

تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه حرارتی تبریز

سجاد عارف دهقانی^۱، علیرضا رستمزاده خسروشاهی^۲

تاریخ دریافت مقاله:

۹۴/۹/۲۰

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۳/۱۲

چکیده:

در تحقیق حاضر، نیروگاه حرارتی تبریز با توان ۳۶۸MW مورد بررسی قرار گرفته و پس از تحلیل انرژی و انرژی، با ارائه مدل ترمودینامیکی، اجزای دارای افت بالاتر و یا راندمان کمتر در چرخه شناسایی شده و نیاز آنها برای بهینه‌سازی بیشتر معرفی شده است. همچنین تحلیل انرژی چرخه نشان می‌دهد که کندانسور و بویلر به ترتیب با ۴۲۰/۴۴۰MW و ۱۴۶/۲۶۸MW دارای بیشترین تلفات انرژی می‌باشند. نتایج تحلیل انرژی نشان‌دهنده آن است که بویلر با ۴۷۳/۸۶۱MW، توربین با ۳۴/۵۳۴MW و کندانسور ۱۶/۱۷۸MW بیشترین مقدار تخریب انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. نتایج محاسبات، راندمان قانون اول (انرژی) و دوم (انرژی) چرخه در بار نامی را به ترتیب ۴۰/۱۲ درصد و ۳۷/۶۲ درصد نشان می‌دهد. با بررسی بویلر نیروگاه، دو پیشنهاد برای افزایش راندمان بویلر و سیکل ارائه شد: الف) با کاهش ضریب هوای اضافی از ۰/۴ تا ۰/۱۵ بازده انرژی و انرژی بهبود یافته به ترتیب ۰/۴۹۷ درصد، ۰/۴۶ درصد افزایش می‌یابند. ب) با کاهش دمای دودکش از ۱۵۹°C تا ۱۱۷°C و ۹۷°C، بازده انرژی و انرژی چرخه به ترتیب ۱/۱۴۱ درصد و ۱/۰۵۵ درصد افزایش می‌یابد.

کلمات کلیدی:

انرژی، انرژی، بازگشت‌ناپذیری، راندمان، نیروگاه حرارتی

Sajad.aref2008@gmail.com
Arkhosroshahi@gmail.com

(۱) کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی ۲، دانشگاه آزاد واحد تبریز (نویسنده مسئول)
(۲) مربی دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی ۲، دانشگاه آزاد واحد تبریز

مقدمه

در خلال دو دهه پیشین، با بالا رفتن قیمت انرژی و آسیب‌های زیست‌محیطی و نیز محدود بودن منابع اصلی انرژی‌های تجدید ناپذیر، استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در این منابع ارزشمند، روزه‌روز اهمیت بیشتری یافته است. سهم تولید برق انواع نیروگاه‌ها در ایران با توجه به ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۰ بدین‌صورت گزارش شده است: سهم نیروگاه‌های بخار ۲۸/۶ درصد، نیروگاه‌های گازی ۲۳/۵ درصد، نیروگاه‌های چرخه ترکیبی ۲۸/۳ درصد، نیروگاه‌های آبی ۱۶/۷ درصد، نیروگاه‌های اتمی ۱/۹ درصد، نیروگاه‌های دیزلی ۰/۸ درصد، نیروگاه‌های بادی، خورشیدی و بیوگاز در مجموع ۰/۲ درصد. به همین سبب، تحقیق و بهینه‌سازی چرخه‌های بخار به دلیل قدیمی بودن طراحی برخی نیروگاه‌ها (عدم مطابقت با فناوری روز) و بیشترین سهم آنها در تولید برق ایران، قابل توجه است.

محور اصلی تمام فعالیت‌ها در نیروگاه، تلاش برای به حداقل رساندن تولید آنتروپی و برگشت‌ناپذیری‌های چرخه ترمودینامیکی است که در نهایت منجر به افزایش راندمان نیروگاه می‌گردد. راندمان معیاری است برای ارزیابی اقتصادی نیروگاه از جمله سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه سوخت و هزینه کارکرد. برای رسیدن به این هدف، روش‌های مختلفی بر اساس عملکرد سیکل نیروگاه اتخاذ شده است. از جمله این روش‌ها در نیروگاه‌های بخار پیشرفته، به کار بردن میدلهای حرارتی سوپرهیت و گرم کن مجدد، ایجاد خلأ زیاد در کندانسور و استفاده از بازیاب‌های مختلف به‌عنوان گرم‌کن آب تغذیه است. در تحلیل انرژی نیروگاه، مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها در تک‌تک اجزاء نیروگاه معلوم می‌گردد و با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی می‌توان افت‌ها را تا حد امکان کاهش داد. مفهوم انرژی نه‌تنها در بررسی راندمان بلکه در تحلیل اقتصادی و ارزیابی مالی سیستم‌ها حائز اهمیت است. هزینه‌ها در بردارنده ارزش انرژی هستند. استفاده از محتوای انرژی به‌عنوان پایه برای ارزیابی اقتصادی و مدیریت قیمت و برآورد سود فروش، بسیار مهم است. همچنین انرژی برای مهندسی عملکرد و طراحی و بهینه‌سازی مهندسی مفید است. پس انرژی را می‌توان روش منطقی برای بررسی راندمان، سوخت‌ها و منابع فرایند، هزینه‌ها، اتلاف‌ها و ارزش و قیمت خروجی سیستم‌ها در نظر گرفت [۲].

افرادی زیادی بر روی تحلیل انرژی و انرژی کارکرده‌اند: حبیب [۳] تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه گازالان در عربستان جهت شناسایی تجهیزات با تخریب انرژی و انرژی بالا، را انجام داد. هستی [۴] تحلیل انرژی و انرژی برای نیروگاه فوق بحرانی با سوخت زغال‌سنگ با استفاده از یک مدل رایانه‌ای توسعه‌یافته در اکسل به انجام رساند و کاهش تلفات انرژی در کوره و بازیابی بخشی از آن از طریق پیش‌گرم‌کن هوا، را بررسی کرد. کوپک [۵] تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه حرارتی کاتالاقزی در ترکیه جهت بررسی تأثیر دمای محیط بر نرخ برگشت‌ناپذیری و راندمان انرژی

اجزای نیروگاه را انجام داد. روزن [۶] تحلیل انرژی و انرژی و مقایسه دو نیروگاه، یکی با سوخت زغال سنگ و دیگری با سوخت هسته‌ای و مقایسه دو نیروگاه جهت شناسایی نقاط بالقوه‌ای جهت بهینه‌سازی و افزایش بازده را انجام داد.

هدف از تحقیق حاضر، مدل‌سازی عملکرد نیروگاه تبریز با استفاده از پارامترهای عملکردی چرخه است. برای این منظور، یک مدل ترمودینامیکی از کل نیروگاه ارائه شده است. مدل ترمودینامیکی شامل معادلات مربوط به قوانین اول و دوم ترمودینامیک حاکم بر اجزای چرخه است که این معادلات در نرم‌افزار EES مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل انرژی و انرژی و انرژی یک واحد نیروگاه تبریز با توان ۳۶۸ MW در بار کامل حالت طراحی با توجه به نقشه چرخه نیروگاه در شکل (۱) انجام شده است.

نیروگاه حرارتی تبریز

معرفی نیروگاه

این نیروگاه در جنوب غربی شهر تبریز در فاصله ۱۶ کیلومتری جاده تبریز - آذرشهر واقع شده و دارای ۲ واحد بخار و ۲ واحد گازی است. دو واحد بخار نیروگاه تبریز با ظرفیت اسمی ۳۸۷ مگاوات و قدرت تولید ۳۵۰ مگاوات بوده و پیمانکار اصلی سازنده آن شرکت آلتوم فرانسه است. واحد اول بخار در سال ۱۳۶۵ و واحد دوم بخار در سال ۱۳۶۸ راه‌اندازی و با شبکه پارالل شده است.

شرایط محیطی

شرایط محیطی به صورت زیر است:

رطوبت نسبی ۵۰ درصد

متوسط حداکثر درجه حرارت محیط 35°C بالای صفر

متوسط حداقل درجه حرارت محیط 19°C زیر صفر

فشار محیط ۱۰/۳ kPa

سوخت نیروگاه

سوخت اصلی نیروگاه، گاز طبیعی و سوخت سنگین (مازوت) است. گاز طبیعی از طریق لوله‌کشی وارد نیروگاه می‌شود. مازوت توسط خط لوله‌ای از پالایشگاه تبریز تأمین می‌شود و در سه مخزن ۳۳ هزار مترمکعبی ذخیره می‌گردد. سوخت راه‌اندازی، سوخت سبک (گازوئیل) است که در یک مخزن ۴۳۰ مترمکعبی نگهداری می‌شود.

مشخصات فنی نیروگاه

این مشخصات در جدول (۱) آمده است.

جدول (۱) مشخصات فنی نیروگاه

۳۶۸ MW	قدرت خالص واحد
۱۷۸ bar	فشار بخار داغ
۵۳۸° C	دمای بخار داغ
۱۷۸ bar	فشار بخار داغ باز گرمایش
۵۳۸° C	دمای بخار داغ باز گرمایش
۴۰ mmHg	فشار کندانسور
۷۶ T/h	دبی سوخت
۴۱۴۵۳ kJ/kg	ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی
۱۱۵۴ T/h	دبی هوای ورودی

آب مصرفی نیروگاه

آب نیروگاه در گذشته از طریق ۱۲ حلقه چاه عمیق واقع در منطقه میان تبریز تأمین می‌شد، اما امروزه از رودخانه زربنه رود میاندوآب واقع در ۱۷۰ کیلومتری شهر تبریز و از طریق پمپاژ و خطوط انتقال آب تأمین می‌شود.

تحلیل انرژی و انرژی در فرایندهای پایه نیروگاه

انرژی حد اکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد حاصل می‌شود. در تحلیل انرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها طی فرایندهای مختلف چرخه ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت‌ناپذیری است که به کمک این ابزارها می‌توان مناسب‌ترین واحد را برای اصلاح و بهینه‌سازی از نظر مصرف انرژی انتخاب نمود. در این تحقیق تحلیل انرژی در اجزای نیروگاه حرارتی تبریز با توجه به چرخه واقعی با توان ۳۶۸ MW نشان داده شده و در شکل (۱) آورده شده است.

برای تحلیل انرژی اگر هر یک از قسمت‌های نیروگاه را به‌عنوان یک حجم کنترل در نظر بگیریم، با نوشتن قوانین پیوستگی و قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهیم داشت:

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

$$\sum_i \dot{E}_i + \dot{Q} = \sum_e \dot{E}_e + \dot{W} \quad (۲)$$

معادله (۲) بیانگر قانون اول ترمودینامیک است که در آن \dot{W} کار داده شده است، \dot{Q} نرخ انتقال حرارت به حجم کنترل و در این رابطه ترم‌های مربوط به انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. رابطه بالانس آنتروپی برای حجم کنترل سیستم به صورت زیر است:

$$\sum_i \dot{S}_i + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T} + \dot{S}_{gen} = \sum_e \dot{S}_e + \sum_e \frac{\dot{Q}_e}{T} \quad (۳)$$

با در نظر گرفتن قوانین اول و دوم ترمودینامیک، رابطه بالانس انرژی برای حجم کنترل سیستم به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\sum_i \dot{E}x_i + \sum_i \left(1 - \frac{T}{T_k}\right) \dot{Q}_k = \sum_e \dot{E}x_e + \dot{W} + \dot{I} \quad (۴)$$

نرخ انرژی جریان بخار عبارتند از:

$$\dot{E}x = \dot{m}(Ex) \quad (۵)$$

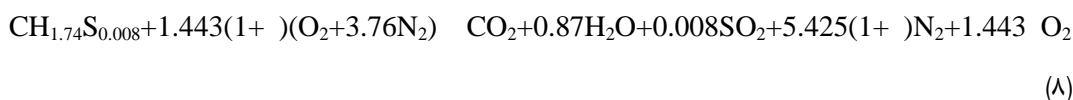
$$\dot{m}(Ex) = \dot{m}(Ex^{in} + Ex^{ch}) \quad (۶)$$

انرژی مخصوص به صورت زیر است:

$$Ex^{in} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۷)$$

در جدول (۳) روابط نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی تجهیزات نیروگاه نشان داده شده است. خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف چرخه نیروگاه حرارتی تبریز در جدول (۲) به تفصیل ارائه شده است.

مدل سازی مازوت مورد استفاده در نیروگاه به صورت $(CH_{1.74}S_{0.008})$ و با فرض احتراق کامل با هوای اضافی، واکنش احتراق را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:



که در آن، نسبت هوای اضافی احتراق است. سپس نسبت هوا به سوخت (AF) به صورت معادله (۹) به دست می‌آید.

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{n}_a M_a}{\dot{n}_f M_f} = \frac{1.443(1 +)4.76 M_a}{M_f} \quad (9)$$

\dot{m}_a دبی جرمی هوا، \dot{m}_f دبی جرمی سوخت، \dot{n}_a دبی مولی هوا، \dot{n}_f دبی مولی سوخت، M_a جرم مولکولی هوا، M_f جرم مولکولی سوخت است.

انرژی شیمیایی سوخت \dot{E}_f ، جریان هوای احتراق \dot{E}_a ، جریان محصولات احتراق \dot{E}_p و جریان گاز دودکش \dot{E}_g را می‌توان با توجه به معادله (۱۰) نوشت.

$$\dot{E} = \sum_i \dot{n}_i [\bar{h} - \bar{h}_0]_i \quad (10)$$

درجه حرارت احتراق آدیاباتیک با استفاده از تعادل انرژی (کار و حرارت صفر می‌باشد) توسط معادله (۱۱) تعیین می‌شود.

$$\dot{E}_f + \dot{E}_a = \dot{E}_p \quad (11)$$

معادله تعادل انرژی برای مولد بخار را می‌توان به صورت زیر نوشت:

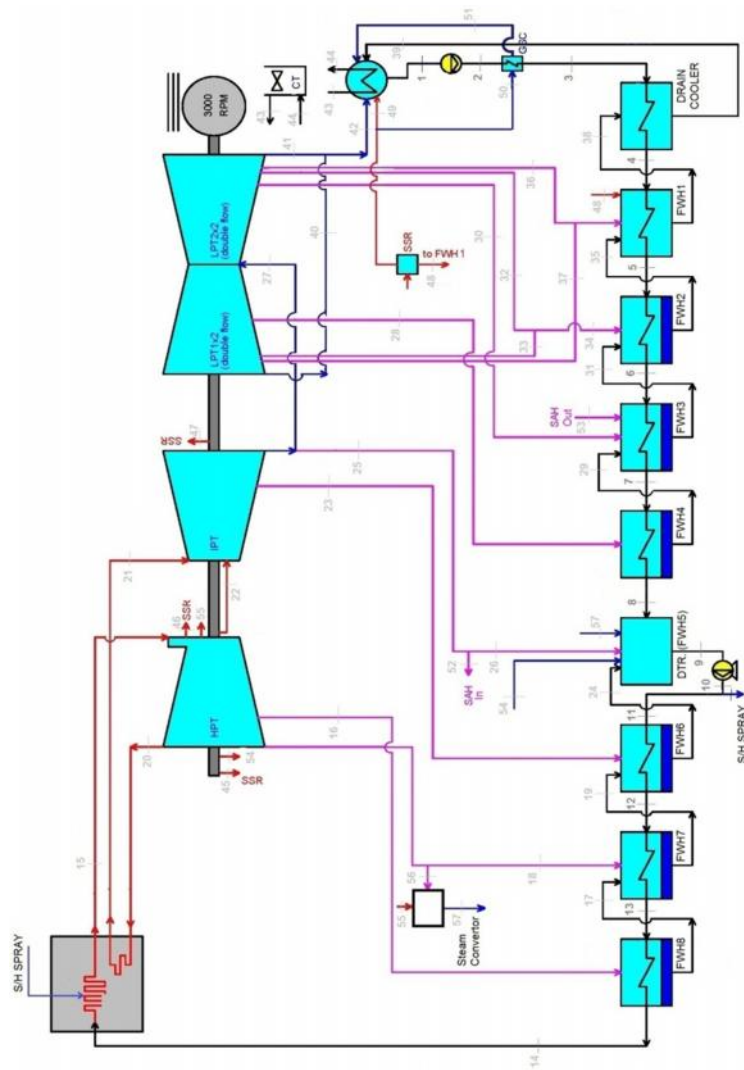
$$\dot{E}_f - \dot{E}_g = \dot{m}_{fw} (h_{fw,e} - h_{fw,i}) + \dot{m}_{re} (h_{re,e} - h_{re,i}) \quad (12)$$

برگشت ناپذیری احتراق \dot{I}_c و انتقال حرارت \dot{I}_{ht} توسط معادلات (۱۳) و (۱۴) به دست می‌آید.

$$\dot{I}_c = \dot{E}x_f + \dot{E}x_a - \dot{E}x_p \quad (13)$$

$$\dot{I}_{ht} = \dot{E}x_p + \dot{E}x_{feed,i} + \dot{E}x_{re,i} - \dot{E}x_g - \dot{E}x_{feed,e} - \dot{E}x_{re,e} - \dot{E}x_a \quad (14)$$

نرخ برگشت ناپذیری دیگ بخار برابر مجموع برگشت ناپذیری احتراق \dot{I}_c و انتقال حرارت \dot{I}_{ht} می‌باشد.



شکل (۱) مدل ترمودینامیکی چرخه کاری نیروگاه حرارتی تبریز

جدول ۲) خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل نیروگاه حرارتی تبریز

نقاط	m [T/h]	T [°C]	P [atm]	h [kJ/kg]
۱	۸۴۱/۸۲۱	۳۲/۶	۰/۴۴۶	۳۲/۸
۲	۸۴۱/۸۲۱	۳۲/۸	۲۲/۴	۳۳
۳	۸۴۱/۸۲۱	۳۳/۹	۲۰/۹	۳۴/۱
۴	۸۴۱/۸۲۱	۳۷/۹	۱۹/۴	۳۷/۹
۵	۸۴۱/۸۲۱	۵۸/۲	۱۷/۴	۵۸/۳
۶	۸۴۱/۸۲۱	۸۲/۹	۱۵/۴	۸۳
۷	۸۴۱/۸۲۱	۱۰۹/۲	۱۳/۴	۱۰۹/۵
۸	۸۴۱/۸۲۱	۱۳۴/۹	۱۱/۴	۱۳۵/۶
۹	۱۱۳۴	۱۶۳/۹	۶/۹۶	۱۶۵/۴
۱۰	۱۱۳۴	۱۶۷	۱۹۴	۱۷۱/۳
۱۱	۱۱۱۷	۱۶۷	۱۹۴	۱۷۱/۳
۱۲	۱۱۱۷	۱۹۵/۲	۱۹۲	۲۰۰/۵
۱۳	۱۱۱۷	۲۴۶/۵	۱۹۰	۲۵۵/۷
۱۴	۱۱۱۷	۲۸۴/۲	۱۸۸	۲۹۵/۵
۱۵	۱۱۱۷	۵۳۸	۱۷۸/۵	۸۰۹/۱
۱۶	۹۰/۱۶۵	۳۹۷/۶	۶۹	۷۵۴/۶
۱۷	۹۰/۱۶۵	۲۵۲/۱	۶۵/۵	۲۶۱/۷
۱۸	۱۰۸/۷۷۳	۳۲۲/۹	۳۹/۴	۷۲۳/۷
۱۹	۱۹۸/۹۳۸	۲۰۰/۸	۳۸/۲	۲۰۴/۶
۲۰	۹۰/۱/۳۲	۳۲۳/۲	۳۹/۴	۷۲۳/۷
۲۱	۹۰/۱/۳۲	۵۳۸	۳۵/۵	۸۴۴/۷
۲۲	۱۶/۴۵۳	۴۵۱/۲	۳۵/۵	۷۹۷/۹
۲۳	۴۳/۵۳۴	۴۱۶/۳	۱۵/۱	۷۸۶/۳
۲۴	۲۴۲/۴۷۲	۱۷۲/۶	۱۴/۳	۱۷۴/۵
۲۵	۴۵/۱۶۱	۳۲۴/۳	۷/۳۳	۷۴۲/۶
۲۶	۳۹/۴۰۵	۳۲۰	۷/۱	۷۴۱
۲۷	۸۲۷/۹۴۹	۳۲۴	۷/۳۳	۷۴۲/۶
۲۸	۳۷/۱۶۸	۲۴۴/۶	۷/۶۳	۷۰۵/۸

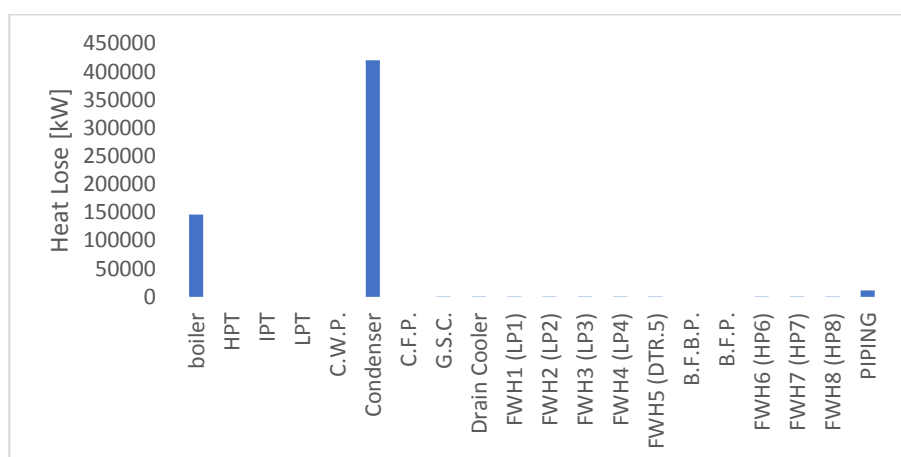
h [kJ/kg]	P [atm]	T [°C]	m [T/h]	نقاط
۱۱۵	۳/۴۵	۱۱۴/۸	۳۷/۱۶۸	۲۹
۶۶۹/۳	۱/۶۴۲	۱۶۵/۲	۳۶/۱۷۷	۳۰
۸۸/۵	۱/۵۶	۸۸/۵	۸۳/۷۴۳	۳۱
۶۳۲/۶	۰/۶۳۷	۸۷	۱۶/۴۷۶	۳۲
۶۳۲/۶	۰/۶۳۷	۸۷	۱۶/۴۷۶	۳۳
۶۳۲/۶	۰/۶۳۷	۸۷	۳۲/۹۵۲	۳۴
۶۳/۷	۰/۶۰۵	۶۳/۸	۱۱۶/۶۹۵	۳۵
۵۹۷/۵	۰/۲۲۳	۶۲/۱	۱۴/۹۹۴	۳۶
۵۹۷/۵	۰/۲۲۳	۶۲/۱	۱۴/۹۹۴	۳۷
۶۰/۹	۰/۲۱۲	۶۰/۹	۱۴۷/۷۹۷	۳۸
۳۹/۵	۰/۲۰۹	۳۹/۵	۱۴۷/۷۹۷	۳۹
۵۵۷/۶	۰/۰۵۲	۳۳/۱۳	۳۴۵/۸۳۲	۴۰
۵۵۷/۶	۰/۰۵۲	۳۳/۱۳	۳۴۵/۸۳۲	۴۱
۵۵۷/۶	۰/۰۵۲	۳۳/۱۳	۶۹۱/۶۶۴	۴۲
۲۱/۸	۲/۶۷	۲۱/۶۷	۴۵۲۸۶/۷۱	۴۳
۳۰	۲/۱۸	۲۹/۶۷	۴۵۲۸۶/۷۱	۴۴
۷۲۴/۲	۳۹/۴	۳۲۳	۱/۸۸۸	۴۵
۸۰۹/۱	۱۷۸/۵	۵۳۸	۰/۴۵۷	۴۶
۷۴۲/۶	۷/۳۳	۳۲۴	۱/۱۲۹	۴۷
۷۴۱/۱	۰/۸۰۷	۳۲۰	۱/۱۱۴	۴۸
۷۴۱/۱	۰/۸۰۷	۳۲۰	۱/۰۹	۴۹
۷۴۱/۱	۰/۸۰۷	۳۱۱/۳	۱/۲۷	۵۰
۹۴	۰/۸۰۷	۹۳/۱	۱/۲۷	۵۱
۷۴۱	۷/۳۳	۳۲۴/۳	۱۰/۳۹۸	۵۲
۱۱۵/۹	۷/۲۳	۱۱۵/۹	۱۰/۳۹۸	۵۳
۷۲۴/۲	۳۹/۴	۳۲۳	۴/۶۴۲	۵۴
۸۰۹/۱	۱۷۸/۵	۵۳۸	۱/۸۷	۵۵
۷۲۴/۲	۳۹/۴	۳۲۳/۲	۱۰۱۸/۵۲۵	۵۶
۱۸۹/۸	۱۵	۱۸۷	۱۰/۳۰۲	۵۷
۷۱۷	۱۹۴	۱۶۷	۱۷	S/H SPRAY

جدول ۳) نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی تجهیزات نیروگاه

تجهیزات	نرخ تخریب انرژی	بازده انرژی
بوiler	$\dot{I}_{boiler} = EX_f + EX_i - EX_e$	$boiler = \frac{EX_e - EX_i}{EX_f}$
پمپ	$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + EX_i - EX_e$	$boiler = 1 - \frac{\dot{I}_{pump}}{\dot{W}_{pump}}$
گرم کن	$\dot{I}_{heaters} = EX_i - EX_e$	$heaters = 1 - \frac{\dot{I}_{heaters}}{EX_i}$
توربین	$\dot{I}_{turbine} = EX_i - EX_e - \dot{W}_{turbine}$	$Turbine = 1 - \frac{\dot{I}_{Turbine}}{EX_i - EX_e}$
کندانسور	$\dot{I}_{condenser} = EX_i - EX_e$	$condenser = \frac{EX_e}{EX_i}$

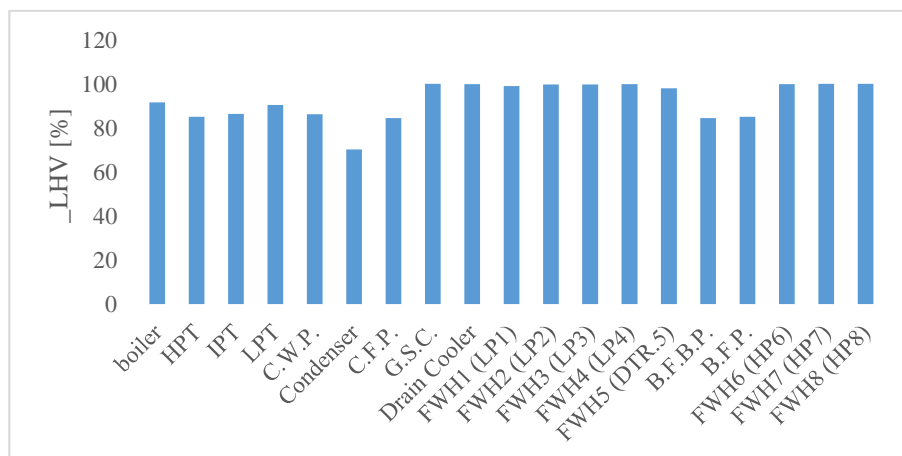
نتایج و بحثها

شکل (۲) انرژی تلف شده در اجزاء مخالف چرخه را نشان می دهد که بیشترین تلفات حرارتی به ترتیب در کندانسور و دیگ بخار است. در کندانسور $420439/13 \text{ kW}$ حرارت به برج خنک کن داده می شود و به محیط داده می شود.



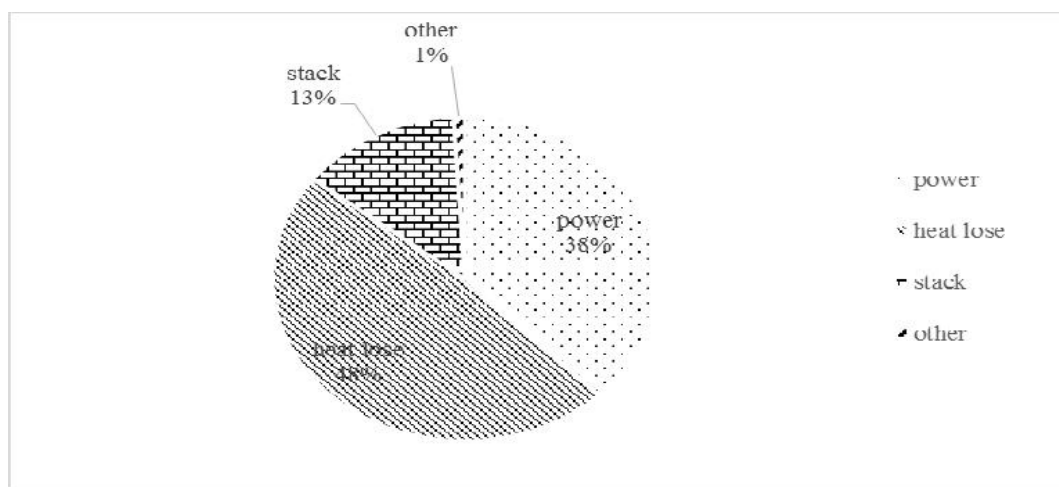
شکل ۲) انرژی تلف شده در اجزای مخالف چرخه

شکل (۳) بازده انرژی بر اساس ارزش حرارتی پایین سوخت اجزای چرخه را نشان می‌دهد که کندانسور به دلیل اتلاف حرارتی بالا، کمترین بازده را داراست.



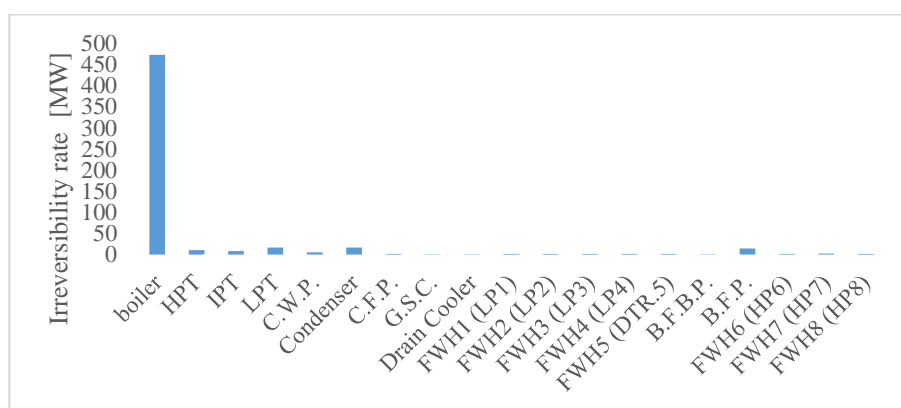
شکل (۳) بازده انرژی بر اساس ارزش حرارتی پایین سوخت اجزای چرخه

شکل (۴) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه با توجه به انرژی اصلی ورودی سیکل توسط سوخت (از انرژی ورودی هوای محیط قبل پیش گرم شدن صرف نظر شده است) را نشان می‌دهد که بیشترین تلفات در کندانسور و تلفات حرارتی دیگر چرخه است و تقریباً ۳۸ درصد از انرژی ورودی به توان خروجی تبدیل می‌شود.



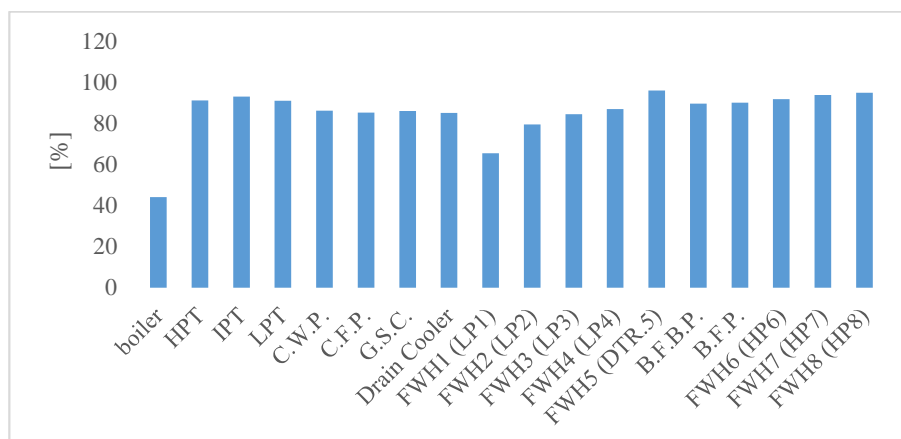
شکل (۴) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه

شکل (۵) بازگشت‌ناپذیری اجزای چرخه نیروگاه را نشان می‌دهد که دیگ بخار با $473/861$ MW بیشترین تخریب انرژی را دارد. یکی از دلایل تخریب بالای انرژی در بویلر فرایند احتراق است و به سبب آنکه احتراق یک فرایند بشدت بازگشت‌ناپذیر است و مقدار بازگشت‌ناپذیری در آن نسبت به سایر فرآیندها زیاد است، دیده می‌شود که بویلر بخش اعظمی از اتلاف انرژی چرخه را داراست، مجموعه توربین با $34/534$ MW و کندانسور با $16/178$ MW به ترتیب عامل اصلی بازگشت‌ناپذیری چرخه را تشکیل می‌دهند.



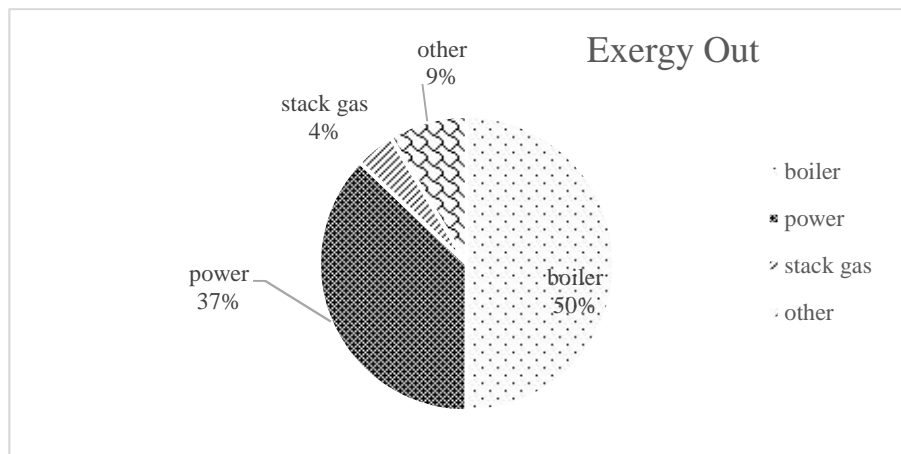
شکل (۵) بازگشت‌ناپذیری اجزاء چرخه نیروگاه

شکل (۶) بازده انرژی اجزای چرخه را نشان می‌دهد که دیگ بخار به دلیل بیشترین بازگشت‌ناپذیری، دارای کمترین بازده است.



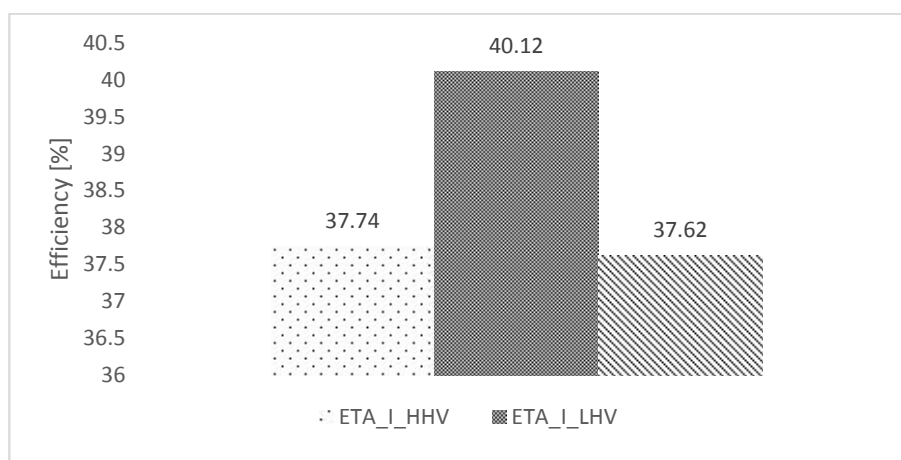
شکل (۶) بازده انرژی اجزای چرخه

شکل (۷) میزان انرژی خروجی نیروگاه را نشان می‌دهد که از کل انرژی ورودی سوخت به چرخه بیشترین مقدار، ۵۰ درصد در دیگ بخار تخریب شده و ۳۷ درصد آن به توان تبدیل می‌شود.



شکل ۷) میزان انرژی خروجی نیروگاه

شکل ۸) بازده انرژی بارزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده انرژی کل چرخه نیروگاه تبریز را نشان می‌دهد که به ترتیب ۳۷/۷۴ درصد، ۴۰/۱۲ درصد، ۳۷/۶۲ درصد است.



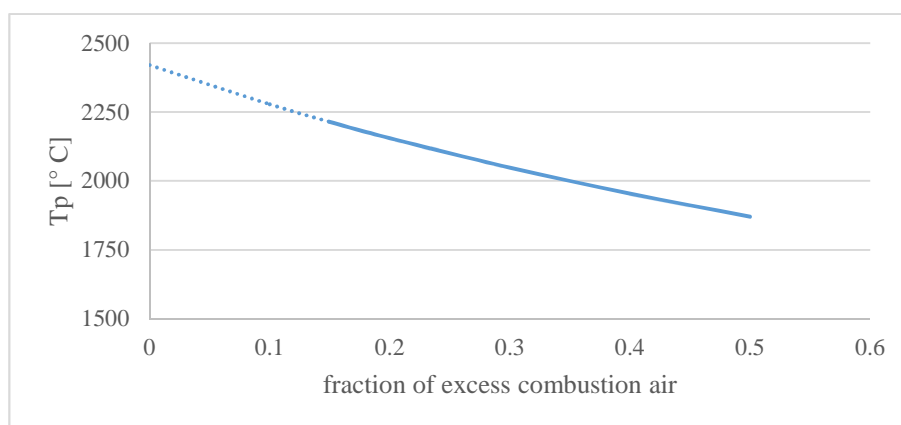
شکل ۸) بازده انرژی بارزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده انرژی کل چرخه نیروگاه تبریز

جهت اعتبار سنجی بررسی انجام شده، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضانژاد [۱] مقایسه شد. نتایج غلامرضانژاد [۱] نشان می‌دهد که بویلر عامل اصلی نابودی انرژی در چرخه نیروگاه می‌باشد که در بار مشابه، مقدار این نابودی ۵۶/۲۳ درصد انرژی سوخت را تشکیل می‌دهد در حالی که مقدار افت انرژی در آن ۱۳/۰۳ درصد انرژی سوخت ورودی می‌باشد و در مقابل میزان افت انرژی در کندانسور ۴۲/۷۷ درصد انرژی سوخت بوده در حالی که مقدار نابودی انرژی در آن ۱/۰۶ درصد انرژی سوخت ورودی می‌باشد. مشاهده می‌شود که در کل توافق خیلی خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضانژاد [۱] وجود دارد.

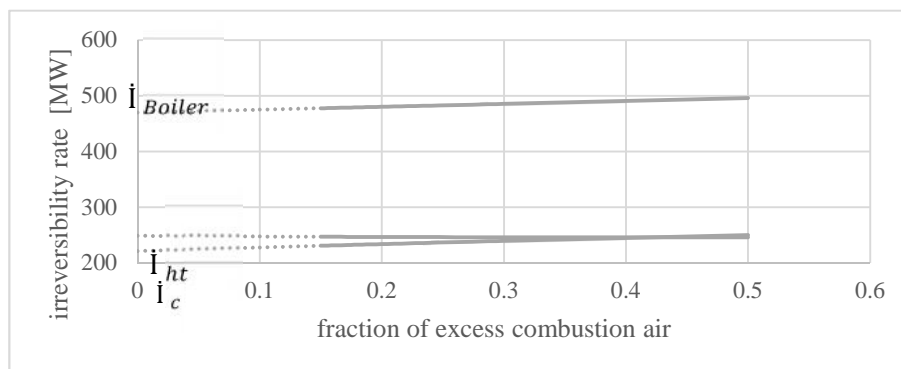
بررسی تأثیر کاهش ضریب هوای اضافی احتراق

در این قسمت، راه‌کاری برای کاهش بازگشت‌ناپذیری دیگ بخار برای کاهش بازگشت‌ناپذیری فرایند احتراق با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق () ارائه شده است. با کاهش دما (در نتیجه آگرژی) محصولات احتراق افزایش می‌یابد در حالی که هوای کمتری پیش گرم می‌شود. به عنوان نمونه، ضریب هوای اضافی احتراق را از ۰/۴ تا ۰/۱۵ کاهش داده تا نتایج با استفاده از معادلات مذکور به دست آید. میزان جریان سوخت مجاز به نسبت متفاوت است اما دمای هوای پیش گرم‌کن و گازهای خروجی دودکش ثابت بوده و حالت و دبی همه جریان‌های H_2O ثابت (برای مثال خروجی دیگ بخار) است.

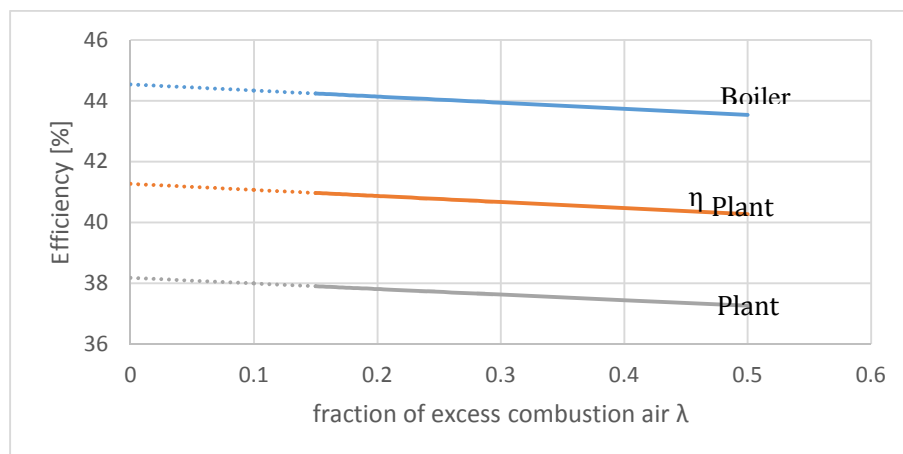
شکل‌های (۹) و (۱۰) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق و نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت با معادلات مذکور را نشان می‌دهد که خطوط نقطه‌چین، رفتار پارامترها را بین $= 0$ و $= 0/15$ (همچنین در شکل (۱۱) و شکل (۱۴) پیش‌بینی می‌کند.



شکل ۹) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق



شکل ۱۰) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت



شکل (۱۱) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی و انرژی نیروگاه و بازده انرژی دیگ بخار

با توجه به شکل (۱۰)، با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار اندکی کاهش می‌یابد، با کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری احتراق و انتقال حرارت به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. نرخ برگشت‌ناپذیری احتراق کاهش می‌یابد، زیرا با توجه به شکل (۹)، دمای گازهای خروجی دودکش با کاهش، افزایش و در نتیجه انرژی گازهای محصولات احتراق افزایش می‌یابد. نرخ برگشت‌ناپذیری انتقال حرارت افزایش می‌یابد، زیرا اختلاف دمای گاز دودها و جریان بخار آب زیاد می‌شود. در حالی که با کاهش، برگشت‌ناپذیری دیگ بخار کاهش می‌یابد، مصرف سوخت برای فرایند احتراق هم کاهش می‌یابد.

شکل (۱۱) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی و انرژی نیروگاه و بازده انرژی دیگ بخار را نشان می‌دهد که با کاهش افزایش می‌یابند. با کاهش از ۰/۴ تا ۰/۱۵ بازده انرژی و انرژی بهبود یافته به ترتیب ۰/۴۹۷ درصد، ۰/۴۶ درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و انرژی ۰/۹۵۷ درصد افزایش می‌یابد. با توجه به خطوط نقطه چین، اگر از نسبت هوا در فرایند احتراق استفاده شود (با کاهش از ۰/۴ تا صفر (نسبت هوای استوکیومتری)، بازده انرژی و انرژی بهبود یافته تقریباً به ترتیب ۰/۷۹۶ درصد، ۰/۷۳۶ درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و انرژی ۱/۵۳۲ درصد افزایش می‌یابد.

جهت اعتبار دهی، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضانژاد [۱] مقایسه شد و مشاهده شد که در کل، توافق بسیار خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضانژاد [۱] وجود دارد. همچنین بررسی انجام شده دیگری، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی ۴۸۰ MW مقایسه شد. در کار روزن [۸] با کاهش از ۰/۴ تا ۰/۱۵ در مجموع بازده انرژی و انرژی ۱/۴ درصد افزایش می‌یابد و با کاهش از ۰/۴ تا صفر (نسبت

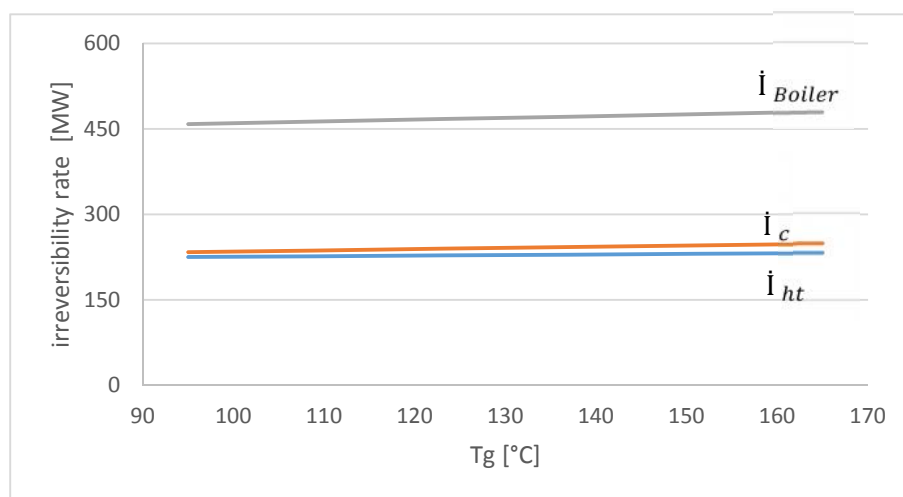
هوای استوکيومتری) در مجموع، بازده انرژی و انرژی و انرژی ۲/۲ درصد افزایش می‌یابد. مشاهده شد که در کل توافق خوبی بین نتایج حاضر با نتایج روزن [۸] وجود دارد.

تأثیر کاهش دمای گازهای خروجی دودکش

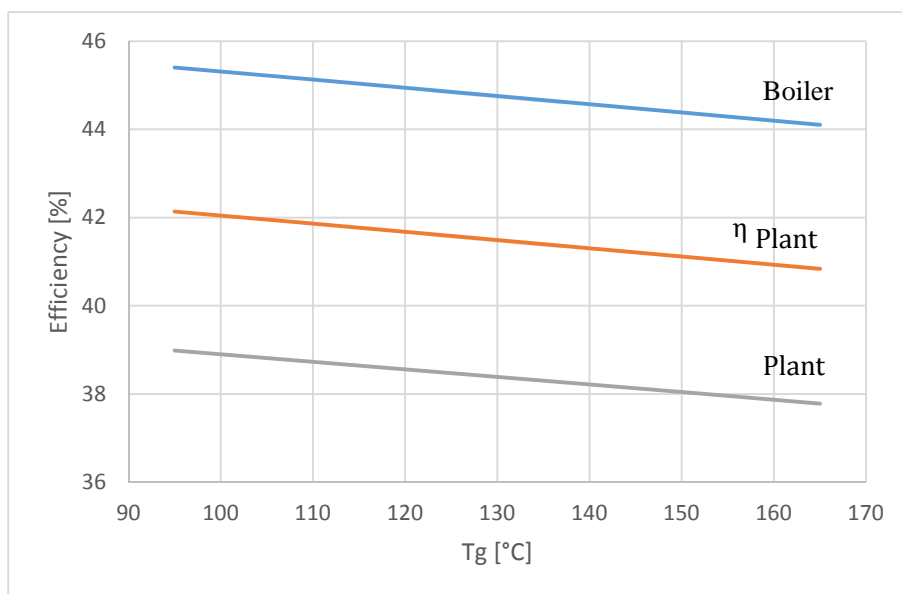
راه‌کاری دیگر برای کاهش بازگشت‌ناپذیری احتراق در دیگ بخار، کاهش دمای گازهای خروجی دودکش است. کاهش دمای دودکش موجب بهبود بازگرمایش هوای احتراق و در نتیجه، باعث افزایش دمای هوای احتراق می‌شود. ملاحظات عملی محدودیت کمتری برای دمای دودکش ایجاد می‌کند. استفاده از پوشش تفلون (برای جلوگیری از خوردگی ناشی از اسیدهای (سولفوریک و نیتریک) که در دماهای پایین گازهای خروجی دودکش چگالیده شده ایجاد می‌شوند) این امکان را ایجاد می‌کند که دمای دودکش $83-86^{\circ}\text{C}$ کمتر از دمای نامی دمای دودکش 159°C کاهش داد [۷].

با توجه به این محدودیت، دو نمونه دمای کاهش‌یافته بر اساس دمای دودکش به صورت 117°C و 97°C در نظر می‌گیریم.

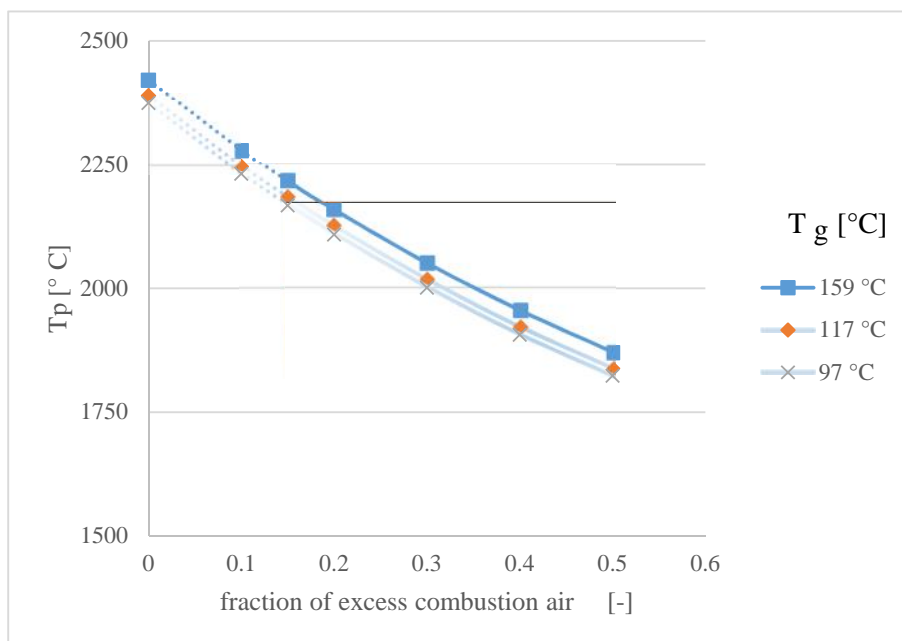
شکل (۱۵) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش را نشان می‌دهد. شکل‌های (۱۶)، (۱۷) و (۱۸) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی و انرژی نیروگاه و دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش را نشان می‌دهند.



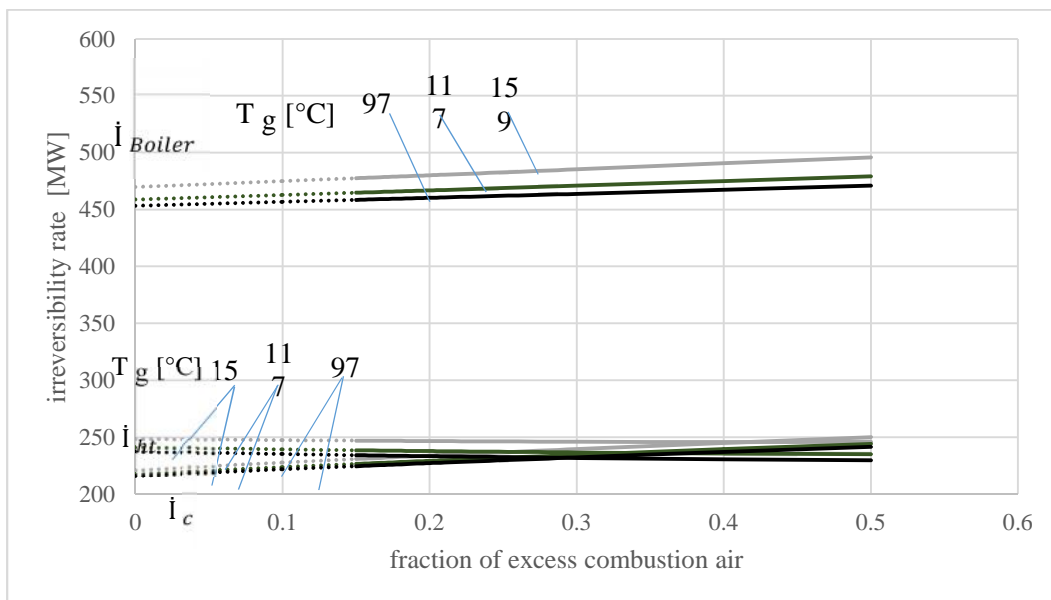
شکل ۱۲) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت



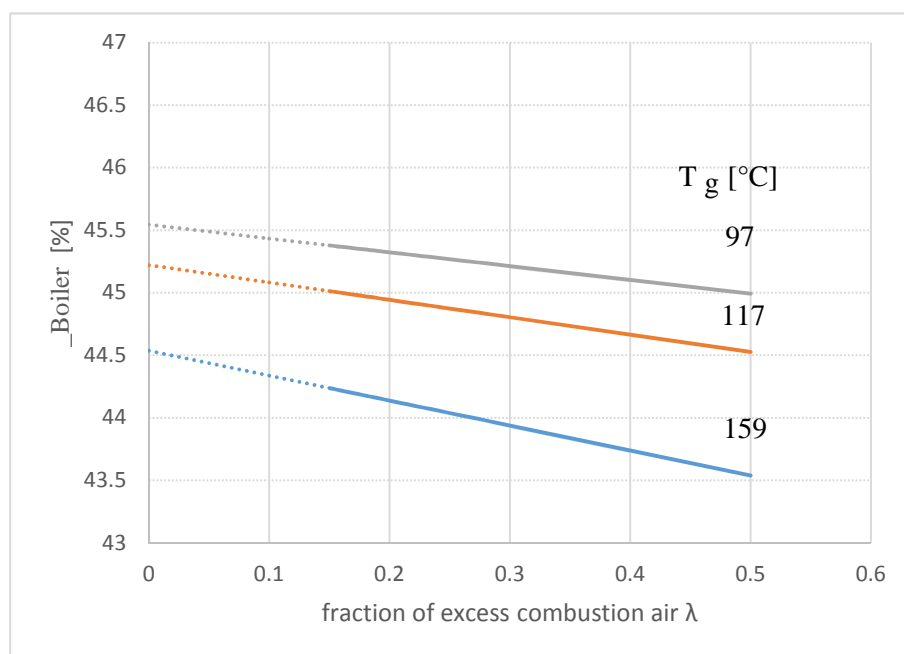
شکل ۱۳) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با بازده انرژی و انرژی نیروگاه و بازده انرژی دیگ بخار



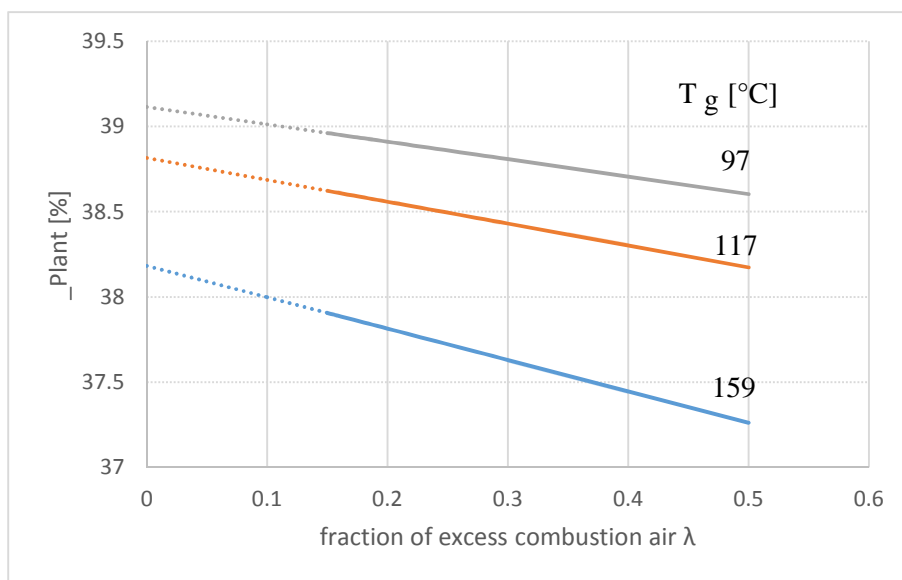
شکل ۱۴) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



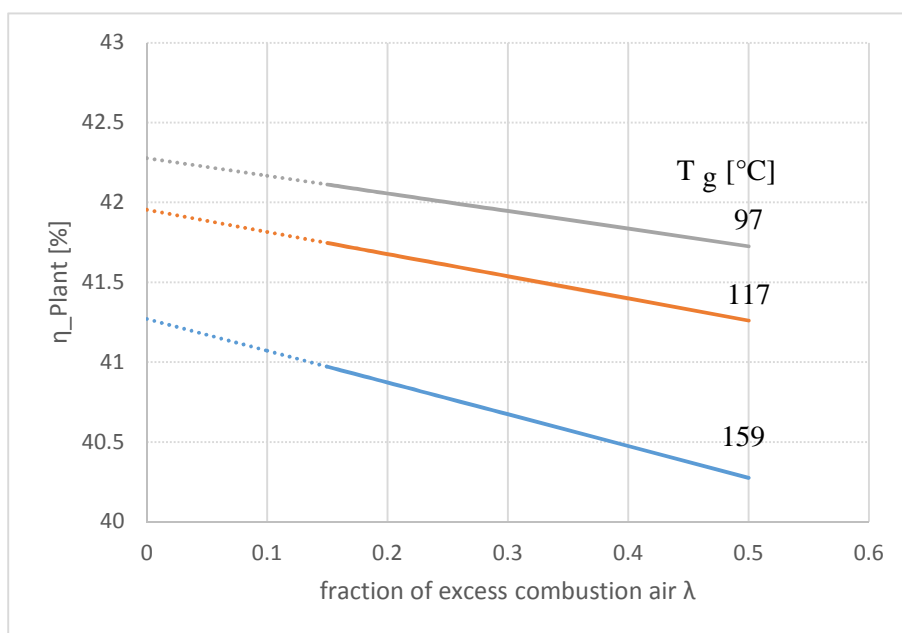
شکل ۱۵) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۶) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده اگزوزی دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۷) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی چرخه در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۸) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی چرخه در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش

کاهش دمای دودکش، دمای هوای پیش گرم و دمای محصولات احتراق را افزایش می‌دهد. در شکل (۱۵) با کاهش دمای دودکش، نرخ برگشت‌ناپذیری فرایندهای احتراق و انتقال حرارت کاهش و در مجموع، نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ

بخار کاهش خواهد یافت. افزایش دمای محصولات احتراق باعث افزایش اختلاف دمای جریان H_2O و دمای محصولات احتراق می‌شود و در نتیجه، تلفات انرژی توسط کاهش دمای دودکش خنثی می‌شوند (توسط کاهش انرژی تلفی). کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار با کاهش دمای دودکش بیشتر مربوط به کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری انتقال حرارت است.

شکل‌های (۱۶)، (۱۷) و (۱۸) نشان می‌دهند که با کاهش دمای دودکش از $159^{\circ}C$ تا $97^{\circ}C$ ، بازده انرژی دیگ بخار $1/141$ درصد و بازده انرژی چرخه $1/055$ درصد و بازده انرژی چرخه $1/141$ درصد افزایش می‌یابد که در مجموع، بازده انرژی و انرژی را $2/196$ درصد افزایش می‌دهد.

جهت اعتبار دهی بهینه‌سازی انجام‌شده، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن و همکارش [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی 480 MW مقایسه شد. در کار روزن و همکارش [۸]، با کاهش دمای گاز دودهای خروجی دودکش از $149^{\circ}C$ تا $87^{\circ}C$ در مجموع، بازده انرژی و انرژی $3/5$ درصد افزایش می‌یابد. مشاهده شد که در کل، توافق خوبی بین نتایج حاضر با نتایج روزن و همکارش [۸] وجود دارد.

نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، تحلیل انرژی و انرژی یک واحد نیروگاه تبریز با توان 368 MW در بار کامل حالت طراحی انجام شد. تحلیل‌های انرژی نشان دادند که در چرخه نیروگاه تبریز حداکثر اتلاف انرژی در کندانسور اتفاق می‌افتد و سپس دیگ بخار بیشترین مقدار تلفات انرژی به میزان $192/902\text{ MW}$ ، $30/832\%$ از کل تلفات انرژی اجزای چرخه و سایر اجزای $12/320\text{ MW}$ ، $1/969$ درصد شامل می‌شوند. علاوه بر این، بازده انرژی نیروگاه بر اساس ارزش گرمایی پایین و بالای سوخت به ترتیب $40/12$ درصد و $37/74$ درصد است. از طرف دیگر، تحلیل انرژی بر خلاف تحلیل انرژی نشان داد که تخریب انرژی در کندانسور به دلیل کیفیت پایین انرژی اتلافی از لحاظ ترمودینامیکی زیاد نیست. از لحاظ تخریب انرژی، بیشترین تخریب به ترتیب در سیستم دیگ بخار به مقدار $473/861\text{ MW}$ ، در مجموعه توربین به مقدار $34/534\text{ MW}$ ، در کندانسور به مقدار $16/178\text{ MW}$ ، از انرژی ورودی سوخت تخریب می‌شود. بازده انرژی چرخه $37/62$ درصد است. با استفاده از تحلیل انرژی مشخص شد که بویلر نیروگاه تبریز به علت تخریب انرژی بالا باید بهینه شود. سپس با بررسی بویلر نشان داده شد که با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق از $0/4$ تا $0/15$ بازده انرژی و انرژی بهبود یافته به ترتیب $0/497$ درصد و $0/46$ درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و انرژی $0/957$ درصد افزایش می‌یابد. با توجه به خطوط نقطه‌چین، اگر از هوای احتراق در فرایند احتراق استفاده شود، بازده انرژی و انرژی بهبود یافته تقریباً به ترتیب $0/796$ درصد و $0/736$ درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و انرژی $1/532$ درصد افزایش می‌یابد. با

کاهش دمای دودکش از 159°C تا 97°C ، بازده انرژی دیگ بخار $1/141$ درصد و بازده انرژی چرخه $1/055$ درصد و بازده انرژی چرخه $1/141$ درصد افزایش می‌یابد که در مجموع، بازده انرژی و انرژی را $2/196$ درصد افزایش می‌دهد.

منابع

- [۱] غلامرضا نژاد، فرشید. (۱۳۸۸)، تحلیل بویلرهای نیروگاهی به روش انرژی، ششمین سمینار مدیریت مصرف انرژی ویژه صنایع، شرکت توزیع نیروی برق تهران بزرگ، تهران.
- [2] Bejan, A., (1988). *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Newyork,.
- [3] Habib M., AL-Bagavi, S. 1995 “ Thermodynamic performance analysis of the Ghazlan power plant”. *Energy*; Vol. 20, No. 11, pp. 1121-1130.
- [4] Hasti, S., Aroonwilasa, A., 2013. Veawab, A. Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant. *Energy Procedia*, Vol. 37, pp. 2544 – 2551.
- [5] Kopac, M., Hilalci, A. 2007. “Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagzi power plant in Turkey. *Applied Thermal Engineering*”, Vol. 27, pp. 1377–1385.
- [6] Rosen, M. A. 2001. “Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants”. *Exergy Int. J*, Vol. 3, pp. 180-192.
- [7] Kitto, J.B. and Piepho, J.M. 1995. “Making aging coal-fired boilers low-cost competitors”. *Power*, Vol. 139, No. 12, pp. 21–26.
- [8] Rosen, Marc A. 2008. “Improving steam power plant efficiency through exergy analysis: effects of altering excess combustion air and stack-gas temperature”. *Int. J. Exergy*, Vol. 5, No. 1.

اصطلاحات :

توضیحات	علائم و اختصارات	توضیحات	علائم و اختصارات
High pressure turbine	HPT	دبی جرمی	\dot{m}
Low Pressure Turbine	LPT	انتالپی	h
Intermediate Pressure Turbine	IPT	آنتروپی	s
Steam Air Heater	SAH	انرژی	\dot{E}
Deaerator	DTR	دما	T
Feed Water	FW	فشار	P
Boiler Circulating Pump	BCP	بازده انرژی	
Circulating Water Pump	CWP	بازده انرژی	
Boiler Feed Pump	BFP	ارزش حرارتی بالای سوخت	HHV
Gland Steam Condenser	GSC	ارزش حرارتی پایین سوخت	LHV
ورود	In	انرژی	\dot{E}_x
خروج	Out	کار واقعی	\dot{W}
حالت مرجع (محیط)	0	کار آیزنتروپیک	\dot{W}_s
بازگرمایش	re	بازگشت ناپذیری	\dot{I}