایسه راندمان حرارتی و لورنز در سناریو انبساط فوق گرم

شبنم، دمای جریان گاز خروجی از تبخیر کننده تا 120°C می تواند کاهش یابد. ولی همان طور که پیشتر بیان شد، نقطه پینچ تبخیر کننده، محدود کننده این دما می باشد لذا در سناریوی انبساط فوق گرم به دلیل شرایط دمایی مورد بررسی و نقطه پینچ مبدل تبخیر کننده، حداقل دما 180°C در نظر گرفته شد تا

با توجه به خروجی های به دست آمده و مقایسه نتایج در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم، از نظر ترمودینامیکی، چرخه دوم با توان تولیدی kW 6989 و راندمان $16/9\%$ ، در حالتی که دمای جریان گاز خروجی از دودکش، برابر 180°C است، بهترین نتیجه محسوب می شود. بر مبنای دمای نقطه

توان را بررسی نمود. در این حالت با در نظر گرفتن کلیه شرایط طراحی و با توجه به حداقل اختلاف در مبدل‌ها، چرخه جدید طراحی شده است. در این چرخه با توجه به دمای منبع حرارت، از سیال R-114، به عنوان سیال عامل استفاده شده است. راندمان حرارتی چرخه دوم، ۷/۶٪ و کار تولید شده ۸۳۹/۵ kW می‌باشد. با توجه به مصرف پمپ و فن، کار خالص تولید شده در این چرخه ۴۳۸ kW خواهد بود، که این کار راندمان عملکرد کل ایستگاه را ۱/۶٪ افزایش داده و به میزان ۴۱/۶٪ می‌رساند.

بازیافت حرارت غیرمستقیم

در این حالت از یک چرخه میانی روغن، به منظور بازیافت حرارت دودکش و انتقال حرارت به چرخه رانکین آلی، استفاده شده است. روغن مورد استفاده در این چرخه DTRM-Q از دسته هیدروکربن‌ها می‌باشد. این روغن که مشخصات با استفاده از نرم‌افزار Hysys، به دست آمده، در جدول ۲ گزارش شده است.

فرض می‌شود است که بتوان دمای جریان دودکش را تا ۱۲۰°C کاهش داد و حداقل ΔT_{\min} در مبدل بازیاب ۲۰°C سایر پارامترهای ثابت در طراحی، مطابق با چرخه رانکین آلی بدون در نظر گرفتن چرخه میانی روغن است. پارامترهای ثابت در چرخه روغن و عبارتند از: دبی ۶۰ kg/s، بیشینه فشار چرخه ۲۵۰۰ kPa. برای در نظر گرفتن فشار بیشینه و دبی چرخه روغن، ابتدا اثر این پارامترها بر کار تولید شده توسط توربین، کار مصرف شده توسط پمپ روغن، دبی جرمی سیال عامل آلی و همچنین دمای روغن خروجی از مبدل بازیاب حرارت بررسی شده است.

نقطه پینچ مبدل به کمتر از ۲۰°C کاهش نیابد. برای محاسبه افزایش راندمان کل ایستگاه، ابتدا راندمان حرارتی و برایتون چرخه توربین گاز، به صورت زیر محاسبه شده است.

$$W_{net} = W_{turb1} + W_{turb2} = 70.69 + 6858 = 12927 \text{ (kW)} \quad (6)$$

$$w_i = \frac{W_{net}}{\dot{m}} = \frac{12927}{87.9} = 158.37 \quad (7)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_i}{q_{in}} = \frac{158.37}{599.106} \times 100 = 26\% \quad (8)$$

با فرض شرایط استاندارد هوای سرد (Cp=const.):

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{7.614^{\frac{1.4-1}{1.4}}} \times 100 = 43\% \quad (9)$$

راندمان حرارتی توربین‌های گازی معمولاً حدود ۳۰٪ است. بنابراین، راندمان این توربین با مقدار ۲۶٪، کمتر از حد نرمال است. این مسأله می‌تواند ناشی از شرایط اقلیمی باشد.

راندمان حرارتی کل در صورت استفاده از چرخه رانکین آلی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{th(total)} = \frac{w_{net(Brayton)} + w_{net(ORC)}}{q_{in}} = \frac{158.37 + 81.77}{599.106} \times 100 = 40\% \quad (10)$$

ملاحظه می‌شود که در صورت بازیافت حرارت، راندمان کلی ایستگاه، به میزان ۱۴٪ افزایش می‌یابد. اما در این حالت، جریان گاز خروجی از دودکش با دمای ۱۸۰°C، به میزان ۱۳۲۰۰ kW، پتانسیل بازیافت خواهد داشت. برای استفاده از این حرارت نیز روش‌های متنوعی وجود دارد. از جمله راه‌اندازی چیلر جذبی جهت پیش‌سرمایش هوای ورودی به کمپرسور یا پیش‌گرمایش سوخت مصرفی. با تغییر سیال عامل نیز می‌توان امکان استفاده از یک چرخه رانکین آلی دیگر جهت تولید

جدول ۲- مشخصات ترمودینامیکی روغن

وزن مولکولی	نقطه جوش نرمال (°C)	دمای بحرانی (°C)	فشار بحرانی (kPa)
۱۹۰	۲۶۷/۲	۴۸۶/۳	۲۷۲۳

برخورد [۷]، نشان داده می‌شود. مبنای این ماتریس بر جریان‌های سیستم مورد بررسی است و عناصر آن به صورت زیر است:

صفر: در حالتی که جریان زام و عنصر i ام ارتباطی با هم نداشته باشند.

+۱: در حالتی که جریان زام وارد عنصر i ام شود.

-۱: در حالتی که جریان زام، عنصر i ام را ترک کند.

گراف تخریب اکسرژی نیز برای تعیین افت اکسرژی در هر جزء از سیستم و یا کل سیستم، مفید است. از دیدگاه ترمودینامیکی، مقدار تخریب اکسرژی در هر جزء از سیستم، نشان دهنده اهمیت آن جزء است. با این تعریف از سیستم می‌توان به دنبال روش‌هایی برای بهبود عملکرد کل سیستم بود. پارامترهای مهمی را می‌توان با استفاده از روش گراف اکسرژی تعیین نمود. یکی از این پارامترها راندمان اکسرژی است. راندمان اکسرژی عنصر i ، عبارت است از نسبت اکسرژی استفاده شده عنصر i ، (E_i^u) ، به اکسرژی در دسترس برای همان عنصر (E_i^a) ، که با رابطه زیر بیان می‌شود [۸]:

$$\eta_{exergy}^i = \frac{E_i^u}{E_i^a} \quad (11)$$

مراحل مختلف

تهیه گراف اکسرژی شامل مراحل مختلف زیر است:

مرحله اول: توسعه جریان برای سیستم که این مرحله با توجه به عناصر مختلف تشکیل دهنده سیستم انجام می‌شود.

با توجه به شکل‌های ۷ و ۸ در این چرخه افزایش درجه فوق گرمایش، کار تولید شده در توربین و راندمان حرارتی چرخه را کاهش می‌دهد.

نمایی از شبیه‌سازی چرخه آلی رانکین را در قسمت بازیافت حرارت در شکل ۹ نشان داده شده است.

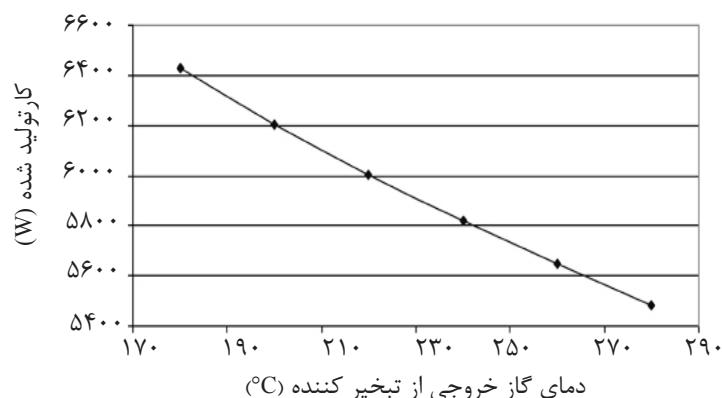
تجزیه و تحلیل اکسرژی، برگشت ناپذیری و تخریب اکسرژی

تجزیه و تحلیل اکسرژی یک سیستم [۶]، مفهومی است که به عنوان قسمتی از ارزیابی ترمودینامیکی یک سیستم یا چرخه بیان شده است. به طور خلاصه، تجزیه و تحلیل اکسرژی، ترکیبی از مفاهیم قانون اول و دوم ترمودینامیک برای ارزیابی انواع چرخه‌ها و سیستم‌ها می‌باشد که در درجه اول برای تعیین هزینه‌های اتلاف انرژی و حرارت استفاده می‌شود.

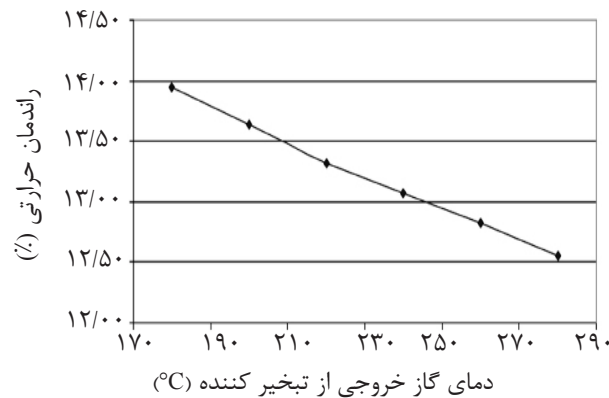
برای تجزیه و تحلیل اکسرژی ORC، فرضیات مشخصی در نظر گرفته می‌شود. این فرضیات شامل در نظر گرفتن انبساط آیزنتروپیک در توربین، صرف‌نظر از برگشت ناپذیری‌های پمپ، فن‌ها و ژنراتور می‌باشد. در واقع این مقادیر ناچیز فرض شده و صرف‌نظر کردن از این افت‌های اکسرژی، تاثیری بر تجزیه و تحلیل اکسرژی کلی این نوع چرخه‌ها ندارد.

روش گراف اکسرژی

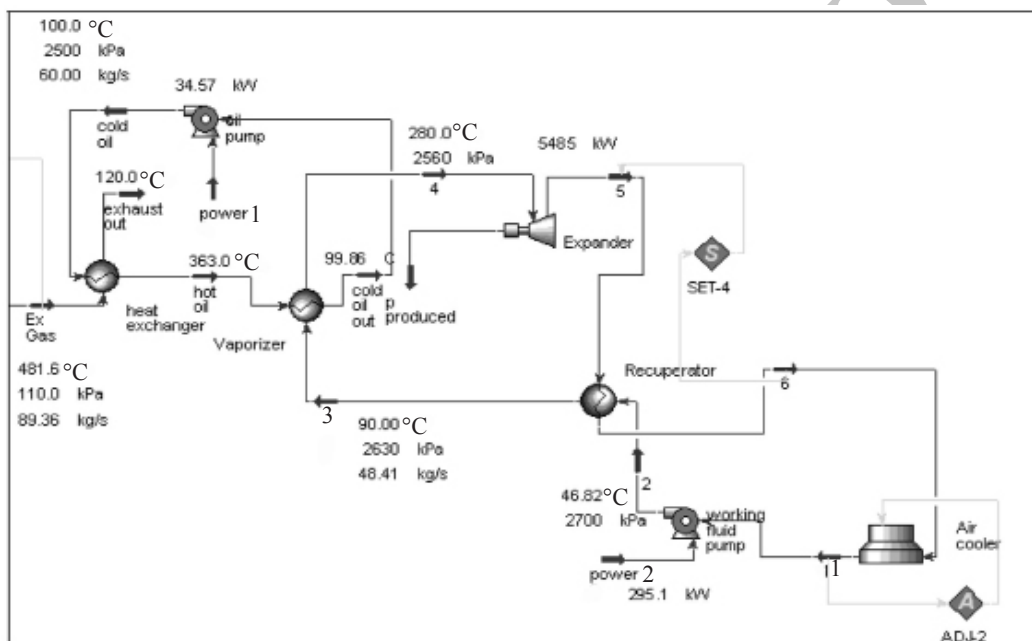
ساختار گراف جریان اکسرژی و ساختار مدل سیستم، با استفاده از ماتریسی به نام ماتریس



شکل ۷- اثر افزایش دمای سیال عامل در خروج از تبخیرکننده بر کار تولید شده



شکل ۸- اثر افزایش دمای سیال عامل در خروج از تبخیرکننده بر راندمان حرارتی



شکل ۹- نمودار جریان فرایند چرخه رانکین آلی در قسمت بازیافت حرارت گاز خروجی از توربین گاز

می‌توان عملکرد سیستم را می‌توان محاسبه نمود. مرحله پنجم: جدول مشخصات ترمودینامیکی این جدول با استفاده از داده‌های از مراحل سوم و چهارم به دست می‌آید. ضریب تاثیر، راندمان اکسرژی، نرخ تخریب اکسرژی، درجه کمال ترمودینامیکی و مقدار اکسرژی استفاده شده و اکسرژی در دسترس برای هر عنصر و همچنین کل سیستم محاسبه خواهد شد.

مرحله ششم: تجزیه و تحلیل این مرحله شامل تجزیه و تحلیل کامل نتایج به دست آمده از مراحل پیشین می‌باشد. هدف از تجزیه و تحلیل نتایج، تفسیر صحیح نتایج و همچنین استخراج نتایج مفید از خروجی‌ها می‌باشد.

مرحله دوم: توسعه گراف جریانی اکسرژی با استفاده از عناصر مشخص شده در مرحله اول؛ نمودار جریان اکسرژی، یک طرح کلی است و جریان اکسرژی ورودی و خروجی به هر عنصر را نشان می‌دهد. مرحله سوم: توسعه ماتریس برخورد در این ماتریس، تعداد سطرهای ردیف به تعداد عناصر موجود در سیستم و تعداد ستون‌ها به تعداد جریان‌های موجود در سیستم بستگی دارد.

مرحله چهارم: داده‌های پارامتری جریان این مرحله شامل محاسبه خواص سیال عامل آلی مانند، آنتالپی مخصوص، آنترپی مخصوص، دبی جرمی، اکسرژی مخصوص و نرخ جریان اکسرژی در دماها و فشارهای مختلف می‌باشد. با استفاده از این داده‌ها،

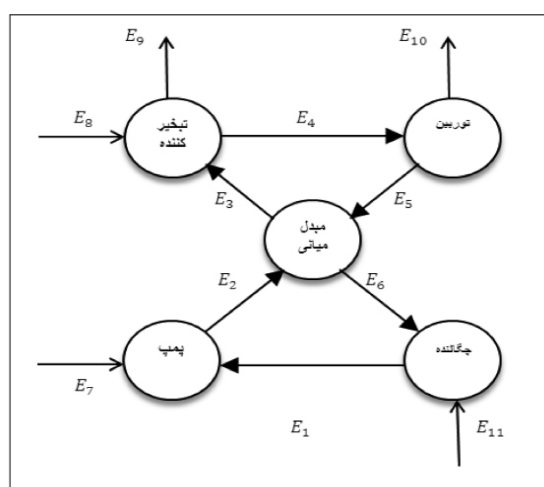
کاربرد روش گراف اکسرژی

می‌شوند با «+۱» و جریان‌های اکسرژی که از هر عنصر خارج می‌شوند، با «-۱» نشان داده می‌شود (جدول ۳).

برای تهیه جدول داده‌های پارامتری جریان در چرخه است. این داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار رفرپاپ، محاسبه شده است. مرحله پنجم، مرحله محاسبات، جهت تعیین مشخصات ترمودینامیکی سیستم مورد بررسی است.

گراف اکسرژی مربوط به چرخه مورد بررسی، در شکل ۱۰ نشان داده شده است. در این شکل، هر دایره نشان دهنده یک عنصر از چرخه است و پیکان‌های ورودی و خروجی از هر عنصر، نشان دهنده جریان اکسرژی می‌باشد.

به منظور تهیه ماتریس برخورد، برای سیستم مورد بررسی، جریان‌های اکسرژی که به هر عنصر وارد



شکل ۱۰- گراف اکسرژی چرخه رانکین آلی

جدول ۳- ماتریس برخورد مربوط به گراف اکسرژی

جریان	عنصر				
	پمپ	تبخیرکننده	توربین	مبدل میانی	چگالنده هوایی
E_1	+۱	+۱	۰	۰	-۱
E_2	-۱	۰	۰	۰	۰
E_3	۰	-۱	+۱	۰	۰
E_4	۰	۰	-۱	+۱	۰
E_5	۰	+۱	۰	-۱	۰
E_6	۰	-۱	۰	۰	+۱
E_7	+۱	۰	۰	۰	۰
E_8	۰	۰	+۱	۰	۰
E_9	۰	۰	-۱	۰	۰
E_{10}	۰	۰	۰	-۱	۰
E_{11}	۰	۰	۰	۰	+۱

نسبت به حالت انبساط اشباع دارند و در این حالت، این تجهیزات مطابق انتظار، عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهند. از طرفی، با توجه به تاثیر بیشتر این تجهیزات بر عملکرد چرخه، با توجه به شکل ۱۶، راندمان اکسرژی کلی چرخه نیز روندی مشابه با تجهیزات بیان شده دارد راندمان اکسرژی چرخه در سناریوی انبساط اشباع نسبت به انبساط فوق گرم بالاتر است. اما اثر افزایش دمای جریان گاز خروجی از دودکش بر راندمان اکسرژی هر کدام از تجهیزات، در هر سناریو، روندی مشابه دارد.

این روند برای عناصری مانند پمپ، مبدل میانی و توربین تقریباً ثابت است، ولی برای تبخیرکننده و چگالنده هوایی، با افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده، راندمان اکسرژی روندی کاهشی از خود نشان می‌دهد که این روند کاهشی برای چگالنده هوایی محسوس تر است. در این حالت، طبق انتظار، برای کل چرخه نیز افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده، باعث کاهش راندمان اکسرژی چرخه خواهد شد.

تحلیل اقتصادی

با توجه به اینکه استفاده از این سیستم در سناریوی انبساط فوق گرم، نتایج بهتری نسبت به انبساط اشباع نشان داده، تحلیل و بررسی نتایج ترمودینامیکی صورت گرفته است. برای این منظور از نرم‌افزار Aspen Icarus 2012، که یکی از ماژول‌های نرم‌افزارهای Aspen است، برای برآورد و تحلیل اقتصادی فرایند استفاده شده است.

ابتدا با بازخوانی فایل شبیه‌سازی شده در محیط Hysys، ابعاد و اندازه تجهیزات و لوله کشی سیستم توسط نرم‌افزار تعیین شده و سپس برآورد اقتصادی پروژه با در نظر گرفتن کلیه هزینه‌های جانبی شامل (هزینه‌های طراحی، اجرا، حمل و نقل، تعمیر و نگهداری و ...) انجام شده است.

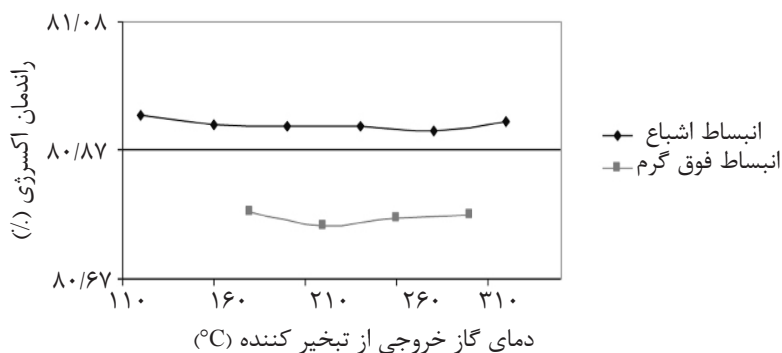
پارامترهایی که در این مرحله محاسبه می‌شوند، عبارتند از: اکسرژی که به هر عنصر وارد و یا از آن خارج می‌شود، تخریب اکسرژی در هر عنصر از سیستم، اکسرژی استفاده شده و اکسرژی در دسترس برای هر عنصر، راندمان اکسرژی، درجه کمال ترمودینامیکی و ضریب تاثیر هر عنصر.

نتایج حاصل از تحلیل گراف اکسرژی، در مرحله ششم، نشان می‌دهد که عنصری در آن، بالاترین تخریب اکسرژی رخ می‌دهد، تبخیرکننده است که دارای کمترین راندمان اکسرژی نیز می‌باشد. تخریب اکسرژی در این عنصر، به طور عمده ناشی از برگشت‌ناپذیری‌های مربوط به انتقال حرارت و جریان گازهای داغ خروجی می‌باشد. بنابراین بدیهی است که بالاترین ضریب تاثیر در این سیستم، مربوط به تبخیرکننده می‌باشد.

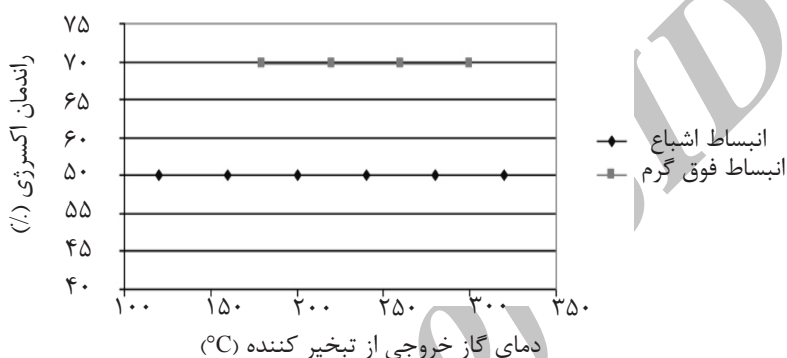
با توجه به جدول، دومین عنصر که تاثیر بیشتری در عملکرد سیستم دارد، توربین است که پس از تبخیرکننده، بالاترین ضریب تاثیر را دارد. با توجه به نتایج به دست آمده، راندمان اکسرژی کل سیستم حدود ۴۰٪ است. نتایج نشان می‌دهد که بهتر است بررسی‌ها به منظور افزایش راندمان اکسرژی چرخه، بر روی مبدل بازیاب حرارت با هدف افزایش راندمان مبدل و افزایش درصد بازیافت حرارت صورت گیرد.

در راندمان اکسرژی عناصر مختلف چرخه، در دو سناریوی انبساط اشباع و انبساط فوق گرم، با تغییر دمای جریان گاز خروجی از مبدل تبخیرکننده بررسی شده است. با توجه به شکل‌های ۱۱ تا ۱۶، عناصر پمپ و چگالنده هوایی، در حالت انبساط اشباع، راندمان اکسرژی بالاتری نسبت به حالت انبساط فوق گرم دارند. در رابطه با چگالنده هوایی، این مسأله ناشی از کاهش دمای سیال عامل در ورود به چگالنده، در حالت انبساط اشباع می‌باشد.

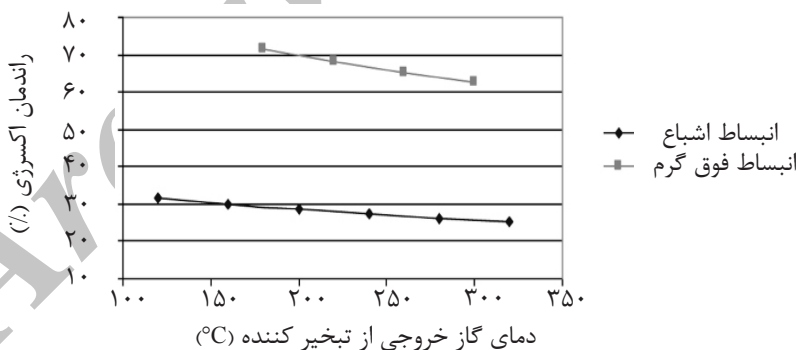
در حالی که در سایر عناصر نظیر: تبخیرکننده، توربین و مبدل میانی، این مسأله برعکس است و این عناصر در حالت انبساط فوق گرم، راندمان اکسرژی بالاتری



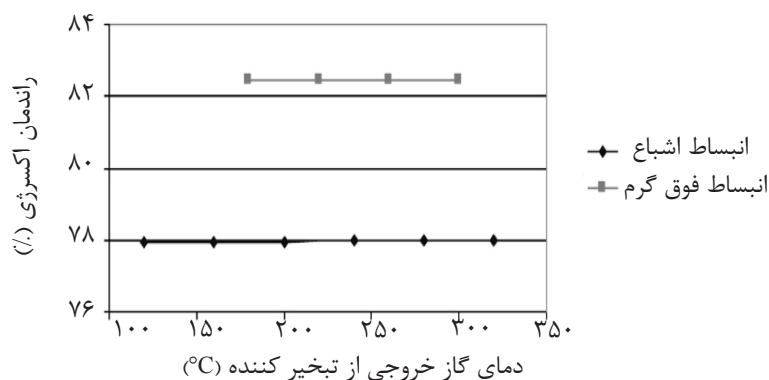
شکل ۱۱- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی پمپ در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم



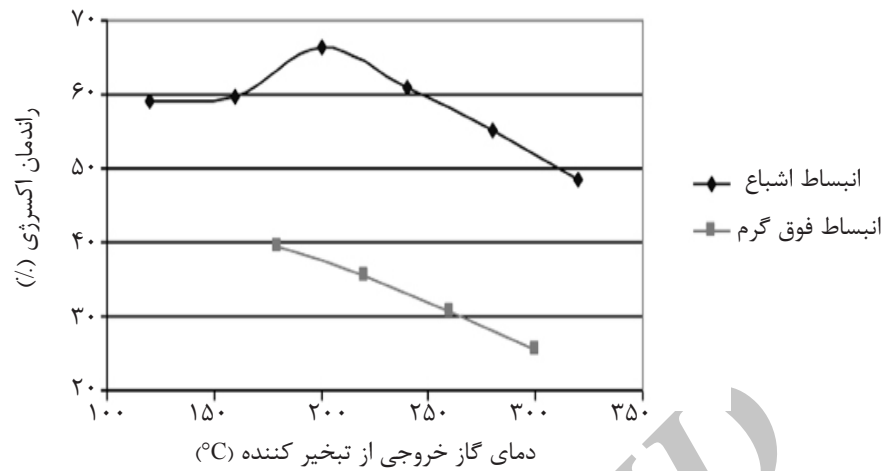
شکل ۱۲- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی مبدل میانی در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم



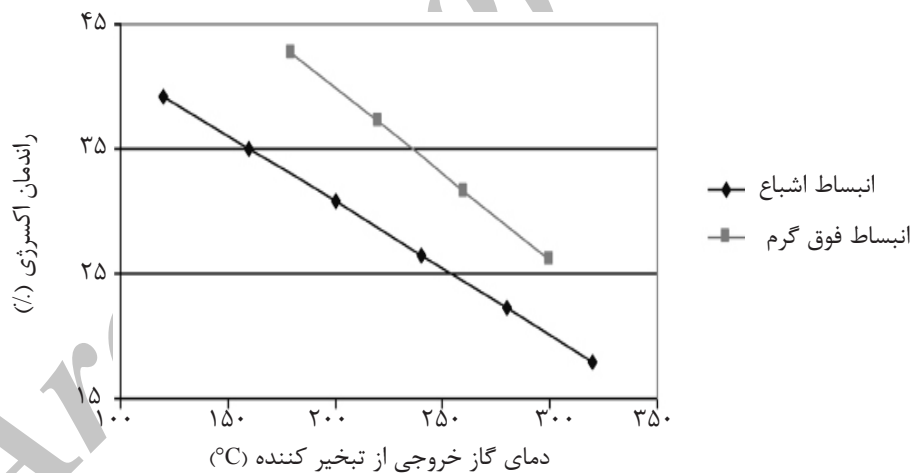
شکل ۱۳- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی تبخیرکننده در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم



شکل ۱۴- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی توربین در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم



شکل ۱۵- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی چگالنده هوایی در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم



شکل ۱۶- تأثیر افزایش دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده بر راندمان اکسرژی کلی چرخه در دو حالت انبساط اشباع و فوق گرم

کمترب برق از شبکه خواهد بود. به همین دلیل نرخ جهانی خرید برق در قسمت درآمد حاصل از پروژه قرار داده شده است و بر مبنای تولید kW ۶۹۸۹ توان برق در توربین، قیمت برق US \$/kWh ۰/۰۷۷۵ (قیمت آمریکا معادل ۱/۹۴ MRs/kWh) معادل قیمت جهانی شده است. نتایج به دست آمده از این تحلیل در جدول ۵ نشان داده شده است.

در این مورد، برای تحلیل اقتصادی، فرضیاتی شامل نرخ تورم، نرخ مالیات، عمر اقتصادی پروژه و نرخ خرید برق در نظر گرفته شده که در جدول ۴ ارائه شده است. همچنین هر دلار معادل ۲۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است. درآمد حاصل از فروش برق نیز به نرخ جهانی آن قرار داده شده و با توجه به اینکه برق تولید شده به مصرف خود ایستگاه می‌رسد، عملاً صرفه‌جویی هزینه در خرید

جدول ۴- داده‌های ورودی به نرم‌افزار Aspen Icarus 2012

میزان	واحد	عامل
۵	percent/period	نرخ مالیات
۲۰	period	طول عمر پروژه
۵	percent/period	نرخ افزایش سرمایه‌گذاری پروژه
۵	percent/period	نرخ تولید
۳	percent/period	نرخ هزینه‌ها، عملیات و نگهداری
۳	percent/period	نرخ هزینه‌های آب و برق و گاز
۲۰	weeks	مدت زمان راه‌اندازی

جدول ۵- نتایج بررسی اقتصادی مورد مطالعاتی

نتیجه	واحد	عوامل
۲۵	MRs/U.S. DOL-LAR	نرخ تبدیل ارز
۳۹۶,۱۲۵,۶۵۴,۹۱	MRs	کل هزینه‌های سرمایه‌گذاری
۱۱,۵۸۵,۶۹۹,۵۷	MRs/Year	کل هزینه‌های عملیاتی
۴۳۲,۴۹۹,۶۰	MRs/Year	کل هزینه‌های آب، برق، گاز و ...
۱۰۸,۳۲۸,۰۰۰,۰۰	MRs/Year	فروش کل محصولات (درآمد)
۲۰	Percent/Year	نرخ بازگشت مطلوب
۲۷/۳۲		نرخ بازگشت سرمایه
۲۱/۷۶		نرخ بازگشت سرمایه اطلاع شده
۳۴/۳۸		نرخ بازگشت خالص
۱۰		زمان بازگشت
۵۰/۴۰		نرخ بازگشت حساب
۱/۳۴		شاخص سودآوری
	طراحی از پایه	نوع پروژه
	ASME	استاندارد طراحی

نتیجه‌گیری

از ۴۰۰۰ تا ۷۰۰۰ kW بسته به دمای جریان گاز خروجی از تبخیرکننده متغیر خواهد بود. در صورتی که محدوده راندمان در سناریوی انبساط اشباع از ۱۰ تا ۱۳٪ و کار تولید شده نیز از ۳۰۰۰ تا ۶۵۰۰ kW متغیر خواهد بود. در حالت بازیافت حرارت غیر مستقیم نیز کار تولید شده با افزایش درجه فوق گرمایش از ۵۵۰۰ تا ۶۴۰۰ kW و راندمان حرارتی از ۱۲/۵ تا ۱۴٪ متغیر خواهد بود.

نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که انبساط فوق گرم، به دلیل افزایش درجه حرارت پیش‌گرمایش سیال آلی حالت مناسب‌تری می‌باشد و استفاده از چرخه آلی رانکین در بازیافت حرارت اتلافی توربین گاز، راندمان کلی ایستگاه را تا ۱۴٪ افزایش می‌دهد. راندمان حرارتی چرخه رانکین آلی در سناریو انبساط فوق گرم از ۱۴ تا ۱۷٪ و کار تولید شده نیز

$$\dot{Q} = \text{نرخ انتقال حرارت (kW)}$$

$$U = \text{ضریب کلی انتقال حرارت (kW/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$A = \text{مساحت سطح (m}^2\text{)}$$

$$\Delta T_m = \text{اختلاف دمای لگاریتمی (°C)}$$

$$W_c = \text{کار حجم کنترل (kW)}$$

$$V = \text{سرعت (m/s)}$$

$$g_c = \text{ثابت گرانش (m/s}^2\text{)}$$

$$Z = \text{ارتفاع (m)}$$

$$T_L = \text{دمای منبع حرارت سرد (K)}$$

$$T_H = \text{دمای منبع حرارت گرم (K)}$$

$$T_{air1} = \text{دمای هوای ورودی (K)}$$

$$T_{air2} = \text{دمای هوای خروجی (K)}$$

$$T_{WH1} = \text{دمای ورودی حرارت اتلافی (K)}$$

$$T_{WH2} = \text{دمای خروجی حرارت اتلافی (K)}$$

$$h = \text{آنتالپی (kJ/kg)}$$

$$S = \text{آنترپی (kJ/kg.K)}$$

$$e_1 = \text{اکسرژی ورودی}$$

$$e_2 = \text{اکسرژی خروجی}$$

$$T_0 = \text{دمای محیط (°C)}$$

$$\dot{m} = \text{دبی جرمی (kg/s)}$$

استفاده از این چرخه‌ها در کاهش دمای جریان گاز فشرده، در منطقه بررسی شده مناسب نمی‌باشد. استفاده از چرخه میانی روغن جهت انتقال حرارت به چرخه اصلی نیز، عملکردی مشابه با چرخه ساده در حالت انبساط فوق گرم دارد، ولی مزیت آن این است که کنترل پذیری سیستم را ساده‌تر می‌کند. تحلیل اکسرژی سیستم نیز به منظور بررسی کلی سیستم جهت تعیین تجهیزاتی که بیشترین تاثیر را در سیستم دارند، انجام گردید نتایج نشان می‌دهد که تبخیرکننده، مؤثرترین تجهیز در عملکرد کل سیستم است. به عنوان نمونه تحلیل اقتصادی سناریوی انتخابی بازیافت حرارت مستقیم در حالت انبساط فوق گرم مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که با وجود پیشرفت‌هایی که تا به امروز با این سیستم به دست آمده در حال حاضر از لحاظ اقتصادی در برخی از سناریوها و شرایط پاسخگو نبوده و لازم است با به‌کارگیری آنها تصمیم‌گیری نمود.

علائم و نشانه‌ها

ξ: شیب خط بخار اشباع در نمودار T-S
 η_{SP} : راندمان آیزنتروپیک پمپ
 η_T : راندمان آیزنتروپیک توربین

مراجع

- [1]. Iarjola J. and Uunsitato A., "Back ground of ORC power plant," in Procrrding of the 1st Int. Seminar on ORC Power Systems, Dift Netherlands, 2009.
- [2]. Bronicki I. L., "Organic rankine cycle power plant for waste heat recovery," ORMAT International Inc., 2008.
- [3]. Sun J., WenhuaLi A., B., "Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant," Applied Thermal Engineering, 31, pp. 2032-2041, 2011.
- [4]. Knudsen K., "Low quality waste heat recovery for a gas gathering compressor package," MSc. Dissertation, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering Calgary, Alberta, 2006.
- [5]. H. Lorenz "Die ermittlung der grenzwerte der thermodynamischen energi-umwandlung (the determination of the limiting value of thermodynamic energy transformation)," Z Ges Kälteind. 2: 8, 27,43 and in Die Ausnutzung der Brennstoffe in den Kühlmaschinen'Z Ges Kälteind, 1, pp. 10-15, 1994.
- [6]. Bejan A., Tsatsaronis G., and Moran M. "Thermal design and optimization", Johan Wiley, New York (1996).
- [7]. Nikulshin V., Wu C., and Nikulshina V., "Exergy efficiency calculations of exergy intensive systems by graphs," Int. J. Applied Thermodynamics, Vol. 5, pp. 67-74, 2002.
- [8]. Bejan A. "Advanced engineering thermodynamics," Johan Wiley 3rd ed., 2006.