

تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه بخار پالایشگاه اصفهان

سید حسین نصرآزادانی^{۱*}، کارشناس ارشد، حسین احمدی دانش^۲، استادیار

^۱دانشکده مکانیک - دانشگاه آزاد اسلامی - تهران جنوب - ایران

Hn3284@yahoo.com

^۲دانشکده مکانیک - دانشگاه آزاد اسلامی - تهران جنوب - ایران

H_danesh1381@yahoo.com

ارسال مقاله: ۹۰/۶/۲۴ اصلاحیه: ۹۰/۸/۱۷

پذیرش مقاله: ۹۱/۴/۱

چکیده: در این مقاله، سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان با ظرفیت MW ۶۴ مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از معادلات بالانس جرم، انرژی و انرژی برای هر یک از اجزای سیکل، بازده انرژی و درصد بازگشت ناپذیری محاسبه شده است. همچنین نتایج حاصل از آنالیز انرژی، بویلر را مهم‌ترین عامل نابودی انرژی معرفی می‌کند که ۶۱/۲ درصد از کل انرژی ورودی به سیکل را شامل می‌شود. با توجه به مطالعات انجام شده، افزایش دمای آب تغذیه، تأثیر به‌سزایی در کاهش تلفات انرژی دارد، لذا پیشنهادهایی درباره چگونگی افزایش دمای آب تغذیه داده شده است. با توجه به محاسبات انجام شده در این مقاله، نیروگاه پالایشگاه اصفهان، به ازای هر °C ۲۰ افزایش دمای آب تغذیه، افزایش راندمان انرژی سیکل به میزان ۰/۶ درصد، افزایش راندمان انرژی بویلر به میزان ۰/۴ درصد و همچنین با فرض قیمت سوخت، اعلام شده از قسمت برآورد هزینه‌های پالایشگاه اصفهان به ازای هر تن ۱۹۸ دلار، سالیانه حدود ۵۲۰۰۰۰ دلار صرفه‌جویی اقتصادی خواهد داشت.

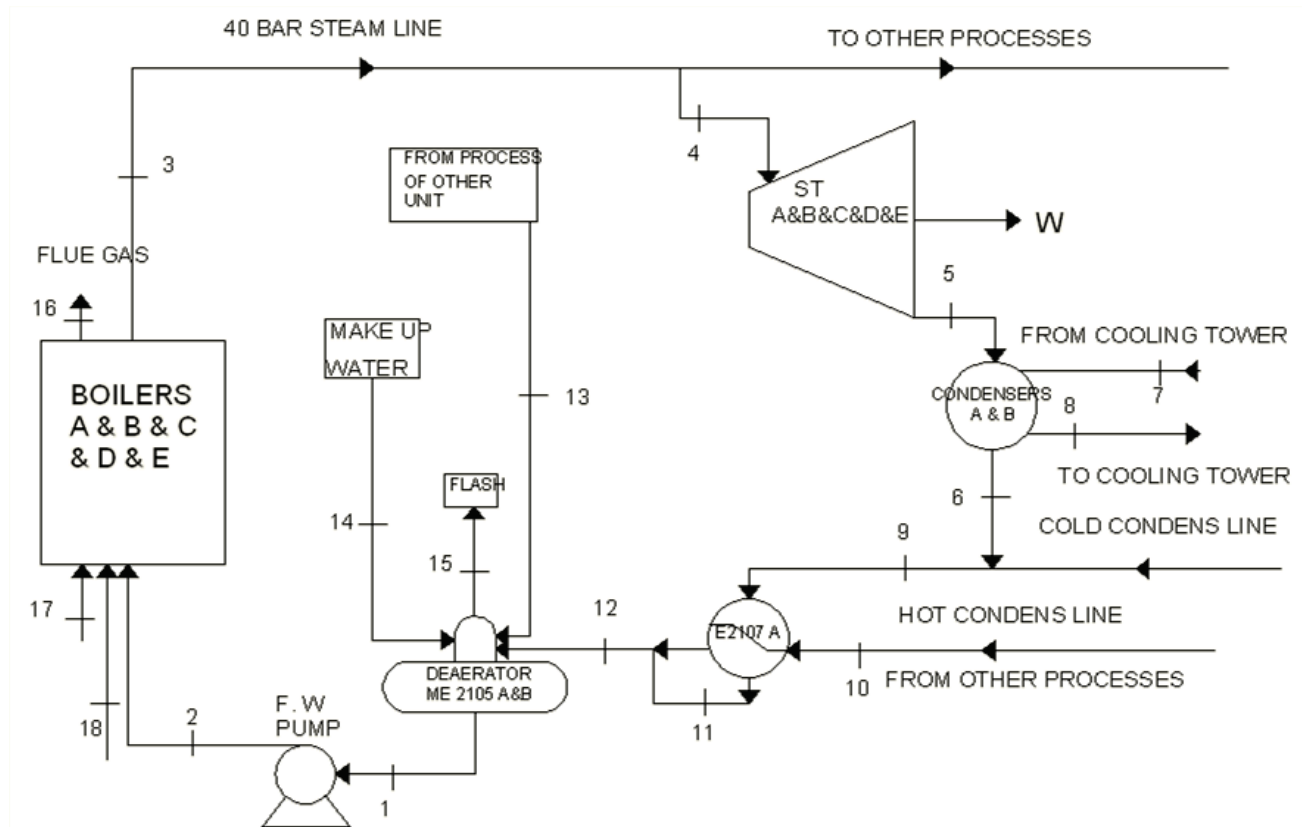
واژه‌های کلیدی: تحلیل انرژی، تحلیل انرژی، نیروگاه پالایشگاه اصفهان، بازگشت ناپذیری، گرمایش آب تغذیه.

تحلیل انرژی، روشی مناسب برای سنجش کارکرد اجزای پروسه است. با این روش می‌توان انرژی تلفاتی را که در آن‌ها تبدیل انرژی صورت می‌گیرد، به دست آورد؛ راندمان اجزای سیکل را محاسبه کرد؛ همچنین می‌توان محل وقوع بیشترین تلفات را شناسایی و برای کاهش آن‌ها تلاش کرد [۳]. در [۴] توصیه شده است که آنالیز انرژی، بهترین ابزار برای تصمیم‌گیری در جهت بهینه‌سازی سیکل با توجه به داده‌های ورودی سیکل است. در مراجع [۵ و ۶] بررسی‌هایی بر روی سیکل‌های نیروگاهی با راندمان‌های بالاتر از سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان انجام شده است. همچنین در مراجع [۷ - ۱۰] به تحلیل‌های ترمودینامیکی جهت بهینه‌سازی سیکل‌های نیروگاهی پرداخته شده است.

با توجه به مطالعات انجام شده بر سیکل نیروگاه، مهم‌ترین عامل تلفات انرژی، بویلر است. در این مقاله، به تحلیل انرژی و انرژی سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان پرداخته شده و راهکارهایی درباره افزایش راندمان انرژی سیکل آن بیان شده است. همچنین تغییرات ناشی از افزایش دمای آب تغذیه بویلر بر کاهش تلفات انرژی اجزای سیکل و افزایش راندمان انرژی سیکل و نیز صرفه‌جویی اقتصادی ناشی از این افزایش دما، بررسی گردیده است.

۱. مقدمه

در خلال دو دهه پیشین، با بالا رفتن قیمت انرژی و آسیب‌های زیست‌محیطی، و نیز محدود بودن منابع اصلی انرژی‌های تجدیدناپذیر، استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در این منابع ارزشمند، روز به روز اهمیت بیشتری یافته است. سهم تولید برق انواع نیروگاه‌ها در ایران بدین صورت است: نیروگاه‌های بخاری ۳۵ درصد، نیروگاه‌های گازی ۲۴/۵ درصد، سیکل ترکیبی ۲۳/۵ درصد و نیروگاه‌های آبی ۱۶/۹ درصد [۱]. به همین سبب، تحقیق و بهینه‌سازی سیکل‌های بخار به دلیل قدیمی بودن طراحی برخی نیروگاه‌ها (عدم مطابقت با تکنولوژی روز) و بیشترین سهم آن‌ها در تولید برق ایران، قابل توجه است. آنالیز انرژی همراه با قانون اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می‌سازد که روش مطلوب برای تحلیل سیستم‌های تبدیل انرژی و همچنین شناخت سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم‌های انرژی را بتوان یافت. آنالیز انرژی، ابزاری مفید برای ظاهر کردن تفاوت بین تلفات انرژی با برگشت‌ناپذیری‌های داخلی در یک پروسه است [۲].



شکل (۱): نمودار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق پالایشگاه اصفهان

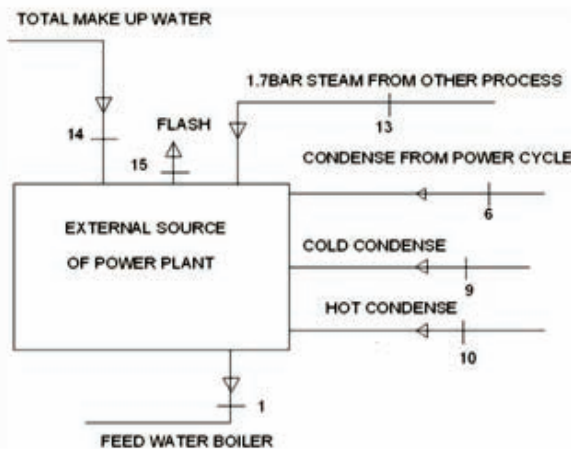
۲. توضیح سیکل تولید برق

پالایشگاه اصفهان، یک نیروگاه تولید برق با توان حداکثر ۶۴MW دارد که دارای ۵ توربین بخار با توان اسمی هر یک ۱۶MW است که همواره ۴ تای آنها در حالت عملیات و یکی در حالت آماده به کار^۱ قرار دارد و هر یک با ظرفیت حدود ۸MW یعنی نصف ظرفیت اسمی کار می‌کنند [۱۱]. لازم به ذکر است این نیروگاه در مقایسه با کل پالایشگاه، همانند دیگر قسمت‌های پالایشگاه یک واحد مصرف‌کننده بخار به حساب می‌آید. تأمین انرژی قسمت آب برق بخار پالایشگاه توسط بخار تولیدی از بویلرها با نرخ ۷۰۰ton/hr می‌باشد. سیکل تولید برق پالایشگاه، یک سیکل رانکین است. با توجه به شکل (۱)، در نقطه ۱ آب تغذیه با دمای ۱۲۵°C و فشار ۲/vbar و نرخ ۷۰۰ton/hr وارد پمپ‌های تغذیه می‌شود و به فشار ۶۲bar در نقطه ۲ می‌رسد. بعد از خروج از بویلرها در نقطه ۳ به دمای حدود ۴۰۰°C و فشار ۴۵bar می‌رسد و وارد خط انتقال بخار ۴۰bar می‌شود. در نقطه ۴ با نرخ حدود ۱۶۵ton/hr وارد توربین‌های بخار می‌شود، یعنی حدود ۲۵٪ از کل بخار تولیدی وارد نیروگاه برق می‌شود و بقیه بخار تولیدی در قسمت‌های دیگر پالایشگاه استفاده می‌شود. سیال در نقطه ۵ با دمای ۵۰°C و فشار ۱۲/۳۵kpa در حالت بخار اشباع با کیفیت در حدود ۹۰٪ وارد کندانسورها می‌شود. در نقطه ۶ که سیال در حال خروج از کندانسورهاست، به دمای ۴۶°C و فشار ۱۲kpa در حالت مایع متراکم می‌رسد. حرارت موجود در کندانسور توسط آب خنک کننده^۲ که توسط برج‌های خنک‌کننده^۳ تأمین می‌شود، در نقطه ۷ با دمای ۲۱°C وارد کندانسورها و در نقطه ۸ با دمای ۳۸°C خارج می‌شود. آب کندانس شده بعد از خروج از کندانسورها به سمت خطوط انتقال آب کنداس سرد^۴ پمپ می‌شوند. در نقطه ۹، دمای جریان سیال حدود ۴۲°C است. بعد از آن، با جریان خطوط انتقال آب کندانس گرم^۵ در مبدل حرارتی تبادل حرارت می‌کنند و سپس در نقطه ۱۲ دو جریان سرد و گرم با هم مخلوط می‌شوند. آنگاه سیال با

دمای ۶۰°C و نرخ حدود ۳۵۰ton/hr وارد دو هوازدا^۶ می‌شود. آب جبرانی^۷ بعد از عملیات لازم در واحد آب صنعتی و رسیدن به سختی لازم در نقطه ۱۴ با دمای ۸۵°C و نرخ ۳۵۰ton/hr وارد هوازدا می‌شود. خط بخار برگشتی ۱/vbar در نقطه ۱۳ با دمای ۲۲۵°C و نرخ ۷۰ton/hr وارد هوازدا می‌شود. پس از تبادل حرارتی بین آب و بخار در هوازدا، سیال حاوی هوا در نقطه ۱۵ با نرخ ۵ton/hr خارج می‌شود. در خروجی هوازدا نقطه ۱ آب تغذیه با دمای ۱۲۵°C خارج می‌شود [۱۱].

۳. تعیین حجم کنترل سیکل نیروگاه

موضوع اصلی این تحقیق، صرفاً بررسی سیکل نیروگاه است؛ از این رو یک حجم کنترل برای بخش نیروگاه تعریف، و سهم بویلرها در تولید بخار مصرفی نیروگاه محاسبه، و برای حجم کنترل مفروض لحاظ می‌شود. در این باره، انرژی وارد شده از برگشتی پروسه‌های پالایشگاه به سیکل نیروگاه (حداصل نقاط ۱ تا ۹) نیز در حکم یک منبع خارجی تأمین انرژی و آگزرژی سیکل نیروگاه است که در شکل (۲) نمایش داده شده است. با توجه به دمای پایین (کمتر از ۱۰۰°C (جریان شماره ۹) و خط کندانس گرم (جریان شماره ۱۰) بدیهی



شکل (۲): منبع خارجی تأمین انرژی و آگزرژی سیکل نیروگاه حدفاصل نقاط (۱ تا ۹)

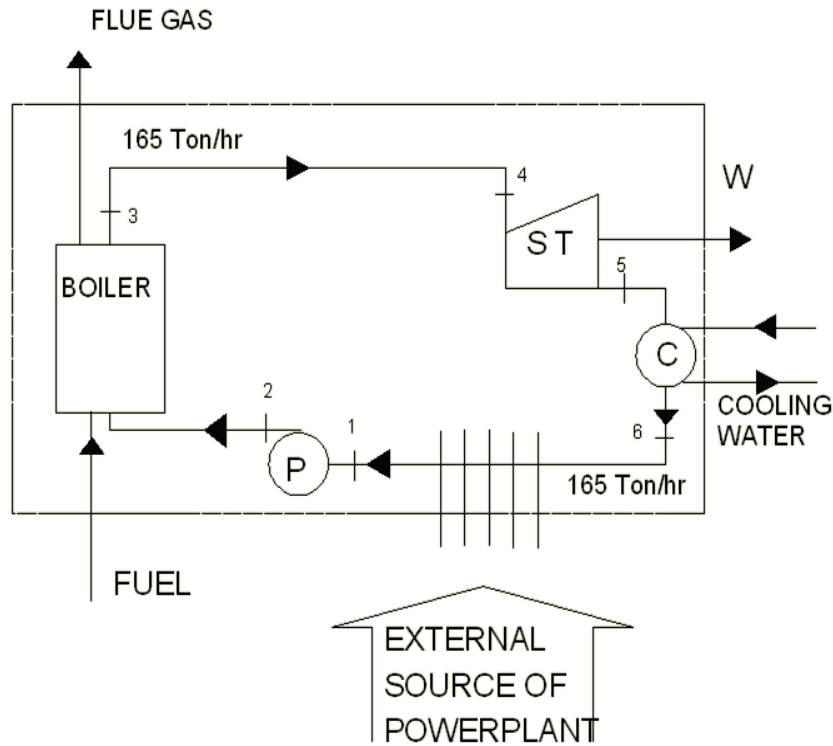
است که این جریان‌ها دارای انرژی و آگزرژی زیادی نیست و نمی‌تواند تأثیر مثبتی در بهبود راندمان نیروگاه داشته باشد؛ لذا فقط

6. Deaeritor
7. Make up water

1. Standby
2. Cooling water
3. Cooling tower
4. Cold condensate
5. Hot condensate

نیروگاه در نظر گرفته می‌شود. با توجه به این مفروضات، سیکل نیروگاه در شکل (۳) ساده شده است.

خط بخار ۱/vbar (جریان شماره ۱۳) که دارای دمای ۲۲۵°C است به عنوان یک منبع خارجی واردکننده انرژی و آگزرژی به سیکل



شکل (۳): حجم کنترل ساده شده سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان

۴. محاسبه آگزرژی نقاط مختلف سیکل

جدول (۲): درصد مولی اجزای هوا در شرایط
($\phi_{RH} = 60\%, P = 1atm$)

اکسیژن (O_2)	۰/۲۰۵۵
نیتروژن (N_2)	۰/۷۶۶۲
آب (H_2O)	۰/۰۱۸۸
دی اکسید کربن (CO_2)	۰/۰۰۰۳
بقیه	۰/۰۰۹۲

با توجه به گزارش پالایشگاه، آنالیز اجزای گاز طبیعی خوراک بویلرها و هوای مصرفی در جدول‌های (۲) و (۳) آورده شده است.

جدول (۳): درصد مولی اجزای گاز طبیعی بویلرها

متان (CH_4)	٪۴۷/۵
اتان (C_2H_6)	٪۸/۲
پروپان (C_3H_8)	٪۸/۶

با انتخاب مناسب این حجم کنترل برای سیکل نیروگاه، سهم این حجم کنترل در مصرف سوخت بویلرها و مصرف انرژی از پمپ‌های تغذیه محاسبه می‌شود. همچنین با نوشتن روابط بالانس انرژی برای هوازا، مقدار مصرف بخار ۱/vbar برای سیال سیکل نیروگاه محاسبه و پس از آن به محاسبات انرژی و آگزرژی این حجم کنترل پرداخته می‌شود. سهم منبع خارجی در تأمین انرژی و آگزرژی سیکل نیروگاه در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول (۱): نسبت هریک از منابع در تأمین انرژی و آگزرژی ورودی به سیال سیکل نیروگاه

	توسط بویلر	توسط منبع خارجی
انرژی ورودی (kJ/Kg)	۲۶۶۷	۳۰۷
نسبت به کل انرژی ورودی به سیکل	٪۸۹	٪۱۱
آگزرژی ورودی (kJ/Kg)	۱۱۳۸	۵۴
نسبت به کل آگزرژی ورودی به سیکل	٪۹۵	٪۵

$$213.63)] + 0.7245[(17262 - 8669) - 298(211.562 - 191.502)] + 0.0564[(17609 - 8682) - 298(225.808 - 205.033)] + 0.149[(20039 - 9904) - 298(212.32 - 188.72)] + 8.3145 \times 298 \ln \frac{101.3255}{101.325} = 2752.086 \frac{Kj}{Kmol}$$

اگرزری شیمیایی گازهای حاصل از احتراق با رابطه زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

(۴)

$$\psi_{ch} = RT_0 \sum_{i=1}^n N_i \ln \frac{P_{i,0}}{P_{i,00}} = RT_0 \sum_{i=1}^n N_i \ln \frac{y_{i,0}}{y_{i,00}}$$

در این رابطه، T_0 دمای محیط در شرایط استاندارد، $P_{i,0}$ فشار جزئی اجزا در حالت مرگ محدود و $P_{i,00}$ فشار جزئی اجزا در شرایط محیط است.

با جایگذاری مقادیر در رابطه (۴) اندازه اگرزری شیمیایی گازهای حاصل از احتراق به دست می‌آید.

(۵)

$$\psi_{ch} = 8.3145 \times 298 \left\{ 0.0697 \ln \frac{0.0697}{0.0003} + 0.14931 \ln \frac{0.1493}{0.0188} + 0.7245 \ln \frac{0.7245}{0.7662} + 0.0564 \ln \frac{0.0564}{0.2055} \right\} = 1427.007 \frac{Kj}{kmol}$$

اگرزری کل از مجموع اگرزری ترمومکانیکی و شیمیایی محاسبه می‌شود.

(۶)

$$\psi_{tot} = 2752.086 + 1427.007 = 4179.093 \frac{Kj}{kmol}$$

این مقدار در واقع، اگرزری اتلافی از دودکش هر یک از بویلرها می‌باشد که قابل بازیابی است.

۲.۴. اگرزری شیمیایی گاز طبیعی

اگرزری شیمیایی گاسز طبیعی با توجه به درصد ترکیبات آن به صورت زیر محاسبه می‌شود [۴]:

(۷)

$$N_{fule} \times \psi_{chf} = 0.475 \times 832400 + 0.082 \times 1362200 + 0.086 \times 2153200 + 0.037 \times 2807700 + 0.008 \times 3461900.28 \times 237600 = 890373.7 \frac{Kj}{kmol}$$

۳.۴. محاسبه ارزش حرارتی سوخت

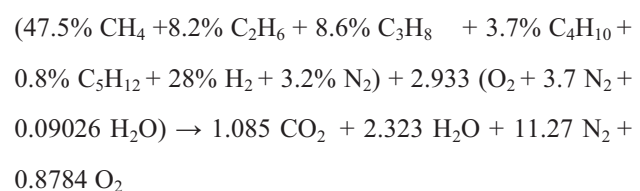
مقدار گرمای حاصل از احتراق واحد جرم سوخت را گرمای احتراق یا ارزش حرارتی می‌گویند. اگر یک پوند سوخت به

-n بوتان (C ₄ H ₁₀)	٪۳/۷
-n پنتان (C ₅ H ₁₂)	٪۰/۸
هیدروژن (H ₂)	٪۲۸
نیتروژن (N ₂)	٪۳/۲
کل	٪۱۰۰

۱.۴. محاسبه اگرزری شیمیایی گازهای خروجی از دودکش

برای محاسبه اگرزری گازهای حاصل از سوخت، ابتدا اگرزری ترمومکانیکی^۱ و سپس اگرزری شیمیایی گازهای حاصل از سوخت به دست می‌آید. در جدول (۳) اجزای مختلف گاز طبیعی مصرفی پالایشگاه (بویلرها) ارائه شده است. بالانس معادله سوخت در حالت شرایط هوای اضافی ۳۹٪ و رطوبت نسبی ۶۰٪ به صورت زیر می‌باشد [۱۲].

(۱)



اگرزری ترمومکانیکی گازهای حاصل از احتراق در دمای دودکش، به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۲]:

(۲)

$$\psi_{ch} = \sum_{i=1}^n y_i [h_{i,T} - h_{i,T_0} - T_0 (s_{i,T}^0 - s_{i,T_0}^0) + RT \ln \frac{P_i}{P_0}]$$

در این رابطه، y_i درصد مولی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق، $h_{i,T}$ آنتالپی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق در دمای T ، h_{i,T_0} آنتالپی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق در دمای T_0 و $s_{i,T}^0$ آنتروپی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق در دمای T و s_{i,T_0}^0 آنتروپی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق در دمای T_0 است.

با جایگذاری مقادیر در رابطه (۲) اگرزری ترمومکانیکی گازهای حاصل از احتراق در دمای دودکش محاسبه می‌شود.

(۳)

$$\psi_{ch} = 0.0697[(21807 - 9364) - 298(242.405 -$$

1. Thermo mechanical

محاسبات قسمت‌های بعدی استفاده خواهد شد.

۵. تعیین چشمه‌ها و چاه‌های انرژی سیکل

۱.۵. چشمه‌های انرژی سیکل

چشمه‌های انرژی سیکل در واقع منابع تأمین‌کننده انرژی سیکل می‌باشند. در این سیکل، انرژی شیمیایی سوخت و انرژی منبع خارجی که در بخش ۳ این مقاله توضیح داده شد، به عنوان چشمه‌های انرژی سیکل هستند.

۱.۵. محاسبه انرژی سوخت

با توجه به محاسبات انجام شده در بخش ۴، مقدار انرژی

$$\psi_1 = 51859.4 \text{ kJ/kg}$$

شیمیایی سوخت برابر است با:

۲.۱.۵. محاسبه انرژی هوای ورودی

در این سیکل، هوای ورودی به بویلر پیش گرم نمی‌شود. پس در

نتیجه، انرژی هوای ورودی به بویلر برابر صفر است.

۳.۱.۵. محاسبات سیکل حد فاصل نقاط ۲ تا ۶

در سیستم توزیع بخار پالایشگاه، مولدهای تولید برق تقریباً ۲۵٪ کل بخار تولیدی را مصرف می‌کنند. آب کندانس شده پس از خروج از کندانسور تا رسیدن به ورودی بویلر از قسمت‌های متعددی چون پمپ کندانسور، مبدل‌های حرارتی، هوزدا و پمپ تغذیه بویلر، انرژی و انرژی کسب می‌کند. در این قسمت‌ها هیچ یک از اجزا، انرژی خود را از سیال در چرخش سیکل نیروگاه و همچنین از برق تولیدی تأمین نمی‌کنند. تأمین انرژی در این قسمت با توجه به ساده‌سازی انجام شده در بخش ۳، توسط منبع خارجی انجام می‌شود. در این قسمت، ابتدا به محاسبات مربوط به سیال سیکل نیروگاه حد فاصل نقاط ۲ تا ۶ پرداخته می‌شود و سپس محاسبات مربوط به منبع خارجی انجام می‌گیرد.

الف) محاسبه انرژی و انرژی داده شده به سیال سیکل

نیروگاه حد فاصل نقاط ۶ تا ۲

با به دست آوردن اطلاعات مربوط به دما، آنتالپی و آنتروپی در نقاط خروجی از کندانسور و ورودی به بویلر یعنی نقاط ۶ و ۲ از جدول (۴)، انرژی و انرژی داده شده به سیال سیکل نیروگاه در این محدوده محاسبه می‌شود.

دمای 60°F محترق شود و محصولات احتراق تا همان دما سرد گردند، گرمای حاصل را ارزش حرارتی خالص یا ارزش حرارتی پایینی (LHV)^۱ می‌نامند. هرگاه بخار آب موجود در گازهای احتراق را در 60°F تبدیل به آب کنیم، گرمای حاصل ارزش حرارتی ناخالص یا ارزش حرارتی بالایی (HHV)^۲ می‌گویند. ارزش حرارتی سوخت‌ها را می‌توان توسط یک کالریتر به طور دقیق اندازه‌گیری کرد. برای محاسبه ارزش حرارتی گاز طبیعی که در واقع، مخلوط چند گاز مختلف است با توجه به مقادیر جدول (۳) و ارزش حرارتی هر یک از گازهای موجود در سوخت، ارزش حرارتی سوخت توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۳]:

(۸)

$$LHV_{\text{natural gas}} = [(802.3 \times 475) + (1427.8 \times 8.2) + (1926.4 \times 8.6) + (2657 \times 3.7) + (3272.1 \times 0.8) + (241.8 \times 28)] \times 1000/100 = 866146 \text{ kJ/kmol}$$

۴.۴. محاسبه انرژی بقیه نقاط سیکل

معادلات بالانس جرم، انرژی و انرژی برای حجم کنترل‌های اجزای سیکل در شرایط حالت پایدار با فرض چشم‌پوشی از انرژی جنبشی و پتانسیل به صورت زیر تعریف می‌شود [۶]:

$$\dot{\Sigma m}_i = \dot{\Sigma m}_e \quad (9)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{\Sigma m}_e h_e - \dot{\Sigma m}_i h_i \quad (10)$$

$$\dot{X}_{\text{heat}} - \dot{W} = \dot{\Sigma m}_e \psi_e - \dot{\Sigma m}_i \psi_i + i \quad (11)$$

انرژی خالص انتقالی توسط حرارت Q در دمای T با رابطه زیر

محاسبه می‌شود [۶]:

$$\dot{X}_{\text{heat}} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) \quad (12)$$

انرژی کلی توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود [۶]:

$$\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (13)$$

سپس نرخ انرژی کلی جریان با رابطه زیر محاسبه می‌شود [۶]:

$$\dot{X} = \dot{m}\psi = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (14)$$

با استفاده از رابطه‌های مذکور، انرژی نقاط مختلف محاسبه و در جدول (۴) نمایش داده شده است. همچنین از این رابطه‌ها در

1. Low heating value (LHV)

2. High heating value (HHV)

جدول (۴): اطلاعات ترمودینامیکی نقاط سیکل

نقاط	$T(^{\circ}C)$	$P(kPa)$	$h(\frac{kJ}{kg})$	$s(\frac{kJ}{kg})$	$\dot{m}(\frac{ton}{hr})$
شرایط استاندارد	۲۵	۱۰۱	۱۰۴	۰/۳۶	-
۱	۱۲۵	۲۷۲	۵۲۴	۱/۶۱۳	۷۴۹
۲	۱۲۸/۸	۶۲۰۰	۵۴۵/۳	۱/۶۱۶	۷۴۹
۳	۳۹۹	۴۵۰۰	۳۲۰۲	۶/۷۰۱	۷۰۰
۴	۳۸۳	۴۳۰۰	۳۱۶۷	۶/۶۶۸	۱۶۵
۵	۵۰	۱۲/۳۵	۲۳۵۳	۷/۳۳۸۹	۱۶۵
۶	۴۶	۱۲	۱۹۲/۶	۰/۶۵۱۷	۱۶۵
۷	۲۱	۹۱۰	۸۸/۸۷	۰/۳۱۰۲	-
۸	۳۸	۸۷۰	۱۵۹/۹	۰/۵۴۵۲	-
۹	۴۲	۳۰۰	۱۷۶/۱	۰/۵۹۸۸	۱۹۳
۱۰	۸۱/۷	۳۰۰	۳۴۲/۳	۱/۰۹۵	۱۵۸
۱۱	۶۰	۲۵۰	۲۵۱/۳	۰/۸۳۱۱	۱۹۳
۱۲	۶۰	۲۵۰	۲۵۱/۳	۰/۸۳۱۱	۳۵۰
۱۳	۲۲۵	۱۷۱	۲۹۲۱	۷/۶۸۳	۷۰
۱۴	۸۵	۲۰۰	۳۵۶	۱/۱۳۴	۳۵۰
۱۵	۱۱۵	۱۶۹/۱	۱۵۹۱	۴/۳۲۸	۵
۱۶	۳۱۵	۱۰۱	-	-	-
۱۷	۲۵	۱۰۱	-	-	-
۱۸	۲۵	۱۰۱	-	-	۴۰

در این رابطه، \dot{Q}_{S13} انرژی انتقال یافته از منبع خارجی به سیال سیکل نیروگاه و Δh_{13-1} تغییرات آنالپی منبع خارجی (بین نقاط ۱۳ تا ۱) است.

$$\Delta \psi_{external source} = \Delta h_{13-1} - T_0 \Delta s_{13-1} = 597.2 \frac{kJ}{kg} \quad (18)$$

$$\dot{X}_{external source} = 6.48 \times 597.2 = 3869 \text{ KW} \quad (19)$$

(ج) محاسبه برگشت ناپذیری منبع خارجی (هوازا)

$$\dot{I}_{external source} = \dot{X}_{external source} - \dot{X}_{6-2} = 1417 \text{ KW} \quad (20)$$

۴.۱.۵. محاسبه مجموع چشمه‌های انرژی

$$\dot{\psi}_{source} = \dot{m}_f \times \psi_1 + \dot{X}_{external source} = 136097 \text{ (kw)} \quad (21)$$

در این رابطه، \dot{m}_f نرخ سوخت مصرفی نیروگاه پالایشگاه بر حسب kg/s است.

۲.۵. چاه‌های انرژی سیکل

چاه‌های انرژی، در واقع قسمت‌هایی هستند که انرژی را مصرف یا دریافت می‌کنند. این انرژی یا تبدیل به انرژی حرارتی می‌گردد که در واقع تلف شده و یا تبدیل به کار می‌شود.

در این سیکل، بویلر، توربین و کندانسور چاه‌های انرژی سیکل هستند که به شرح ذیل می‌باشند.

۱.۲.۵. بویلر

بویلر، انرژی شیمیایی سوخت را با راندمان انرژی ۰/۳۸۵ به بخار انتقال می‌دهد. در این انتقال، بخش زیادی از انرژی سوخت تلف می‌شود. این تلفات شامل سه بخش انرژی اتلافی گازهای خروجی از دودکش، انرژی اتلافی در مرحله احتراق و انتقال حرارت است.

الف) انرژی اتلافی از دودکش

همان‌طور که در بخش (۱.۴) گذشت، انرژی کل از مجموع انرژی ترمومکانیکی و شیمیایی به دست می‌آید.

$$\psi_{tot} = 2752.086 + 1427.007 = 4179.093 \frac{kJ}{kmol} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{6-2} = \dot{m}_s \Delta h_{2-6} = 14208 \text{ Kw} \quad (15)$$

\dot{m}_s نرخ سیال سیکل نیروگاه پالایشگاه بر حسب kg/s است.

$$\dot{X}_{6-2} = \dot{m}_s \Delta \psi_{2-6} = 2452 \text{ Kw} \quad (16)$$

ب) محاسبه انرژی و انرژی منبع خارجی (هوازا)

راندمان انتقال انرژی از منبع خارجی به سیال سیکل نیروگاه ۱۰۰٪ فرض شده است. پس انرژی داده شده به سیال سیکل نیروگاه، حد فاصل نقاط ۶ تا ۲، برابر انرژی خروجی از منبع خارجی می‌باشد. برای محاسبه انرژی منبع خارجی، ابتدا باید سهم سیال سیکل نیروگاه از دبی بخار ۱/۷ bar ورودی به هوازا محاسبه شود.

$$\dot{Q}_{S13} = \dot{Q}_{6-2} = \dot{m}_{13} \Delta h_{13-1} \implies \dot{m}_{13} = 6.48 \frac{kg}{s} \quad (17)$$

برق تبدیل می‌کند.

راندمان انرژی توربین:

$$\eta_2 = \frac{W_{act}}{\psi_{in}} = 0.76 \quad (35)$$

انرژی ورودی به توربین [۱۲]:

$$\psi_{in} = (\Delta h - t_o \Delta s) = 986 \frac{kJ}{kg} \quad (36)$$

کار خروجی توربین:

$$W_{act} = 750 \frac{kJ}{kg} \quad (37)$$

برگشت‌ناپذیری توربین [۱۳]:

$$\psi_{loss\ t} = \psi_{in} - W_{act} = 236 \frac{kJ}{kg} \quad (38)$$

$$\underline{\underline{m_s = \frac{44.2kg}{s}}} \rightarrow \dot{I}_t = 10252kw \quad (39)$$

تلفات انرژی توربین:

$$\dot{I}_t = 10252kw \quad (40)$$

۳.۲.۵. کندانسور

با استفاده از شرایط ترمودینامیکی نقاط سیکل که در جدول (۴)

آمده، انرژی ورودی به کندانسور طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$\psi_{in} = [(h_c - h_s) - t_o(s_c - s_s)] = 140 \frac{kJ}{kg} \quad (41)$$

انرژی ورودی به کندانسور به برج‌های خنک‌کننده منتقل می‌شود

و قابل برگشت برای سیکل نیست. کل این مقدار انرژی تلف شده در نظر گرفته شده است.

برگشت‌ناپذیری کندانسور:

$$\dot{I}_c = \dot{m}_s \times \psi_{in} = 6000 kw \quad (42)$$

محاسبه انرژی مجموع چاه‌های انرژی:

$$\dot{\Psi}_{sink} = \dot{I}_{boiler} + \dot{I}_t + \dot{I}_c + \dot{I}_{external\ source} = \quad (43)$$

$$132418kw$$

برگشت‌ناپذیری مربوط به بقیه تلفات:

$$\dot{I}_{other\ loss} = 134680 - 132418 = 2262 kw \quad (44)$$

بازده قانون اول و قانون دوم سیکل، طبق رابطه‌های زیر محاسبه

می‌شود.

انرژی داده شده به سیال سیکل حد فاصل نقاط ۶ تا ۲:

نسبت اتلاف انرژی گازهای احتراق به انرژی ورودی سوخت

به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\psi_{stack}}{\psi_{ch,f}} = \frac{n_{gas}}{n_{fuel}} \times \frac{\psi_{gas}}{\psi_{ch,f}} \quad (23)$$

$$\frac{\psi_{stack}}{\psi_{ch,f}} = \frac{15.55(4179.09)}{890373.7} = 0.07299 \quad (24)$$

$$\dot{I}_{stack} = 0.07299 \times 132392 kw = 9800kw \quad (25)$$

در این رابطه، \dot{I}_{stack} انرژی اتلافی از دودکش است.

ب) انرژی اتلافی در مرحله احتراق و انتقال حرارت

طبق قانون اول ترمودینامیک، بازده بویلر به صورت زیر محاسبه

می‌شود:

$$\eta_{gen} = \frac{output}{input} = \frac{\dot{Q}}{\dot{E}_{fuel}} = \frac{\dot{m}_s (h_e - h_i)_s}{\dot{m}_f (LHV)} \quad (26)$$

در این رابطه، \dot{m}_s نرخ بخار تولیدی از بویلر و \dot{m}_f نرخ سوخت

مصرفی بویلر است. مقدار LHV در رابطه (۸) داده شده و با توجه به

جدول (۴) مقدار تغییرات آنتروپی به دست آمده و بازده بویلر

محاسبه می‌شود.

$$\eta_{gen} = 83\% \quad (27)$$

بازده قانون دوم نیز به شرح ذیل است:

$$\eta_{II} = \frac{m_s \psi_{st}}{m_f \psi_{ch}} \quad (28)$$

در این رابطه، ψ_{ch} انرژی شیمیایی سوخت است:

$$\psi_{ch} = 51859 \frac{kJ}{kg} \quad (29)$$

و ψ_{st} تغییرات انرژی بخار در ورود و خروج از بویلر است:

$$\psi_{st} = (\Delta h - t_o \Delta s) = 1154 \frac{kJ}{kg} \quad (30)$$

مقدار بازده قانون دوم بویلر:

$$\eta_{II} = 0.385 \quad (31)$$

نسبت کل تلفات انرژی بویلر به انرژی شیمیایی سوخت:

$$\frac{\dot{I}_{boiler}}{\psi_{ch}} = 1 - 0.385 = 0.615 \quad (32)$$

مقدار کل بازگشت‌ناپذیری بویلر:

$$\dot{I}_{boiler} = 0.615 \times 132392kw = 81422kw \quad (33)$$

مقدار بازگشت‌ناپذیری در مرحله احتراق و انتقال حرارت:

$$\dot{I}_{ht+comb} = \dot{I}_{boiler} - \dot{I}_{stack} = 71622kw \quad (34)$$

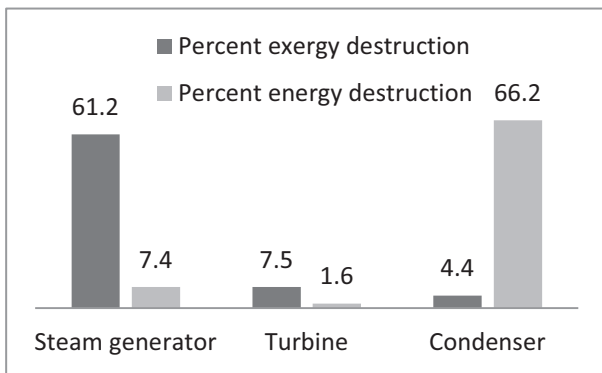
۲.۲.۵. توربین

توربین با راندمان انرژی ۷۶ درصد انرژی ورودی را به انرژی

جدول (۶): تلفات انرژی و راندمان انرژی اجزای سیکل تولید برق نسبت به کل انرژی ورودی به سیکل

انرژی و تلفات انرژی (kw)	راندمان انرژی اجزای سیکل	راندمان انرژی سیکل و تلفات انرژی	خروجی
۳۳۰۹۸		۲۳	راندمان سیکل
۱۰۶۷۷	۰/۸۳	۷/۴	تلفات بویلر
۲۴۳۱	۰/۸۸	۱/۶	تلفات توربین
۹۵۰۳۰		۶۶/۲	تلفات کندانسور
۲۵۸۲	-	۱/۸	بقیه تلفات
۱۴۳۸۱۸	-----	۱۰۰	جمع کل

کیفیت انرژی در بویلر شده است. همچنین این تحلیل نشان می‌دهد اگرچه انرژی تلف شده در کندانسور از لحاظ مقدار زیاد است، کیفیت پایینی دارد. مقایسه‌ای بین درصد تلفات انرژی و انرژی سیکل نیروگاه در شکل (۴) نشان داده شده است. راندمان انرژی محاسبه شده برای سیکل نیروگاه ۲۴/۳٪ در مقایسه با سیکل‌های پیشرفته‌تر، پایین است. با توجه به نتایج به دست آمده و مقایسه



شکل (۴): نمایش درصد تلفات انرژی و انرژی سیکل نیروگاه

راندمان‌های انرژی و انرژی سیکل‌های مطالعه شده، مشاهده می‌شود که درصد تلفات انرژی در بویلر و کندانسور سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان زیاد است. امروزه در نیروگاه‌های بزرگ بخار، بین ۵ تا ۸ مرحله گرمایش آب تغذیه وجود دارد و هیچ نیروگاهی بدون گرمایش آب تغذیه ساخته نمی‌شود. در چرخه نیروگاه‌های بخار که از گرمایش آب تغذیه استفاده می‌کنند، مایع متراکم به جای اینکه به طور پیوسته در بویلر گرم شود، در مراحل متعددی توسط بخاری که از طبقات معین توربین زیرکش می‌شود، گرم می‌گردد. این کار باعث کاهش تلفات انرژی در بویلر و کندانسور می‌شود. در سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان، هیچ گرمکن مجزایی (به غیر از هوازدا) برای

$$\dot{Q}_{6-2} = 14851 \text{kw} \quad (45)$$

انرژی داده شده به سیال سیکل توسط بویلر:

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{m}_f(LHV) = 128642 \text{kw} \quad (46)$$

کل انرژی داده شده به سیال سیکل:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{boiler} + \dot{Q}_{6-2} = 143493 \text{kw} \quad (47)$$

محاسبه راندمان انرژی سیکل تولید برق پالایشگاه:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{33098 \text{KW}}{143493 \text{kw}} = 0.23 \quad (48)$$

محاسبه راندمان انرژی سیکل تولید برق پالایشگاه:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\psi_{source}} = \frac{33098 \text{KW}}{136097 \text{ (kw)}} = 0.243 \quad (49)$$

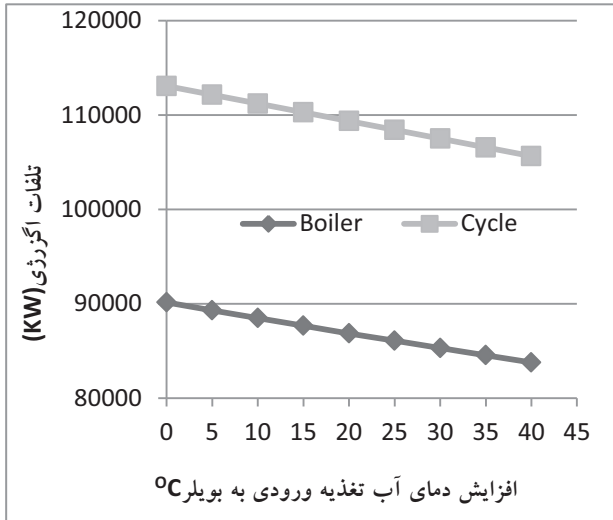
۶. تحلیل و بررسی سیکل

درصد تلفات انرژی و راندمان انرژی اجزای سیکل در جدول

(۵) نمایش داده شده است. این جدول نشان می‌دهد بیشترین سهم تلفات انرژی مربوط به بویلر و دودکش است که حدود ۶۱/۲٪ از کل انرژی ورودی به سیکل نیروگاه را شامل می‌شود، در حالی که تلفات انرژی در کندانسور ۴/۴٪ است. همچنین بالانس انرژی سیکل نیروگاه در جدول (۶) نشان می‌دهد که راندمان انرژی این سیکل ۲۳٪ است. بر اساس آنالیز قانون اول ترمودینامیک، تلفات انرژی کندانسور ۶۶/۲٪ از کل انرژی ورودی به سیکل است. تحلیل انرژی، بویلر را مهم‌ترین تلف‌کننده انرژی معرفی می‌کند، زیرا انتقال انرژی بویلر به سیال سیکل نیروگاه همراه با تولید آنتروپی فراوان بوده و باعث کاهش

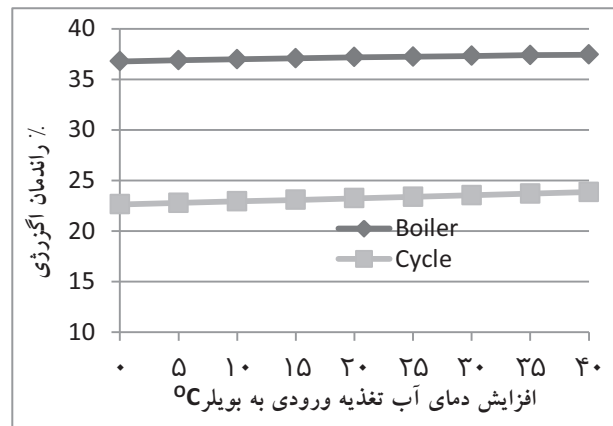
جدول (۵): تلفات انرژی و راندمان انرژی اجزای سیکل تولید برق نسبت به کل انرژی ورودی به سیکل

انرژی و تلفات انرژی (kw)	راندمان انرژی اجزای سیکل	راندمان انرژی سیکل و تلفات انرژی	خروجی
۳۳۰۹۸		۲۴/۳	راندمان سیکل
۹۸۰۰	-	۷/۲	تلفات دودکش
۷۳۸۷۵	۰/۳۸۵	۵۴	تلفات بویلر
۱۰۲۵۲	۰/۷۶	۷/۵	تلفات توربین
۶۰۰۰		۴/۴	تلفات کندانسور
۱۴۱۷		۱	تلفات منبع خارجی
۲۲۶۲	-	۱/۶	بقیه تلفات
۱۳۶۰۶۷	-----	۱۰۰	جمع کل

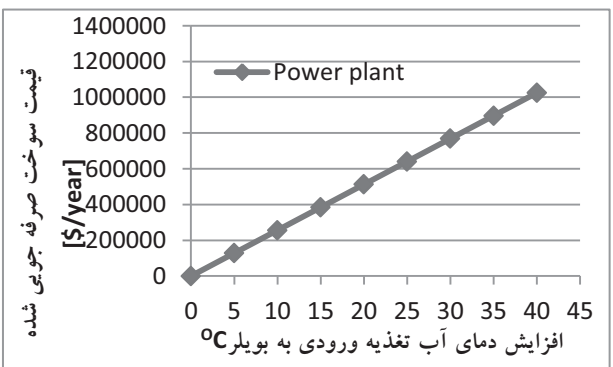


شکل (۵): نحوه تغییرات تلفات انرژی برای کل سیکل نیروگاه و بویلر در اثر افزایش دمای آب تغذیه

همچنین شکل (۶) نشان می دهد که در اثر هر 20°C افزایش دمای آب تغذیه راندمان انرژی سیکل، حدود 0.6% و راندمان انرژی بویلر حدود 0.4% افزایش خواهد یافت.



شکل (۶): نحوه تغییرات راندمان انرژی برای کل سیکل نیروگاه و بویلر در اثر افزایش دمای آب تغذیه



شکل (۷) میزان صرفه جویی اقتصادی برای کل سیکل نیروگاه در اثر افزایش دمای آب تغذیه

گرمایش آب تغذیه به کار نرفته است. همچنین توربین ها از نوع کندانسینگ هستند و امکان گرفتن زیرکش از توربین ها میسر نمی باشد، ولی راهکارهایی برای افزایش دمای آب تغذیه بویلر بررسی شده که در ادامه به آن اشاره می شود.

۱.۶. استفاده از دمای گازهای خروجی از بویلر

با توجه به محاسبات مربوط به موازنه احتراق بویلر، مقدار انرژی خروجی از دودکش بویلرها $7/2\%$ از کل تلفات انرژی سیکل را شامل می شود. همچنین گازهای خروجی، بویلر را با دمای 300°C درجه سانتی گراد ترک می کنند؛ لذا امکان بسیار خوبی برای استفاده از این انرژی در جهت افزایش دمای آب تغذیه بویلر توسط صرفه جوگر وجود دارد.

۲.۶. استفاده از بخار مازاد تولیدی در شبکه توزیع بخار پالایشگاه

در پالایشگاه اصفهان به دلیل دسترسی به خطوط انتقال بخار در دمای مختلف برای استفاده از بخار مازاد تولیدی و افزایش دمای آب تغذیه بویلرها وجود دارد.

۳.۶. استفاده از پروسه های دیگر

در پالایشگاه اصفهان به دلیل مجاورت نیروگاه با دیگر قسمت ها مانند تقیرج های طبر، واحد هیدروژن و... می توان از گازهای خروجی از دودکش های قسمت های دیگر که با دمای 300°C تا 500°C درجه سانتی گراد است، در جهت گرمایش آب تغذیه بویلرها استفاده کرد.

با توجه به اینکه در خط 4bar شبکه توزیع بخار پالایشگاه اصفهان، مقدار فراوانی بخار مازاد وجود دارد، می توان با ایجاد گرمکن هایی از این بخار مازاد برای افزایش دمای آب تغذیه بویلرها استفاده کرد؛ لذا در همین باره، آثار افزایش دمای آب تغذیه بویلر بر کاهش تلفات انرژی بویلر و همچنین کل سیکل با به کارگیری راهکار 2.6 تحلیل شده است. شکل (۵) نشان می دهد که با افزایش هر 20°C دمای آب تغذیه حدود 4MW کاهش تلفات انرژی در کل سیکل به وجود می آید که حدود $3/2\text{MW}$ از این مقدار، مربوط به کاهش تلفات انرژی در بویلر است.

این سیکل ۲۴/۳٪ می‌باشد که در مقایسه با سیکل‌های پیشرفته‌تر کم است. در این نوع سیکل‌ها مهم‌ترین منبع تلفات آگرژی، بویلر است که واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق بویلر، سهم عمده‌ای در این تلفات دارد؛ لذا در جهت کاهش این تلفات، افزایش دمای هوای ورودی به بویلر و کاهش میزان هوای اضافی ورودی به بویلر پیشنهاد می‌گردد. با توجه به مطالعات انجام شده، افزایش دمای آب تغذیه نیز تأثیر به‌سزایی در کاهش تلفات آگرژی بویلر و همچنین کل سیکل دارد. پس با توجه به عدم امکان ایجاد زیرکش‌هایی در توربین و استفاده از بخار خروجی توربین در گرمکن‌هایی برای افزایش دمای آب تغذیه، استفاده از گازهای خروجی از بویلر (صرفه‌جوگر) و استفاده از بخار مازاد تولیدی در شبکه توزیع بخار پالایشگاه در راستای ایجاد گرمکن‌های آب تغذیه بویلرها، و همچنین استفاده از گازهای دودکش قسمت‌های دیگر پالایشگاه، در جهت افزایش دمای آب تغذیه بویلرها پیشنهاد می‌گردد.

با توجه به محاسبات انجام شده در این مقاله، به ازای افزایش هر ۲۰ درجه سانتی‌گراد دمای آب تغذیه، افزایش راندمان آگرژی سیکل به میزان ۰/۰۶٪، افزایش راندمان آگرژی بویلر به میزان ۰/۰۴٪ و همچنین با فرض قیمت سوخت به ازای هر تن ۱۹۸ دلار، نیروگاه پالایشگاه اصفهان سالیانه حدود ۵۲۰۰۰۰ دلار صرفه‌جویی اقتصادی خواهد داشت.

محاسبات انجام شده نشان می‌دهد با هر 20°C افزایش دمای آب تغذیه، سالیانه حدود ۲۶۳۰ تن گاز طبیعی در مصرف سوخت نیروگاه صرفه‌جویی می‌شود. قیمت سوخت جهت پیش‌بینی هزینه‌های صرفه‌جویی شده بر اساس اطلاعات اخذ شده از واحد برآورد هزینه پالایشگاه اصفهان از قرار ۱۹۸ دلار به ازای هر تن گاز طبیعی می‌باشد. صرفه‌جویی اقتصادی در اثر افزایش دمای آب تغذیه در شکل (۷) نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد به ازای هر 20°C افزایش دمای آب تغذیه پالایشگاه اصفهان سالیانه حدود ۵۲۰۰۰۰ دلار صرفه‌جویی اقتصادی خواهد داشت.

۷. نتیجه‌گیری

در این مقاله، با انتخاب حجم کنترل مناسب برای سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان، سیکل از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شد. بیشترین تلفات انرژی سیکل در کندانسور واقع شده که ۶۶/۲٪ از کل انرژی ورودی به سیکل نیروگاه را شامل می‌شود. سهم بویلر در تلفات انرژی ۷/۴٪ از کل انرژی ورودی به سیکل همچنین راندمان انرژی سیکل، ۲۳٪ می‌باشد. از سوی دیگر، آنالیز آگرژی سیکل نشان می‌دهد که انرژی تلف شده در کندانسور از لحاظ ترمودینامیکی کیفیت بالایی ندارد و سهم اصلی تلفات آگرژی در بویلر است که ۶۱/۲٪ از کل آگرژی ورودی به سیکل را شامل می‌شود. بعد از آن توربین با ۷/۵٪، کندانسور با ۴/۴٪ و دیگر اجزای سیکل ۲/۶٪ از کل آگرژی ورودی به سیکل را شامل می‌شوند. راندمان آگرژی محاسبه شده برای

مراجع

- [۱] "ترازنامه انرژی سال ۱۳۸۶"، دفتر برنامه ریزی کلان و انرژی، ۱۳۸۷
- [2] Utlu Z., Hepbasli A., "A Review on Analyzing and Evaluating the Energy Utilization Efficiency of Countries, Renewable and Sustainable Energy" Reviews, Vol. 11, pp.1-29, 2009
- [3] Dincer I., Cengel Y.A., "Energy, Entropy and

- Exergy Concepts and their Roles in Thermal Engineering*", Entropy, Vol. 3, No.3, pp. 116-149, 2001
- [4] Rosen M., Dincer I., "Exergy as the Confluence of Energy, Environment and Sustainable development, Exergy" International Journal, Vol. 1, No.1, pp 1-11, 2001.

- [5] Franco ,A., Russo,A., "Comboned Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recoveriy Steam Generator Operating Parameters",Thermal Scinces, Vol. 41, pp.843-859, 2002.
- [6] Aljundi.Isam H., "Exergy and Energy Analysis of a Steam Power Plant in Jordan",Applied Thermal Engineering , Vol. 29, pp.324-328, 2009.
- [7] El-Wakill , M.M., *Power Plant Technology*, McGraw-Hill, 1985
- [8] kotas,. T. J., *The Exergy Method Thermal Plant Analysis*, Reprint edn., krieger, Malabar. , 2003.
- [9] Kanoglu M., Dincer I., Rosen M.,"*Understanding Energy and Exergy Efficienciesfor Improvedenergy Management in Power Plants*", Energy Policy, Vol. 35 No.3, pp.3967–3978, 2007
- [10] Rosen, M.A., Tang, R, "*Assessing and Improving the Efficiencies of a Steam Power Plant Using Exergy Analysis. Part 1: Assessment*," Int. J. Exergy, Vol. 3, No.4, pp.362-376, 2006a.
- [۱۱] لاگ شیت‌ها و اطلاعات موجود در واحد یوتیلیتی پالایشگاه اصفهان
- [12] Norio, S.,"*Chimical Energy And Exergy* ", Elsevier, Chapter 8, 9, 10, 11, 2001
- [13]Wiley, J., "*Advanced Thermodynamics for Engineer*", Desmond Winterbone, pp.36-40, 2003