

## آنالیز انرژی - اگزرژی و مطالعه پارامتری انواع نیروگاه های بخار

محمد رضا عطاپور<sup>۱</sup>، سعید کریم زاده<sup>۲</sup>، صمد جعفر مدار<sup>۳</sup>، سیمین انواری<sup>۳</sup>، هادی تقی فر<sup>\*</sup>

<sup>۱</sup> واحد عجب‌شیر، دانشگاه آزاد اسلامی

<sup>۲</sup> گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه

<sup>۳</sup> گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ملایر

دریافت: زمستان ۹۶ پذیرش: پاییز ۹۷

چکیده

با افزایش روزافروزن مصرف انرژی در سطح جهانی، بررسی کیفیت انرژی علاوه بر کمیت انرژی در مجتمع علمی مورد توجه قرار گرفته است. تحلیل قانون دوم ترمودینامیک قادر به محاسبه مقادیر بازگشت ناپذیری‌های اجزا و کل سیستم‌های نیروگاهی است. آنالیز نیروگاهها با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به طور همزمان، ابزار مناسبی برای دستیابی به درک درستی از بازگشت ناپذیری‌های اجزا، کل سیستم، همچنین پتانسیل بهینه‌سازی آن‌ها خواهد بود. در همین راستا در این مقاله به آنالیز انرژی و اگزرژی انواع نیروگاه‌های بخار پرداخته می‌شود. همچنین تاثیر پارامترهای مختلف از قبیل دمای ورودی کمپرسور، دمای بویلر، فشار بویلر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک، نرخ نابودی اگزرژی و توان تولیدی نیروگاه‌ها بررسی می‌شود. نتایج حاصل ممکن است بازده اگزرژی چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با بازده اگزرژی توربین بخار ساده و توربین بخار بازگرمایش به ترتیب در حدود  $4/5\%$  و  $3/9\%$  بیشتر است. همچنین مطالعه پارامتری بر روی عملکرد چرخه‌ها نشان می‌دهد که دمای بویلر، فشار کندانسور و بازده آبزونترپوپکی تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی عملکرد کلی چرخه‌ها گذاشته‌اند. افزایش فشار بویلر موجب  $13\%$  کاهش در نرخ نابودی اگزرژی و  $6/5\%$  افزایش در کل توان تولیدی چرخه بازیاب می‌شود.

\* عهده‌دار مکاتبات: haditaghavifar@yahoo.com

کلمات کلیدی: توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد، توربین بخار بازیاب، اگزرژی، بازده انرژی

است. تا بتوان به کمک آنالیز ترمودینامیکی به درک درستی از نیروگاه‌های بخار به خصوص در مورد بازگشت ناپذیری‌های اجزا و پتانسیل بهینه‌سازی آن‌ها پی برد.

### ۱- مقدمه

در طول سال‌های اخیر محققان به این نتیجه رسیده‌اند که تئوری قانون اول ترمودینامیک اغلب درک روشی از پارامترهای کارکردی یک سیستم تبدیل انرژی ارائه نمی‌کند. این بدین معنی است که پتانسیل یک سیستم ترمودینامیکی در یک حالت معین برای تولید ماکریم کار مفید مکانیکی را نمی‌توان از طریق قانون اول محاسبه کرد. برخلاف قانون اول، قانون دوم ترمودینامیک

انرژی بخش مهمی از زندگی ما و یکی از عناصر اصلی دستیابی به اهداف اقتصادی و اجتماعی برای رسیدن به توسعه پایدار در هر کشوری است. مقطع زمانی حاضر در زمینه تولید انرژی مقطع بسیار با اهمیتی است. در دنیا ای با منابع طبیعی محدود و افزایش تقاضای انرژی در اثر توسعه کشورها و صنعتی شدن جهان، بسیار مهم است که با درک درستی از روش‌های کاهش منابع انرژی، روش‌هایی اصولی برای بهبود سیستم‌های انرژی ارائه شوند [۱]. استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در این منابع ارزشمند، روز به روز اهمیت بیشتری یافته است. در بخش تولید برق، نیروگاه‌های حرارتی بیش از  $85\%$  انرژی الکتریکی کشور را تأمین می‌کنند که این مقدار موبید اهمیت و توجه هر چه بیشتر به این دسته از نیروگاه‌ها خواهد بود [۲]. بررسی و تحلیل این صنعت، جهت تحلیل انرژی و ارائه راهکارهای کاهش مصرف سوخت می‌تواند نقش مهمی در اقتصاد کشور ایفا کند. از این‌رو آنالیز ترمودینامیکی نیروگاه‌های بخار از اهمیت قابل ملاحظه‌ای برخوردار

(آنالیز اگزرژی) قابلیت شناسایی بازگشت ناپذیری‌ها و اتفاقات در فرآیندهای مختلف سیستم‌های تبدیل انرژی را دارا بوده و می‌تواند به عنوان ابزار مناسب برای شناسایی این بازگشت ناپذیری‌ها و اتفاقات و بهبود فرآیندها مورد استفاده قرار گیرد [۳]. بنابراین باستی قانون دوم

چن و همکاران [۱۵] معیارهای ترمودینامیکی و ترموفیزیکی را برای انتخاب سیال عامل و رابطه موجود ما بین قدرت خروجی توربین و گرمای نهان سیال عامل در تحقیقشان را بررسی کردند. از جمله نتایج بدست آمده در تحقیقشان که می‌توان اشاره کرد این بود که مایعات با چگالی و گرمای نهان بالا دارای کار خروجی توربین بیشتری هستند. این مطالعه همچنین نشان داد که سیالات آبزونتروپیک و خشک برای استفاده در سیکل رانکین آلی به سیالات دیگر ترجیح داده می‌شوند و اینکه سوپرهیلت کردن برای سیالات مرتبط در سیکل رانکین آلی مفید است و در سیالات خشک، می‌تواند نقش منفی داشته باشد. دای و همکاران [۱۶] با در نظر گرفتن ۱۰ سیال مختلف به بهینه‌سازی سیکل رانکین پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان میدهد در شرایط یکسان سیکل با سیال آلی R236EA دارای بیشترین بازده اگزرسی است.

از مطالعات انجام یافته می‌توان اینگونه برداشت نمود که چرخه‌های رانکین دارای کاربرد وسیعی در صنعت نیروگاهی هستند. در این چرخه‌ها نه تنها باید به دنبال راه کارهایی برای کاهش مصرف انرژی بود، بلکه باید دنبال راه کارهایی برای افزایش توان و کارایی سیستم نیز بود. از این‌رو در این مقاله، ابتدا به آنالیز انرژی انواع نیروگاه‌های بخار پرداخته می‌شود و سپس به منظور دستیابی به درک صحیحی از مقادیر بازگشت ناپذیری‌های اجزا و کل چرخه، آنالیز اگزرسی بر روی چرخه‌ها اعمال می‌شود. در ادامه جهت تعیین تاثیر پارامترهای مهم بر روی عملکرد چرخه‌ها، به مطالعه پارامتری چرخه‌ها پرداخته می‌شود. در نهایت نتایج حاصل از این تحلیل‌ها برای چرخه‌های مورد مطالعه، به طور مفصل مورد بررسی و مقایسه قرار می‌گیرد.

## ۲- معرفی چرخه‌های مورد مطالعه

در این قسمت، ابتدا سه چرخه مورد مطالعه در این تحقیق (چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب) به طور کامل و مفصل معرفی می‌شوند. قابل ذکر است که حرارت ورودی به هر سه چرخه برابر با ۱۰۰۰ کیلووات است که در بویلر توسط گازهای داغ نیتروژن به سیال منتقل می‌شود.

### ۲-۱- چرخه‌ی توربین بخار ساده

در شکل (۱) شماتیکی از چرخه توربین بخار ساده نشان داده شده است. چرخه توربین بخار ساده از چهار جزء اصلی شامل پمپ،

بویلر، توربین بخار و کندانسور تشکیل شده است. کارکرد چرخه بدین صورت است که سیال عامل بعد از پمپ شدن در نقطه ۲ وارد بویلر می‌شود. بویلر، حرارتی با نرخ ۱۰۰۰ کیلو وات از منبع گرم دریافت می‌کند. در اینجا از گاز داغ نیتروژن در دمای ۷۶۰ کلوین و فشار ۱ بار برای دادن حرارت به سیال عامل داخل بویلر استفاده شده است [۱۷]. بخار داغ فشار بالای تولید شده در بویلر با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار در نقطه ۳ وارد توربین بخار شده و برای تولید توان منبسط می‌شود. سپس بخار فشار پایین خروجی از توربین بخار در نقطه ۴ وارد کندانسور شده و توسط آب عبوری از کندانسور، حرارت از دست داده و به سیالی با دمای ۳۱۳ کلوین و فشار ۰/۰۸ بار تبدیل می‌شود. این مایع وارد پمپ

ترمودینامیک با قانون اول کوپل شود تا بتوان درک روش‌نی از کارکرد این سیستم‌ها را بدست آورد [۴].

تحلیل سیستم‌ها بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک که اصطلاحاً تحلیل اگزرسی خوانده می‌شود، در راس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار داشته و این توجه بدلیل بحران انرژی در سال‌های اخیر، رشد نمایی به خود گرفته است. محققان زیادی آنالیز انرژی و اگزرسی را برای انواع نیروگاه‌ها انجام داده‌اند و راندمان قانون اول (انرژی) ترمودینامیک و قانون دوم (اگزرسی) ترمودینامیک را برای کل نیروگاه و یا تک تک اجزای نیروگاه بدست آورده‌اند. محققان زیادی بر این نکته تاکید کرده‌اند که آنالیز اگزرسی بهترین روش برای تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک فرآیند می‌باشد [۷-۵]. فنگ و همکارانش [۸] به تحلیل پارامتریک و بهینه سازی انواع نیروگاه‌های رانکین شامل نیروگاه ساده و بازیاب پرداختند. نتایج آنها نشان داد که با افزایش دمای اوپرатор، بازده حرارتی و بازده اگزرسی سیستم افزایش می‌ابد. همچنین گزارش دادند که بعد از [۹] بهینه‌سازی بازده اگزرسی سیستم بازیاب به  $59/98\%$  رسید. یاری [۹] نیروگاه‌های مختلف رانکین را بر اساس تحلیل اگزرسی، برای منابع زمین گرمایی با دمای متوسط بررسی کرد. چرخه‌های مورد مطالعه در این تحقیق عبارت بودند از: چرخه رانکین با سیال عامل آلی با منبع گرمایی سیال ژئوترمال، چرخه رانکین با سیال عامل آلی و مبدل گرمایی داخلی با منبع گرمایی سیال ژئوترمال، چرخه تک تبیخه تولید توان ژئوترمال، چرخه تولید توان ژئوترمال با دو سطح فشار تبیخ و سیکل ترکیبی با سیال ژئوترمال. برای هر چرخه یک مدل ترمودینامیکی در نظر گرفته شده است و در مورد عملکرد هر چرخه با توجه به پارامترهای بازدهی قانون دوم، نرخ تخریب اگزرسی و بازدهی قانون اول بحث شده است. بیشترین بازده قانون اول برای چرخه رانکین با سیال عامل آلی R123 و مبدل گرمایی داخلی بدست آمده که این مقدار برابر با  $7/7\%$  است. بارا و همکارانش [۱۰] به آنالیز اگزرسی یک نیروگاه ترکیبی که در قسمت پایین سیستم از چرخه رانکین استفاده شده است پرداختند. نتایج نشان داد که با به کارگیری چرخه رانکین در قسمت پایین دست نیروگاه مورد مطالعه، کارایی نیروگاه به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته و در حدود ۱۵٪ در سوخت مصرفی صرفه جویی می‌شود. وانگ و همکاران [۱۱] چرخه دومرحله‌ای رانکین با منبع حرارتی ناپیوسته‌ای را با استفاده از سیالات مختلف شبیه‌سازی کرده‌اند. آنها تاثیر درجه حرارت خروجی منبع حرارتی را بر قدرت خالص خروجی، بازده حرارتی، مصرف انرژی، دبی جرمی، درجه حرارت خروجی توربین بخار، برگشت ناپذیری چرخه و بهره‌وری اگزرسی در یک نقطه اختلاف دما کوچک داده شده (که به آن پینچ گویند) مورد آزمایش قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که هیچ

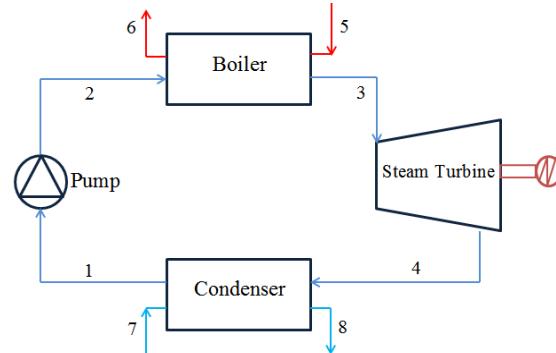
الزامی وجود ندارد که اگر دمای منبع حرارتی کم باشد کارآمدی انرژی مصرف شده نیز کم باشد.

انتخاب سیال عامل بر روی عملکرد چرخه‌های رانکین در مقالات زیادی بررسی شده است که از جمله آنها می‌توان به مقالات لیو و همکاران [۱۲]، هانگ و همکاران [۱۳] و لی و همکاران [۱۴] اشاره کرد که تأثیر انتخاب سیال عامل بر عملکرد سیکل رانکین را بررسی کرده‌اند.

### ۳-۲- چرخه‌ی توربین‌بخار بازیاب

در شکل (۳) شماتیکی از چرخه ترکیبی مورد مطالعه در این تحقیق نشان داده شده است. چرخه توربین‌بخار بازیاب از اجزایی شامل پمپ‌ها، بویلر، توربین‌بخار، گرم‌کن آب تغذیه و کندانسور تشکیل شده است. شرایط کارکردی این چرخه نیز منطبق بر شرایط کارکردی چرخه توربین‌بخار ساده است. نکته مهم در این سیکل افزایش متوسط درجه حرارت ورودی سیال عامل ورودی به بویلر می‌باشد. کارکرد چرخه به این صورت است که بخار آب داغ در نقطه ۵ با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار وارد توربین‌بخار شده و در نقطه ۶ مقداری از بخار منبسط شده در فشار ۱/۵ بار برداشت و وارد گرم‌کن آب تغذیه می‌شود. آن مقدار از بخار که برداشت نشده است در توربین‌بخار تا حالت ۷ منبسط می‌شود و تولید ۳۱۳ توان می‌کند. سپس این بخار منبسط شده در کندانسور تا دمای ۳۱۳ درجه کلوین و فشار ۰/۰۸ بار چگالیده شده و توسط پمپ ۱ به گرم‌کن آب تغذیه پمپ می‌شود و در آنجا با بخار برداشتی از توربین‌بخار مخلوط شده و توسط پمپ ۲ تا فشار بویلر به داخل بویلر پمپ می‌شود.

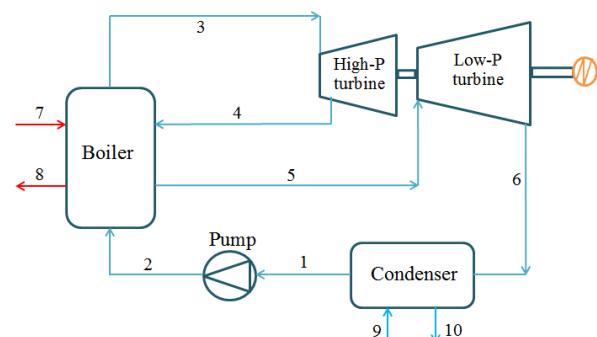
شده و فرآیند ذکر شده در بالا تکرار می‌شود. لازم به ذکر است که برای خنک کاری سیال عامل در کندانسور، آب در دمای ۳۰۲ کلوین و فشار ۲/۷ بار وارد کندانسور شده و در دمای ۳۱۰ کلوین و فشار ۱/۵ بار آن را ترک می‌کند [۱۸]. بازده آیزونتروپیکی برای توربین‌بخار و پمپ به ترتیب عبارت از ۸۸ و ۹۲ درصد در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۱: شماتیک چرخه توربین‌بخار ساده

### ۲-۲- چرخه‌ی توربین‌بخار گرمایش مجدد

شماتیکی از این چرخه در شکل (۲) نشان داده شده است. چرخه توربین‌بخار گرمایش مجدد از اجزایی شامل پمپ، بویلر، توربین‌بخار فشار بالا، توربین‌بخار فشار پایین و کندانسور تشکیل شده است. شرایط کارکردی این چرخه منطبق بر شرایط کارکردی چرخه توربین‌بخار ساده است. ویژگی متمایز این چرخه این است که در این چرخه برای تولید توان از دو توربین‌بخار به نامهای توربین‌بخار فشار بالا و توربین‌بخار فشار پایین استفاده شده است. کارکرد چرخه به این صورت است که بخار آب داغ در نقطه ۳ با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار وارد توربین‌بخار شده در فشار ۱۲ بار، برای گرم شدن مجدد وارد بویلر می‌گردد. بخار داغ تولید شده در نقطه ۵ با فشاری برابر با فشار نقطه ۴ و دمای ۵۶۳ کلوین وارد توربین‌بخار فشار پایین می‌گردد [۱۸] و به طور مجدد منبسط شده تولید توان می‌کند. بدین ترتیب توان تولیدی در این چرخه در دو مرحله خواهد بود، از ایترومویی توان تولیدی که توان تولیدی و بازده ترمودینامیکی چرخه گرمایش مجدد بیشتر از چرخه ساده توربین‌بخار خواهد بود.



شکل ۲: شماتیک چرخه توربین‌بخار گرمایش مجدد

### ۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

به منظور دستیابی به پارامترهای طراحی و فیزیکی سیستم، یک کد در نرم افزار مهندسی EES برای هر کدام از چرخه‌ها توسعه داده شده است. فرضیات اعمالی در آنالیز هر یک از چرخه‌ها، در زیر آورده شده است:

- آنالیز ترمودینامیکی چرخه‌ها بر اساس پروسه‌ی حجم کنترل
- صورت گرفته است.
- چرخه‌های مورد مطالعه در شرایط پایا بررسی شده‌اند.
- افت فشار در لوله‌های ارتباطی بین اجزای چرخه‌ها نادیده گرفته شده است.
- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است.
- توربین و پمپ به صورت آیزونتروپیکی در نظر گرفته شده‌اند.
- در ادامه به طور مفصل به بررسی و آنالیز قانون اول ترمودینامیک (آنالیز انرژی) و قانون دوم ترمودینامیک (آنالیز اگزرژی) بر روی چرخه‌ها پرداخته می‌شود.

### • توربین بخار فشار بالا

با زده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار فشار بالا به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{ST,HP} = \dot{m}_3 (h_3 - h_{4a}) \quad (12)$$

### • توربین بخار فشار پایین

با زده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار فشار پایین به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{6a} - h_5}{h_{6s} - h_5} \quad (13)$$

$$\dot{W}_{ST,LP} = \dot{m}_5 (h_5 - h_{6a}) \quad (14)$$

### • کندانسور

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می رسیم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 \quad \text{و} \quad \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (15)$$

$$\dot{m}_1(h_6 - h_1) - \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = 0 \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_6 - h_1) \quad (17)$$

### • پمپ

کار مصرفی پمپ از معادله زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (18)$$

### • بویلر

با نوشتن بالانس انرژی در بویلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بویلر (غاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می رسیم:

$$\dot{m}_{N_2} = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad \text{و} \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_2(h_3 + h_5 - h_4 - h_2) \\ - \dot{m}_{N_2}(h_9 - h_{10}) = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_2(h_3 + h_5 - h_4 - h_2) \quad (21)$$

### ٣-٣ اجزای توربین بخار بازیاب

### • توربین بخار

با زده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در توربین بخار به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{6a} - h_5}{h_{6s} - h_5} \quad (22)$$

### ١-٣- آنالیز انرژی

یکی از مهمترین مفاهیم در مطالعه ترمودینامیک مفهوم انرژی است. قانون اول ترمودینامیک بیانی از اصل بقاء انرژی است و بیان می کند که انرژی نه تولید می شود و نه از بین می رود بلکه از یک فرم به فرمی دیگر تبدیل می شود. با نوشتن قانون اول ترمودینامیک که منجر به نوشتن بالانس انرژی برای هر جزء شود می توان نوشت:

$$[\sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_O + \dot{W}] + \sum (\dot{m}h)_i - \sum (\dot{m}h)_O = 0 \quad (1)$$

که در رابطه بالا،  $\sum \dot{Q}_O$  و  $\dot{W}$  به ترتیب برابر با مجموع حرارت های ورودی، مجموع حرارت های خروجی و کار انجام یافته توسط جزء مورد نظر می باشند. با به کارگیری بالانس انرژی برای تک تک اجزای چرخه های مورد مطالعه در این تحقیق خواهیم داشت:

### ١-١-١ اجزای توربین بخار ساده

### • توربین بخار

با زده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_3 (h_3 - h_{4a}) \quad (3)$$

### • کندانسور

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می رسیم:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad \text{و} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (4)$$

$$\dot{m}_1(h_4 - h_1) - \dot{m}_7(h_8 - h_7) = 0 \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_4 - h_1) \quad (6)$$

### • پمپ

کار مصرفی پمپ از معادله زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (7)$$

### • بویلر

با نوشتن بالانس انرژی در بویلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بویلر (غاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می رسیم:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{و} \quad \dot{m}_g = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (8)$$

$$\dot{m}_2(h_3 - h_2) - \dot{m}_g(h_5 - h_6) = 0 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_3(h_3 - h_2) \quad (10)$$

### ٢-١-٣ اجزای توربین بخار گرمایش مجدد

$$\eta_{Regeneration} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{Boiler} \\ = (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P2})/(1000) \quad (36)$$

که در رابطه بالا  $\dot{Q}_{Boiler}$  و  $\dot{W}_{net}$  به ترتیب عبارت از توان خالص چرخه و نرخ حرارت ورودی به چرخه می‌باشند. قابل ذکر است مقدار نرخ حرارت ورودی برای هر سه چرخه یکسان ( $\dot{Q}_{Boiler} = 1000kW$ ) است.

### ۲-۳- آنالیز اگررژی

در بخش مقدمه ذکر شد که قانون اول ترمودینامیک به تنها یکی برای بررسی کامل فرآیندهای ترمودینامیکی کافی نیست زیرا این قانون علاوه بر اینکه هیچ اطلاعاتی در مورد جهت فرآیندهای ترمودینامیکی در دسترس قرار نمی‌دهد، به تنها یکی سیستم‌های اتریزی لازم است عوامل مفید واقع شود. برای افزایش بازدهی سیستم‌های اتریزی در بهبود عملکرد سیستم‌ها افت بازدهی یا به عبارت دیگر بازگشت ناپذیری‌های موجود در فرآیندها و محل وقوع آن‌ها را به دقت شناسایی کنیم [۴]. اگررژی برابر با حداکثر کاری است که می‌تواند توسط یک سیستم یا جریان جرمی در یک حالت مشخص صورت گیرد، زمانی که آن سیستم یا جریان جرمی فرآیندی را تا رسیدن به تعادل کامل با یک محیط مرجع طی کند. در غیاب اثرات الکتریکی، مغناطیسی، هسته‌ای و کشش سطحی، اگررژی کل سیستم به چهار نوع تقسیم می‌شود: اگررژی فیزیکی، اگررژی شیمیابی، اگررژی جنبشی و اگررژی پتانسیلی [۲۰]:

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (37)$$

در این تحقیق از اگررژی جنبشی و پتانسیلی صرفنظر می‌شود. و با توجه به اینکه در چرخه‌های رانکین هیچ واکنش شیمیابی رخ نمی‌دهد، بنابراین در ادامه فقط به بررسی مفهوم اگررژی فیزیکی (ترمومکانیکی)، و نابودی اگررژی پرداخته می‌شود.

### ۳-۱- اگررژی ترمومکانیکی

هنگامی که سیستم از یک حالت معین ترمودینامیکی (حالت اولیه در دمای  $T$  و فشار  $P$ ) به حالت مرده محدود (دمای  $T_0$  و فشار  $P_0$  می‌رسد، به مکریزم کار حاصل طی این فرایند، اگررژی ترمومکانیکی گفته می‌شود. به بیان دیگر رابطه فوق را می‌توان به شکلی دقیق‌تر بازنویسی نمود [۱۹]:

$$\dot{E}^{PH} = (h_i - h_o) - T_0(s_i - s_o) \quad (38)$$

بنابراین جهت محاسبه اگررژی فیزیکی در هر نقطه باید آنتالپی و آنتروپی هر نقطه محاسبه شود.

### ۳-۲- نابودی اگررژی

جهت تعیین تخریب اگررژی یا همان نابودی اگررژی که پارامتری مهم در تبدیل انرژی می‌باشد از موازنه‌ی اگررژی برای هر جزء سیستم

$$\eta_{ST} = \frac{h_{7a} - h_5}{h_{7s} - h_5} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_5(h_5 - y \times h_6 - (1-y) \times h_7) \quad (24)$$

- کندانسور

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 \quad \text{و} \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (25)$$

$$\dot{m}_1(h_7 - h_1) - \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) = 0 \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_7 - h_1) \quad (27)$$

- پمپ ۱

کار مصرفی پمپ ۱ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{P1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (28)$$

- پمپ ۲

کار مصرفی پمپ ۲ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{P2} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (29)$$

- بوبیلر

با نوشتن بالانس انرژی در بوبیلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بوبیلر (گاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad \dot{m}_{N_2} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (30)$$

$$\dot{m}_4(h_5 - h_4) - \dot{m}_{N_2}(h_8 - h_9) = 0 \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (32)$$

- آب گرم کن تغذیه

با به کارگیری بالانس انرژی در این جزء به رابطه زیر می‌رسیم:

$$y \times h_6 + (1-y)h_2 = h_3 \quad (33)$$

### ۴-۱- بازده انرژی

بازده در واقع معیاری برای تعیین نرخ انرژی مفید سیستم به انرژی ورودی به سیستم است. بازده انرژی برای سه چرخه مورد مطالعه در این تحقیق عبارتند از:

- بازده انرژی چرخه توربین بخار ساده

$$\eta_{Simple} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{Boiler} \\ = (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P)/(1000) \quad (34)$$

بازده انرژی چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد

$$\eta_{Reheat} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{Boiler} \\ = (\dot{W}_{ST,HP} + \dot{W}_{ST,LP} - \dot{W}_P)/(1000) \quad (35)$$

بازده انرژی چرخه توربین بخار بازیاب

$$\dot{E}_{F,ST,LP} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6,$$

$$\dot{E}_{P,ST,LP} = \dot{W}_{ST,LP}, \quad (46)$$

$$\dot{E}_{D,ST,LP} = \dot{E}_{F,ST,LP} - \dot{E}_{P,ST,LP}$$

کندانسور •

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_6 - \dot{E}_1,$$

$$\dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7, \quad (47)$$

$$\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$$

پمپ •

$$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad (48)$$

$$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P}$$

بخار •

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10},$$

$$\dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_4, \quad (49)$$

$$\dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler}$$

توربین بخار •

$$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7,$$

$$\dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST}, \quad (50)$$

$$\dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST}$$

کندانسور •

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_7 - \dot{E}_1,$$

$$\dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_9 - \dot{E}_8, \quad (51)$$

$$\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$$

پمپ ۱ •

$$\dot{E}_{F,P1} = \dot{W}_{P1}, \dot{E}_{P,P1} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad (52)$$

$$\dot{E}_{D,P1} = \dot{E}_{F,P1} - \dot{E}_{P,P1}$$

پمپ ۲ •

$$\dot{E}_{F,P2} = \dot{W}_{P2}, \dot{E}_{P,P2} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3, \quad (53)$$

$$\dot{E}_{D,P2} = \dot{E}_{F,P2} - \dot{E}_{P,P2}$$

بخار •

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11},$$

$$\dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_5 - \dot{E}_4, \quad (54)$$

$$\dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler}$$

آب گرم گن تغذیه •

استفاده میشود. معادله موازنہ اگزرسی در یک جزء سیستم ترمودینامیکی میتواند به شکل زیر نوشته شود [۲۱]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (39)$$

که در آن  $\dot{E}_{F,k}$ ,  $\dot{E}_{P,k}$  و  $\dot{E}_{D,k}$  به ترتیب عبارت از اگزرسی ورودی، اگزرسی تولیدی و نرخ نابودی اگزرسی برای جزء  $k$  میباشند. نسبت نابودی اگزرسی هر یک از اجزا به صورت نرخ نابودی اگزرسی هر جزء به نابودی اگزرسی کل سیستم تعريف میشود و به عنوان ملاکی جهت تعیین نقاط ضعف سیستم ارائه میشود [۴]:

$$y_{D,k}^* = \dot{E}_{D,k} / \dot{E}_{D,tot} \quad (40)$$

در ادامه بالانس اگزرسی را برای تک تک اجزای چرخه های مورد مطالعه در این تحقیق به کار برد و  $\dot{E}_D$ ,  $\dot{E}_P$  و  $\dot{E}_F$  را برای هر جزء به ترتیب زیر مینویسیم:

### ۳-۲-۳ اجزای چرخه توربین بخار ساده

توربین بخار •

$$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST}, \quad (41)$$

$$\dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST}$$

کندانسور •

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1,$$

$$\dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7, \quad (42)$$

$$\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$$

پمپ •

$$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad (43)$$

$$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P}$$

بخار •

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6,$$

$$\dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2, \quad (44)$$

$$\dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler}$$

### ۴-۲-۳ اجزای چرخه توربین بخار گرمایش مجدد

توربین بخار فشار بالا •

$$\dot{E}_{F,ST,HP} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4,$$

$$\dot{E}_{P,ST,HP} = \dot{W}_{ST,HP}, \quad (45)$$

$$\dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST,HP} - \dot{E}_{P,ST,HP}$$

توربین بخار فشار پایین •

۵۵۹	۰/۴۲۰۵	۱۲۱/۱	۲۰/۵	۲/۷	۳۰۲	آب	۷
۲۰/۷	۰/۵۲۹۹	۱۵۴/۴	۲۰/۵	۱/۵	۳۱۰	آب	۸
چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد							
۰/۴۴۶۳	۰/۵۷۰۴	۱۶۶/۹	۰/۳۱۹	۰/۰۸	۳۱۳	آب	۱
۱/۶۷	۰/۵۵۷۷	۱۶۷	۰/۳۱۹	۴۰	۳۱۲/۱	آب	۲
۳۸۷	۶/۸۰۶	۳۲۲۸	۰/۳۱۹	۴۰	۶۸۳	بخارآب	۳
۲۹۱/۶	۶/۸۷۸	۲۹۶۰	۰/۳۱۹	۱۲	۵۳۴	بخارآب	۴
۳۰۰/۹	۶/۹۹۵	۳۰۲۴	۰/۳۱۹	۱۲	۵۶۳	بخارآب	۵
۳۵/۹۵	۷/۳۱۳	۲۲۸۹	۰/۳۱۹	۰/۰۸	۳۱۴/۷	بخارآب	۶
۱۰۸۱	۷/۸۳۲	۸۰۱۹	۲/۹۶	۱	۷۶۰	نیتروژن	۷
۵۸۵/۸	۷/۲۶	۴۶۳/۶	۲/۹۶	۱	۴۴۶	نیتروژن	۸
۵/۵۵۲	۰/۴۲۰۵	۱۲۱/۱	۲۰/۳	۲/۷	۳۰۲	آب	۹
۲۰/۴۹	۰/۵۲۹۹	۱۵۴/۵	۲۰/۳	۱/۵	۳۱۰	آب	۱۰
چرخه توربین بخار بازیاب							
۰/۴۵۲۸	۰/۵۷۰۴	۱۶۶/۹	۰/۳۱۶۷	۰/۰۸	۳۱۳	آب	۱
۰/۴۹۶	۰/۵۶۹۹	۱۶۶/۹	۰/۳۱۶۷	۱/۵	۳۱۲/۶	آب	۲
۱۶/۰۲	۱/۴۳۴	۴۶۷/۱	۰/۳۱۶۷	۱/۵	۳۸۴/۵	آب	۳
۱۷/۱۶	۱/۴۳۴	۴۶۷/۱	۰/۳۱۶۷	۴۰	۳۸۳/۸	آب	۴
۴۳۸/۲	۶/۸۰۶	۳۲۲۸	۰/۳۶۰۹	۴۰	۶۸۳	بخارآب	۵
۲۳/۳۵	۷/۰۲۶	۲۶۱۷	۰/۰۴۴۲	۱/۵	۳۸۴/۴	بخارآب	۶
۳۵/۵۸	۷/۲۲۹	۲۲۶۲	۰/۳۱۶۷	۰/۰۸	۳۱۴/۷	بخارآب	۷
۱۰۸۱	۷/۸۳۲	۸۰۱۹	۲/۹۶	۱	۷۶۰	نیتروژن	۸
۵۸۶	۷/۲۶	۴۶۳/۶	۲/۹۶	۱	۴۴۶	نیتروژن	۹
۶/۳۸۹	۰/۴۲۰۵	۱۲۱/۱	۲۲/۷	۲/۷	۳۰۲	آب	۱۰
۲۲/۴۵	۰/۵۲۹۹	۱۵۴/۵	۲۲/۷	۱/۵	۳۱۰	آب	۱۱

همانطور که می‌دانیم هدف از آنالیز اگزرزی در یک سیستم، ارزیابی مقادیر ااتلاف و نابودی اگزرزی سیستم است. در جدول (۲) مقادیر اگزرزی ورودی، اگزرزی تولیدی، نابودی اگزرزی، اگزرزی اتلافی ( $\dot{E}_L$  kW)، بازده اگزرزی و نسبت نابودی اگزرزی برای تک تک اجزای هر سه چرخه گنجانده شده است.

همانطور که در بخش‌های قبلی ذکر شد،  $D^*$  سهم نابودی اگزرزی هر جزء از کل نابودی را نشان می‌دهد، بدین ترتیب که هر چقدر مقدار  $D^*$  در یک جزء بیشتر خواهد بود. از اینرو با مراجعت به جدول (۲) می‌توان مشاهده که در هر سه چرخه مورد مطالعه، محفظه احتراق دارای بالاترین مقدار نابودی اگزرزی در بین سایر اجزای چرخه‌ها می‌باشد.

از مقایسه نتایج حاصل برای هر سه چرخه، می‌توان نتیجه گرفت که بویلر به عنوان جزءی از سیستم که بیشترین میزان نابودی اگزرزی در آن رخ می‌دهد، عملکردش در چرخه توربین بخار بازیاب بهتر از دو چرخه دیگر است. چراکه نرخ نابودی اگزرزی در این جزء از ۱۰۲ کیلووات در چرخه توربین بخار ساده به ۷۴ کیلووات (در حدود ۲۷٪) در چرخه توربین بخار بازیاب کاهش یافته است. همچنین بازده قانون دوم در این جزء از ۷۹٪ در چرخه توربین بخار ساده به ۸۴٪ در چرخه توربین بخار بازیاب افزایش می‌یابد.

همچنین با مقایسه نتایج حاصل برای چرخه‌های توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب با نتایج حاصل برای توربین بخار ساده می‌توان نتیجه گرفت که نرخ نابودی اگزرزی در چرخه توربین بخار بازگرمایش در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده در حدود ۳٪ و در چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده به مقدار

$$\begin{aligned}\dot{E}_{F,FW} &= \dot{E}_2 + \dot{E}_6, \\ \dot{E}_{P,FW} &= \dot{E}_3, \\ \dot{E}_{D,FW} &= \dot{E}_{F,FW} - \dot{E}_{P,FW}\end{aligned}\quad (55)$$

### ۵-۲-۳ بازده اگزرزی

- بازده اگزرزی چرخه توربین بخار ساده

$$\begin{aligned}\varepsilon_{Simple} &= \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \\ &= (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P) / (\dot{E}_5)\end{aligned}\quad (56)$$

### • بازده اگزرزی چرخه توربین بخار بازیاب

$$\begin{aligned}\varepsilon_{Reheat} &= \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \\ &= (\dot{W}_{ST,HP} + \dot{W}_{ST,LP} - \dot{W}_P) / (\dot{E}_9)\end{aligned}\quad (57)$$

### • بازده اگزرزی چرخه توربین بخار بازیاب

$$\begin{aligned}\varepsilon_{Regeneration} &= \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \\ &= (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P2}) / (\dot{E}_{10})\end{aligned}\quad (58)$$

## ۴- نتایج و بحث

### ۱- نتایج آنالیز انرژی و اگزرزی چرخه‌ها

در این قسمت به بررسی و تحلیل نتایج حاصل از آنالیز انرژی و اگزرزی سه چرخه مطالعه شده پرداخته می‌شود. بدین صورت که به ازای یک حرارت ورودی بکسان به بویلهای هر سه چرخه، در شرایط کارکردی بکسان، مقدار خالص توان خروجی و بازده قوانین اول و دوم ترمودینامیک چرخه‌ها با هم مورد مقایسه و بررسی قرار می‌گیرد. مقادیر دما، فشار، دبی جرمی سوخت و سیال عامل، آنتروپی، آنتالپی و مقدار اگزرزی در نقاط مختلف چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب در جدول (۱) گنجانده شده است.

جدول ۱: مقایسه مقادیر دما، فشار، دبی جرمی، آنتالپی، آنتروپی و مقدار اگزرزی در نقاط مختلف چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

$\dot{E}$ (kW)	$s$ ( $\frac{kJ}{kg.K}$ )	$h$ ( $\frac{kJ}{kg}$ )	$\dot{m}$ ( $\frac{kg}{s}$ )	P [bar]	T [K]	سائل عامل	نقطه
							حال

### چرخه توربین بخار ساده

۰/۴۵۵۶	۰/۵۷۰۴	۱۶۶/۹	۰/۳۲۶	۰/۰۸	۳۱۳	آب	۱
۱/۷۰۵	۰/۵۵۷۷	۱۶۷	۰/۳۲۶	۴۰	۳۱۲/۲	آب	۲
۳۹۵/۱	۶/۸۰۶	۳۲۲۸	۰/۳۲۶	۴۰	۶۸۳	بخارآب	۳
۳۶/۲۴	۷/۲۲۹	۲۲۶۲	۰/۳۲۶	۰/۰۸	۳۱۴/۷	بخارآب	۴
۱۰۸۱	۷/۸۳۲	۸۰۱۹	۲/۹۶	۱	۷۶۰	نیتروژن	۵
۵۸۵/۵	۷/۲۶	۴۳۶/۶	۲/۹۶	۱	۴۴۶	نیتروژن	۶

نتایج مندرج در جدول (۳) این امکان را فراهم می‌کند تا بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هر سه چرخه مورد مطالعه، با یکدیگر مقایسه شوند.

همانطور که در جدول (۳) مشاهده می‌شود، بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب به طور قابل ملاحظه‌ای از بازده قانون اول چرخه‌های توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار ساده بالاتر است. علت این امر این است که در چرخه توربین بخار بازیاب، ۳۳۶ کیلووات توان تولید می‌شود. در حالیکه در چرخه توربین بخار بازگرمایش به مقدار ۳۲۴ کیلووات و در چرخه توربین بخار ساده ۳۱۷ کیلووات توان تولید می‌شود. از اینرو بازده قانون اول از مقدار  $\eta_{Simple}$  برای چرخه توربین بخار ساده و از مقدار  $\eta_{Reheat}$  برای چرخه توربین بخار بازگرمایش به مقدار  $\eta_{Regen}$  در چرخه توربین بخار بازیاب افزایش یافته است و همچنین در جدول (۳) قابل مشاهده است.

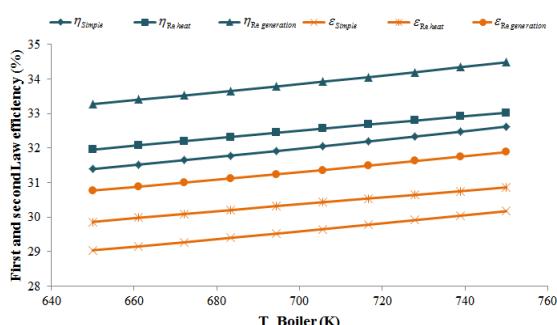
مشاهده است که بازده قانون دوم برای چرخه توربین بخار بازیاب برابر با  $\eta_{Simple}$  است که در مقایسه با دو چرخه دیگر به مقدار قابل توجهی بیشتر است. علت این امر نیز همانطور که در بخش پیشین در تحلیل نتایج آنالیز اگزرسی گفته شد، این است که در چرخه توربین بخار بازیاب مقدار نایابی اگزرسی به مقدار قابل توجهی نسبت به دو چرخه دیگر کاهش یافته و در نتیجه موجب افزایش بازده قانون دوم شده است.

#### ۲-۴ تحلیل پارامتری چرخه‌های مورد مطالعه

در این بخش به تفصیل در مورد تاثیر پارامترهای مختلف همچون دمای بویلر، فشار بویلر، دمای کندانسور، فشار کندانسور و بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک و توان تولیدی چرخه‌ها و ... بررسی می‌شود.

##### ۱-۲-۴ تاثیر دمای بویلر

نتایج حاصل از تاثیر دمای بویلر بر روی بازده قانون اول چرخه توربین بخار ساده ( $\eta_{Simple}$ )، بازده قانون اول چرخه بازگرمایش ( $\eta_{Reheat}$ )، بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب ( $\eta_{Regen}$ )، بازده قانون دوم چرخه توربین بخار ساده ( $\varepsilon_{Simple}$ )، بازده قانون دوم چرخه توربین بخار بازیاب ( $\varepsilon_{Reheat}$ )، بازده قانون دوم چرخه توربین بخار بازیاب ( $\varepsilon_{Regen}$ ) در شکل (۴) قابل مشاهده است.



شکل ۴: تاثیر دمای بویلر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

۱۰٪ کاهش یافته‌اند.

جدول ۲: مقایسه نتایج آنالیز اگزرسی برای اجزای چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

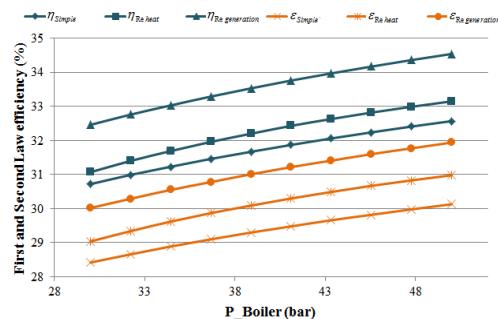
$y_D^*$	$\varepsilon$ (%)	$\dot{E}_L$ (kW)	$\dot{E}_D$ (kW)	$\dot{E}_P$ (kW)	$\dot{E}_F$ (kW)	جزء
						جرخه توربین بخار ساده
۶۲/۷۲	۷۹/۴۳	۵۸۵/۵	۱۰۱/۹	۳۹۳/۴	۴۹۵/۲	بویلر
۲۵/۲۸	۸۸/۵۶	-	۴۱/۰۶	۳۱۷/۸	۳۵۸/۸	توربین بخار
۱۲/۷۶	۴۲/۰۸	-	۲۰/۷۳	۱۵/۰۶	۳۵/۷۹	کندانسور
۷/۷۲	۶۱/۰۷	-	۱۳/۷	۲۱/۵	۳۵/۲	پمپ
۱۰۰	۲۹/۴	۵۸۵/۵	۱۷۷/۴	۳۱۷/۸	۱۰۸۱	عملکرد کلی
چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد						
۶۴/۰۲	۷۹/۶۹	۵۸۵/۸	۱۰۰/۶	۳۹۴/۷	۴۹۵/۲	بویلر
۹۲/۶۹	-	۶۸۵	۸۸/۵۶	۸۸/۵۶	۹۵/۴۱	توربین بخار فشار بالا
۴/۳۶	۸۸/۵۶	-	۳۰/۳۲	۲۲۴/۶	۲۶۵	توربین بخار فشار بالا پایین
۱۹/۳	۳۹/۵۴	-	۲۱/۴۶	۱۴/۰۴	۳۵/۵	کندانسور
۷/۴	۶۷/۵۱	-	۱۲/۷	۲۶/۴	۳۹/۱	پمپ
۱۰۰	۲۹/۹۲	۵۸۵/۸	۱۷۱/۹	۳۲۳/۳	۱۰۸۱	عملکرد کلی
چرخه توربین بخار بازیاب						
۵۲/۴۲	۸۴/۹۸	۵۸۶	۷۴/۴۲	۴۲۱/۱	۴۹۵/۵	بویلر
۳۰/۱۷	۸۸/۷۱	-	۴۲/۸۳	۳۳۶/۵	۳۷۹/۳	توربین بخار
۱۲/۷۲	۴۸/۶۱	-	۱۸/۰۶	۱۷/۰۶	۳۵۱/۱۲	کندانسور
۵/۵	۶۷/۱۸	-	۷/۸۲۸	۱۶/۰۲	۲۳/۸۵	پمپ تعذیبه
۵/۳۶	۸۲/۶۵	-	۸/۵	۴۰/۰۵	۴۹	پمپ ۱
۴/۳	۸۸/۵	-	۶/۸	۵۲/۰۲	۵۹	پمپ ۲
۳۱/۱۱	۵۸۶	۱۵۸/۵	۳۳۶.۵	۱۰۸۱	عملکرد کلی	

جدول ۳: مقایسه عملکرد چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب با یکدیگر

چرخه توربین بخار ساده بازگرمایش مجدد	چرخه توربین بخار بازیاب	$\dot{W}_{net}$ (kW)
۳۳۶/۵	۳۲۴	۳۱۷/۸
۳۳/۶۵	۳۲/۳۸	۳۱/۷۸
۳۱/۱۱	۲۹/۹۲	۲۹/۳۹

۱-۱-۴ مقایسه عملکرد سه چرخه توربین بخار

شکل ۶: تأثیر فشار بولیر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

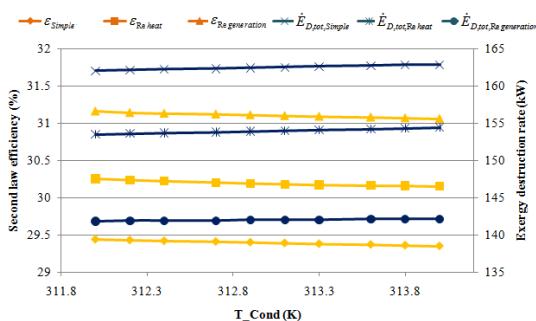


شکل ۷: تأثیر فشار بولیر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانگونه که از شکل‌های (۶) و (۷) قابل مشاهده است، در چرخه بازگرمایش مجدد با کاهش ۱۲ درصدی در نرخ نابودی اگزرسی و با افزایش ۷ درصدی در خالص توان تولیدی این چرخه، یک افزایش ۶/۴٪ درصدی در بازده‌های قانون اول (از ۳۱٪ به ۳۳٪ رسیده) و دوم (از ۲۹٪ به ۳۱٪ رسیده) این چرخه رخ داده است. همچنین مشاهده می‌شود که افزایش فشار بولیر موجب ۱۳ درصد کاهش در نرخ نابودی اگزرسی و ۶/۵ درصد افزایش در کل نرخ توان تولیدی چرخه بازیاب شده، بطوریکه بازده قانون اول از ۳۲٪ به ۳۴٪ و بازده قانون دوم این چرخه از ۳۰٪ به ۳۲٪ رسیده‌اند.

### ۳-۲-۴ تأثیر دمای کندانسور

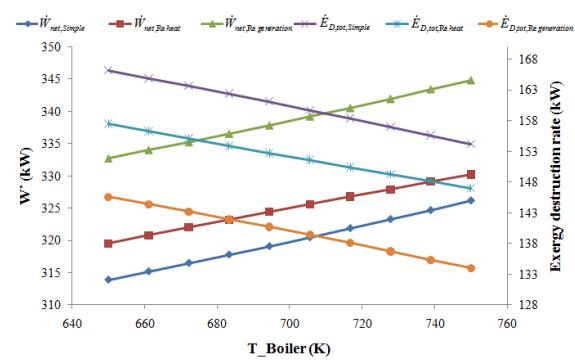
در شکل (۸) تأثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون دوم و کل نرخ نابودی اگزرسی چرخه‌ها و در شکل (۹) تأثیر این پارامتر بر روی بازده قانون اول و کل نرخ توان تولیدی چرخه‌ها نشان داده شده‌اند.



شکل (۸): تأثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانگونه که از شکل (۴) قابل مشاهده است، با افزایش دمای بولیر، روندی افزایش در مقدار بازده‌های چرخه‌ها مشاهده می‌شود. به این صورت که بازده قانون اول چرخه توربین بخار ساده با افزایش ۳/۹ درصدی از ۳۱/۴ به ۳۲/۶٪ رسیده و همچنین بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب با افزایش ۳/۶ درصدی از ۳۴/۵ به ۳۳/۳٪ رسیده است. همچنین بازده اگزرسی چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب نیز با افزایشی در حدود ۳/۳ درصدی به ترتیب از ۲۹٪، ۳۰٪ و ۳۱٪ به ۳۰٪، ۳۰٪ و ۳۱٪ رسیدند.

تأثیر دمای بولیر بر روی خالص توان تولیدی هر سه چرخه ( $\dot{W}_{net}$ ) و کل نرخ نابودی اگزرسی هر سه چرخه ( $\dot{E}_{Dtot}$ ) در شکل (۵) نشان داده شده است.

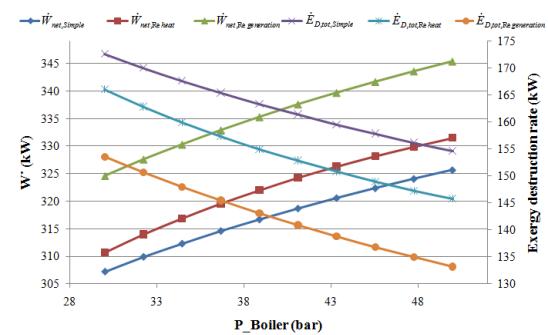


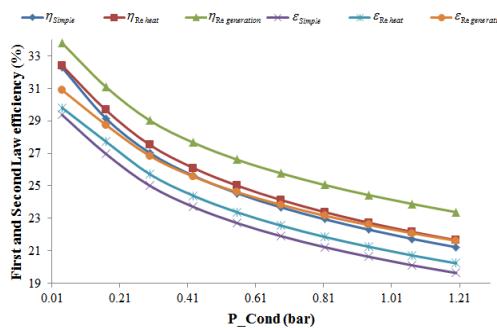
شکل ۵: تأثیر دمای بولیر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۵) قابل مشاهده است، با افزایش دمای بولیر نرخ نابودی اگزرسی هر سه چرخه کاهش یافته‌اند. همچنین افزایش بولیر موجب افزایش توان تولیدی هر سه چرخه شده، به طوریکه توان چرخه توربین بخار ساده با افزایش ۴ درصدی از ۳۱۴ به ۳۲۶٪ رسیده و توان چرخه بازگرمایش با افزایش ۳/۴ درصدی از ۳۱۹ به ۳۲۰ کیلووات رسیده و توان چرخه بازیاب با افزایش ۳/۶ درصدی از ۳۳۲ به ۳۴۴ کیلووات رسیده است.

### ۲-۲-۴ تأثیر فشار بولیر

تأثیر فشار بولیر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های مورد مطالعه در شکل (۶) و تأثیر این پارامتر بر روی بازده‌های ترمودینامیکی سه چرخه در شکل (۷) نشان داده شده‌اند.



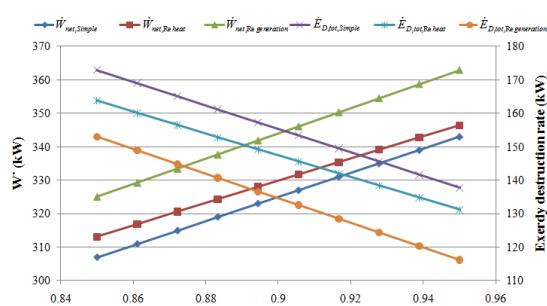


شکل ۱۱: تاثیر فشار کندانسور بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

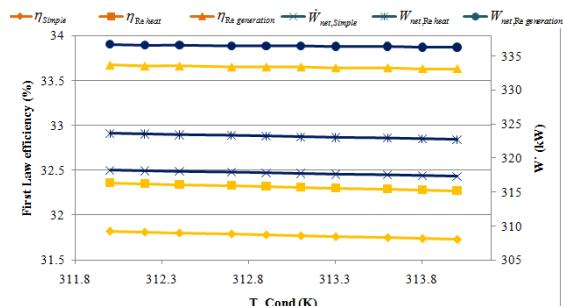
همانطور که از شکل (۱۰) قابل مشاهده است، افزایش فشار کندانسور موجب افزایش نرخ نابودی اگزرسی و کاهش خالص توان تولیدی هر سه چرخه است. به موجب این امر، بازده‌های ترمودینامیکی در شکل (۱۱) کاهش یافته‌اند. برای چرخه‌های توربین بخار ساده، گرمایش مجدد و بازیاب به ترتیب با افزایش٪ ۶۲٪ ۶۵٪ ۶۸ و درصد کاهش یافته‌اند. اگزرسی، بازده اگزرسی به ترتیب٪ ۳۴٪ ۳۱٪ ۳۰ درصد کاهش یافته‌اند. همچنین قابل مشاهده است که با کاهش خالص توان تولیدی برای چرخه‌های توربین بخار، گرمایش مجدد و بازیاب به ترتیب از ۳۲۴، ۳۱۶ و ۳۴۱ کیلووات به مقادیر ۲۱۶، ۲۱۲ و ۲۳۳ کیلووات، بازده قانون اول این چرخه به ترتیب از٪ ۳۲/۳٪ ۳۲/۴٪ ۳۳/۸ به مقادیر٪ ۲۱/۲٪ ۲۳/۴٪ ۲۳/۴ کاهش یافته‌اند.

#### ۵-۲-۴ تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار

تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در شکل (۱۲) و تاثیر بازده آیزونتروپیک توربین بخار بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک سه چرخه در شکل (۱۳) نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۲: تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

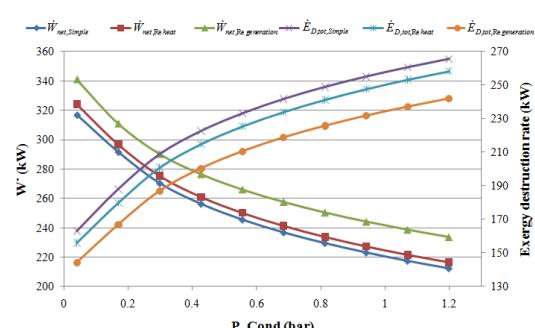


شکل ۹: تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون اول ترمودینامیک و کل توان تولیدی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۸) قابل مشاهده است، افزایش دمای کندانسور موجب افزایش کمی در نرخ نابودی اگزرسی چرخه‌ها شده و به موجب این امر، کاهش کمی در بازده اگزرسی چرخه‌ها حاصل شده است. به عنوان مثال در چرخه بازگرمایش با افزایش نرخ نابودی اگزرسی در حدود٪ ۶، کاهشی در حدود٪ ۳۳ درصد در بازده قانون دوم رخ داده است. همچنین از شکل (۹) قابل مشاهده است که افزایش دمای کندانسور موجب کاهش اندکی در خالص توان تولیدی چرخه‌ها شده و به موجب آن، کاهش کمی در بازده قانون اول چرخه‌ها مشاهده می‌شود. به عنوان مثال، در چرخه بازیاب، با کاهش خالص توان تولیدی این چرخه از٪ ۳۳۶/۷ به٪ ۳۳۶/۳ کیلووات، بازده قانون اول این چرخه در حدود٪ ۰/۱ کاهش یافته است. در کل با توجه به نتایج بالا می‌توان ادعا کرد که دمای کندانسور تاثیر ناچیزی بر روی عملکرد چرخه‌ها گذاشته است و این نتیجه را باید در حین فرآیندهای بهینه‌سازی در نظر گرفت.

#### ۴-۲-۴ تاثیر فشار کندانسور

تاثیر فشار کندانسور بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی چرخه‌های مورد مطالعه در شکل (۱۰) و تاثیر فشار کندانسور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک چرخه‌ها در شکل (۱۱) نشان داده شده‌اند.

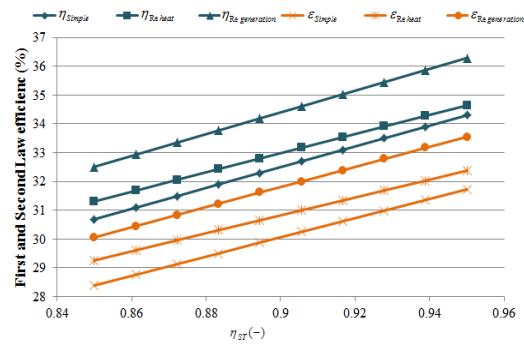


شکل ۱۰: تاثیر فشار کندانسور بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرسی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

- مقایسه با چرخه توربین بخار ساده در حدود  $\frac{3}{4}$ % و در چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده به مقدار  $10\%$  کاهش یافته است.
۳. بازده قانون دوم برای چرخه توربین بخار بازیاب برابر با  $31\%$  است که در مقایسه با دو چرخه دیگر به مقدار قابل توجهی بیشتر است.
۴. با افزایش دمای بویلر، بازده اگررژی چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب با افزایشی در حدود  $\frac{2}{3}$  درصدی به ترتیب از  $29\%$ ،  $29.9\%$  و  $30.8\%$  به  $30\%$ ،  $30.9\%$  و  $31.1\%$  رسیدند.
۵. افزایش فشار بویلر، موجب شده تا کل نرخ نابودی اگررژی در هر سه چرخه روندی کاهشی داشته و خالص توان تولیدی چرخه‌ها روندی افزایشی داشته باشند.

#### فهرست علامت

نرخ اگررژی (kW)	$\dot{E}$
دبی جرمی (kg/s)	$\dot{m}$
فشار (bar)	$P$
نرخ انتقال گرما (kW)	$\dot{Q}$
آنالتالپی (kJ/kg)	$h$
دما (K)	$T$
توان (kW)	$\dot{W}$
علایم یونانی	
اختلاف	$\Delta$
بازده	$\eta$
بازده اگررژی	$\epsilon$
بالانویس‌ها	
شیمیابی	CH
فیزیکی	PH
پتانسیلی	PT
جنبشی	KN
زیرنویس‌ها	
محیط ترمودینامیکی	0
هوای	air
بویلر	Boiler
کندانسور	Cond
نابودی	D
خروجی	e
سوخت (اگررژی)	F
ورودی	i
ام $k$	k
اتلافی به محیط	L
تولیدی	P
پمپ	pump
چرخه توربین بخار گرمایش مجدد	Reheat
چرخه توربین بخار بازیاب	Regeneration



شکل ۱۳: تأثیر بازده آیزوونتروپیکی توربین بخار بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۱۲) قابل مشاهده است، با افزایش بازده آیزوونتروپیکی توربین بخار، کل نرخ نابودی اگررژی برای چرخه‌ها به صورت خطی کاهش یافته و توان تولیدی چرخه‌ها به صورت خطی افزایش یافته است. همچنین در شکل (۱۳) نیز می‌توان مشاهده کرد که با افزایش این پارامتر، یک افزایش خطی در بازده‌های ترمودینامیکی چرخه‌ها رخ داده است. به عنوان مثال می‌توان بیان کرد که در چرخه بازیاب، با افزایش بازده آیزوونتروپیکی توربین بخار از  $95\%$  تا  $98.5\%$  کاهش  $24\%$  درصدی در نرخ نابودی اگررژی این چرخه رخ داده و نرخ نابودی اگررژی از  $153\%$  به  $116\%$  کیلووات کاهش می‌یابد. همچنین خالص توان تولیدی (با افزایش ۱۱ درصدی) از  $363\text{ کیلووات افزایش یافته و بازده قانون اول با افزایش }116\text{ درصدی از }32.5\text{ به }33.5\text{٪ افزایش می‌یابد.}$

#### ۵- نتیجه‌گیری کلی

استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در منابع ارزشمند انرژی، روز به روز اهمیت بیشتری یافته است. در بخش تولید برق، نیروگاههای بخار با تولید بیش از  $34\%$  توان کشور دارای اهمیت قابل ملاحظه‌ای در بین نیروگاههای حرارتی هستند، بررسی و تحلیل این صنعت جهت تحلیل انرژی و ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی می‌تواند نقش مهمی در اقتصاد کشورها ایفا کند. از این‌رو تحلیل اگررژی این چرخه‌ها به طراحان کمک می‌کند تا درک بهتری از ناکارآمدی‌های سیستم و اجزای سیستم به منظور بهینه‌سازی عملکرد سیستم داشته باشند. در پروژه حاضر، سه چرخه متفاوت تولید توان شامل، توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب در شرایط کارکردی یکسان، مورد آنالیز انرژی و اگررژی قرار گرفتند. سپس نتایج حاصل از این سه چرخه با هم مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت. در نهایت، به منظور درک تأثیر پارامترها بر روی چرخه‌ها یک مطالعه پارامتریکی بر روی چرخه‌های ذکر شده انجام شد. در ادامه به اهم نتایج حاصل از این تحقیق اشاره می‌شود:

- در چرخه‌های توربین بخار ساده، بازگرمایش و بازیاب به ترتیب در حدود  $63\%$ ،  $64\%$  و  $52\%$  از کل نابودی اگررژی در بویلر اتفاق می‌افتد.
- نرخ نابودی اگررژی در چرخه توربین بخار بازگرمایش در

- [11] Wang, D., Ling, X., Peng, H., "Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp 63-71, 2012.
- [12] Liu, B.T., Chien, K., Wang, C., "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," *Energy*, Vol. 29, pp. 1207-1217, 2004.
- [13] Hung, T.C., "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids," *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, pp. 539-553, 2001.
- [14] Lai, N.A., Wendland, M., Fischer, J., "Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, Vol. 36 pp. 199-211, 2011.
- [15] Chen, H., Goswami, D.Y., Stefanakos, E.K., "a review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low grade heat," *Renew Sust Energy Rev*, Vol. 14, pp 3059-3067, 2010.
- [16] 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.
- [17] Safarian, S., Aramoun, F., "Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)," *Energy Reports* 1, pp1–7, 2015.
- [18] Hafdhí, F., Khir, T., Yahya, A.B., Brahim, A.B., "Energetic and exergetic analysis of a steam turbine power plant in an existing phosphoric acid factory," *Energy Conversion and Management*, Vol. 106, pp 1230–1241, 2015.
- [19] Anvari, S., Saray, R.KH., Bahlouli, K., "Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a trigeneration cycle for heat, cold and power production," *Energy*, Vol. 91, 925-939, 2015.
- [20] Bejan, A. and Moran, M.J., "Thermal design and optimization," 1996: Wiley. com.
- [21] Anvari, S., Taghavifar, H., Saray, R.KH., Khalilarya, SH., Jafarmadar, S., "Implementation of ANN on CCHP system to predict trigeneration performance with consideration of various operative factors," *Energy Conversion and Management*, Vol. 101, pp 503-514, 2015.

چرخه توربین بخار ساده	Simple
توربین بخار	ST
توربین بخار فشار بالا	ST,HP
توربین بخار فشار پایین	ST,LP

#### مراجع

- [1] رضابور، کامبیز، زربخش، محمد حسن، مبانی صرفه جویی و اصول مدیریت انرژی، وزارت نیرو، سازمان بهره‌وری انرژی ایران (سایه)، چاپ دوم-پاییز ۱۳۸۸
- [2] ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۲، دفتر برنامه ریزی کلان و انرژی، ۱۳۹۲
- [3] Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., "SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems," *Energy*, Vol. 31, pp 1257-1289, 2006.
- [4] Ghaebi, H., Amidpour, M., Karimkashi, Sh., Rezayan, O., "Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover," *International Journal of Energy Research*, Vol. 35, pp. 697-709, 2011.
- [5] Moran, M.J., Scibba, E., "Exerg analysis: principles and practice," *J. Engrg. Gas Turbines Power*, Vol. 116, 285-290, 1994.
- [6] Anvari, S., Jafarmadar, S., Khalilarya Sh., "Proposal of a combined heat and power plant hybridized with regeneration organic Rankine cycle: Energy-Exergy evaluation," *Energy Conversion and Management*, Vol. 122, pp 357-365, 2016.
- [7] Rosen, M.A., "Second law analysis: approaches and implications," *Internat. J Energy Res*, Vol. 23, pp 415-429, 1999.
- [8] Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., Shi, Y., "Sensitivity analysis and thermoeconomic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery," *Energy*, Vol. 82, pp 664-677, 2015.
- [9] Yari, M., "Exergetic analysis of various types of geothermal power plants," *Renewable Energy*, Vol. 35, pp 112-121, 2010.
- [10] Barrera, J.E., Bazzo, E., Kami, E., "Exergy analysis and energy improvement of a Brazilian floating oil platform using Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 88, pp 67-79, 2015.