

## ارزیابی عملکرد یک نیروگاه بخار در خارج از نقطه طراحی بر مبنای تحلیل انرژی

محمدحسن ملک محمدی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران  
 مهندس شیفت بهره‌برداری واحدهای ۴ و ۵ نیروگاه اصفهان، اصفهان، ایران،  
 mhmalekmohamadi58@yahoo.com

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران، e.baniasadi@eng.ui.ac.ir

احسان بنی‌اسدی\*

### چکیده

در این مقاله نیروگاه بخار ۳۲۰ مگاواتی مورد مطالعه قرار گرفته و تحلیل انرژی و انرژی برای اجزا و نیز برای کل چرخه این نیروگاه بر مبنای داده‌های واقعی انجام شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که دلیل وابستگی انرژی به دمای محیط، بازده انرژی کلی با کاهش دمای محیط، ۵/۹۳ درصد افزایش می‌یابد. تخریب انرژی نسبت به دمای چگالنده هم منجر به کاهش ۲/۸ درصدی تخریب انرژی نسبت به بار نامی و افزایش بازده انرژی ۱/۴ درصدی در کاهش دمای چگالنده می‌گردد. همچنین کل تلفات انرژی چرخه نیروگاه در حدود توان نامی خروجی آن است که البته در بارهای نزدیک به بار نامی نسبت به بار نیمه، حدود ۵ درصد این تلفات کاهش می‌یابد. بیشترین تلفات انرژی مربوط به بویلر و حدود ۸۰ درصد کل تلفات و کمترین تخریب انرژی مربوط به پمپ‌ها و حدود ۰/۳ درصد می‌باشد. افزایش دمای بخار خروجی از بویلر نیز منجر به افزایش ۱/۳۹ درصدی بازده انرژی و ۱/۶۴ درصدی بازده کلی انرژی نیروگاه خواهد شد. بنابراین کم هزینه‌ترین روش بهره‌برداری نیروگاه، عملکرد آن در بارهای بالا و نامی می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** بازده، انرژی، انرژی، نیروگاه بخار، شرایط کاری خارج طرح.

## Investigation of the Performance of a Steam Power Plant at Off-Design Condition based on exergy analysis

M. H. Malekmohamadi  
 E. Baniasadi

Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

### Abstract

A 320 MW steam power plant is studied and the energy and exergy analysis for the components as well as for the whole cycle of the plant is based on real data. Studies show that due to exergy dependence on ambient temperature, overall exergy efficiency increases by 5.93% with decreasing ambient temperature. Exergy degradation due to condenser temperature also leads to a 2.8% reduction in nominal load exergy degradation and 1.4% energy efficiency reduction in condenser temperature reduction. Also, the total exergy losses of the power plant cycle are about nominal output power, which however decreases by approximately 5% at nominal loads relative to the half load. The highest exergy losses were related to boilers and about 80% of total losses and the lowest exergy losses were for pumps and about 0.3%. Increasing the steam temperature of the boiler will also result in a 1.39% increase in energy efficiency and a 1.64% increase in the overall exergy efficiency of the plant. Therefore, the most cost efficient way of operating the power plant is at high and rated load conditions.

**Keywords:** Efficiency, Energy, Exergy, Steam Power Plant, Off-design working condition.

### ۱- مقدمه

می‌گویند که انرژی‌های جنبشی و پتانسیل سیستم نیز صفر شده باشند. این تحلیل در اوایل دهه ۷۰ میلادی با شروع بحران انرژی در جهان به دلیل برتری نسبت به تحلیل انرژی در به دست آوردن کارایی سیستم‌های انرژی به دلیل یافتن بازگشت‌ناپذیری‌های سیستم، به طور قابل ملاحظه‌ای مورد استفاده قرار گرفته است [۱]. به علاوه تحلیل انرژی ابزار و راهنمایی سودمند برای بررسی و بهینه کردن سیستم‌های انرژی همراه با تکنیک‌های دیگر و از جمله تحلیل مسایل زیست محیطی است [۲، ۳].

مطالعات مختلف و بسیار فراوانی در زمینه تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه‌های مختلف به منظور افزایش بهره‌وری و بازده آنها صورت گرفته است. پیرکندی و همکاران [۴] تحلیل انرژی و انرژی یک چرخه توربین گاز خورشیدی را در سه شرایط آب و هوایی مختلف انجام داده‌اند. نتایج بررسی‌های آنها نشان داد که بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق و کمترین آن در دریافت کننده خورشیدی اتفاق می‌افتد. کانگلو و همکاران [۵] انواع بازده انرژی و انرژی را که در

تأمین انرژی الکتریکی جهان وابستگی زیادی به سوخت‌های فسیلی دارد. از جمله زغال سنگ، مازوت و گاز طبیعی. علیرغم روی آوردن جهان به انرژی‌های نو و تجدیدپذیر، اما از نظر کمیت تولید انرژی الکتریکی بار عمده تأمین انرژی الکتریکی همچنان برعهده سوخت‌های فسیلی و نیروگاه‌های بخار است و انرژی‌های نو در تولید الکتریسیته به دلیل مقیاس کوچکشان و هزینه ساخت اولیه بالایشان بیشتر در زمینه تولید پراکنده کاربرد دارند. از این منظر به نظر می‌رسد که استفاده از سوخت‌های فسیلی حداقل تا چند دهه آینده همچنان ادامه داشته باشد. بنابراین بهینه‌سازی هرچند اندک در سیستم‌های موجود فعلی، تأثیر بسزایی در میزان مصرف سوخت و همچنین کاهش آلودگی‌های زیست محیطی در پی خواهد داشت.

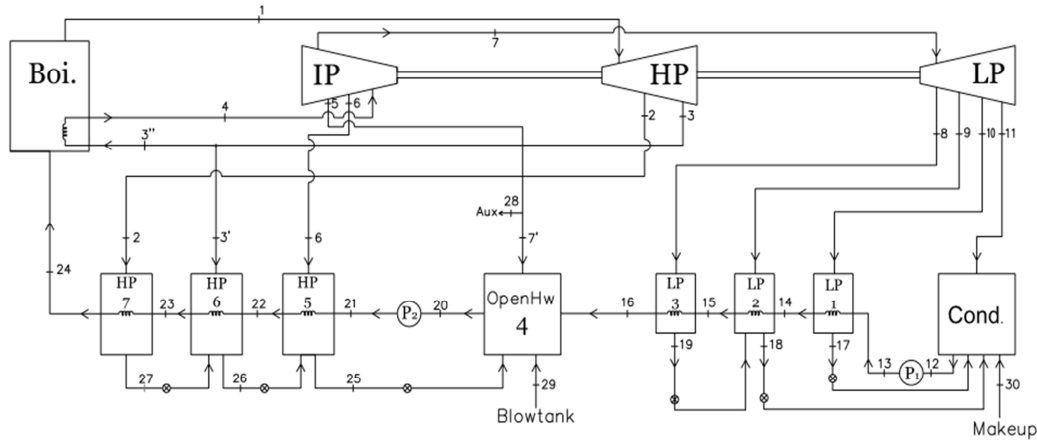
تحلیل انرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک می‌باشد. تحلیل انرژی، پتانسیل انجام کار یک سیستم ترمودینامیکی را اندازه‌گیری می‌نماید. انرژی بیشترین کاری است که می‌توان نسبت به حالت مرده از یک سیستم اخذ نمود. حالت مرده شرایط استاندارد اتمسفری را

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: e.baniasadi@eng.ui.ac.ir

تحلیل چرخه‌های قدرت و با طراحی‌های گوناگون کاربرد دارند، ارایه داده‌اند و از این طریق راجع به طراحی، بهینه‌سازی و اصلاح چرخه‌های قدرت نیروگاهی بحث و بررسی انجام داده‌اند. اوسوکه و همکاران [۶] تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه بخار ۷۵ مگاواتی را انجام داده‌اند. در تحقیق آنها سهم هر یک از اجزای نیروگاه در تلفات انرژی و انرژی مشخص شده و نشان داده‌اند که بیشترین تلفات انرژی در چگالنده و بیشترین تلفات انرژی در بویلر اتفاق می‌افتد. اردم و همکاران [۷] به تحلیل انرژی و انرژی ۹ نیروگاه زغال سنگ سوز و مقایسه آنها با یکدیگر پرداخته و مدل‌سازی ترمودینامیکی این نیروگاه‌ها را بر اساس قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک انجام داده‌اند. ورما و کاراس [۸] تحلیل انرژی برای یک نیروگاه بخار انجام داده‌اند. آنها بیان داشته‌اند که با گرمایش آب تغذیه بویلر، به گرمای کمتری برای تولید بخار فراگرم در بویلر احتیاج است و از این منظر به بررسی تعداد گرمکن‌های آب تغذیه بر روی عملکرد کلی چرخه رانکین پرداخته و بررسی آنها نشان می‌دهد که افزایش تعداد گرمکن‌ها منجر به افزایش هر دو بازده انرژی و بازده انرژی نیروگاه بخار شده است. رگولاداگا و همکاران [۹] به مطالعه یک نیروگاه بخار و بررسی بازده انرژی و انرژی آن پرداخته‌اند. آنها با بررسی یک نیروگاه بخار، بر پایه تحلیل انرژی و انرژی، تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی چرخه اعم از فشار و دمای بخار، دمای چگالنده، دمای محیط و پارامترهای دیگر را بر میزان بازده انرژی و انرژی بررسی کرده‌اند. در تحقیق آنها سهم تک تک اجزای نیروگاه در تخریب انرژی مشخص شده و بازگشت‌ناپذیری‌های ناشی از انتقال گرما و احتراق در بویلر بیشترین سهم در تخریب انرژی را در نیروگاه به خود اختصاص داده است. الجوندی [۱۰] در تحقیقی به تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه بخار پرداخته است. او به بررسی بازده انرژی و بازده انرژی تجهیزات نیروگاه به تنهایی پرداخته تا هدررفت انرژی و انرژی هر کدام از اجزا مشخص شود. در تحقیق وی نیز مشخص شده بیشترین هدررفت انرژی مربوط به بویلر است که این هدررفت انرژی را راهکارهایی از جمله پیش گرم کردن هوای ورودی به بویلر کاهش می‌یابد. سام و داتا [۱۱] برگشت‌ناپذیری‌های ترمودینامیکی و موازنه انرژی را در فرآیندهای احتراق برای سوخت‌های جامد، مایع و گاز بررسی کرده‌اند. آنها در بررسی خود یافته‌اند که منبع اصلی برگشت‌ناپذیری‌ها تبادل انرژی درونی با گرادیان دما بالا در خلال آزاد شدن گرما در احتراق می‌باشد و از این رو باید برای کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در محفظه‌های احتراق گرادیان دما را تا حد امکان پایین آورد. همچنین سنگوپتا و همکاران [۱۲] به تحلیل انرژی نیروگاه بخار با سوخت زغال سنگ پرداخته و مطالعه آنها به وسیله تقسیم کردن کل چرخه نیروگاه به سه بخش برای تحلیل انجام شده است. در این مطالعه نیز بیشترین تخریب انرژی در بویلر اتفاق می‌افتد. کوشیک و همکاران [۱۳] نیز ارزیابی نیروگاه‌های گرمای را با

استفاده از تحلیل انرژی انجام داده‌اند. آنها مرور کوتاهی از مطالعات مختلف تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه‌های گرمای زغال سنگی و گازی و مقایسه آنها را انجام داده‌اند. مطالعه آنها نشان می‌دهد که تخریب انرژی اصلی در نیروگاه‌های زغال سنگی در بویلر و در نیروگاه‌های چرخه ترکیبی گازی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد. عامری و همکاران [۱۴] نیز در مقاله‌ای به مطالعه بازده انرژی، بازده انرژی و انرژی اقتصادی نیروگاه بخاری همدان پرداخته‌اند. احمدی و طغریایی [۱۵] نیز تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه ۲۰۰ مگاواتی شهید منتظری اصفهان را انجام داده‌اند. در تحقیق آنها بیان شده که حدود ۷۰ درصد هدررفت انرژی در چگالنده و حدود ۸۵ درصد هدررفت انرژی در بویلر اتفاق می‌افتد. اکه و همکاران [۱۶] تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه بخار ۲۲۰ مگاواتی را انجام داده‌اند. آنها با انجام تحلیل بر مبنای انرژی، ناکارآمدی هر یک از اجزای نیروگاه مورد مطالعه را به دست آورده و این بار نیز بیشترین تخریب انرژی مربوط به بویلر و حدود ۸۷ درصد بوده است. آنها تأثیر پارامترهای مختلف نظیر تغییرات دما و فشار را نیز در بهبود بازده قانون اول و بازده قانون دوم، البته فقط در بار نامی نیروگاه بررسی نموده‌اند. کومار و همکاران [۱۷] نیز تحلیل ترمودینامیکی بر روی هر یک از اجزاء یک نیروگاه بخار ۸۲ مگاواتی را انجام داده‌اند. آنها برای شبیه‌سازی از نرم افزار EES استفاده نموده و بازده انرژی، میزان تخریب انرژی هر یک از اجزا و همچنین کل چرخه نیروگاه را به دست آورده‌اند. مطالعه آنها نیز تنها مربوط به بار نامی بوده و در بارهای کمتر از آن بحث و بررسی نداشته‌اند. ناصریگی و همکاران [۱۸] با استفاده از الگوریتم جستجوی گرانشی و با هدف کمینه نمودن تخریب انرژی در نیروگاه بوشهر، تحقیقی داشته‌اند. آنها تمامی اجزاء نیروگاه را تحلیل انرژی و انرژی نموده و در نهایت کمترین میزان تخریب انرژی را با استفاده از الگوریتم جستجوی گرانشی که روشی جدید در زمینه بهینه‌سازی است، در بار نامی، گزارش نموده‌اند. همچنین الحلو و همکاران [۱۹] به تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه بخار ۶۵۰ مگاواتی پرداخته‌اند. تفاوت کار آنها با سایر کارهای مشابه این است که به غیر از بار نامی، به تحلیل انرژی و انرژی و انرژی نیروگاه در بار نیمه نیز پرداخته‌اند. نتیجه مطالعه آنها نشان می‌دهد که عملکرد نیروگاه در بار نامی بهتر از عملکرد آن در بار نیمه است.

در این مقاله نیروگاه بخار اصفهان به ظرفیت نامی ۳۲۰ مگاوات که سوخت مصرفی آن گاز طبیعی است و براساس چرخه رانکین و در زیر نقطه بحرانی کار می‌کند، طبق داده‌های واقعی و فعلی آن و در بارهای مختلف مدل شده است. بویلر این نیروگاه از نوع درام دار و گردش آب درون آن به صورت طبیعی همراه با کمک سه عدد پمپ آب گردش صورت می‌گیرد. چگالنده آن از نوع سطحی که برج خنک‌کن تر اجباری برای دفع گرما از آن طراحی و تعبیه شده است.



شکل ۱ - چیدمان کلی اجزا و جریان‌ها در نیروگاه ۳۲۰ مگاواتی اصفهان

قانون اول ترمودینامیک [۲۰]:

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{E}_i = \sum_o \dot{E}_o + \dot{W} \quad (2)$$

موازنه انترپوی [۲۰]:

$$\sum_i \dot{S}_i + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S}_{gen} = \sum_o \dot{S}_o + \sum_o \frac{\dot{Q}_o}{T} \quad (3)$$

موازنه انگرژی [۲۱]:

$$\sum_i \dot{E}x_i + \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i = \sum_o \dot{E}x_o + \dot{W} + \dot{E}x_d \quad (4)$$

که در آن:

$$\dot{E}x = \dot{m}e \quad (5)$$

شرایط مرجع برای دما و فشار معمولاً دما و فشار محیط در نظر گرفته می‌شود. انگرژی جریان، برای آب و بخار درون چرخه نیروگاه، بر مبنای اختلاف مقادیر آنتالپی و انترپوی در نقطه کار، بدون در نظر گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل نسبت به مقادیر آن در شرایط مرجع می‌باشد. بنابراین [۲۱]:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

اما در فرآیند احتراق که در بویلر رخ می‌دهد، گرمای ورودی مربوط به انگرژی شیمیایی متان فرض شده است. زیرا سوخت مصرفی نیروگاه مورد مطالعه، گاز طبیعی است و در این مقاله بطور کامل متان فرض شده است. انگرژی شیمیایی متان از رابطه زیر حاصل می‌شود [۲۲]:

$$\bar{q}_{CH_4}^{eh} = -\Delta\bar{G} + \bar{R}T_0 \ln \left[ \frac{(x_{O_2}^0)^2}{x_{CO_2}^0 (x_{H_2O}^0)^2} \right] \quad (7)$$

که در آن:

$$\Delta\bar{G} = \bar{g}_{CO_2} + 2\bar{g}_{H_2O} - \bar{g}_{CH_4} \quad (8)$$

مقادیر مربوط به کسر مولی اجزا نیز طبق رطوبت نسبی ۶۰ درصد هوای محیط از مرجع [۲۲] استفاده شده است. واکنش احتراقی که در

تاکنون تحلیل انرژی و انگرژی برای نیروگاه‌ها در اکثر مطالعات، تنها در بار نامی آن نیروگاه انجام شده است. هدف از انجام این تحقیق انجام تحلیل ترمودینامیکی جداگانه هر یک از اجزاء چرخه نیروگاه و بررسی موازنه انرژی و انگرژی آنها در بارهای مختلف نیروگاه می‌باشد. میزان تلفات انگرژی در تجهیزات مختلف و نیز برای کل چرخه نیروگاه در بار نامی و نیز در بارهای کمتر از بار نامی مشخص شده است. همچنین اثر تغییر شرایط محیطی بر روی تحلیل‌ها و بازده اجزاء تشریح شده و کارایی نیروگاه بر پایه تلفات انرژی و انگرژی محاسبه شده است. هدف اصلی این مقاله انجام تحلیل انگرژی ترمودینامیکی و بر مبنای داده‌های واقعی فعلی نیروگاه است. مقایسه این نتایج با هم و ارایه چند راهکار تشریح خواهد کرد که چگونه تحلیل انگرژی می‌تواند برای بهبود عملکرد سیستم یک نیروگاه مفید باشد. این مقاله، منابع اصلی هدر رفت انرژی و تخریب انگرژی را معرفی خواهد نمود و سرانجام نشان داده خواهد شد که چگونه تغییر پارامترهای مختلف می‌تواند عملکرد پارامترهای مختلف نیروگاه بخار را تغییر داده و بهبود بخشد.

## ۲- روابط انرژی و انگرژی یک نیروگاه بخار

طرحواره اجزای مختلف و جهت جریان‌ها در نیروگاه بخار مورد مطالعه در شکل ۱ آورده شده است. همچنین مقادیر پارامترهای لازم نقاط مختلف نیروگاه و در بار نامی در جدول ۱ و مطابق با داده‌های واقعی و یا مطابق با اسناد و مدارک فنی نیروگاه، آورده شده است. در جدول ۱ برای محاسبه انگرژی از دمای مرجع ۲۵°C استفاده شده است. در ادامه روابط لازم ارایه خواهد شد که قوانین پیوستگی، بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) و موازنه انترپوی (قانون دوم) و موازنه انگرژی (ترکیب قوانین اول و دوم ترمودینامیک) می‌باشند. برای هر کدام از تجهیزاتی که در شکل ۱ نشان داده شده است، معادلات زیر حاکم خواهد بود.

پیوستگی:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_o \dot{m}_o \quad (1)$$

جدول ۱- مشخصات ترمودینامیکی و دبی نقاط مختلف نیروگاه مطابق با شکل ۱ در بار نامی

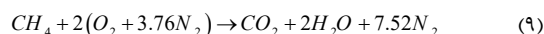
شماره	فشار (MPa)	دما (°C)	انتالپی (kJ/kg)	انتروپی (kJ/kgK)	اگرژی (kJ/kg)	دبی جرمی (kg/s)
۱	۱۷/۴۶۲	۵۴۰	۳۳۹۵	۶/۳۹۳۳	۱۴۹۶/۰۳	۲۹۳/۳۳
۲	۷/۸۲۳	۴۲۸/۵	۳۱۹۶	۶/۴۹۲۲	۱۲۸۹/۷	۳۷/۵۶
۳	۳/۷۰۸	۳۲۷/۴	۳۰۳۴/۶۵	۶/۵۳۵۶	۱۱۰۰/۸۷	۲۵۵/۷۸
۳'	۳/۷۰۸	۳۲۷	۳۰۳۴/۶۴	۶/۵۳۵۳	۱۱۰۰/۶۸	۲۶
۳''	۳/۷۰۸	۳۲۷	۳۰۳۴/۶۴	۶/۵۳۵۳	۱۱۰۰/۶۸	۲۲۹/۸
۴	۳/۴۱۴	۵۴۰	۳۵۴۳	۷/۲۸۵۷	۱۳۷۷/۵۷	۲۲۹/۸
۵	۱/۶۰۹	۴۳۴	۳۱۱۱	۷/۴۱۹۹	۱۱۴۴/۸۶	۱۹/۷۹
۶	۰/۶۳۲	۳۱۹/۸	۳۳۳۴	۷/۳۴۴۸	۸۹۶/۷۲	۸/۲۱
۷	۰/۶۳۲	۳۱۹/۸	۳۱۱۱	۷/۴۱۹۹	۸۹۶/۷۲	۱۹۷/۴
۷'	۰/۶۳۲	۳۱۹/۸	۳۱۱۱	۷/۴۱۹۹	۸۹۶/۷۲	۹/۲۳
۸	۰/۱۶۴	۲۱۲/۴	۲۸۵۲	۷/۶۵۴۶	۶۲۱/۴۱	۸/۲۱
۹	۰/۰۷۴۵	۷۴/۵۶	۲۷۲۸/۶	۲/۸۷۵۸	۵۰۴/۳۶	۸/۱۳
۱۰	۰/۰۲۹۴	۶۸/۶۵	۲۶۰۲	۶/۸۸۷۳	۱۱۵۵/۷	۸/۶
۱۱	۰/۰۰۹۵	۴۴/۷۵	۲۴۴۷	۷/۷۹۱۲	۱۱۴۴/۹۶	۱۷۲/۵
۱۲	۰/۰۰۹۶	۴۴/۸۵	۱۸۸/۴	۰/۶۳۶۶	۲/۶۴	۲۰۵/۹
۱۳	۱/۴۶۴	۴۶/۵۲	۱۹۰/۷	۰/۶۵۷۷	۴/۹۵	۲۰۵/۹
۱۴	۱/۶۵	۶۶/۳	۲۸۷/۳	۰/۹۰۸۷	۱۲/۵۹	۲۰۵/۹
۱۵	۱/۵۴۴	۷۴	۳۸۳/۷	۱/۰۰۲۶	۱۶/۷۳	۲۰۵/۹
۱۶	۱/۲۹	۱۲۵/۹	۴۷۸/۴	۱/۵۸۹۸	۵۹/۸۵	۲۰۵/۹
۱۷	۰/۰۲۹۴	۶۸/۶	۲۸۷/۳	۰/۹۳۷۹	۱۲/۱۸	۸/۶
۱۸	۰/۰۷۴۵	۷۱/۶	۳۸۳/۷	۰/۹۷۴۴	۱۳/۸۷	۱۶/۳۴
۱۹	۰/۱۵۶	۹۴/۴	۴۷۸/۴	۱/۲۴۳۳	۲۹/۵۲	۸/۲۱
۲۰	۰/۶۱۰۲	۱۶۵/۴	۶۷۹/۴	۱/۹۹۶۶	۱۰۰/۴	۲۹۳/۳۳
۲۱	۲۰/۰۱	۱۶۷/۷	۷۰۵/۱	۱/۹۹۵۸	۱۲۹/۴۷	۲۹۳/۳۳
۲۲	۱۹/۷۴	۲۰۲	۸۵۵/۴	۱/۳۳۲۱	۱۸۳/۲۷	۲۹۳/۳۳
۲۳	۱۹/۶۶	۲۴۵/۷	۱۰۶۱	۲/۷۱۹	۲۶۰/۲۸	۲۹۳/۳۳
۲۴	۱۹/۳۷	۲۹۲	۱۳۰۳	۳/۱۳۷۲	۳۶۱/۹۳	۲۹۳/۳۳
۲۵	۱/۵۵۸	۱۷۲/۵	۸۵۹/۹	۲/۰۶۵	۱۱۹/۲۹	۷۶/۰۹
۲۶	۳/۵۶	۲۰۷/۹	۱۰۶۶	۲/۴۰۱۸	۱۷۷/۱۶	۶۳/۵۶
۲۷	۷/۵۸	۲۵۱	۱۳۰۸	۲/۷۹	۲۶۲/۱۲	۳۷/۵۶
۲۸	۰/۶۳۲	۳۱۹/۸	۳۱۱۱	۷/۴۱۹۹	۸۹۶/۲۳	۱۰/۵۶
۲۹	۰/۶۱۸	۱۶۶	۲۷۷۲	۶/۷۸۲۵	۷۵۴/۸۸	۲/۱۴
۳۰	۰/۰۹۸	۳۴	۱۴۲/۵	۰/۴۹۱۳	-۰/۹۲۰۴	۸/۴۲

هوای نظری صورت گرفته است. رابطه موازنه اگرژی مولی واکنش احتراق در بویلر به صورت زیر است [۲۲]:

$$\sum N_p \left( \bar{h}_{f_0} + \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) + \bar{R} T_0 \ln \left( \frac{x_k}{x_k^0} \right) \right)_p = \sum N_R \left( \bar{h}_{f_0} + \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) \right)_R + \dot{E}x_{CH_4} \quad (10)$$

همانگونه که ذکر شد، سوخت مصرفی نیروگاه گاز طبیعی است و در این مقاله به طور کامل متان در نظر گرفته شده است. بنابراین ارزش

بویلر صورت گرفته و بر مبنای هوای نظری می‌باشد نیز به صورت زیر است:



در این نیروگاه به دلیل اینکه هوای اضافی منجر به افزایش بیش از حد مجاز فشار دود و هوای درون کوره و همچنین باعث افزایش بیش از حد مجاز دمای بخار بازگرم خروجی از بویلر می‌شود، به طور معمول هوای اضافی برای احتراق به کار نمی‌رود. بنابراین محاسبات بر مبنای

شبیه‌سازی نیز با استفاده از پارامترهای فشار، دما و دبی نقاط مختلف چرخه و توان خروجی توربین، کار مصرفی پمپ و ... در توان‌های تولیدی مختلف که از شبیه‌سازی به دست آمده با مقادیر واقعی نظیر آنها در نیروگاه مورد مطالعه تطابق داده شده است.

همچنین براساس شکل ۱، نمودارهای جریان انرژی و جریان انرژی در بار نامی به ترتیب در شکل ۲ و شکل ۳ مشاهده می‌شوند. این دو نمودار، جریان‌ها را در بار نامی نشان می‌دهند و مقادیر نمودار جریان انرژی نیز با اختیار نمودن دمای محیط  $15^{\circ}\text{C}$  به دست آمده است. در شکل ۲ مقدار  $Q_H$ ، گرمای جذب شده توسط آب و بخار درون بویلر با استفاده از رابطه (۲) و با توجه به اینکه مقادیر دبی و انتالی در نقاط ورودی و خروجی بویلر معلوم هستند، محاسبه شده است. در شکل ۳ مقدار  $E_H$ ، انرژی ورودی به بویلر نیز از رابطه (۱۱) و با استفاده از داده‌های جدول A-۳۴ از مرجع [۲۲] برای متان و بر اساس دبی سوخت مصرفی نیروگاه محاسبه شده است. در جدول ۲ نیز روابط حاکم بر قسمت آب و بخار هر کدام از اجزای نیروگاه آورده شده است. بازده هر نیروگاه، تابع شرایط محیطی و همچنین شرایط عملکرد و نحوه بهره‌برداری از آن می‌باشد. از جمله اینکه عملکرد سیستم و خصوصاً نیروگاه، بستگی به دمای محیط دارد. دمای محیط در انرژی تأثیر مستقیم دارد. با انحراف بیشتر سیستم از دمای محیط، انرژی آن افزایش می‌یابد. بنابراین برخلاف انرژی، انرژی علاوه بر مشخصات سیستم، به محیط نیز بستگی دارد. در شکل ۴ تأثیر دمای محیط بر بازده انرژی و بازده انرژی در بار نامی بررسی شده است. ملاحظه می‌شود که دمای محیط هیچگونه تأثیری بر بازده انرژی ندارد، زیرا برج خنک‌کن نیروگاه مورد مطالعه از نوع تر اجباری است و با در سرویس آوردن تعداد مورد نیاز فن در برج خنک‌کن می‌توان به دمای ثابتی در چگالنده دست یافت؛ بنابراین بازده انرژی ثابت مانده است. اما دمای محیط تأثیر زیادی بر بازده انرژی کلی نیروگاه دارد بطوری که بازده انرژی کلی در دمای  $10^{\circ}\text{C}$  - از مقدار  $64/15$  درصد به مقدار  $58/22$  درصد در دمای محیط  $40^{\circ}\text{C}$  کاهش می‌یابد. در نتیجه دمای پایین‌تر محیط منجر به افزایش بیشتر بازده انرژی کلی نیروگاه خواهد شد.

گرمای بالا و انرژی شیمیایی متان در محاسبات لحاظ شده است. محتوای انرژی جرمی متان طبق رابطه زیر است:

$$\dot{E}_{x_{CH_4}} = Ex_{reaction} \times n_{CH_4} \times \dot{m}_{fuel} / M_{CH_4} \quad (11)$$

بازده انرژی (قانون اول) از رابطه زیر خواهد بود:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{output}}{\dot{Q}_{inlet}} \quad (12)$$

بازده انرژی (ترکیب قانون اول و قانون دوم) یک نیروگاه را می‌توان به دو صورت تعریف نمود. از نظر کار خروجی نیروگاه:

$$\varepsilon_{pp} = \frac{\dot{W}_{output}}{\dot{E}_{x_{CH_4}}} \quad (13)$$

و از نظر میزان مجموع تخریب انرژی در سایر تجهیزات نیروگاه می‌توان بازده کلی قانون دوم را به شکل زیر تعریف نمود:

$$\varepsilon_t = 1 - \frac{\sum \dot{I}_t}{\dot{E}_{x_{CH_4}}} \quad (14)$$

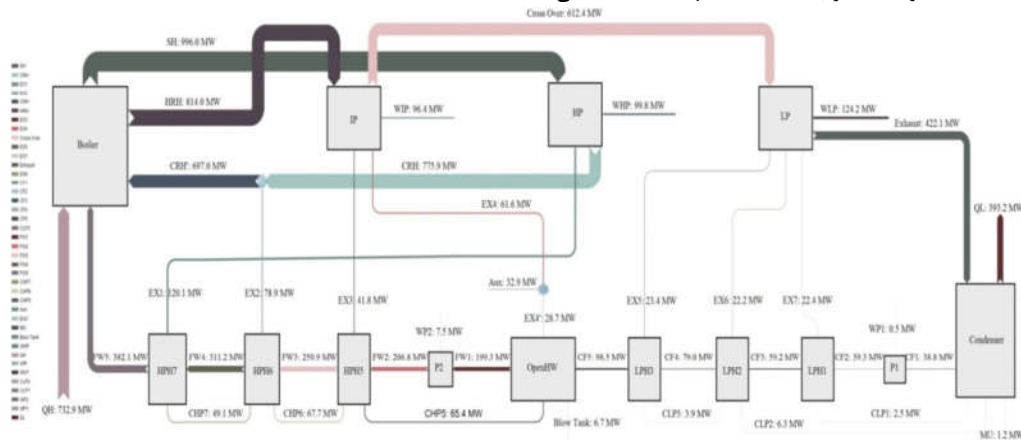
نسبت تخریب انرژی نیز برای هر تجهیز و یا برای کل چرخه نیروگاه طبق روابط زیر محاسبه شده است:

$$\text{Rate of Total Exergy Destruction} = \frac{\dot{I}_{equipment}}{\dot{I}_t} \quad (15)$$

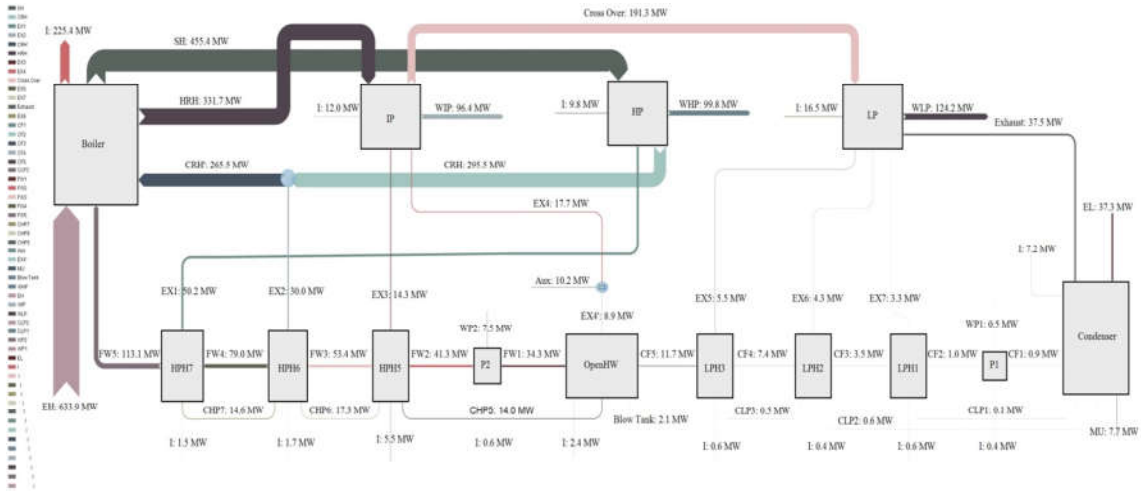
$$\text{Exergy Destruction Proportion} = \frac{\dot{I}_{equipment}}{\dot{W}_{Turbine}} \quad (16)$$

### ۳- نتایج و بحث

دما و فشار نقاط مختلف چرخه مطابق شماره‌گذاری آنها در شکل ۱ و جدول ۱، همچنین دبی نقاط ۱ و ۱۳ که در آنها دبی سنج وجود دارد، به عنوان پارامترهای ورودی برنامه شبیه‌سازی هستند. دبی هوا و دبی سوخت به صورت خودکار توسط سیستم کنترل تنظیم می‌شوند. هم در مسیر هوا و هم در مسیر سوخت دبی سنج وجود دارد که از مقادیر قرائت شده از آنها در شبیه‌سازی استفاده شده است. دمای محیط  $25^{\circ}\text{C}$  و فشار محیط نیز  $101\text{ kPa}$  برای شرایط مرده (مرجع) اختیار شده‌اند. خواص ترمودینامیکی کلیه نقاط چرخه که در جدول ۱ مشاهده می‌شود و نیز کلیه موازنه‌های پیوستگی، انرژی، انترپی و انرژی در اجزا مختلف چرخه نیروگاه و سایر روابط، به وسیله نرم افزار EES به دست آمده و شبیه‌سازی شده است. جهت صحت سنجی



شکل ۲ - نمودار جریان انرژی چرخه نیروگاه در بار نامی

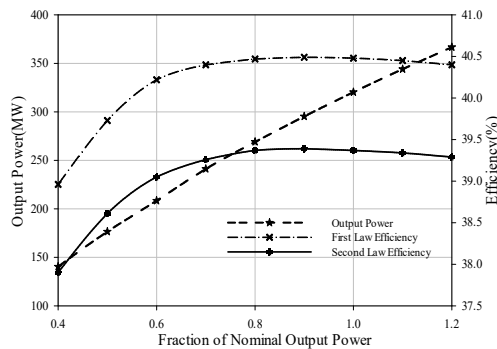


شکل ۳ - نمودار جریان انرژی چرخه نیروگاه در بار نامی (دمای محیط ۱۵°C)

جدول ۲- روابط پیوستگی، انرژی و اگزرژی قسمت آب و بخار هر کدام از اجزای نیروگاه

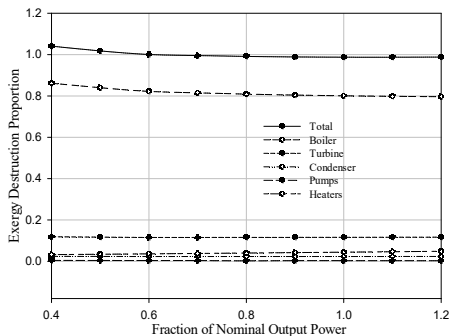
$P_1$ $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{W}_{P_1} = \dot{m}_{13}h_{13}$ $\dot{m}_{12}e_{12} + \dot{W}_{P_1} = \dot{m}_{13}e_{13} + \dot{I}_{P_1}$	$HP$ $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$ $\dot{m}_1h_1 = \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_3h_3 + \dot{W}_{HP}$ $\dot{m}_1e_1 = \dot{m}_2e_2 + \dot{m}_3e_3 + \dot{W}_{HP} + \dot{I}_{HP}$	$Boiler$ $\dot{m}_{24} = \dot{m}_1, \dot{m}_{3''} = \dot{m}_4$ $\dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_3h_{3''} + \dot{Q}_H = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_4h_4$ $\dot{m}_{24}e_{24} + \dot{m}_3e_{3''} + \dot{E}_{x,H} =$ $\dot{m}_1e_1 + \dot{m}_4e_4 + \dot{I}_{Boiler}$
$P_2$ $\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$ $\dot{m}_{20}h_{20} + \dot{W}_{P_2} = \dot{m}_{21}h_{21}$ $\dot{m}_{20}e_{20} + \dot{W}_{P_2} = \dot{m}_{21}e_{21} + \dot{I}_{P_2}$	$IP$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7$ $\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_7h_7 + \dot{W}_{IP}$ $\dot{m}_4e_4 = \dot{m}_5e_5 + \dot{m}_6e_6 + \dot{m}_7e_7 + \dot{W}_{IP} + \dot{I}_{IP}$	$LP$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$ $\dot{m}_7h_7 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{W}_{LP}$ $\dot{m}_7e_7 = \dot{m}_8e_8 + \dot{m}_9e_9 + \dot{m}_{10}e_{10} + \dot{m}_{11}e_{11} + \dot{W}_{LP} + \dot{I}_{LP}$
$OpenHW$ $\dot{m}_{16} + \dot{m}_{7'} + \dot{m}_{25} + \dot{m}_{29} = \dot{m}_{20}$ $\dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{7'}h_{7'} + \dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{29}h_{29} = \dot{m}_{20}h_{20}$ $\dot{m}_{16}e_{16} + \dot{m}_{7'}e_{7'} + \dot{m}_{25}e_{25} + \dot{m}_{29}e_{29} = \dot{m}_{20}e_{20} + \dot{I}_{OpenHW}$	$LP1$ $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{17}, \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ $\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{17}h_{17}$ $\dot{m}_{10}e_{10} + \dot{m}_{13}e_{13} = \dot{m}_{14}e_{14} + \dot{m}_{17}e_{17} + \dot{I}_{LP1}$	$Condenser$ $\dot{m}_{11} + \dot{m}_{17} + \dot{m}_{18} + \dot{m}_{30} = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{30}h_{30} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{Q}_L$ $\dot{m}_{11}e_{11} + \dot{m}_{17}e_{17} + \dot{m}_{18}e_{18} + \dot{m}_{30}e_{30} = \dot{m}_{12}e_{12} + \dot{E}_{x,L} + \dot{I}_{Cond.}$
$HP5$ $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}, \dot{m}_6 + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{25}$ $\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_{26}h_{26} = \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{25}h_{25}$ $\dot{m}_{21}e_{21} + \dot{m}_6e_6 + \dot{m}_{26}e_{26} = \dot{m}_{22}e_{22} + \dot{m}_{25}e_{25} + \dot{I}_{HP5}$	$LP2$ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}, \dot{m}_9 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_{18}$ $\dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{18}h_{18}$ $\dot{m}_9e_9 + \dot{m}_{14}e_{14} + \dot{m}_{19}e_{19} = \dot{m}_{15}e_{15} + \dot{m}_{18}e_{18} + \dot{I}_{LP2}$	$LP3$ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}, \dot{m}_8 = \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{19}h_{19}$ $\dot{m}_8e_8 + \dot{m}_{15}e_{15} = \dot{m}_{16}e_{16} + \dot{m}_{19}e_{19} + \dot{I}_{LP3}$
$HP7$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_{3'}, \dot{m}_{3''}$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_{7'} + \dot{m}_{28}$ $\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{30}$	$HP7$ $\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}, \dot{m}_2 = \dot{m}_{27}$ $\dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_2h_2 = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{27}h_{27}$ $\dot{m}_{23}e_{23} + \dot{m}_2e_2 = \dot{m}_{24}e_{24} + \dot{m}_{27}e_{27} + \dot{I}_{HP7}$	$HP6$ $\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}, \dot{m}_{3'} + \dot{m}_{27} = \dot{m}_{26}$ $\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{3'}h_{3'} + \dot{m}_{27}h_{27} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{26}h_{26}$ $\dot{m}_{22}e_{22} + \dot{m}_{3'}e_{3'} + \dot{m}_{27}e_{27} = \dot{m}_{23}e_{23} + \dot{m}_{26}e_{26} + \dot{I}_{HP6}$

میزان تولید قدرت در نیروگاه‌ها تابع فرمان مرکز کنترل کشور است و تولید نیروگاه همیشه به میزان قدرت نامی نیروگاه نیست. در هر کسری از توان نامی خروجی نیز می‌توان هر دو بازده قانون اول و دوم را محاسبه نمود. شکل ۶ نتایج این محاسبات را برای مقادیر مختلف تولید نیروگاه نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که هر دو بازده در محدوده ۸۰ تا ۱۰۰ درصد بار نامی، حداکثر هستند. دلیل آن هم این است که اساس طراحی واحدهای نیروگاهی بر مبنای کار در بار نامی می‌باشد. بنابراین ملاحظه می‌شود که دور شدن از این نقطه کار منجر به کاهش بازده بخصوص در بارهای ۴۰ تا ۶۰ درصد بار نامی شده است؛ زیرا در این محدوده تجهیزات در نقطه طراحی و بهینه کار نمی‌کنند.

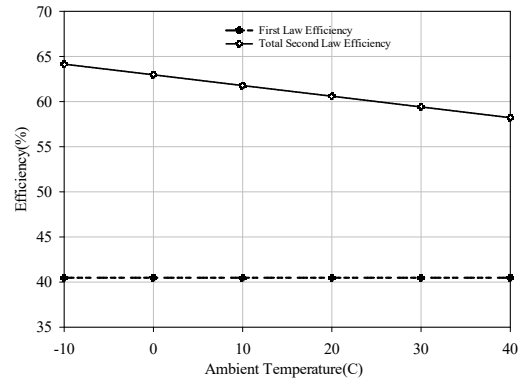


شکل ۶ - بازده قانون اول و دوم نسبت به میزان توان خروجی

میزان تخریب اگزرژی در تجهیزات مختلف نیروگاه را از نظر میزان توان خروجی نیروگاه نیز می‌توان بررسی نمود. میزان تخریب اگزرژی هرکدام از تجهیزات نیروگاه مطابق رابطه (۴) و مجموع تخریب اگزرژی و توان خروجی نیروگاه به ازای مقادیر مختلف کسر بار نامی محاسبه شده است. سپس نسبت به توان خروجی همان کسر بار، مقادیر تخریب اگزرژی بدون بعد شده و در شکل ۷ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که بیشترین تخریب اگزرژی مربوط به بویلر بوده و حدود ۸۰ درصد کل تخریب اگزرژی می‌باشد. برخی اگزرژی را خاصیت سیستم می‌دانند که به محیط بستگی دارد. در واقع اگزرژی خاصیت جسم نیست، زیرا خاصیت بستگی به شرایط جسم دارد، در صورتی که اگزرژی به محیط نیز بستگی دارد [۱۸]. تنها در بارهای نیمه به پایین و به دلیل دور شدن زیاد از نقطه طراحی نسبت تخریب اگزرژی نسبت به بارهای بیشتر، حدود ۳ تا ۴ درصد افزایش می‌یابد.

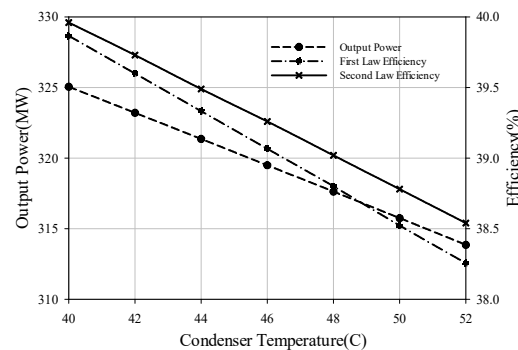


شکل ۷ - نسبت تخریب اگزرژی تجهیزات مختلف نیروگاه نسبت به توان خروجی



شکل ۴ - تأثیر دمای محیط بر بازده انرژی و بازده کلی اگزرژی نیروگاه در بار نامی

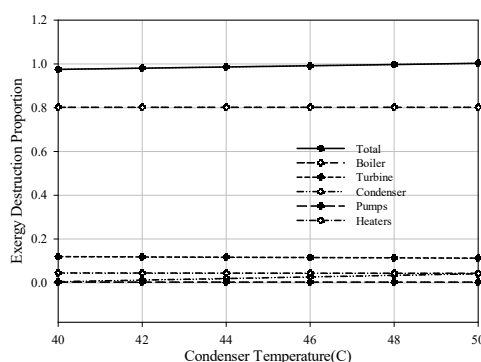
از موارد تأثیرگذار بر روی بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان خروجی نیروگاه، میزان خلاء چگالنده می‌باشد. شکل ۵، بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان خروجی نیروگاه را بر اساس دمای چگالنده نشان می‌دهد. تغییر دمای چگالنده از  $40^{\circ}\text{C}$  به  $52^{\circ}\text{C}$  به ترتیب باعث کاهش توان خروجی از  $325\text{MW}$  به  $314\text{MW}$ ، بازده انرژی از  $41/08$  درصد به  $39/63$  درصد و بازده اگزرژی نیروگاه از  $39/96$  درصد به  $38/54$  درصد می‌گردد. دقت می‌شود که در نیروگاه مورد مطالعه چون برج خنک‌کن از نوع تر است با روشن و خاموش نمودن تعداد مورد نیاز فن در برج خنک‌کن آن، می‌توان دمای چگالنده را کنترل نمود؛ به عبارت دیگر می‌توان با کم کردن دمای چگالنده، بازده قانون اول، بازده قانون دوم و توان خروجی نیروگاه را افزایش داد. اما بدیهی است که این امر به ازای تبخیر بیشتر آب در برج خنک‌کن بوده که افزایش آب جبرانی برج را به دنبال خواهد داشت.



شکل ۵ - اثر دمای چگالنده بر بازده انرژی، اگزرژی و توان خروجی نیروگاه

با توجه به اینکه توان تولیدی نیروگاه تابع دبی بخار ورودی به توربین است، لذا با تغییر موقعیت شیرهای ورودی توربین، تغییر توان خروجی نیروگاه اتفاق خواهد افتاد و سیستم کنترل بطور خودکار دبی هوا و سوخت را متناسب با توان خروجی نیروگاه تنظیم می‌نماید. در مدلسازی، با تغییر دبی نقطه ۱ در شکل ۱ و اعمال دما و فشار نقاط مختلف چرخه مطابق با مقادیر واقعی در هر باری، شرایط کار نیروگاه در نقاط خارج طرح شبیه‌سازی شده است.

میزان تأثیرگذاری دمای چگالنده بر میزان تخریب اگزوزی هر یک از اجزای نیروگاه به صورت بدون بعد در شکل ۱۰ نشان داده شده است. بدون بعد شدن، براساس بار نامی صورت گرفته است. بر این اساس، تغییر دمای چگالنده هیچ تأثیری بر میزان تخریب اگزوزی در بویلر ندارد. اما افزایش دمای چگالنده از  $40^{\circ}\text{C}$  به  $50^{\circ}\text{C}$  باعث کاهش تخریب اگزوزی  $0.17$  درصد در توربین،  $0.04$  درصد در پمپها و  $0.17$  درصد در گرمکنها شده است. به علاوه باعث افزایش تخریب اگزوزی  $6/3$  درصدی در خود چگالنده شده است. در مجموع نیز مشاهده می شود که افزایش دمای چگالنده از  $40^{\circ}\text{C}$  به  $50^{\circ}\text{C}$  باعث افزایش تخریب  $2/8$  درصدی اگزوزی در کل چرخه نیروگاه شده است. بنابراین در مجموع بهره برداری از نیروگاه در دمای پایین تر چگالنده باعث کاهش بازگشت ناپذیریها و کاهش تخریب اگزوزی در کل چرخه نیروگاه خواهد شد.



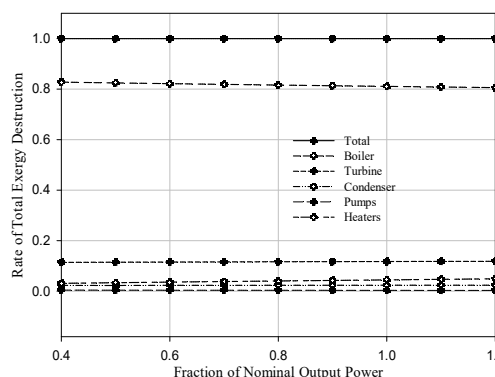
شکل ۱۰ - نسبت تخریب اگزوزی تجهیزات مختلف نیروگاه نسبت به تغییر دمای چگالنده

تأثیر دمای بخارهای خروجی فراگرم و بازگرم از بویلر بر هر دو بازده قانون اول و قانون دوم در شکل ۱۱ نشان داده شده است. از آنجا که هر چقدر دمای جریان سیال از دمای محیط فاصله بگیرد و بیشتر گردد، میزان انرژی و اگزوزی آن افزایش می یابد، در شکل ۱۱، بر همین اساس مشاهده می شود که با افزایش دمای بخار خروجی از بویلر، بازده انرژی، بازده اگزوزی نیروگاه و بازده کلی اگزوزی افزایش می یابد. بدین صورت که در دمای  $500^{\circ}\text{C}$  این سه بازده به ترتیب از  $37/84$  و  $58/45$  درصد به  $40/34$ ،  $39/23$  و  $59/86$  درصد در دمای  $560^{\circ}\text{C}$  افزایش یافته است. در نتیجه هرچقدر دمای بخار خروجی از بویلر بیشتر باشد باعث بهبود هر دو بازده انرژی و اگزوزی خواهد شد. بنابراین بهره برداری از نیروگاه در بار نامی از این منظر نیز به افزایش بازده انرژی و کاهش بازگشت ناپذیریها کمک می کند.

#### ۴- برآورد اقتصادی

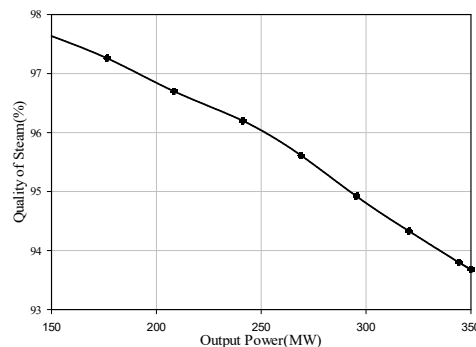
با توجه به نمودارهای شکل ۵، شکل ۶ و شکل ۱۱ ملاحظه می شود که بدون انجام هزینه خاصی و تنها با تغییر شرایط بهره برداری، می توان بازده نیروگاه را هرچند ناچیز افزایش داد. به عنوان نمونه، کاهش دمای چگالنده با روشن کردن تعداد بیشتری فن خنک کن در برج تر (شکل ۵)، باقی ماندن در بارهای نزدیک به حداکثر و بار نامی (شکل ۶) یا دمای بالاتر بخار خروجی از بویلر (شکل ۱۱) برخی از

در شکل ۸ نیز درصد تخریب اگزوزی هر کدام از تجهیزات نسبت به کل تخریب اگزوزی که در چرخه نیروگاه اتفاق می افتد، نشان داده شده است. در این شکل نیز مشاهده می گردد که با افزایش میزان قدرت خروجی نیروگاه، درصد تغییرات تخریب اگزوزی در بویلر نسبت به تخریب اگزوزی کل از  $82/8$  درصد به  $80/6$  درصد کاهش یافته است. در توربین و پمپ افزایش کمتر از  $0/5$  درصد تخریب اگزوزی اتفاق می افتد. اما در گرمکنها درصد تخریب اگزوزی از  $3/11$  درصد به  $4/91$  افزایش یافته است.



شکل ۸ - نسبت تخریب اگزوزی تجهیزات مختلف نیروگاه نسبت به کل تخریب اگزوزی

مسئله دیگر، کیفیت بخار خروجی از توربین می باشد. سرعت بخار در خروجی توربین فشار پایین بسیار بالا است. به همین دلیل وجود قطرات آب در بخار خروجی توربین و برخورد آنها با سرعت زیاد به پره های ردیف آخر باعث ساییدگی این پره ها و آسیب آنها خواهد شد [۲۳]. حداکثر مجاز رطوبت در پره های ردیف آخر توربین ۱۲ درصد می باشد [۲۴]. شکل ۹، میزان کیفیت بخار خروجی از توربین و ورودی به چگالنده را نشان می دهد که با توجه به آن هرچقدر نقطه کار نیروگاه به بار نامی نزدیک تر باشد کیفیت بخار خروجی توربین نیز کمتر خواهد شد. بطوریکه از حدود ۴۴ درصد تا ۱۰۹ درصد بار نامی، کیفیت بخار از  $97/76$  درصد به  $93/68$  درصد کاهش یافته است. بنابراین کار نیروگاه در بار حداکثر از این منظر نیز به بهبود بهره برداری از توربین و جذب بیشتر انرژی از بخار منجر خواهد شد، اما سایش پره های ردیف آخر مقداری بیشتر خواهد بود.



شکل ۹ - کیفیت بخار خروجی از توربین و ورودی به چگالنده نسبت به توان خروجی



۱۰ درصد کل تخریب انرژی چرخه نیروگاه است. در سایر اجزا شامل توربین، گرمکن‌ها و پمپ‌ها نیز در مجموع کمتر از ۱۰ درصد تخریب انرژی اتفاق می‌افتد که پمپ‌ها کمترین سهم و حدود ۰/۳ درصد تخریب انرژی را دارند. نسبت تخریب انرژی در بویلر نسبت به کل تخریب انرژی چرخه با افزایش توان خروجی نیروگاه، ۲/۲ درصد کاهش می‌یابد. اما در سایر تجهیزات این نسبت با افزایش توان خروجی برای پمپ و توربین کمتر از ۰/۵ درصد افزایش می‌یابد ولی در گرمکن‌ها این نسبت ۱/۸ درصد افزایش یافته است. همچنین افزایش دمای چگالنده باعث کاهش اتلاف انرژی در توربین، پمپ‌ها و گرمکن‌ها در مجموع به میزان ۰/۷۸ درصد و باعث افزایش ۳/۶ درصدی اتلاف انرژی در چگالنده می‌گردد. در مجموع کاهش دمای چگالنده از ۵۰°C به ۴۰°C باعث کاهش ۲/۸ درصد تخریب انرژی نسبت به بار نامی می‌شود. افزایش دمای بخار خروجی از بویلر نیز راهکار دیگری برای افزایش هر دو بازده انرژی و انرژی نیروگاه می‌باشد. افزایش دمای بخار خروجی از بویلر از ۵۰۰°C به ۵۶۰°C منجر به افزایش بازده انرژی ۱/۴۴ درصد، بازده انرژی نیروگاه ۱/۳۹ درصد و بازده کلی انرژی ۱/۴۱ درصد نیروگاه می‌گردد. در مجموع می‌توان نتیجه گرفت که بهره‌برداری از نیروگاه در بار نامی و نیز دمای محیط و دمای چگالنده پایین‌تر به افزایش بازده انرژی و بازده انرژی منجر خواهد شد. بنابراین بیشترین بهره‌وری و کمترین مصرف سوخت نسبت به توان تولیدی نیروگاه در بار نامی اتفاق می‌افتد. برای نیروگاهی مانند اصفهان که برج خنک‌کن آن از نوع تر است و با بحران تأمین آب به شدت روبرو است و در بسیاری از اوقات در بارهای حتی کمتر از نیمه کار می‌کند، کم هزینه‌ترین راه برای بهره‌برداری درست و بهینه از آن، کار کردن آن در بارهای بالا و نامی می‌باشد.

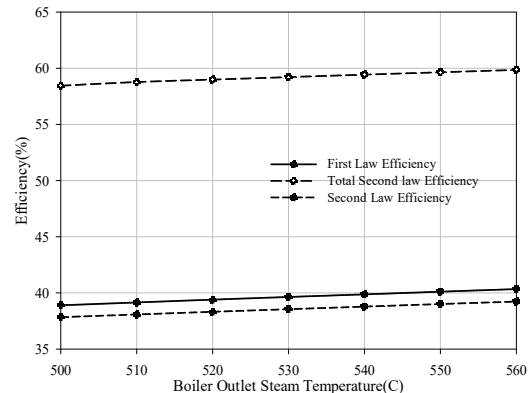
## ۶- سپاسگزاری

از مدیریت و پرسنل نیروگاه اسلام آباد اصفهان که با راهنمایی‌ها و اطلاعات خود نویسندگان این مقاله را مورد لطف قرار داده‌اند، تشکر و قدردانی می‌گردد.

## ۷- نمادها

### علائم انگلیسی

$\dot{E}$	نرخ انرژی، kW
$\dot{E}_x$	نرخ انرژی، kW
$e$	انرژی ویژه، kJ/kg
$\bar{G}$	انرژی آزاد گیبس، kJ/kmole fuel
$\bar{g}$	گیبس ویژه، kJ/kmole
$\bar{h}_{f0}$	آنتالپی تشکیل، kJ/kmole
$h$	آنتالپی ویژه، kJ/kg or kJ/kmole
$\dot{I}$	نرخ اتلاف انرژی، kW
$M$	جرم مولی، kg/kmole
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
$N$	ضریب استوکیومتری، kmole
$n$	تعداد مول
$p$	فشار، MPa



شکل ۱۱ - تأثیر دمای خروجی بخار خروجی بویلر بر بازده انرژی و بازده انرژی نیروگاه

عواملی هستند که منجر به افزایش بازده انرژی خواهند شد. اگر فرض شود که با تغییر شرایط بهره‌برداری از نیروگاه، ۱ درصد به بازده انرژی آن اضافه شود و با توجه به مصرف فعلی سوخت نیروگاه که در بار نامی ۸۵۰۰۰ متر مکعب در ساعت است، با فرض اینکه بازده فعلی ۳۹ درصد باشد، مقدار مصرف سوخت جدید و میزان صرفه‌جویی در آن، این چنین خواهد بود:

$$۸۲۸۷۵ \text{ متر مکعب در ساعت} = ۸۵۰۰۰ \times ۳۹ \div ۴۰ = \text{مصرف سوخت جدید}$$

$$۲۱۲۵ \text{ متر مکعب در ساعت} = ۸۵۰۰۰ - ۸۲۸۷۵ = \text{صرفه‌جویی}$$

$$\text{متر مکعب} = ۲۱۲۵ \times ۲۴ = ۵۱۰۰۰ \text{ صرفه‌جویی در } ۲۴ \text{ ساعت}$$

با احتساب متر مکعبی ۴۵۵ ریال برای سوخت گاز طبیعی میزان صرفه‌جویی اقتصادی، ۲۳۲۰۵۰۰ ریال در یک شبانه روز خواهد شد.

## ۵- نتیجه‌گیری

در در این مقاله نیروگاه بخار ۳۲۰ مگاواتی نیروگاه اصفهان مورد مطالعه قرار گرفت و بر مبنای داده‌های واقعی بصورت ترمودینامیکی شبیه‌سازی شد و بازده انرژی و بازده انرژی آن به دست آمد.

بررسی‌ها نشان می‌دهد که دمای پایین‌تر چگالنده هم بازده انرژی و انرژی و هم توان خروجی نیروگاه را افزایش خواهد داد اما این امر به ازای افزایش آب مصرفی در برج خنک‌کن خواهد بود. تغییر دمای چگالنده از ۴۰°C به ۵۲°C منجر به کاهش ۱۱ مگاوات در توان خروجی، ۱/۴۵ درصد در بازده انرژی و ۱/۴۲ درصد در بازده انرژی نیروگاه خواهد شد. مشاهده شد که به طور تقریبی به اندازه توان خروجی نیروگاه تلفات انرژی در کل چرخه نیروگاه وجود دارد. همچنین باقی ماندن در بار حداکثر نیز منجر به حداکثر بودن هر دو بازده انرژی و انرژی خواهد بود. به علاوه باقی ماندن در بار حداکثر نیز منجر به بهره‌برداری بهتر و افزایش کار خروجی توربین خواهد شد. بنابراین در مجموع بهره‌برداری از نیروگاه در بار نامی حداکثر باعث بیشترین بازده انرژی و بازده انرژی برای نیروگاه خواهد بود. همچنین مشاهده شد که تحلیل انرژی، بویلر را مهم‌ترین نابود کننده انرژی معرفی می‌کند. در بویلر به تنهایی حدود ۸۰ درصد تخریب انرژی اتفاق می‌افتد. همچنین اگرچه اتلاف انرژی در چگالنده بیشتر از سایر اجزا است اما اتلاف انرژی آن در مقایسه با بویلر بسیار کمتر و حدود

Turkey, *Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 11, pp. 2179-2186, 2009.

[8] Verma Y. and Kaurase K. P. Exergy Analysis of Thermal Power Plant. *Engineering & Sciences Research*. Vol. 4, No. 12, pp. 940-945, 2013.

[9] Regulagadda P., Dincer I. and Naterer G., Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 8-9, pp. 970-976, 2010.

[10] Aljundi I. H., Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2-3, pp. 324-328, 2۰۰۹

[11] Som S. and Datta A., Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes, *Progress in energy and combustion science*, Vol. 34, No. 3, pp. 351-376, 2008.

[12] Sengupta S., Datta A. and Duttagupta S., Exergy analysis of a coal - based 210 MW thermal power plant, *Energy Research*, Vol. 31, No. 1, pp. 14-28, 2007.

[13] Kaushik S., Reddy V. S. and Tyagi S., Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review, *Renewable and Sustainable energy reviews*, Vol. 15, No. 4, pp. 1857-1872, 2011.

[14] M. Ameri, P. Ahmadi, and A. Hamidi, Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: a case study, *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, No. 5, pp. 499-512, 2009.

[15] Ahmadi G. R. and Toghraie D., Energy and exergy analysis of Montazeri steam power plant in Iran, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 56, pp. 454-463, 2016.

[16] Eke M., Onyejekwe D., Iloje O., Ezekwe C. and P. Akpan, Energy and exergy evaluation of a 220MW thermal power plant, *Nigerian Journal of Technology*, Vol. 37, No. 1, pp. 115-123, 2018.

[17] Kumar V., Pandya B. and Matawala V., Thermodynamic studies and parametric effects on exergetic performance of a steam power plant, *Ambient Energy*, Vol. 40, No. 1, pp. 1-11, 2019.

[18] Naserbegi A., Aghaie M., Minuchehr A. and Alahyarizadeh G., A novel exergy optimization of Bushehr nuclear power plant by gravitational search algorithm (GSA), *Energy*, Vol. 148, pp. 2018.

[19] El helw M., Al Dahma K. S. and el Hamid A. A., Utilizing exergy analysis in studying the performance of steam power plant at two different operation mode, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 150, pp. 285-293, 2019.

[20] Borgnakke C. and Sonntag R. E., *Fundamentals of thermodynamics: Part 1*. John Wiley & Sons, Inc, 2009.

[21] A. Bejan, *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2016.

[22] Wark K., *Advanced thermodynamics for engineers*. McGraw-Hill New York, 1995.

[23] Hesketh J. and Walker P., Effects of wetness in steam turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*, Vol. 219, No. 12, pp. 1301-1314, 2005.

[24] El-Wakil M. M., *Powerplant technology*. Tata McGraw-Hill Education, 1984.

نرخ گرما، kW	$\dot{Q}$
ثابت عمومی گازها، kJ/kmole K	$\bar{R}$
نرخ انتروپی، kW/K	$\dot{S}$
انتروپی ویژه، kJ/kgK or kJ/kmoleK	$s$
دما، K or Celsius	$T$
نرخ کار، kW	$\dot{W}$
کسر مولی در واکنش	$x$
کسر مولی در محیط	$x^o$
<b>علائم یونانی</b>	
اگرزژی شیمیایی، kJ/kmole	$\phi$
بازده قانون اول	$\eta$
بازده قانون دوم	$\varepsilon$
<b>زیرنویس</b>	
حالت مرجع	$0$
منهدم شده	$d$
سوخت	$fuel$
تولیدی	$gen$
ورودی	$i$
جزء واکنش	$k$
خروجی	$o$
محصولات	$P$
نیروگاه	$pp$
واکنشگرها	$R$
مجموع	$t$

## ۸- مراجع

[1] Bejan A., *Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes*. CRC press, 2013.

[2] Restrepo A., Miyake R., Kleveston F. and Bazzo E., Exergetic and environmental analysis of a pulverized coal power plant, *Energy*, Vol. 45, No. 1, pp. 195-202, 2012.

[3] Hammond G. and A. Stapleton, Exergy analysis of the United Kingdom energy system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 215, No. 2, pp. 141-162, 2001.

[4] پیرکندی ج، چهرمی م. و خداپرست ش.، شبیه‌سازی پارامتری و مطالعه عملکرد یک نیروگاه توربین گاز خورشیدی از دیدگاه ترمودینامیکی و اگرزژی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، دوره ۴۷، شماره ۴، ص ۷۳-۸۲، ۱۳۹۶.

[5] Kanoglu M., Dincer I. and Rosen M. A., Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants, *Energy Policy*, Vol. 35, No. 7, pp. 3967-3978, 2007.

[6] Osuke C. O., Onokwai A. O. and Adeoye A. O., Energy and Exergy analysis of a 75MW Steam Power Plant in sapele Nigeria, *Innovative Research in Advance Engineering*, Vol. 2, No. 6, pp. 169-179, 2015.

[7] Erdem H. H. et al., Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in