

تحلیل انرژی-آگزرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی پیکربندی‌های مختلف سیکل توربین گاز با استفاده از سیکل رانکین آلی

هادی اشرفی^۱، میرهاتف سیدولیلو^۲، سید فرامرز رنجبر^۳

^۱ کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

Hadi.ashrafi@yahoo.com

^۲ کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

S.hatef90@ms.tabrizu.ac.ir

^۳ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

S.ranjbar@tabrizu.ac.ir

چکیده: نظر به اینکه چرخه‌های متداول توربین گاز در حالت واقعی شامل چرخه ساده، چرخه بازیاب، چرخه توأم با بازگرمایش، چرخه توأم با خنک‌کن میانی بین کمپرسورهای پرفشار و کم‌فشار است، این چرخه‌ها با ترکیب شدن با سیکل رانکین و با ۳ سیال عامل آلی و بخار آب، ۱۶ سیکل ترکیبی را تشکیل می‌دهند. در این مقاله، سیکل ترکیبی فوق‌الذکر با ۳ سیال عامل آلی و بخار آب از نظر قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک بررسی شده است. مقادیر تخریب آگزرژی و بازده آگزرژی برای هریک از اجزا و نیز برای کل سیستم‌ها محاسبه شده‌اند. در نهایت در یک بررسی پارامتری گسترده، تأثیر تغییر پارامترهای مهم سیستم بر عملکردهای انرژی و آگزرژی آن‌ها بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد از بین سیال‌های آلی بررسی شده، سیال تولون بهترین عملکرد را از نظر قانون اول و دوم می‌دهد. همچنین نتایج نشان می‌دهد بازده قانون اول و همچنین بازده قانون دوم در نسبت فشارهای بزرگ‌تر از ۱۲، برای سیکل توربین گاز با بازگرمایش / سیکل رانکین بیشترین مقدار و برای سیکل ساده توربین گاز / رانکین، کمترین مقدار را دارد.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، سیکل ترکیبی، رانکین آلی، بازده، آگزرژی.

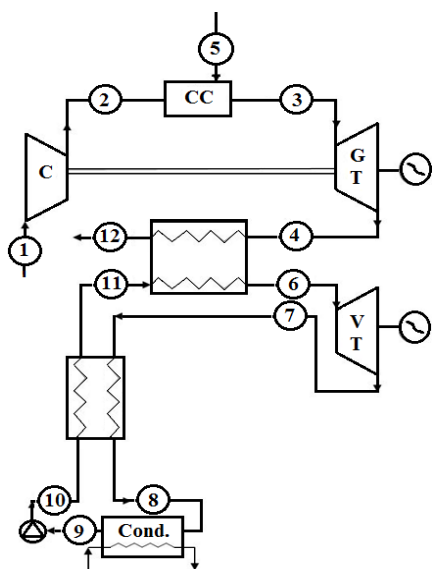
۱. مقدمه

از K410 در اوپراتور مورد بررسی قرار داد و به این نتیجه رسید که استفاده از مبدل حرارتی داخلی، زمانی که از سیال عامل خشک استفاده می‌شود، با کم کردن حرارت مورد نیاز در اوپراتور، موجب افزایش بازده حرارتی چرخه خواهد شد. چهارطاقی و بابایی [۹]، با به‌کارگیری سیال کاری دوجزئی به تحلیل انرژی و آگزرژی چرخه ارگانیک رانکین پرداختند و تأثیر شیب‌های دمایی متفاوت را به هنگام تغییر فاز، بر روی عملکرد چرخه ارگانیک رانکین بررسی کردند. نتایج حاکی از این بود که با توجه به مطابقت شیب دمایی در چگالنده و تبخیرکننده، در استفاده از سیال مخلوط دوجزئی، درمقایسه با سیال عامل خالص افزایش بازده حرارتی و آگزرژی حدود ۹ درصد در پیکربندی ساده و ۱۴ درصد در چرخه با مبدل حرارتی، قابل دسترس است. یاری [۱۰] چهار آرایش مختلف چرخه ارگانیک رانکین را از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد مطالعه قرار داد و به این نتیجه رسید که اوپراتور، توربین و چگالنده به ترتیب، منابع عمده برگشت‌ناپذیری هستند و ملاحظات زیست‌محیطی، ایمنی و پایداری سیال، ممکن است سیال عامل بهینه را تغییر دهند. دای و همکاران [۱۱] دو آرایش ساده ارگانیک رانکین و چرخه ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی داخلی را با استفاده از ۱۰ سیال عامل شامل آمونیاک، هیدروکربن‌ها، مبردها و آب، برای استفاده از حرارت اتلافی، تحلیل و بهینه‌سازی کردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که از میان سیال‌های عامل استفاده‌شده، R236ea بازده آگزرژی بهتری را نشان می‌دهد. علاوه بر این، با توجه به حجم مخصوص کم این سیال در ورودی توربین، اندازه توربین کوچک‌تر خواهد بود و افزودن مبدل حرارتی داخلی، بازده حرارتی را بهبود خواهد داد، ولی روی توان خالص تولیدی و بازده آگزرژی تأثیری نخواهد گذاشت. روی و همکاران [۱۲]، حرارت اتلافی یک نیروگاه ۸۴۰ مگاواتی را به‌عنوان منبع حرارتی، برای آرایش ساده چرخه ارگانیک رانکین در نظر گرفته و بهینه‌سازی را برای تولید توان حداکثر انجام دادند. ایشان در طی این کار به این نتیجه رسیدند که اگر دمای تبخیر در اوپراتور، نزدیک به دمای ورودی منبع گرم باشد، تولید توان کمتری خواهیم داشت و بهتر است دما و فشار تبخیر در اوپراتور را مقدار نسبتاً کمتری انتخاب کنیم. چانکه و همکاران [۱۳]، خواص ۲۰ سیال عامل مختلف را برای استفاده در چرخه ارگانیک رانکین ساده خورشیدی با دمای پایین مورد بررسی قرار دادند. بازده و جنبه‌های ترمودینامیکی، دبی‌های حجمی، دبی‌های جرمی، نسبت فشار، سمی بودن، اشتعال‌پذیری، برای مقایسه مد نظر قرار گرفتند و R134a به‌عنوان مناسب‌ترین سیال معرفی و مشخص شد که R152، R600a، R600 و R290 دارای عملکرد مناسبی بوده، ولی به‌دلیل اشتعال‌پذیری، نیاز به

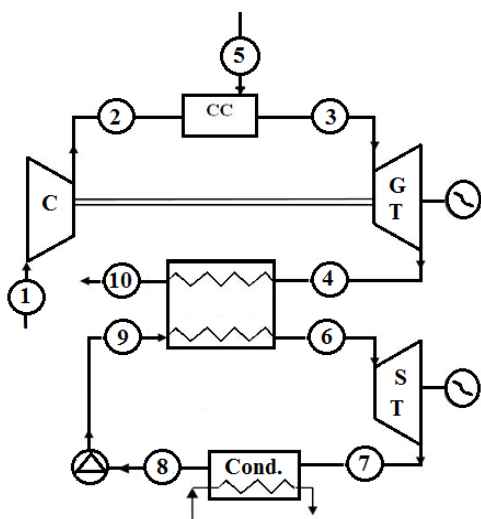
بیش از ۵۰ درصد کل حرارت تولیدشده در سراسر جهان، شامل حرارت اتلافی، حرارت تولیدی توسط گردآورنده‌های خورشیدی دمپایین و حرارت زمین گرمایی است [۱]. تحقیقات در زمینه تولید توان الکتریکی از منابع حرارتی دمپایین، توجه فراوانی را در سال‌های اخیر به خود معطوف کرده است که چرخه ارگانیک رانکین، پرکاربردترین چرخه برای این منظور است [۲]. با توجه به اینکه چرخه رانکین بخار سستی، اجازه تولید توان کارآمد را در دماهای پایین نمی‌دهد، چرخه ارگانیک رانکین به‌دلیل سادگی و بازده بیشتر به‌طور گسترده برای تبدیل حرارت دمپایین به توان، مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱]. این چرخه براساس چرخه رانکین سستی که در نیروگاه‌های بخار استفاده می‌شود، کار می‌کند، با این تفاوت که به جای آب از یک سیال آلی به‌عنوان سیال عامل استفاده می‌کند [۳]. دمای جوش سیال عامل در چرخه ارگانیک رانکین، خیلی کمتر از دمای جوش آب است. بنابراین نیازی به دسترسی به دماهای بالا برای تولید بخار به‌منظور به‌کار انداختن توربین وجود ندارد [۴]. مزایای متعددی درباره استفاده از چرخه ارگانیک رانکین در مقایسه با چرخه بخار سستی وجود دارد که از آن جمله می‌توان به بهره‌برداری بهتر از منابع انرژی دمپایین، داشتن سیستم‌هایی با اندازه کوچک‌تر و کارایی اقتصادی بهتر اشاره کرد [۵]. انتخاب سیال عامل و شرایط کارکرد چرخه ارگانیک رانکین تأثیر عمده‌ای روی کارکرد سیستم، بازده و محیط زیست دارد [۴]. همچنین در صورت استفاده از آب، نسبت حجمی انبساط در توربین در مقایسه با سایر سیالات، خیلی بزرگ‌تر بوده و توربین به مراتب پیچیده‌تر و پرهزینه‌تری مورد نیاز خواهد بود [۶]. از این‌رو، تحقیقات در زمینه چرخه ارگانیک رانکین معمولاً شامل انتخاب سیال عامل مناسب برای چرخه، بهینه‌سازی چرخه ارگانیک رانکین و بررسی آرایش‌های مختلف چرخه برای افزایش بازده یا توان خالص خروجی چرخه است [۷] که از آن میان می‌توان به این کارها اشاره کرد:

رایگان و تائو [۴]، برای تولید توان، چرخه ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی داخلی متصل به گردآورنده‌های خورشیدی را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها از میان ۱۱۷ سیال آلی، ۳۴ سیال را برای تحلیل انتخاب کردند. همچنین اشاره شده است که چرخه ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی داخلی، بازده بیشتری نسبت به چرخه ارگانیک رانکین ساده دارد. الجوندی [۸] چرخه ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی داخلی را برای ۱۲ سیال عامل، شامل مبردها و هیدروکربن‌های خشک برای دمای تبخیر کمتر

گازهای خروجی از توربین، دمای بالایی دارد. در این سیستم، از گرمای گازهای خروجی برای تولید توان در یک چرخه رانکین با سیال آلی که دارای مبدل داخلی است، استفاده شده است. چرخه رانکین دارای اجزای بویلر، توربین، مبدل حرارتی، کندانسور و پمپ است. اگر سیال کاری چرخه رانکین بخار آب باشد، چرخه تولید توان از گازهای خروجی، چرخه رانکین ساده با بخار خواهد بود. شماتیک این سیستم در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل (۱): چرخه توربین گاز ساده با چرخه رانکین آلی



شکل (۲): چرخه توربین گاز ساده با چرخه رانکین بخار

فرضیات صورت گرفته در مدل سازی این چرخه در جدول (۱) ذکر شده است.

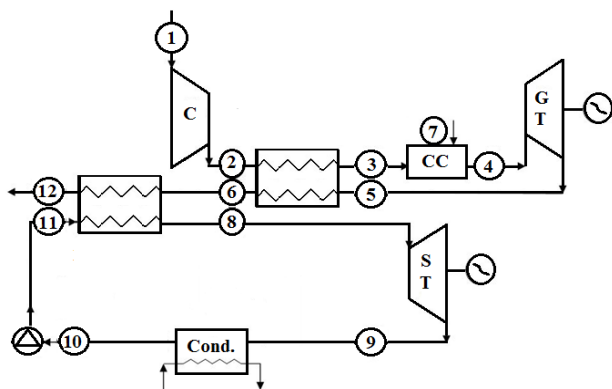
ملاحظات ایمنی دارند. بنابراین با توجه به کارهای انجام شده، چرخه های متداول توربین گاز در حالت واقعی شامل چرخه ساده، چرخه بازیاب، چرخه توأم با بازگرمایش، چرخه توأم با خنک کن میانی بین کمپرسورهای پرفشار و کم فشار است، این چرخه ها با ترکیب شدن با سیکل رانکین و با ۳ سیال عامل آلی و بخار آب، ۱۶ سیکل ترکیبی را تشکیل می دهند. از این رو، اصلی ترین نوآوری کار حاضر را می توان در ترکیب یا کوپل کردن چرخه رانکین آلی با چرخه های متداول توربین گاز از طرفی و مطالعه هر کدام از این چرخه های ترکیبی با چهار سیال عامل مختلف و در نهایت، معرفی پربازده ترین این سیستم ها از طرف دیگر دانست. در این مقاله، سیکل ترکیبی مذکور با ۳ سیال عامل آلی و بخار آب از نظر قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته و مقادیر تخریب انرژی و بازده انرژی برای هر یک از اجزا محاسبه شده و در نهایت بر یک بررسی پارامتری گسترده، تأثیر تغییر پارامترهای مهم سیستم بر عملکردهای انرژی و انرژی آن ها بررسی شده است تا در کاربردهای صنعتی بتوان از به وجود آمدن مشکلاتی مانند اتلاف بیش از حد انرژی و مصرف بیش از حد آن جلوگیری به عمل آورد.

۲. معرفی سیستم

در این مطالعه، چهار چرخه متداول توربین گاز شامل چرخه ساده (شکل ۱)، چرخه ساده با بازیاب (پیش گرمکن) (شکل ۳)، چرخه ساده توأم با بازگرمایش مابین دو توربین گاز (شکل ۷) و چرخه ساده توأم با خنک کن میانی بین کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین (شکل ۵) در نظر گرفته شده است که در آن ها از گرمای گازهای خروجی برای تولید توان در چرخه رانکین استفاده شده است. در کار حاضر، چرخه های توربین گاز به عنوان چرخه فوقانی و چرخه رانکین به عنوان چرخه تحتانی چرخه ترکیبی در نظر گرفته شده است. در این مطالعه، سه سیال عامل آلی R123، ایزو پتان و تولوئن در چرخه رانکین با مبدل حرارتی داخلی و بخار آب در چرخه رانکین بدون مبدل حرارتی گنجانده شده است. مجموعاً ۸ چرخه ترکیبی متفاوت بدون در نظر گرفتن نوع سیال عامل چرخه تحتانی معرفی می شود.

۱.۲. چرخه توربین گازی ساده / چرخه رانکین

شکل شماتیک این سیستم در شکل (۱) نشان داده شده است. چرخه توربین گازی ساده دارای اجزای کمپرسور، محفظه احتراق و توربین است. سوخت به محفظه احتراق وارد شده (لوله شماره ۲) و سپس گازهای حاصل از احتراق در توربین منبسط شده و کار تولید می کند.

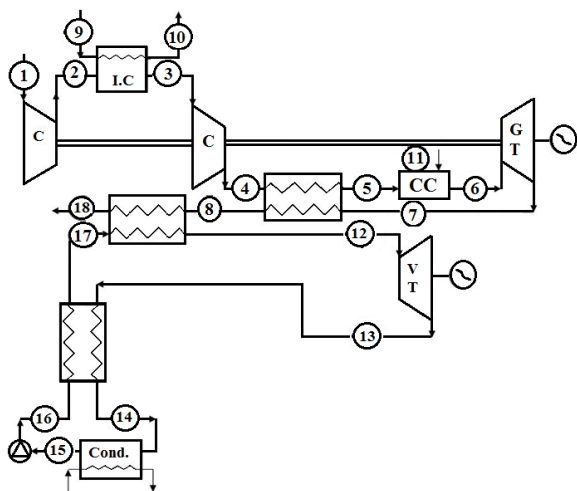


شکل (۴): چرخه توربین گاز ساده با بازیاب و چرخه رانکین بخار

فرضیات صورت گرفته برای مدل سازی این چرخه در جدول (۱) آورده شده است.

۳.۲. چرخه توربین گازی با خنک کن میانی / چرخه رانکین

در این چرخه (شکل ۵)، هوا در لایه های میانی کمپرسور (فرایند ۲-۳) خنک می شود. این کار باعث کاهش کار مورد نیاز کمپرسور و افزایش راندمان چرخه می شود.



شکل (۵): چرخه توربین گاز با خنک کن میانی بین کمپرسورها و چرخه رانکین آلی

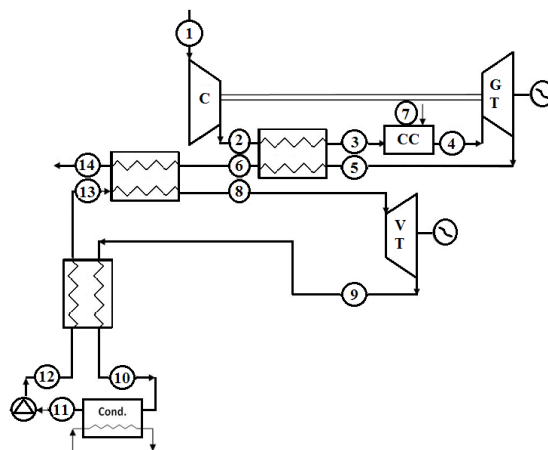
همان طور که ذکر شد، اگر سیال کاری چرخه رانکین، بخار آب باشد، چرخه تولید توان از گازهای خروجی، چرخه رانکین ساده با بخار خواهد بود. شماتیک این سیستم در شکل (۶) نشان داده شده است.

جدول (۱): فرضیات صورت گرفته در مدل سازی سیستم های مورد مطالعه

ردیف	پارامتر	مقدار فرض شده
۱	نسبت فشار کمپرسور [۱۴]	۱/۸/۵
۲	دمای گازهای ورودی به توربین [۱۴]	۱۴۰/۱/۸ °C
۳	دمای اواپراتور چرخه رانکین	۱۷۰ °C
۴	درجه سوپرهیت در اواپراتور چرخه رانکین	۶۰ °C
۵	دمای گازهای خروجی از اواپراتور چرخه رانکین	۱۲۰ °C
۶	دمای آب خنک کن کندانسور چرخه رانکین	۳۰ °C
۷	دمای سیال کاری چرخه رانکین در خروجی کندانسور	۴۰ °C
۸	بازده آیزنتروپیک کمپرسور	۰/۸
۹	بازده آیزنتروپیک توربین	۰/۸/۵
۱۰	بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه رانکین	۰/۸/۵
۱۱	بازده آیزنتروپیک توربین چرخه رانکین	۰/۸/۵
۱۲	کارایی میدل حرارتی چرخه رانکین با سیال آلی	۰/۷۵
۱۳	دبی جرمی گازهای خروجی از توربین گاز دوم (kg/s) [۱۴]	۴۴۸/۴
۱۴	دبی آب خنک کن میانی (kg/s)	۴۰۰
۱۵	افت فشار در محفظه های احتراق (%)	۴
۱۶	افت فشار در بازیاب (%)	۳
۱۷	افت فشار خنک کن میانی (%)	۲
۱۸	کارایی بازیاب چرخه توربین گازی	۰/۶۵

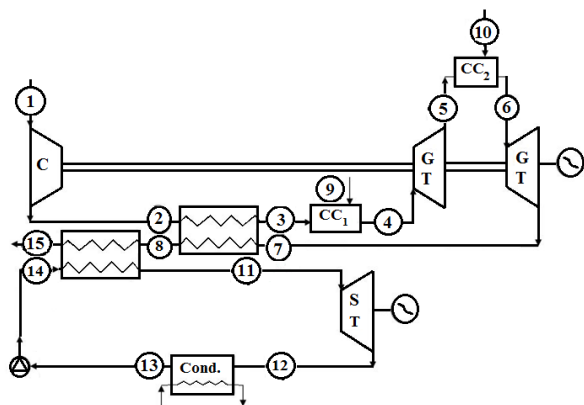
۲.۲. چرخه توربین گازی با بازیاب / چرخه رانکین

در این چرخه (شکل ۳)، هوای ورودی به محفظه احتراق (فرایند ۲-۳) توسط گازهای خروجی از توربین (فرایند ۵-۶)، پیش گرم می شود.



شکل (۳): چرخه توربین گاز ساده با بازیاب و چرخه رانکین آلی

اگر سیال کاری چرخه رانکین بخار آب باشد، چرخه تولید توان از گازهای خروجی، چرخه رانکین ساده با بخار خواهد بود (شکل ۴).



شکل (۸): چرخه توربین گاز با گرمایش مجدد و چرخه رانکین بخار

فرضیات صورت گرفته برای مدل سازی این چرخه در جدول (۱) آورده شده است. در این سیستم نیز، فشار میانی بازگرمایش برابر جذر حاصل ضرب فشار قبل و بعد از توربین در نظر گرفته شده است.

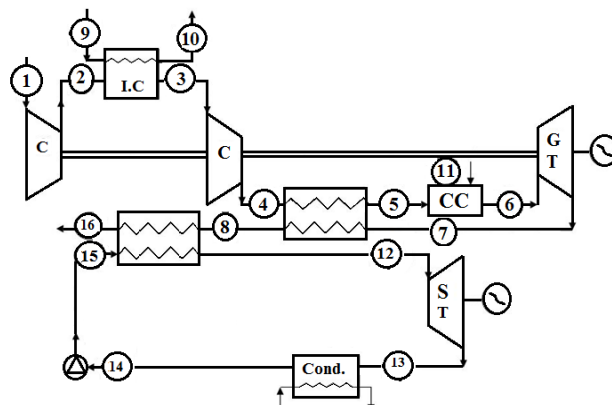
۳. مدل سازی ریاضی

در اولین گام بعد از مدل سازی کار حاضر، به منظور اعتبارسنجی نتایج عددی به دست آمده از نرم افزار EES، نتایج حاصل از کد نوشته شده با نتایج حاصل از یکی از توربین های انتخابی توسط Sanchez و همکارانش [۱۴] (توربین نوع GE PG 7251)، مقایسه شده و کمترین میزان خطا بین نتایج عددی حاصل از کار حاضر و کار انجام یافته توسط Sanchez مشاهده شده است (نزدیک به ۲ درصد).

تحلیل ترمودینامیکی بر پایه قانون دوم از سال ۱۹۳۰ میلادی، توسعه بیشتری پیدا کرده است. در دهه ۷۰ میلادی با شروع بحران انرژی، تحلیل به روش آگرژی در رأس تحقیقات ترمودینامیکی قرار گرفت.

آگرژی یکی از مفاهیم مهم قانون دوم ترمودینامیک است که از نظر تئوری، به معنی حداکثر کار مفیدی است که از یک جریان ماده یا انرژی، می توان به دست آورد و ارزیابی آن مبتنی بر قانون دوم ترمودینامیک است. به دلیل اینکه قانون دوم ترمودینامیک علاوه بر کمیت انرژی، کیفیت آن را نیز مورد توجه قرار می دهد؛ از این رو بین مفهوم کار و حرارت تفاوت قائل می شویم. در تحلیل حجم کنترل، ۳ نوع انتقال انرژی از سطح کنترل بایستی مورد توجه قرار گیرد [۱۵]:

۱. انتقال کار؛ ۲. انتقال حرارت؛ ۳. انتقال انرژی همراه با انتقال جرم.
- به منظور بالانس آگرژی در تحلیل حجم کنترل، بایستی روابط آگرژی همراه با هر یک از ۳ نوع انتقال انرژی از سطح کنترل را

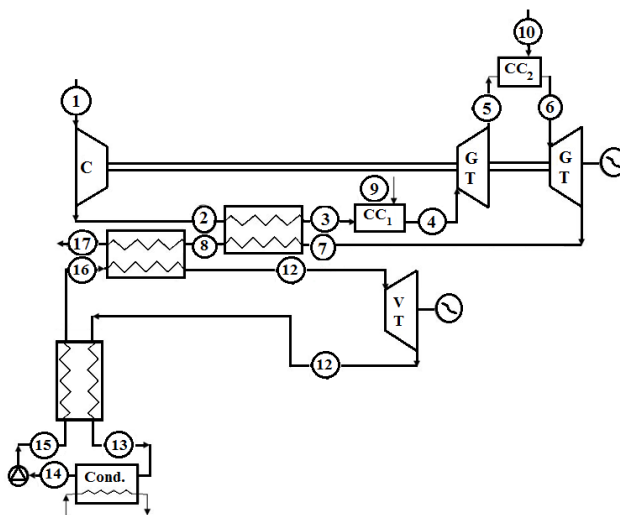


شکل (۶): چرخه توربین گاز با خنک کن میانی و چرخه رانکین بخار

فرضیات صورت گرفته برای مدل سازی این چرخه نیز در جدول (۱) آورده شده است. گفتنی است که فشار میانی کمپرسور به صورت جذر حاصل ضرب فشار قبل و فشار بعد از کمپرسور در نظر گرفته شده است.

۴.۲. چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین

بازگرمایش گازهای خروجی در بین طبقات توربین، کار خروجی (فرایند ۵-۶) آن را افزایش داده و باعث افزایش راندمان چرخه می شود. شماتیک چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین در شکل (۷) نشان داده شده است.



شکل (۷): چرخه توربین گاز با گرمایش مجدد و چرخه رانکین آلی

در صورت استفاده از چرخه رانکین با سیال کاری بخار، شماتیک سیستم به صورت شکل (۸) خواهد بود.

تحلیل انرژی-اگزرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی... ۶۷

اگزرژی شیمیایی مخلوط گازی از رابطه زیر به دست می آید [۱۷]:

$$e_{ch}^{mix} = \sum_{i=1}^n X_i e_{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln(X_i) \quad (18)$$

در معادله بالا X_i نسبت مولی اجزای مخلوط و $e_{ch,i}$ اگزرژی شیمیایی هریک از اجزاست. نرخ تخریب اگزرژی در جزء k سیستم را می توان با استفاده از رابطه زیر، با نرخ تخریب اگزرژی کل سیستم مقایسه کرد [۱۸]:

$$y_{dest,k} = \frac{\dot{E}_{dest,k}}{\dot{E}_{dest,total}} \quad (19)$$

تحلیل ترمودینامیکی سیستم های توان، شامل ارزیابی عملکرد هریک از اجزای سیستم نیز می شود. بازده انرژی و اگزرژی به صورت زیر تعریف می شود [۱۸]:

$$\eta = \frac{\text{انرژی محصولات}}{\text{کل انرژی ورودی}} \quad (20)$$

$$\varepsilon = \frac{\text{اگزرژی محصولات}}{\text{کل اگزرژی ورودی}} \quad (21)$$

بازده اگزرژی در واقع حاصل تقسیم اگزرژی محصول به اگزرژی سوخت است. بنابراین برای تعریف بازده اگزرژی هریک از اجزای سیستم، لازم است مفاهیم سوخت و محصول را برای اجزای سیستم تعریف کنیم. محصول نشانگر نتایج مطلوب یک جزء یا سیستم و سوخت نشانگر منابع مصرف شده برای تولید محصول است و لزوماً یک سوخت واقعی مانند گاز طبیعی و سوخت دیزل نیست. سوخت و محصول هر دو برحسب جملات اگزرژی بیان می شوند [۱۹]. در ادامه تعاریف سوخت و محصول برای اجزای سیستم های مورد مطالعه بیان می شود.

۴. نتایج و بحث

۱.۴. نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی

۱.۱.۴. چرخه توربین گازی ساده / چرخه رانکین

جدول (۲) پارامترهای مهم اگزرژی سیستم را نشان می دهد. مشخص می شود که محفظه احتراق بالاترین تخریب اگزرژی را در میان اجزای سیستم داراست و ۵۱/۱۳٪ از تخریب اگزرژی کل سیستم مربوط به محفظه احتراق است. تخریب اگزرژی در محفظه احتراق عمدتاً به دلیل فرایند برگشت ناپذیر احتراق است. بعد از محفظه احتراق، اواپراتور بالاترین تخریب اگزرژی را دارد. این تخریب ناشی از اختلاف دمای جریان های گذرنده از اواپراتور است. پمپ چرخه رانکین نیز دارای پایین ترین نرخ تخریب اگزرژی در میان سایر اجزاست. توربین گاز، کمپرسور و توربین چرخه رانکین به ترتیب بالاترین بازده اگزرژی را

به دست آورد. روابط انرژی در اجزای مختلف چرخه های مورد

بررسی، به صورت زیر است [۱۶]:

کمپرسور:

$$\eta_c = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (1)$$

$$W_C = \dot{m}_{air} (h_{out} - h_{in}) \quad (2)$$

محفظه احتراق:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{fuel} LHV_{fuel} = (\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air})(h_{out} - h_{in}) \quad (3)$$

توربین:

$$\eta_T = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (4)$$

$$W_T = \dot{m}_{air+gas} (h_{in} - h_{out}) \quad (5)$$

پمپ:

$$\eta_P = \frac{v_{in} (P_{out} - P_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (6)$$

$$W_P = \dot{m}_{working\ fluid} (h_{out} - h_{in}) \quad (7)$$

برای مبدل های حرارتی موجود (بازیاب، خنک کن میانی، اواپراتور و مبدل حرارتی داخلی):

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{C_{hot} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{C_{cool} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} \quad (8)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \quad (9)$$

تعداد جرم، انرژی و اگزرژی برای یک سیستم پایا به صورت زیر است [۱۶]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (10)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (11)$$

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}_D \quad (12)$$

اندیس های i و e نشانگر حالت های ورودی به حجم کنترل و خروجی از آن هستند و \dot{E}_D نرخ تخریب اگزرژی است. جملات دیگر معادله عبارت اند از:

$$\dot{E}_Q = \sum (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (13)$$

$$\dot{E}_W = \sum \dot{W} \quad (14)$$

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (15)$$

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (16)$$

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0 (S - S_0) \quad (17)$$

در میان اجزای سیستم دارند که این مورد نشانگر عملکرد مطلوب این اجزا از دیدگاه انرژی است.

جدول (۲): نتایج تحلیل انرژی چرخه توربین گازی ساده / چرخه رانکین

اجزا	\dot{E}_D (MW)	γ (%)	η_{II} (%)
کمپرسور	۱۷/۸۸	۶/۶۷۲	۹۱/۶۶
محفظه احتراق	۱۳۷	۵۱/۱۳	۸۱/۳۹
توربین گاز	۲۲/۳۵	۸/۳۴۱	۹۴/۶۳
اوپراتور	۶۸/۳۷	۲۵/۵۱	۵۹/۷۵
توربین چرخه رانکین	۸/۷۱۴	۳/۲۵۲	۸۹/۱۹
مبدل حرارتی چرخه رانکین	۱۰/۱۱۶	۳/۷۹۳	۶۴/۶۲
کندانسور	۳/۰۸۱	۱/۱۱۵	۷۶/۶۹
پمپ	۰/۴۲۱	۰/۱۵۸	۸۵/۵۸
کل سیستم	۲۶۸	۱۰۰	۴۶/۰۷

دبی جرمی متان سوخته شده در محفظه احتراق برابر $9/777 \text{ kg/s}$ است. همچنین کل توان تولیدی سیستم 248718 کیلووات محاسبه شده است که از این مقدار، 179739 kW مربوط به چرخه توربین گاز و مقدار 68979 kW توان تولیدی چرخه رانکین است. بازده قانون اول برای چرخه توربین گاز، چرخه رانکین و نیز برای کل چرخه ترکیبی به ترتیب برابر $36/76\%$ ، $22/31\%$ و $50/87\%$ است. همچنین جدول (۲) نشان می دهد که بازده انرژی کل سیستم برابر $46/07\%$ است و این بدان معنی است که $46/07\%$ از انرژی سوخت ورودی به سیستم، به کار مفید تبدیل شده و بقیه تخریب یا تلف شده است.

برای اعتباردهی به نتایج محاسبات، از نتایج سانچز [۴] استفاده شده است. توان و بازده چرخه توربین گاز در کار ایشان، به ترتیب $184/4$ مگاوات و $36/92\%$ محاسبه شده است. خطای نسبی محاسبات در مقایسه با این مرجع، برای توان و بازده، به ترتیب $2/5\%$ و $0/4\%$ است. همچنین در کار ایشان [۱۵] بازده چرخه ترکیبی توربین گازی ساده / چرخه رانکین برای سیالات تولوئن و بخار آب (سیالات کاری چرخه رانکین) به ترتیب $54/9\%$ و $55/1\%$ محاسبه شده است. مدل ترمودینامیکی EES توسعه داده شده در کار حاضر، برای این سیالات به ترتیب بازده های $51/66\%$ و $51/25\%$ را نتیجه می دهد. خطای نسبی برای این مقادیر به ترتیب برابر با $5/9\%$ و $6/99\%$ است. دلیل خطای بالا در این خصوص، عدم ارائه اطلاعات کافی درباره دمای اوپراتور و درجه سوپرهیت سیال کاری در آن است.

۲.۱.۴ چرخه توربین گازی با بازیاب / چرخه رانکین

جدول (۳)، نشانگر پارامترهای مهم انرژی سیستم است.

جدول (۳): نتایج تحلیل انرژی چرخه توربین گازی با بازیاب / چرخه رانکین

اجزا	\dot{E}_D (MW)	γ (%)	η_{II} (%)
کمپرسور	۱۷/۹۵	۸/۴۱۶	۹۱/۶۶
محفظه احتراق	۱۰۸/۳	۵۰/۸۱	۸۴/۵۳
توربین گاز	۲۱/۷۲	۱۰/۱۸	۹۴/۶۸
اوپراتور	۴۲/۱۶	۱۹/۷۷	۶۴/۴۹
توربین چرخه رانکین	۶/۵۷۳	۳/۰۸۳	۸۹/۱۹
مبدل حرارتی چرخه رانکین	۷/۶۶۸	۳/۵۹۶	۶۴/۶۲
کندانسور	۳/۴۳۸	۱/۶۱۲	۶۵/۵۱
پمپ	۰/۳۱۸	۰/۱۴۹	۸۵/۵۸
بازیاب	۵/۰۷	۲/۳۷۸	۹۰/۵۹
کل سیستم	۲۱۳/۲	۱۰۰	۹۴/۱۴

با توجه به جدول (۳) مشخص می شود که در این سیستم نیز محفظه احتراق بالاترین تخریب انرژی را در میان اجزای سیستم داراست و $50/81\%$ تخریب انرژی کل سیستم مربوط به محفظه احتراق است. این مقدار کمی پایین تر از مقدار آن در چرخه ساده توربین گاز / چرخه رانکین است که به دلیل تخریب انرژی در بازیاب است. بعد از محفظه احتراق اجزای اوپراتور، توربین گاز و کمپرسور بالاترین تخریب انرژی را دارند. مشابه سیستم قبل، پمپ چرخه رانکین نیز پایین ترین نرخ تخریب انرژی را در میان سایر اجزا دارد. توربین گاز، کمپرسور و بازیاب به ترتیب بالاترین بازده انرژی را در میان اجزای سیستم دارند که این مورد نشانگر عملکرد مطلوب این اجزا از دیدگاه انرژی است. دبی جرمی سوخت محفظه احتراق برابر $8/225 \text{ kg/s}$ است که در مقایسه با سیستم توربین گاز ساده / چرخه رانکین در حدود 16% کاهش یافته است. این کاهش به دلیل استفاده از بازیاب در سیستم است. کل توان تولیدی سیستم 223232 kW محاسبه شده است که از این مقدار، 171200 kW مربوط به چرخه توربین گاز و مقدار 52033 kW توان تولیدی چرخه رانکین است. بازده قانون اول برای چرخه توربین گاز، چرخه رانکین و نیز برای کل چرخه ترکیبی، به ترتیب برابر $41/62\%$ ، $22/31\%$ و $54/26\%$ است. افزایش بازده چرخه در مقایسه با چرخه قبل، ناشی از به کارگیری بازیاب در چرخه و پیش گرم کردن هوای ورودی توربین و متعاقباً کاهش سوخت مصرفی سیستم است. جدول (۳) نشان می دهد که بازده انرژی کل سیستم برابر $49/14\%$ است و این بدین معنی است که $50/86\%$ از انرژی سوخت ورودی به سیستم، تخریب یا تلف شده است. بازده انرژی کل سیستم در مقایسه با چرخه توربین گاز

تحلیل انرژی-آگزرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی... ۶۹

هوا در طبقات میانی آن است. بازده قانون دوم برای کل چرخه ترکیبی برابر $48/72\%$ است.

۴.۱.۴. چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین

جدول (۵) نشانگر پارامترهای مهم آگزرژی سیستم است. در چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین به دلیل وجود دو محفظه احتراق و دو توربین، تخریب آگزرژی باعث تقسیم تخریب آگزرژی بر این دو جزء می‌شود. محفظه‌های احتراق در مجموع $47/74\%$ از مجموع تخریب آگزرژی در اجزا را به خود اختصاص داده‌اند.

جدول (۵): نتایج تحلیل آگزرژی چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین

اجزا	\dot{E}_D (MW)	γ (%)	η_{II} (%)
کمپرسور	۱۷/۸۵	۶/۶۷۵	۹۱/۶۶
محفظة احتراق ۱	۷۵/۹	۲۸/۳۹	۸۸/۳۹
توربین گاز ۱	۹/۲۸۵	۳/۴۷۳	۹۵/۹۷
محفظة احتراق ۲	۵۱/۷۳	۱۹/۳۵	۹۱/۳۳
توربین گاز ۲	۹/۱۱۲	۳/۴۰۸	۹۶/۰۲
اوپراتور	۶۸/۰۷	۲۵/۴۶	۵۹/۸۳
توربین چرخه رانکین	۸/۷۰۶	۳/۲۵۶	۸۹/۱۹
مبدل حرارتی چرخه رانکین	۱۰/۱۶	۳/۷۹۸	۶۴/۶۲
کندانسور	۳/۰۸۴	۱/۱۵۳	۷۶/۶۴
پمپ	۰/۴۲۱	۰/۱۵۷	۸۵/۵۸
بازیاب	۱۳/۰۶	۴/۸۸۵	۹۰/۱۵
کل سیستم	۲۶۷/۴	۱۰۰	۵۰/۳۵

همچنین توربین‌های گاز در مجموع تخریب آگزرژی برابر با $18/4$ مگاوات دارند که حدوداً $6/9\%$ از تخریب آگزرژی کل سیستم است. بعد از محفظه احتراق، اوپراتور و توربین‌های گاز بالاترین تخریب آگزرژی را در میان اجزای سیستم دارا هستند. مجموع دبی سوخت محفظه‌های احتراق برابر $10/634 \text{ kg/s}$ محاسبه شده است که در مقایسه با چرخه توربین گازی با بازیاب / چرخه رانکین افزایش $29/3\%$ را نشان می‌دهد. این افزایش سوخت باعث افزایش توان تولیدی سیستم به میزان $32/5\%$ نسبت به چرخه توربین گاز با بازیاب / چرخه رانکین شده است، به طوری که توان تولیدی چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین برابر 295694 kW شده است. از این میزان 226780 kW مربوط به چرخه توربین گازی و 68914 kW مربوط به چرخه رانکین است. بازده قانون اول برای چرخه توربین گاز، چرخه رانکین و نیز برای کل چرخه ترکیبی به ترتیب برابر $42/64\%$ ، $22/31\%$ و $55/59\%$ است. همان‌طور که مشاهده می‌شود،

ساده / چرخه رانکین بیشتر شده که دلیل عمده آن، کاهش سوخت مصرفی در این سیستم است.

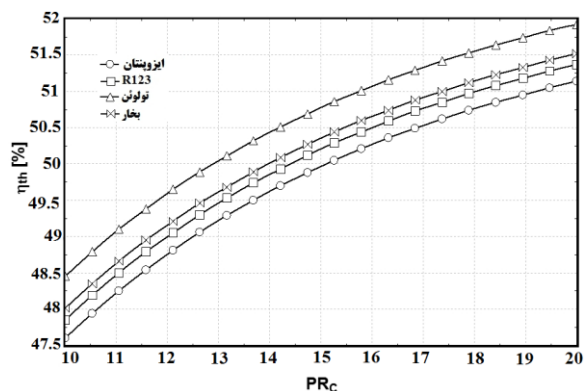
۳.۱.۴. چرخه توربین گازی با خنک‌کن میانی / چرخه رانکین

جدول (۴) نشانگر پارامترهای مهم آگزرژی سیستم است. مشابه سیستم‌های قبل، محفظه احتراق با فاصله زیادی نسبت به سایر اجزا، بالاترین تخریب آگزرژی را به دلیل فرایند احتراق داراست؛ به طوری که بیشتر از نصف آگزرژی تلف‌شده در کل سیستم در این جزء صورت می‌گیرد.

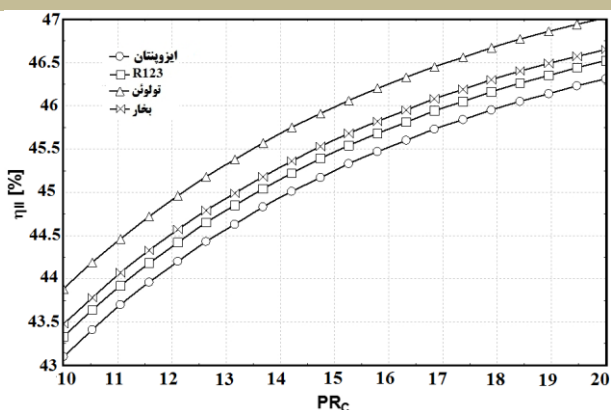
جدول (۴): نتایج تحلیل آگزرژی چرخه توربین گازی با خنک‌کن میانی / چرخه رانکین

اجزا	\dot{E}_D (MW)	γ (%)	η_{II} (%)
کمپرسور ۱	۱۰/۹۲	۴/۶۹۸	۸۷/۲۸
خنک‌کن میانی	۱۴/۸۷	۶/۳۹۹	۲۲/۶۱
کمپرسور ۲	۱۱/۰۶	۴/۷۵۷	۸۸/۷۶
محفظة احتراق	۱۲۱/۳	۵۲/۱۶	۸۳/۰۶
توربین گاز	۲۱/۶۲	۹/۳	۹۴/۷
اوپراتور	۲۳/۹۷	۱۰/۳۱	۷۰/۲۴
توربین چرخه رانکین	۴/۸۵۸	۲/۰۹	۸۹/۱۹
مبدل حرارتی چرخه رانکین	۵/۶۶۶	۲/۴۳۷	۶۴/۶۲
کندانسور	۳/۲۱	۱/۳۸۱	۵۶/۴۲
پمپ	۰/۲۳۵	۰/۱۰۱	۸۵/۵۸
بازیاب	۱۴/۷۹	۶/۳۶۴	۸۴/۲۶
کل سیستم	۲۳۲/۵	۱۰۰	۴۸/۷۲

رتبه‌های بعدی تخریب آگزرژی متعلق به اوپراتور، خنک‌کن میانی و بازیاب است. همان‌طور که قبلاً نیز ذکر شد، اتلاف آگزرژی در اجزایی مانند خنک‌کن میانی، اوپراتور، بازیاب و کندانسور عمدتاً به دلیل اختلاف دمای جریان‌های گذرنده از آنهاست. بازده‌های آگزرژی پایین این اجزا در مقایسه با اجزای دیگر چرخه، مؤید همین مطلب است. توربین گاز، توربین چرخه رانکین و کمپرسورهای چرخه، به ترتیب بالاترین بازده آگزرژی را در میان اجزای سیستم دارند. دبی سوخت محفظه احتراق برابر $8/935 \text{ kg/s}$ بوده و همچنین کل توان تولیدی سیستم 240382 kW است که از این مقدار، 201931 kW مربوط به چرخه توربین گاز و مقدار 38451 kW مربوط به توان تولیدی چرخه رانکین است. بازده قانون اول برای چرخه توربین گاز، چرخه رانکین و نیز برای کل چرخه ترکیبی به ترتیب برابر $45/19\%$ ، $22/31\%$ و $53/08\%$ است. افزایش توان تولیدی و بازده قانون اول چرخه توربین گاز با خنک‌کن میانی در مقایسه با چرخه توربین گاز با بازیاب، به دلیل کاهش کار مورد نیاز کمپرسور در اثر خنک‌کاری



شکل (۹): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف



شکل (۱۰): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون دوم چرخه برای سیالات مختلف

با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی توربین و نیز دبی جرمی سوخت وارد شده به محفظه احتراق افزایش می‌یابد و باعث افزایش توان تولیدی توربین گاز می‌شود. همچنین دمای گازهای خروجی از توربین نیز بیشتر شده، باعث افزایش بازیابی حرارت و توان تولید شده در چرخه رانکین می‌شود. اثر افزایش توان تولیدی توربین گاز بر افزایش دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق غلبه کرده و در نتیجه بازده قانون اول و دوم افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به اینکه افزایش دمای ورودی توربین از ۱۱۰۰ تا ۱۶۰۰ درجه سانتی‌گراد، باعث افزایش حدوداً دو برابری سوخت و انرژی وارد شده به سیستم می‌شود، نرخ تخریب انرژی نیز شدیداً افزایش می‌یابد. موارد توضیح داده شده در شکل‌های (۱۱ و ۱۲) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که سیال‌های تولوئن و بخار آب به ترتیب بهترین عملکرد را در میان سیالات فرض شده دارند.

بازگرمایش گازهای خروجی از توربین گاز باعث افزایش سوخت مصرفی سیستم و نیز افزایش توان تولیدی آن می‌شود. در مقایسه تأثیر بازگرمایش بر توان تولیدی بیشتر بوده، باعث افزایش بازده سیستم می‌شود. با توجه به جدول (۵)، بازده انرژی چرخه ترکیبی برابر ۵۰/۳۵٪ است که از همه سیستم‌های مطالعه شده قبلی بیشتر است و دلیل عمده آن افزایش چشمگیر توان تولیدی سیستم است.

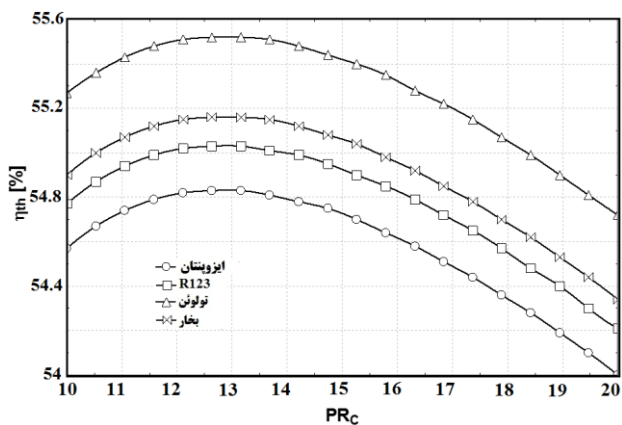
۲.۴. مطالعه پارامتریک

در این بخش، ابتدا تأثیر تغییر پارامترهای مهم با به کارگیری سیالات عامل مختلف در چرخه رانکین بر عملکرد انرژی و انرژی هریک از سیستم‌های مطالعه شده بررسی می‌شود. در این بررسی، علاوه بر سیال ایزوپنتان که در حالت پایه مورد بررسی قرار گرفت، سیالات R123، تولوئن و بخار آب (چرخه رانکین ساده) برای تولید توان در چرخه رانکین انتخاب شده‌اند. در ادامه، بخش سیستم‌های مطالعه شده از دیدگاه انرژی و انرژی مقایسه خواهند شد. پارامترهای مهمی که برای سنجش عملکرد انرژی و انرژی سیستم‌ها در نظر گرفته شده‌اند عبارت‌اند از: توان تولیدی چرخه رانکین، توان تولیدی کل چرخه، بازده قانون اول، نرخ تخریب انرژی و بازده قانون دوم. گفتنی است که در مطالعه پارامتریک، تمامی پارامترهای مستقل (فرضیات ذکر شده در جدول ۱) به جز پارامتر مورد بررسی، ثابت فرض شده است.

۱.۲.۴. چرخه توربین گازی ساده / چرخه رانکین

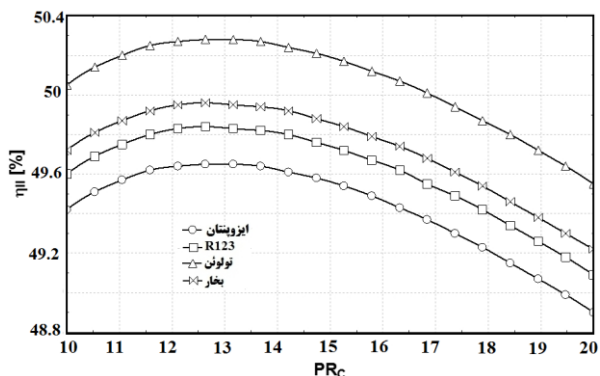
در چرخه توربین گازی ساده / چرخه رانکین، اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین بر عملکرد انرژی و انرژی سیستم مطالعه شده است. افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش دبی جرمی گذرنده از آن شده و چون دبی گازهای خروجی از توربین گازی ثابت در نظر گرفته شده است، دبی سوخت کاهش می‌یابد. در نتیجه، علی‌رغم کاهش توان تولیدی کل چرخه، بازده آن افزایش می‌یابد. این مورد در شکل (۹) نشان داده شده است. همین استدلال را درباره قانون دوم نیز می‌توان به کار برد و چون افزایش بازده قانون دوم به معنای کاهش تخریب انرژی است (با در نظر گرفتن کاهش دبی جرمی سوخت) تغییرات بازده قانون دوم در اثر افزایش نسبت فشار کمپرسور برای سیالات مختلف چرخه رانکین، به صورت شکل (۱۰) خواهد بود.

تحلیل انرژی-اگرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی... ۷۱



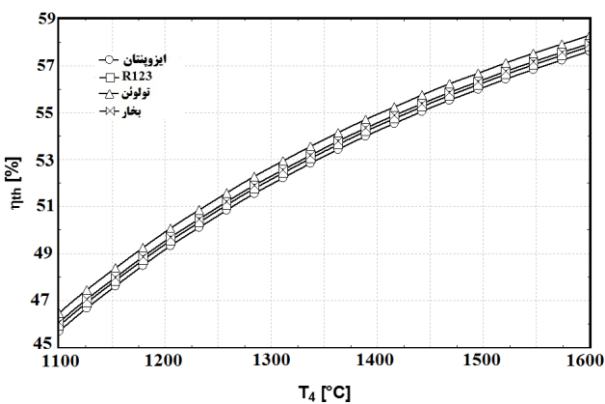
شکل (۱۳): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف

از این شکل‌ها مشخص می‌شود که تولوئن و بخار آب وضعیت بهتری از دیدگاه انرژی و اگرژی نسبت به سایر چرخه‌ها دارند.

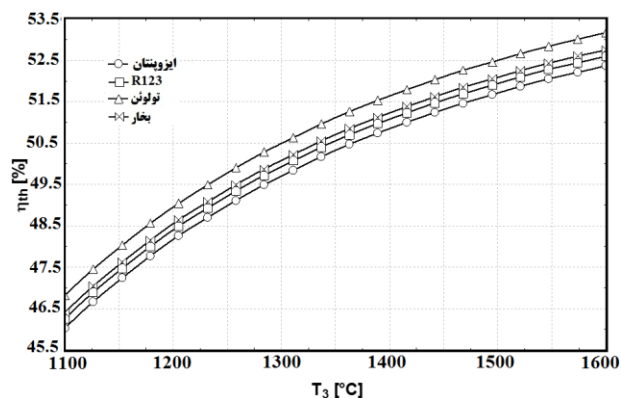


شکل (۱۴): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون دوم چرخه برای سیالات مختلف

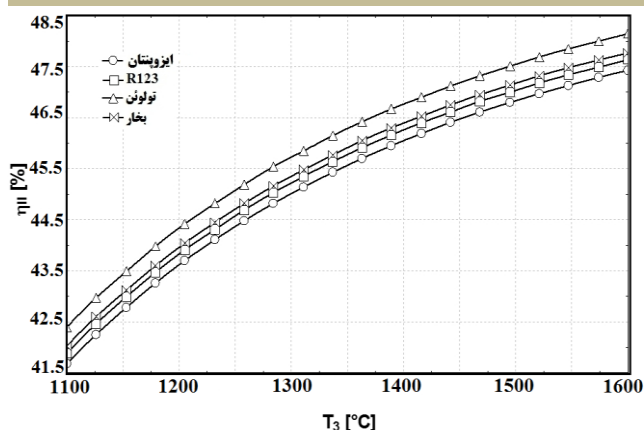
شکل‌های (۱۵) و (۱۶) تأثیر افزایش دمای ورودی توربین را بر پارامترهای انرژی و اگرژی سیستم نشان می‌دهند.



شکل (۱۵): اثر دمای ورودی توربین بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف



شکل (۱۱): اثر دمای ورودی توربین بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف

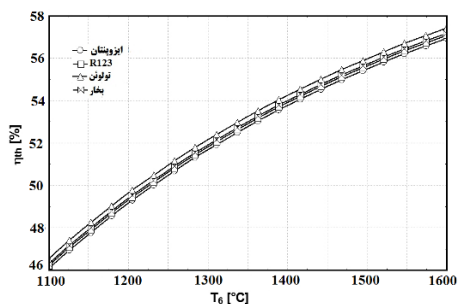


شکل (۱۲): اثر دمای ورودی توربین بر بازده قانون دوم چرخه برای سیالات مختلف

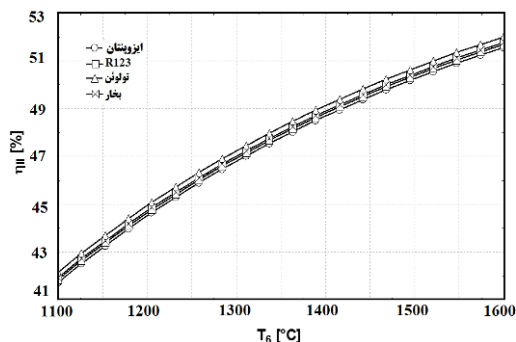
با توجه به مطالعه پارامتریک صورت‌گرفته، سیالات تولوئن و بخار آب به ترتیب بهترین عملکرد را از دیدگاه انرژی و اگرژی برای چرخه توربین گاز ساده/ چرخه رانکین دارند.

۲.۲.۴ چرخه توربین گازی با بازیابی / چرخه رانکین

دبی سوخت با افزایش نسبت فشار، به مقدار کمی افزایش می‌یابد و چون اثر تغییرات کار مورد نیاز کمپرسور و توان تولیدی توربین بر توان کل تولیدی خلاف هم است، در یک نسبت فشار معین بازده قانون اول و دوم، نقطه بهینه دارد. مطالب گفته‌شده در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) نشان داده شده است.



شکل (۱۹): اثر دمای ورودی توربین بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف

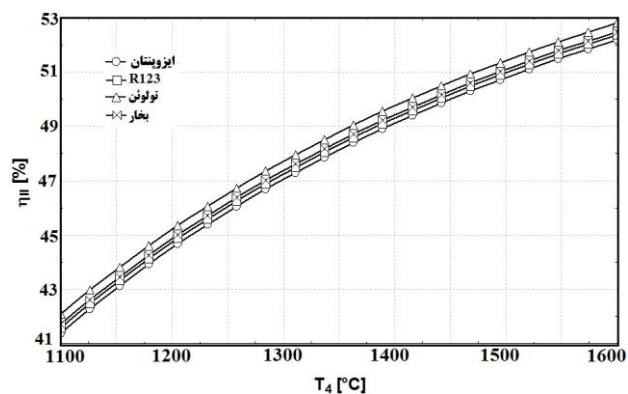


شکل (۲۰): اثر دمای ورودی توربین بر بازده قانون دوم چرخه برای سیالات مختلف

۳.۲.۴. چرخه توربین گازی با خنک‌کن میانی / چرخه رانکین

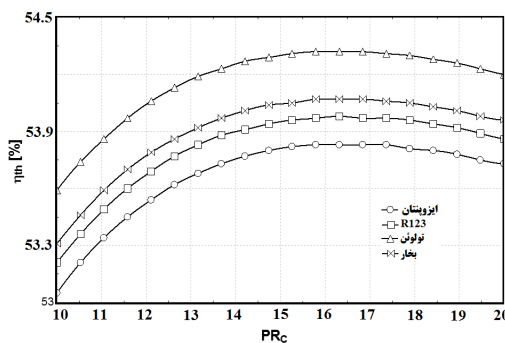
مشابه سیستم توربین گاز با بازیاب، با افزایش نسبت فشار کمپرسور، کار مورد نیاز کمپرسور و کار تولیدی توربین افزایش می‌یابد ولی افزایش کار توربین غالب بوده و باعث افزایش توان تولیدی کل سیستم می‌شود. همچنین افزایش نسبت فشار کمپرسور با خنک‌کن میانی باعث افزایش دمای هوای ورودی به بازیاب و کاهش دمای گازهای خروجی از آن شده و در نتیجه کار تولیدی چرخه رانکین کاهش خواهد یافت. مشابه سیستم ترکیبی توربین گاز با بازیاب / چرخه رانکین، بازده‌های قانون اول و دوم نسبت به نسبت فشار دارای نقطه بهینه‌اند. این تغییرات در شکل‌های (۱۷) و (۱۸) نشان داده شده است. تغییرات عملکرد انرژی و انرژی چرخه با افزایش دمای ورودی به توربین در شکل‌های (۱۹) و (۲۰) نشان داده شده است. نحوه تغییرات و چگونگی آن مشابه سیستم توربین گاز با بازیاب / چرخه رانکین است.

با کاهش دمای هوای ورودی به بازیاب، دمای هوای خروجی از آن نیز کاهش می‌یابد و چون دمای ورودی توربین گاز ثابت است، سوخت بیشتری در محفظه احتراق می‌سوزد. تغییرات توان کمپرسور و توربین به صورتی است که توان کل چرخه در یک فشار میانی معین دارای نقطه ماکزیمم است. تغییرات بازده قانون اول، نرخ تخریب انرژی و بازده قانون دوم به صورت شکل‌های (۲۱) و (۲۲) خواهد بود.

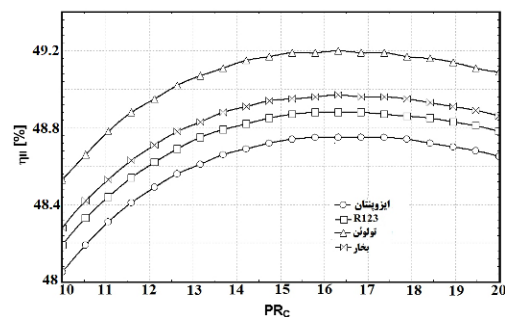


شکل (۱۶): اثر دمای ورودی توربین بر بازده قانون دوم کل چرخه برای سیالات مختلف

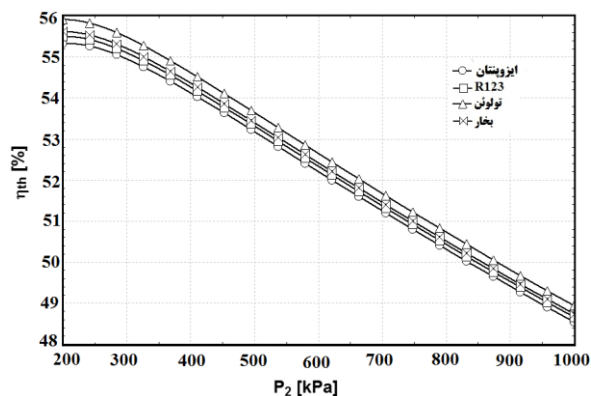
مشابه بخش ۴-۲-۱ افزایش دمای ورودی توربین، باعث افزایش توان تولیدی چرخه رانکین، توان تولیدی کل چرخه و نیز دبی جرمی سوخت وارد شده به محفظه احتراق می‌شود. ولی چون شیب افزایش توان تولیدی خالص چرخه ترکیبی از شیب افزایش مقدار دبی سوخت ورودی و شیب افزایش مقدار انرژی ورودی به چرخه ترکیبی بیشتر است، در نتیجه بازده قانون اول و دوم بیشتر شده و با توجه به افزایش انرژی ورودی به سیستم، نرخ تخریب انرژی نیز بیشتر می‌شود.



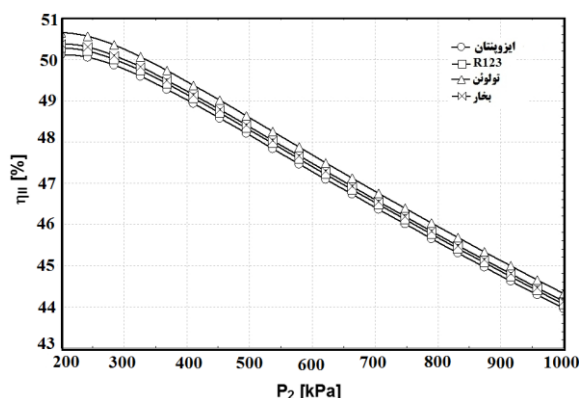
شکل (۱۷): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده کل چرخه برای سیالات مختلف



شکل (۱۸): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون دوم چرخه برای سیالات مختلف



شکل (۲۱): اثر فشار میانی خنک کن بر بازده چرخه



شکل (۲۲): اثر فشار میانی خنک کن بر بازده قانون دوم چرخه

افزایش فشار بازگرمایش باعث می‌شود دمای خروجی توربین اول و دبی جرمی محفظه احتراق اول افزایش شدیدی پیدا کرده و نیز باعث کاهش شدید در دمای خروجی توربین دوم و دبی جرمی محفظه احتراق دوم می‌شود. نتیجه این تغییرات به‌صورتی است که مجموع دبی سوخت وارد شده به محفظه‌های احتراق کاهش و مجموع توان تولیدی توربین‌های گازی افزایش می‌یابد.

کاهش دبی سوخت باعث افزایش دبی هوا شده و کار کمپرسور را افزایش می‌دهد. افزایش توان تولیدی توربین‌های گازی و نیز کمپرسور چرخه به‌گونه‌ای است که توان تولیدی کل چرخه نسبت به فشار بازگرمایش، نقطه ماکزیمم دارد. با توجه دوباره به کاهش دبی سوخت و توضیحات ارائه‌شده، تغییرات بازده و نیز بازده قانون دوم به‌صورت شکل‌های (۲۷) و (۲۸) خواهد بود. در این چرخه ترکیبی نیز انتخاب سیالات عامل تولوئن و بخار آب برای تولید توان در چرخه رانکین، از دیدگاه انرژی و آگزرژی بر سیالات R123 و ایزوپنتان برتری دارد.

با توجه به مطالعه پارامتریک سیستم توربین گاز با خنک‌کن میانی / چرخه رانکین، آشکار می‌شود که مشابه سیستم‌های قبل، به‌کارگیری سیالات عامل تولوئن و بخار آب در چرخه رانکین به‌منظور تولید توان از دیدگاه انرژی و آگزرژی بهتر از سیالات R123 و ایزوپنتان است.

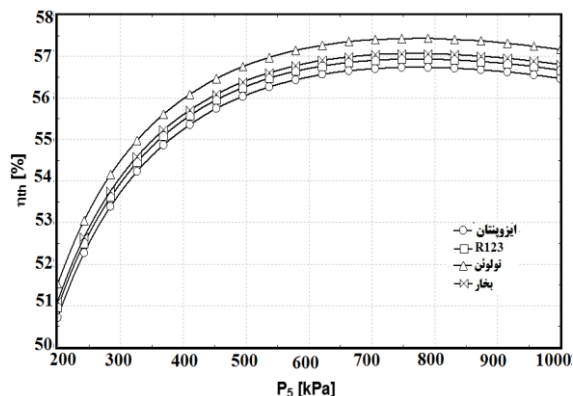
۴.۲.۴. چرخه توربین گازی با بازگرمایش / چرخه رانکین

با افزایش نسبت فشار کمپرسور دمای هوای ورودی به بازیاب و دمای گازهای خروجی از آن افزایش یافته و باعث افزایش توان تولیدی چرخه رانکین می‌شود. افزایش نسبت فشار، کار مورد نیاز کمپرسور را افزایش می‌دهد، اما از طرفی چون گازهای خروجی از محفظه احتراق در دو مرحله وارد توربین گازی می‌شوند، بنابراین افزایش توان تولیدی توربین‌های گاز بر افزایش کار مورد نیاز کمپرسور بسیار غالب بوده و توان تولیدی چرخه توربین گاز افزایش می‌یابد.

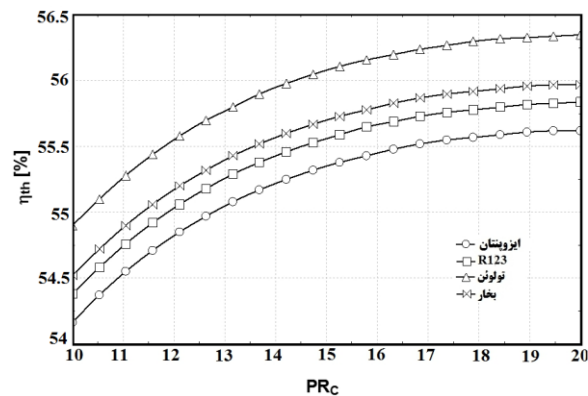
افزایش دبی جرمی سوخت به دلیل کاهش دمای هوای خروجی از بازیاب از یک طرف و بازگرمایش گازهای خروجی از توربین مرحله اول به مقدار ۱۴۰۲ درجه سانتی‌گراد از طرفی دیگر و همچنین افزایش توان تولیدی کل سیستم به‌گونه‌ای است که بازده قانون اول و دوم چرخه به‌صورت شکل‌های (۲۳) و (۲۴) تغییر می‌کنند؛ یعنی نرخ افزایش توان تولیدی سیستم بر نرخ افزایش دبی جرمی سوخت ورودی به سیستم غلبه کرده و باعث افزایش بازده قانون اول و دوم سیستم خواهد شد. از طرفی به دلیل افزایش نرخ آگزرژی ورودی به سیستم، مسلماً نرخ اتلافات آگزرژی سیستم هم بیشتر خواهد شد.

اثر دمای ورودی توربین‌های گازی بر عملکرد انرژی و آگزرژی چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین در شکل‌های (۲۵) و (۲۶) نشان داده شده است. با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی توربین‌های گازی و نیز دبی جرمی سوخت واردشده به محفظه‌های احتراق افزایش می‌یابد و باعث افزایش توان تولیدی چرخه توربین گاز می‌شود. همچنین دمای گازهای خروجی از توربین‌ها نیز بیشتر شده و باعث افزایش بازیابی حرارت و توان تولید شده در چرخه رانکین می‌شود.

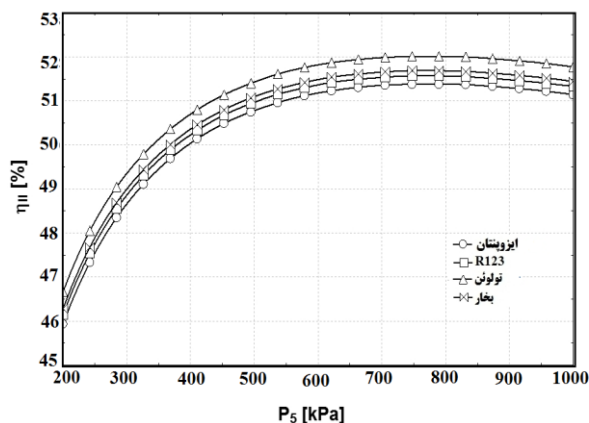
افزایش دبی جرمی سوخت و نیز توان تولیدی سیستم به‌گونه‌ای است که بازده قانون اول و دوم افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به اینکه افزایش دمای ورودی توربین از ۱۱۰۰ تا ۱۶۰۰ درجه سانتی‌گراد باعث افزایش حدوداً ۱/۶ برابری سوخت و آگزرژی واردشده به سیستم شده و نرخ تخریب آگزرژی نیز افزایش می‌یابد.



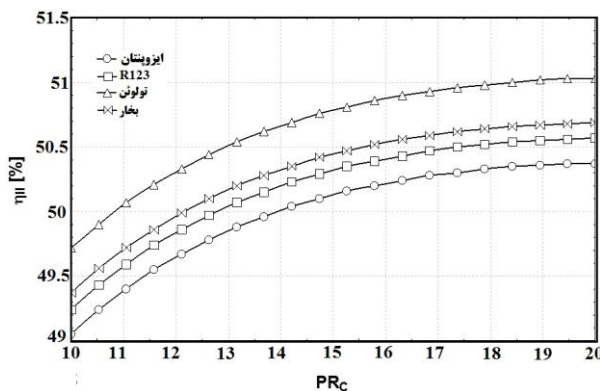
شکل (۲۷): اثر فشار بازگرمایش بر بازده چرخه



شکل (۲۳): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون اول کل چرخه



شکل (۲۸): اثر فشار بازگرمایش بر بازده قانون دوم چرخه

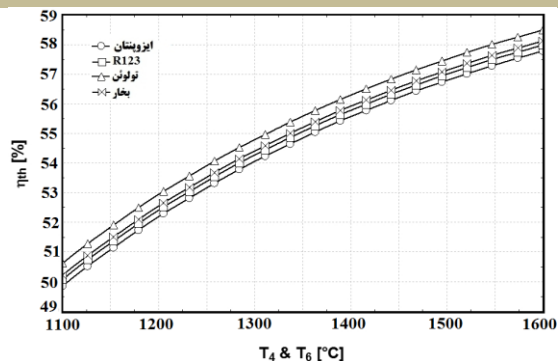


شکل (۲۴): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون دوم چرخه

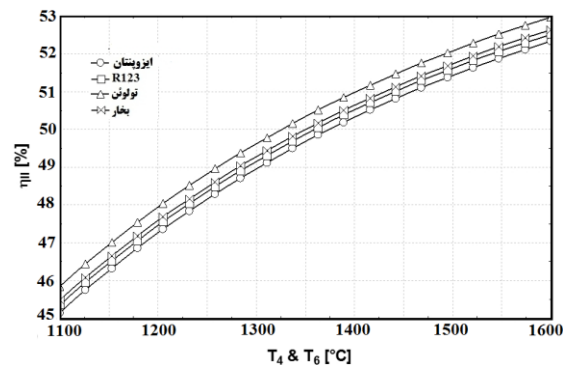
۳.۴. مقایسه چرخه‌های ترکیبی مطالعه‌شده از دیدگاه انرژی و اگزرژی

در این بخش، تغییر پارامترهای انرژی و اگزرژی چرخه‌های ترکیبی مورد مطالعه، با تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین بررسی شده است. چون در مطالعات پارامتریک سیال تولون بهترین گزینه برای تولید توان در چرخه رانکین بود. در این بخش، از این سیال در چرخه رانکین استفاده شده است.

شکل‌های (۲۹) و (۳۰) تغییرات پارامترهای انرژی و اگزرژی چرخه‌های ترکیبی مورد مطالعه را با افزایش نسبت فشار کمپرسور نشان می‌دهند. چگونگی تغییرات پارامترهای هر یک از چرخه‌ها با افزایش نسبت فشار در بخش‌های قبل بررسی شده است. در این بخش، به مقایسه چرخه‌های اشاره‌شده پرداخته خواهد شد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، توان تولیدی چرخه رانکین برای چرخه ساده توربین گاز / رانکین بالاترین و برای چرخه توربین گاز با خنک‌کن میانی پایین‌ترین است. دلیل این امر آن است که دمای گازهای ورودی به بازیاب گرما در چرخه ساده توربین گاز / رانکین



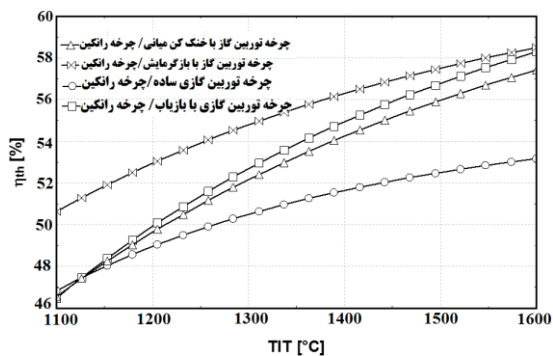
شکل (۲۵): اثر دمای ورودی توربین‌های گازی بر بازده چرخه



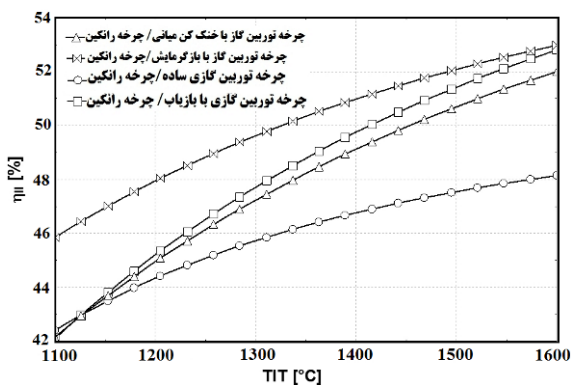
شکل (۲۶): اثر دمای ورودی توربین‌های گازی بر بازده قانون دوم چرخه

تحلیل انرژی-آگزرژی و مطالعه پارامتری بازیابی گرمای اتلافی... ۷۵

شکل‌های (۳۱) و (۳۲) تغییرات پارامترهای انرژی و آگزرژی چرخه‌های ترکیبی مورد مطالعه را با افزایش دمای ورودی توربین نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، توان تولیدی چرخه رانکین در دماهای بالاتر از ۱۴۰۰ درجه سانتی‌گراد برای چرخه ساده توربین گاز / رانکین و در دماهای زیر آن برای چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بالاترین مقدار را داشته و همچنین توان تولیدی چرخه رانکین برای چرخه توربین گاز با خنک‌کن میانی، پایین‌ترین مقدار را دارد و همچنین، درباره توان تولیدی کل سیستم، چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بالاترین تولید توان و چرخه توربین گاز با بازیابی / چرخه رانکین پایین‌ترین تولید توان را دارد.



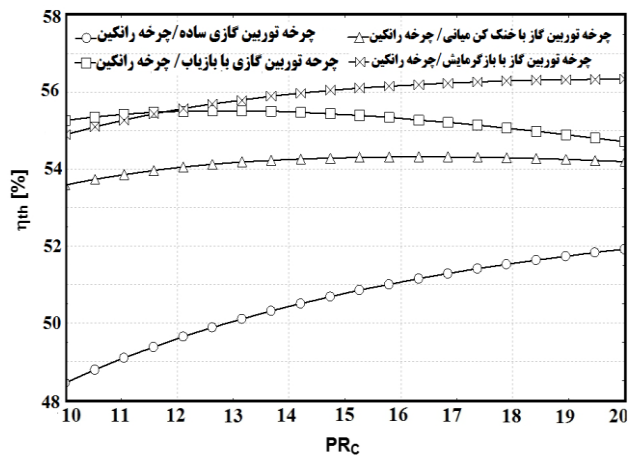
شکل (۳۱): اثر دمای ورودی توربین بر بازده سیکل برای سیکل‌های مطالعه‌شده



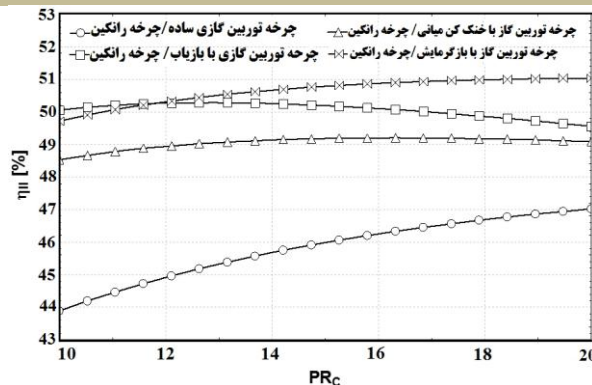
شکل (۳۲): اثر دمای ورودی توربین بر بازده قانون دوم سیکل برای سیکل‌های مطالعه‌شده

بازده قانون اول برای چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بیشترین و برای چرخه ساده توربین گاز / رانکین کمترین است. برای دمای ورودی توربین بالاتر از ۱۴۴۰ درجه سانتی‌گراد، چرخه ساده توربین گاز / رانکین و برای دماهای پایین‌تر از آن، چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بالاترین مقدار تخریب آگزرژی را داراست. همچنین نرخ تخریب آگزرژی برای چرخه توربین گاز با بازیابی / چرخه

از چرخه‌های دیگر بیشتر بوده و در نتیجه، بازیافت گرما از این گازها برای تولید توان در چرخه رانکین بیشتر خواهد بود. البته در نسبت فشارهای حدود ۱۸/۲ بالاتر، چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین رتبه نخست را دارد. درباره توان تولیدی کل سیستم چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بالاترین تولید توان و چرخه توربین گاز با بازیابی / چرخه رانکین پایین‌ترین تولید توان را دارد.



شکل (۲۹): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده سیکل برای سیکل‌های مطالعه‌شده



شکل (۳۰): اثر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون دوم سیکل برای سیکل‌های مطالعه‌شده

بازده قانون اول در نسبت فشارهای بزرگ‌تر از ۱۲، برای چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین، بیشترین و برای چرخه ساده توربین گاز / رانکین کمترین است. در نسبت فشارهای زیر ۱۸، نرخ تخریب آگزرژی برای چرخه ساده توربین گاز / رانکین بیشترین و برای چرخه توربین گاز با بازیابی / چرخه رانکین کمترین است و بالاخره بازده قانون دوم در نسبت فشارهای بالاتر از ۱۲ برای چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بیشترین و برای چرخه ساده توربین گاز / چرخه رانکین کمترین است.

بالاترین تولید توان و سیکل توربین گاز با بازیاب / سیکل رانکین پایین ترین تولید توان را دارد.

رانکین کمترین مقدار را دارد و بالاخره بازده قانون دوم برای چرخه توربین گاز با بازگرمایش / چرخه رانکین بیشترین و برای چرخه ساده توربین گاز / چرخه رانکین کمترین است.

فهرست علائم

η_I	بازده قانون اول چرخه
η_{II}	بازده قانون دوم چرخه
CC	محفظه احتراق
Cond	کندانسور
GT	توربین گاز
h	آنتالپی مخصوص
IC	خنک کن میانی
VT و ST	توربین بخار
v	حجم مخصوص
زیر نویس ها	
C	کمپرسور
cond	کندانسور
D - destruction	نابودی
ev	اواپراتور
F- fuel	سوخت
Hpc	کمپرسور فشار بالا
L	اتلاف
Lp	فشار پایین
ORC	چرخه رانکین آلی
PR	نسبت فشار

۵. نتیجه گیری نهایی

در این مقاله، سیکل ترکیبی رانکین با ۳ سیال عامل آلی و بخار آب از نظر قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفت. مقادیر تخریب انرژی و بازده انرژی برای هر یک از اجزا و نیز برای کل سیستم‌ها محاسبه شده‌اند. در نهایت در یک بررسی پارامتری گسترده، تأثیر تغییر پارامترهای مهم سیستم بر بازده انرژی و انرژی آن‌ها بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد در سیکل‌های ترکیبی بررسی شده، همواره سیال تولوئن برای تولید توان در سیکل رانکین از دیدگاه انرژی و انرژی بر سیالات R123 و ایزوپنتان و بخار آب برتری دارد. همچنین نتایج نشان می‌دهد بازده قانون اول و دوم در نسبت فشار ۱۳ و ۱۶ به ترتیب برای سیکل ترکیبی توربین گاز با بازیاب / رانکین و سیکل ترکیبی توربین گاز با بازگرمایش دارای نقطه بهینه هستند.

مشاهده شد که با افزایش دمای ورودی توربین گاز، توان تولیدی سیکل رانکین و توان تولیدی کل و بازده قانون اول و دوم برای همه سیکل‌های ترکیبی افزایش می‌یابد و توان تولیدی سیکل رانکین در دماهای بالاتر از ۱۴۰۰ درجه سانتی‌گراد برای سیکل ساده توربین گاز / رانکین و در دماهای زیر آن برای سیکل توربین گاز با بازگرمایش / سیکل رانکین بالاترین است. در محدوده تغییرات دمای ورودی توربین گاز، توان تولیدی کل سیستم سیکل توربین گاز با بازگرمایش / سیکل رانکین

مراجع

- [1] Chen, H., Goswami, D.Y., Rahman, M.M., Stefanakos, E.K., "A Supercritical Rankine Cycle Using Zeotropic Mixture Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat into Power". Energy, Vol. 36, pp. 549-555, 2011.
- [2] Chen, H., Goswami, D.Y., Rahman, M.M., Stefanakos, E.K., "Energetic and Exergetic Analysis of CO₂- and R32-Based Transcritical Rankine Cycles for Low-Grade Heat Conversion", Applied Energy, Vol. 88, pp. 2802-2808, 2011.
- [3] Mikielewicz, D., Mikielewicz, J., "A Thermodynamic Criterion For Selection of Working Fluid for Subcritical and Supercritical Domestic Micro CHP", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 2357-2362, 2010.
- [4] Rayegan, R., Tao, Y.X., "A Procedure to Select Working Fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)", Renewable Energy. Vol. 36, pp. 659-670, 2011.
- [5] Shengjun, Z., Huaixin, W., Tao, G., "Performance Comparison and Parametric Optimization of Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle System for Low-Temperature geothermal Power Generation", Applied Energy, Vol. 88, pp. 2740-2754, 2011.
- [6] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., Fischer, J., "Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine cycles", Energy, Vol. 32, pp. 1210-1221, 2007.
- [7] Delgado-Torres, A.M., García-Rodríguez, L., "Analysis and Optimization of the Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle (ORC)", Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 2846-2856, 2010.
- [8] Aljundi, I.H., "Effect of Dry Hydrocarbons and Critical Point Temperature on the Efficiencies of Organic Rankine Cycle", Renewable Energy, Vol. 36, pp. 1196-1202, 2011.

- [9] Chahartaghi, M., Babaei, M., "Energy and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle with Using Two-Component Working Fluid in Specified Heat Source Conditions", Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 3, pp. 145-156, 2014 (In Persian)
- [10] Yari, M., "Exergetic Analysis of Various Types of Geothermal Power Plants", Renewable Energy, Vol. 35, pp. 112-121, 2010.
- [11] 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.
- [12] Roy, J.P., Mishra, M.K., Misra, A., "Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle", Energy, Vol. 35, pp. 5049-5062, 2010.
- [13] Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2468-2476, 2009.
- [14] Chacartegui, R., Sánchez, D., Muñoz, A., Sánchez, T., "Alternative ORC Bottoming Cycles for Combined Cycle Power Plants", Applied Energy, Vol. 86, pp. 2162-2170, 2009.
- [15] Kotas, T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis". Great Britain: Anchor rendon Ltd., 1985.
- [16] Cengel, Y.A., Boles, M.A., Thermodynamics: an Engineering Approach, McGraw-Hill, New York, 5th ed., 2006.
- [17] Kenneth Wark, Jr., Advanced Thermodynamics for Engineers, Mc Grow-Hill, 2nd edition, 1990.
- [18] Kanoglu, M., Ayanoglu, A., "Exergoeconomic Assessment of a Geothermal Assisted High Temperature Steam Electrolysis System." , Applied Energy, Vol. 36, pp. 4422-4433, 2011.
- [19] Baghernejad, A., Yaghoubi, M., "Exergoeconomic Analysis and Optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm", Applied Energy Conversion and Management, pp. 2193-2203, 2011.