



تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه های بخار

محمد امین مجاوری آگاه^۱، اشکان عبدالی سوسن^{۲*}

۱- پژوهشگران جوان و نخبگان، گروه مهندسی انرژی و اقتصاد، واحد علوم تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۲- عضو هیئت علمی، گروه فنی و مهندسی، واحد آستارا، دانشگاه آزاد اسلامی، آستارا، ایران

* آستارا، ایران، a.abdali@srbiau.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

امروزه با توجه به نگرانی جهانی به افزایش دمای زمین و اهمیت محیط زیستی عاری از آلودگی حاصل از سوخت های فسیلی و اینکه سهم تولید برق در نیروگاه های بخار %34.2، سیکل ترکیبی %33.2، گازی %25.2، آبی %5.6، تجدیدپذیر و اتمی %1.9 و دیزلی %0.03 است، بنابراین به استفاده از فن آوری های جدید در بالا بردن راندمان تولید در نیروگاه ها توجه خاصی شده است. در این مقاله با ارائه سه ساختار مختلف در چیدمان توربین و تجهیزات نیروگاه های بخار، راندمان سیکل تولید برق چندین نیروگاه حرارتی با ظرفیت های مختلف و بر اساس ساختار طراحی فوق مورد بررسی قرار می گیرد و نیز با استفاده از معادلات بالانس جرم، انرژی و انرژی، برای هر یک از اجزای سیکل تولید، تلفات انرژی، تلفات انرژی، درصد بازگشت ناپذیری و برای کل نیروگاه، بازدهی انرژی و بازدهی انرژی محاسبه می شود. روش انجام محاسبات تحلیل انرژی و انرژی در نیروگاه بخار به روش کلاسیک و نیز با روش دسته بندی تجهیزات اصلی در سه زیر سیستم موسوم به بویلر، سیکل بخار و برج خنک کننده نیز مورد بررسی قرار می گیرد. نتایج حاصل از آنالیز انرژی در انواع نیروگاه های بخار مشخص می سازد که بویلر مهم ترین عامل اتلاف انرژی در سیکل تولید نیروگاه ها می باشد ولی با مطالعات انجام شده روی این نیروگاه ها، پیشنهاد های فنی متعددی از جمله افزایش دمای آب تغذیه، تغییر شاخص دما و فشار محیط مرجع، کاهش فشار کندانسور، اضافه نمودن تعداد مراحل گرمایش آب تغذیه، استفاده از توربین های دارای زیر کش و ری هیت و غیره ارائه می شود که تأثیر به سزایی در کاهش تلفات انرژی و افزایش راندمان انرژی اجزای سیکل از جمله بویلر خواهد داشت. امروزه تحلیل های ترمودینامیکی انرژی و انرژی زیادی بر اساس نرم افزارهای شبیه سازی مانند REFPROP8 انجام می گیرد که نشان می دهند پارامترهای تأثیر گذار چه اندازه بر عملکرد سیستم نیروگاهی موثر بوده و سبب افزایش راندمان نیروگاه می شود. اما کارفرما نیاز دارد که دقیقاً بداند برای هر توان تولیدی کدام طرح نیروگاهی و با چه میزان بازدهی انرژی و انرژی مناسب است تا روی آن طرح سرمایه گذاری مطمئن و قابل دفاعی برای مدیران ارشد خود داشته باشد. در این مقاله علاوه بر طرح های پیشنهادی نیروگاهی، پیشنهاد های فنی مناسب دیگری برای افزایش راندمان نیروگاه نیز ارائه خواهند شد.

مقاله مروری

دریافت: ۲ مهر ۱۳۹۶

پذیرش: ۶ آبان ۱۳۹۶

ارائه در سایت: ۲۰ دی ۱۳۹۶

کلید واژگان

نیروگاه حرارتی

آنالیز انرژی

آنالیز انرژی

بازگشت ناپذیری

اتلاف انرژی

سیکل رانکین

Energy and Exergy Analysis of Steam Power Plants

Mohammadamin Mojavery Agah¹, Ashkan Ebdali Susan^{2*}

1- Young Researchers Club, Energy and Economic Engineering Group, Science and Research Branch, Islamic Azad university, Tehran, Iran

2- Faculty of Engineering, Astara Branch, Islamic Azad university, Astara, Iran

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Mohammadamin Mojavery Agah, Ashkan Ebdali Susan, Energy and Exergy Analysis of Steam Power Plants, *Journal of Mechanical Engineering and Vibration*, Vol. 8, No. 4, pp. 31-51, 2018 (In Persian)

* Astara , Iran a.abdali@srbiau.ac.ir

Article Information

Review Paper
 Received 24 September 2017
 Accepted 28 October 2017
 Available Online 1 January 2018

Keywords

steam power plant
 energy analysis
 exergy analysis
 irreversibility
 exergy destruction
 Rankin cycle
 power plant cycle

ABSTRACT

Nowadays, there are some worries about the increasing temperature on earth and the pollution of fossil burning and also the power generation ratio of steam combined cycle, gas, water, renewable and atomic and diesel power plant are 34.2%, 33.2%, 25.2%, 5.6%, 1.9% and 0.03% respectively, hence using of new techniques in increasing power plant efficiency are very important. In this paper three structure layouts of turbine and power plant elements have been presented and the efficiency of power production cycles has been also studied. The energy and the exergy losses for each component, energy and exergy efficiency of overall plant and irreversibility have also been determined using mass, energy and exergy balance equations. The energy and exergy analysis have been calculated in traditional and sub-system techniques namely boiler subsystem, steam cycle or thermal cycle subsystem and cooling tower subsystem. Results of exergy analysis in different steam power plants show that the major source of exergy destruction is the boiler, but some technical methods have been suggested such as increasing the feed water temperature, changing the environment reference temperature, increasing the number of feed water stages, using the extraction Turbine and reheat Turbine, which have essential effects on exergy destruction and increasing exergy efficiency. Recently, thermodynamic exergy and energy analysis were calculated using soft wares such as REFPROP 8, which show the effective parameters on power generation performance and its increased efficiency. But the clients need to know suitable power plant design and its energy and exergy efficiency, till to support project and to pay its cost. In this paper, in addition to proportional suggested power plant designs, the technical suggestions have been also presented to increase the power plant efficiency.

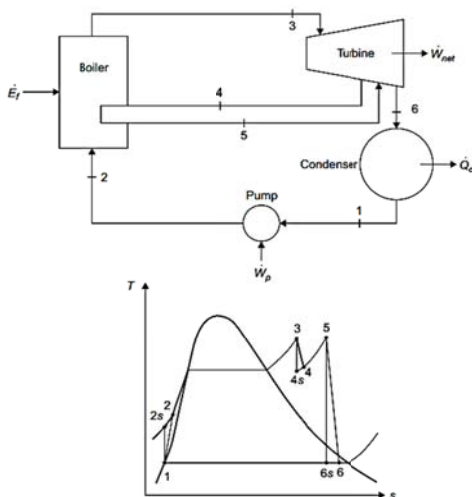
۶.۶ Kton), SO_3 (۹۱۰,۷ kton), SO_2 (6۷۸ (NO_x ,
 kton), CH_4 ۱۷۹۸۲۵ kton), CO_2 (۱۶۲kton), CO (۴,۷(
 kton)

شده است. اهمیت موضوع این است که علاوه بر انتشار گازهای آلاینده فوق، بر اساس گزارش بانک جهانی و سازمان محیط زیست میزان صرفه جویی ناشی از عدم انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای بخش نیروگاهی در سال ۱۳۹۲ معادل ۴۰۵۴۲ میلیارد ریال بوده است. بنابراین ضروری است که راندمان و کارایی نیروگاه های جدید و نیروگاه های موجود را با استفاده از فن آوری های جدید و یک سری اصلاحات از جمله افزایش کارایی ترمودینامیکی تکنولوژی های به کار رفته در تبدیل انرژی از سوخت به برق را بالا ببرند [2]. در این مقاله با استفاده از تحلیل انرژی و انرژی از دیدگاه امید است به درک بهتری از کارایی نیروگاه های بخار رسیده شود و هم چنین برای بهبود راندمان نیروگاه ها، فرآیندهای مختلف تولید برق در نیروگاه های بخار مورد ارزیابی قرار می گیرند. در این رابطه تحلیل انرژی از دیدگاه مناسب برای مجزا کردن تلفات انرژی منتقل شده به محیط و

۱- مقدمه

در بسیاری از کشورها از نیروگاه های حرارتی برای تولید برق استفاده می شود که غالباً با سوخت های فسیلی مانند نفت، زغال سنگ و گاز طبیعی کار می کنند. در دهه اخیر بسیاری از شرکت ها به اصلاح فرآیند این نیروگاه ها پرداخته تا ضمن افزایش راندمان آن ها، اثرات زیست محیطی نیز کاهش یابد. کاهش اثرات زیست محیطی با کاهش منابع آلوده کننده از قبیل NO_x ، SO_2 و CO_2 امکان پذیر است. در ایران انرژی ورودی به سیستم برق معادل 432.23 میلیون بشکه نفت خام می باشد که سهم نیروگاه های حرارتی 142.83 میلیون بشکه معادل نفت خام یعنی 33% است. این مقدار یعنی تولید برق در نیروگاه های حرارتی در ایران برابر 242908.98 گیگاوات ساعت است. در این میان تلفات تبدیل انرژی ورودی به نیروگاه ها 275.94 میلیون بشکه معادل نفت خام یعنی 63.8% است [1]. این مقدار تلفات باعث انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای بخش نیروگاهی در سال ۱۳۹۲ برابر

بنابراین به جای کمپرسور از توربین استفاده می شود. اگرچه مواد زیادی می توانند در سیکل رانکین به عنوان سیال عامل مورد استفاده قرار گیرند ولی آب معمولاً به خاطر خواص مطلوبی چون غیر سمی بودن، فراوان بودن، هزینه پایین و خواص ترمودینامیکی خود، سیال مناسب تری است. یک سیکل ساده رانکین چهار تجهیز اصلی شامل ۱- بویلر ، ۲- توربین ، ۳- کندانسور و ۴- پمپ دارد. معمولاً تجهیزات اضافی دیگری نیز جهت بهبود کارایی و بهبود راندمان سیکل به کار می رود.

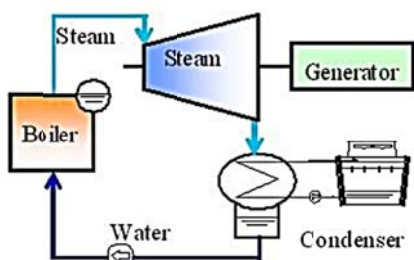


شکل ۱ سیکل رانکین و منحنی T-S نیروگاه بخار

۲-۲-۲-۲- ساختار های نیروگاهی بر اساس انواع توربین

۲-۲-۱- توربین بخار کندانسی

در توربین بخار کندانسی^۳، بخار خروجی در حالت نیمه کندانسی که معمولاً دارای کیفیت نزدیک به ۹۰٪ و فشار زیر اتمسفر است به کندانسور وارد می شود.



شکل ۲ توربین بخار کندانسی

بازگشت ناپذیری های داخل فرآیند تولید برق است و نیز روشی مناسب برای ارزیابی عملکرد فرآیند ها و تجهیزات سیکل تولید برق می باشد [3]. با این روش می توان انرژی نقاطی را که در آن ها تبدیل انرژی صورت می گیرد، به دست آورد، راندمان اجزای سیکل را محاسبه کرد و نیز می توان محل وقوع بیشترین تلفات را شناسایی نمود و تأثیر تغییر محیط مرجع بر روی آنالیز انرژی نیز بررسی می شود. مقادیر دما و فشار محیط مرجع^۱ برای تحلیل انرژی برابر؛

$$T_0 = 298,15 \text{ K و } P_0 = 1,013 \text{ bars}$$

می باشد. البته خواهیم دید که در مورد بخشی از بازگشت ناپذیری ها به جهت محدودیت های فیزیکی، فنی و اقتصادی، تغییرات زیادی نمی توان ایجاد کرد ولی با تحلیل انرژی می توان تلفات انرژی را کاهش داد در این راستا نیروگاه های حرارتی متعدد با سه ساختار مختلف و با توان تولید مختلف و با محاسبه انرژی و انرژی به روش کلاسیک و روش دسته بندی تجهیزات به زیر سیستم ها^۲، مورد ارزیابی تحلیل انرژی و انرژی قرار می گیرند و نتایج آن ها با یکدیگر مقایسه می شوند و نیز پیشنهاد های فنی مناسب جهت اصلاح نیروگاه های موجود و طراحی نیروگاه های جدید ارائه می گردد.

۱- توضیح سیکل تولید برق

با توجه به اینکه سیکل رانکین مبنای عملکرد بسیاری از نیروگاه ها است در ابتدا به شرح مختصری از آن می پردازیم. سیکل رانکینی که در نیروگاه های بخار به کار می رود عموماً بسیار پیچیده بوده که متعاقباً توضیح داده می شود.

۱-۲- سیکل رانکین:

سیکل رانکین یک سیکل ترمودینامیکی است که گرما را به کار تبدیل می کند. سیال عامل این سیکل معمولاً آب می باشد. این سیکل حدود ۸۰٪ انرژی الکتریکی استفاده شده در سرتاسر جهان را تولید می کند. زغال سنگ، گاز طبیعی، نفت و انرژی هسته ای، منابع حرارتی رایج برای نیروگاه هایی می باشند که از سیکل رانکین استفاده می کنند. یکی از مزیت های اساسی سیکل رانکین که آن را برتر از سیکل های دیگر قرار می دهد این است که در فرآیند تراکم چون سیال عامل در این نقطه در فاز مایع خود می باشد، برای پمپ کار نسبتاً کمی نیاز است. کار مورد نیاز برای پمپ حدود ۱٪ تا ۳٪ قدرت توربین می باشد

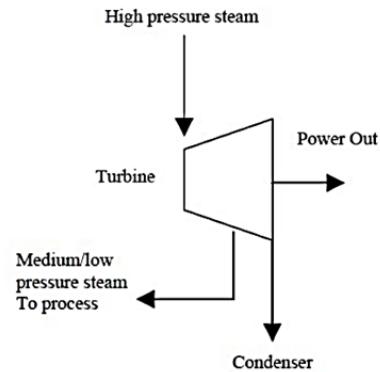
¹ Dead State

² Subsystem

³ Condensing Turbine

۲-۲-۲- توربین بخار زیر کش دار

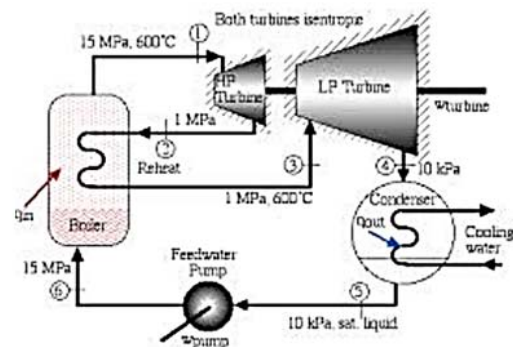
در توربین بخار زیر کش دار^۱، بخار از مراحل مختلف توربین خارج می شود و به بویلر آب تغذیه^۲ برای بهبود راندمان کلی سیکل می رود. [4]



شکل ۳ - توربین بخار زیر کش دار

۲-۲-۳- توربین بخار ری هیت^۳

جریان بخار از بخش پر فشار توربین خارج می شود و به بویلر می رود که در آن جا دوباره سوپرهیت می گردد. سپس بخار به بخش فشار متوسط توربین باز می گردد و به انبساط خود ادامه می دهد. استفاده از ری هیت در سیکل، کار خروجی توربین را افزایش می دهد و نیز انبساط بخار قبل از آن که به مرحله کندانس شده برسد، انجام می شود.



شکل ۴ توربین بخار ری هیت

۲- معادلات تحلیل راندمان (بازدهی) انرژی، انرژی و تلفات انرژی در نیروگاه ها

قانون اول ترمودینامیک بیان می کند که در تماس دو جسم سرد و گرم، کل انرژی که جسم گرم از دست می دهد را جسم سرد دریافت می کند، اما تحلیل انرژی بیان می کند فقط قسمتی از آن انرژی قابل انتقال است، بنابراین می توان گفت انرژی، قابلیت تبادل انرژی را مشخص می کند. در تحلیل ترمودینامیکی فرآیندها، روش انرژی معیاری است که به صورت پتانسیل کار با کیفیت ناشی از انرژی تعریف می شود که در ارتباط با حالت پایدار یک محیط می باشد. موازنه انرژی بیان می دارد که چقدر از پتانسیل کار قابل استفاده و مفید که به فرآیند وارد می شود، توسط فرآیند مصرف شده است. مقدار اتلاف انرژی همان بازگشت ناپذیری است. انرژی از بین می رود ولی انرژی از بین نمی رود بلکه از صورتی به صورت دیگر تبدیل می گردد لذا اتلاف انرژی معیار بازگشت ناپذیری است که عامل هدر رفت کارایی سیستم می باشد. بنابراین در ارزیابی تحلیل انرژی، مقدار اتلاف انرژی، محل، منبع و مقدار عدم بازدهی ترمودینامیکی در یک سیستم بخار تعیین می شود.

معادلات بالانس جرم، انرژی و انرژی برای حجم کنترل های اجزای سیکل در شرایط حالت پایدار با فرض چشم پوشی از انرژی جنبشی و پتانسیل به صورت زیر تعریف می شود.

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

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_i ex_i + \dot{I} \quad (3)$$

انرژی خالص انتقالی توسط حرارت Q در دمای T با رابطه زیر محاسبه می شود. [5]

$$\dot{E}x_{heat} = \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} \quad (4)$$

انرژی کلی جریان از رابطه زیر تعیین می گردد:

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

⁴ Exergy Destruction

1 Extraction Turbine
2 Feed Water Boiler
3 Reheat Turbine

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (7)$$

نشان دهنده انرژی استاندارد مؤلفه k گاز و x'_k درصد حجمی مؤلفه k گاز است. برای جریان سوخت جامد می توان چنین نوشت: [8]

$$\dot{E}x = \dot{m} \left[LHV \left(1.0438 + 0.0013 \frac{x'_H}{x'_C} + 0.1083 \frac{x'_O}{x'_C} + 0.0549 \frac{x'_N}{x'_C} \right) + 6740 x'_S \right] \quad (8)$$

برای جریان سوخت با فاز گازی (مانند گاز دودکش بویلر)^۲:

$$\dot{E}x = \dot{m} \left(h - h_0 \right) - T_0(s - s_0) + \sum x'_k \cdot e_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x'_k \ln x_k \quad (9)$$

سپس نرخ انرژی کلی جریان با رابطه زیر محاسبه می شود

$$\dot{E}x = \dot{m} ex = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (6)$$

با استفاده از رابطه های ۱ تا ۶ و با در نظر گرفتن یک تجهیز از فرآیند سیکل تولید برق هر نیروگاهی (مانند شکل ۸) به صورت یک حجم کنترل، نرخ اتلاف انرژی و بازدهی انرژی مطابق جدول ۱ بدست می آیند. در جدول ۲ علاوه بر معادلات بازدهی انرژی، معادلات بازدهی انرژی سیکل تولید به روش های مختلف می تواند معین گردد ولی در مورد بویلر، معادله مشخص شده نه تنها امکان محاسبه بازگشت ناپذیری انتقال گرمای بخار درون بویلر را شامل می گردد بلکه میزان اتلاف انرژی سوخت احتراق و اتلاف انرژی گاز های خروجی کوره را نیز شامل می شود

لازم به ذکر است که انرژی سوخت به صورت زیر محاسبه می شود: [6]

$$ex_{Fuel} = \gamma f \times LHV$$

که در آن $\gamma f = 1.06$ ضریب انرژی بر اساس ارزش حرارتی خالص یا ارزش حرارتی پایین (LHV) است. توان ورودی پمپ نیز به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}(h_{es} - h_i) / \psi_{Combined}$$

که در آن $\eta_{Combined} = 0.95$ بازده (راندمان) ترکیب پمپ و موتور است.

به طور کلی معادلات انرژی (شیمیایی ناشی از نوع سوخت) برای جریان های مختلف انرژی به صورت زیر است [7]:

برای جریان سوخت خالص^۱:

² a gas phase – flue gas

1 Pure substance stream

جدول ۲ معادلات موازنه و سایر معادلات تحلیل انرژی و انرژی

تجهیزات نیروگاه گازلان در عربستان

Component	Energy Analysis	Exergy Analysis
High - Pressure Turbine	$W_{HPT} = h_1 - h_2$	$ex = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$
Low - Pressure Turbine	$W_{LPT} = h_3 - X \cdot h_4 - (1 - X) \cdot h_5$	$ex = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$
Regenerator	$X = \frac{h_8 - h_7}{h_4 - h_7}$	$ex = -T_0[X \cdot s_4 + (1 - X) \cdot s_5]$
Condenser	$m_{CW} = \frac{(1 - X)(h_5 - h_6)}{h_{CO} - h_{Ci}}$	$ex = -T_0[(1 - X)(s_5 - s_6) + m_{CW}(S_{Ci} - S_{CO})]$
Boiler	$m_g = [h_1 - h_9 + \frac{h_3 - h_2}{C_p(T_{g2} - T_{g1})}]$	$ex = -T_0[(s_9 - s_1) + (s_2 - s_3) + m_g(S_{g1} - S_{g2})]$
Pump 1	$W_{p1} = (1 - X)(h_6 - h_7)$	$ex = (1 - X)(h_6 - h_7) - T_0(s_6 - s_7)$
Pump 2	$W_{p2} = h_8 - h_9$	$ex = (h_8 - h_9) - T_0(s_8 - s_9)$

۳- توضیح سیکل تولید برق نیروگاه های نمونه بر اساس

ساختار نیروگاهی نوع توربین به کار رفته

فارغ از تفاوت توان تولیدی، سوخت مورد استفاده، تعداد توربین ها، تلفات انرژی و انرژی و بازدهی در نیروگاه های بخار، اجزا سیکل تولید برق در تمامی آن ها غالباً مشابه می باشند و عمده تفاوت در نوع توربین به کار رفته در آن ها است. از این رو به توضیح سیکل نیروگاه ها پرداخته می شود.

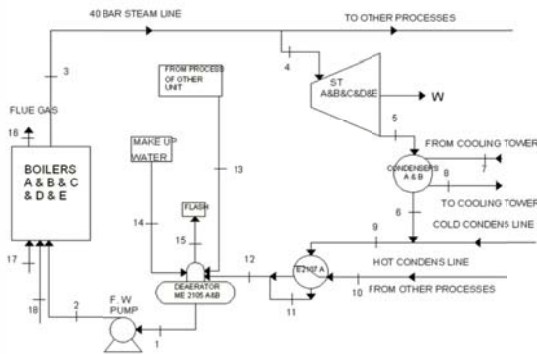
۴-۱- توضیح سیکل تولید برق یک نیروگاه بخار 64 مگاواتی در

پالایشگاه اصفهان. [9]

جدول ۱ معادلات نرخ اتلاف انرژی و بازدهی انرژی

برای تجهیزات نیروگاه [6]

Component	Exergy Destruction Rate	Exergy Efficiency
Boiler	$\dot{I}_{boiler} = \dot{E}x_{fuel} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}$	$\psi_{boiler} = \frac{\dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in}}{\dot{E}x_{fuel}}$
Pumps	$\dot{I}_{pump} = \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{out} + \dot{W}_{pump}$	$\psi_{pump} = 1 - \frac{\dot{I}_{pump}}{\dot{W}_{pump}}$
Heaters	$\dot{I}_{Heaters} = \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{out}$	$\psi_{Heaters} = 1 - \frac{\dot{I}_{Heater}}{\dot{E}x_{in}}$
Turbine	$\dot{I}_{Heaters} = \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{out} - \dot{W}_{el}$	$\psi_{turbine} = 1 - \frac{\dot{I}_{Turbine}}{\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}}$
Condenser	$\dot{I}_{Condenser} = \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{out} + \dot{W}_f$	$\psi_{turbine} = 1 - \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in} + \dot{W}_f}$
Cycle	$\dot{I}_{cycle} = \sum \dot{I}_i _{all\ Components}$	$\psi_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net,out}}{\dot{E}x_{fuel}}$



شکل ۵ ساختار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق در نیروگاه پالایشگاه اصفهان با استفاده از توربین بخار کندانسی

جدول ۳ 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	۲۵۰
۱۳	۲۲۵	۱۷۱	۲۹۲۱	۷/۶۸۳	۷۰
۱۴	۸۵	۲۰۰	۳۵۶	۱/۱۳۴	۲۵۰
۱۵	۱۱۵	۱۶۹/۱	۱۵۹۱	۴/۳۲۸	۵
۱۶	۳۱۵	۱۰۱	-	-	-
۱۷	۲۵	۱۰۱	-	-	-
۱۸	۲۵	۱۰۱	-	-	۴۰

۴-۱-۱ تحلیل و بررسی سیکل

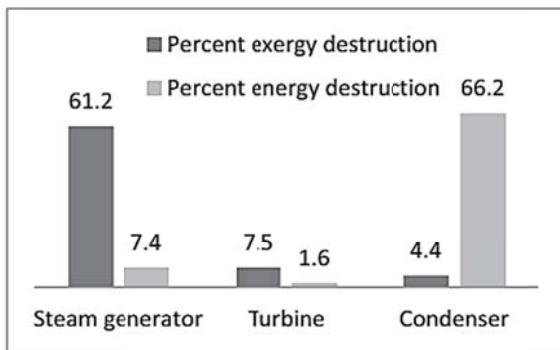
اطلاعات ترمودینامیکی نقاط سیکل در جدول ۳ آمده است.

ساختار این نیروگاه مبتنی بر استفاده از توربین بخار کندانسی است. با توجه به شکل شماره ۵ در نقطه ۱ آب تغذیه با دمای ۱۲۵ C و فشار 7/2 bar و نرخ 700ton/hr وارد پمپ های تغذیه می شود و به فشار 62bar در نقطه ۲ می رسد. بعد از خروج از بویلر ها در نقطه ۳ به دمای حدود 400 C و فشار 45bar می رسد و وارد خط انتقال بخار 40bar می شود. در نقطه ۴ با نرخ حدود 65ton/hr وارد توربین های بخار می شود، یعنی حدود 25% از کل بخار تولیدی پالایشگاه وارد نیروگاه برق می شود و بقیه بخار تولیدی در قسمت های دیگر استفاده می شود. سیال در نقطه ۵ با دمای 50 C و فشار 12/35 kPa در حالت بخار اشباع با کیفیت در حدود 90% وارد کندانسور ها می شود. در نقطه ۶ که سیال در حال خروج از کندانسور هاست، به دمای 46 C و فشار 12kpa در حالت مایع متراکم می رسد. حرارت موجود در کندانسور توسط آب خنک کننده^۱ که توسط برج های خنک کننده^۲ تأمین می شود، در نقطه ۷ با دمای 21 C وارد کندانسور ها و در نقطه ۸ با دمای 38 C خارج میشود. آب کندانس شده بعد از خروج از کندانسور ها به سمت خطوط انتقال آب کندانس سرد^۳ پمپ می شوند. در نقطه ۹ دمای جریان سیال حدود 42 C است. بعد از آن، با جریان خطوط انتقال آب کندانس گرم^۴ در مبدل حرارتی تبادل حرارت می کنند و سپس در نقطه ۱۰ دمای جریان سرد و گرم با هم مخلوط می شوند. آنگاه سیال با دمای 600C و نرخ حدود 350 ton وارد دو هوا زدا^۵ می شود. آب جبرانی^۶ بعد از عملیات لازم در واحد آب صنعتی و رسیدن به سختی لازم در نقطه ۱۴ با دمای 85 C و نرخ 350ton/hr وارد هوازدا می شود. خط بخار برگشتی 1.7 bar در نقطه ۱۳ با دمای 225 C و نرخ 70ton/hr وارد هوازدا می شود. پس از تبادل حرارتی بین آب و بخار در هوازدا، سیال حاوی هوا در نقطه ۱۵ با نرخ 5ton/hr خارج می شود. در خروجی هوازدا نقطه ۱ آب تغذیه با دمای 125 C خارج می شود.

- 1 Cooling Water
- 2 Cooling Tower
- 3 Cold condensate
- 4 Hot condensate
- 5 Deaerator
- 6 Make Up Water

جدول ۵ تلفات انرژی و راندمان اگزرژی 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
۱۳۳۸۱۸	-----	۱۰۰	جمع کل



شکل ۶ نمایش درصد تلفات انرژی و اگزرژی سیکل نیروگاه

با توجه به نتایج به دست آمده و مقایسه راندمان انرژی و اگزرژی های سیکل مطالعه شده، مشاهده می شود که درصد تلفات اگزرژی در بویلر و کندانسور سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان زیاد است. در سیکل نیروگاه پالایشگاه اصفهان، هیچ گرمکن مجزایی به غیر از هوازا برای گرمایش آب تغذیه به کار نرفته است و توربین ها نیز از نوع کندانسینگ هستند و امکان گرفتن زیرکش از توربینها وجود ندارد، ولی به دلیل مجاورت نیروگاه با دیگر واحدهای پالایشگاهی مانند های برج تقطیر، واحد هیدروژن و غیره می توان از گازهای خروجی از دودکش های آنها در جهت گرمایش آب بویلرها تغذیه استفاده کرد.

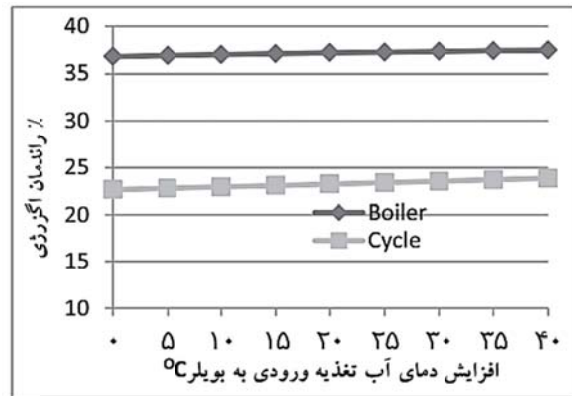
درصد تلفات اگزرژی و راندمان اگزرژی اجزای سیکل در جدول ۴ نمایش داده شده است. این جدول نشان می دهد بیشترین سهم تلفات اگزرژی مربوط به بویلر و دودکش است که حدود 61.2% از کل اگزرژی ورودی به سیکل نیروگاه را شامل می شود، در حالی که تلفات اگزرژی در کندانسور 4.4% است. هم چنین بالانس انرژی سیکل نیروگاه در جدول ۵ نشان می دهد که راندمان انرژی این سیکل 23% است. بر اساس آنالیز قانون اول ترمودینامیک، تلفات انرژی کندانسور 66.2% از کل انرژی ورودی به سیکل است. تحلیل اگزرژی، بویلر را مهمترین تلف کننده اگزرژی معرفی می کند، زیرا انتقال انرژی بویلر به سیال سیکل نیروگاه همراه با تولید آنتروپی بوده و باعث کاهش کیفیت انرژی در بویلر شده است. مقایسه ای بین درصد تلفات انرژی و اگزرژی سیکل نیروگاه در شکل ۶ نشان داد شده است. راندمان اگزرژی محاسبه شده برای سیکل نیروگاه 24.3% است.

جدول ۴ تلفات اگزرژی و راندمان اگزرژی اجزای سیکل تولید برق

نسبت به کل اگزرژی ورودی به سیکل

انرژی و تلفات اگزرژی (kw)	راندمان اگزرژی اجزای سیکل	راندمان اگزرژی سیکل و تلفات اگزرژی	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 7 همچنین 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 ۷ نحوه تغییرات راندمان انرژی برای کل سیکل نیروگاه و بویلر در اثر افزایش دمای آب تغذیه

جدول ۶ تحلیل انرژی نقاط نیروگاه در دما و فشار محیط مرجع ($T_0 = 298.15 \text{ K}$ و $P_0 = 1.013 \text{ bars}$)

Point	T (K)	P (MPa)	\dot{m} (ton/h)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{Q} (kJ/kg)	\dot{X} (MW)
1	618.55	2.4231	17.80	3118.1	6.8419	1082.748	5.354
2	547.85	1.3244	14.92	2986.9	6.8835	939.145	3.892
3	463.65	0.5690	16.40	2831.4	6.9511	763.490	3.478
4	394.35	0.2060	13.96	2707.7	7.1173	590.238	2.289
5	360.45	0.0628	6.39	2655.2	7.5169	418.597	0.743
6	343.15	0.0272	204.90	2626.9	7.8193	300.136	17.083
7	339.95	0.0272	204.90	279.66	0.91588	11.151	0.635
8	339.75	0.0270	226.00	278.82	0.9134	11.045	0.693
9	341.15	1.3734	226.00	285.79	0.9299	13.113	0.823
10	337.60	0.0245	21.10	269.81	0.8868	9.959	0.058
11	356.15	0.0536	226.00	347.61	1.1111	20.896	1.312
12	362.45	0.0687	13.96	374.09	1.1848	25.403	0.099
13	390.15	0.1815	226.00	491.08	1.4954	49.787	3.126
14	428.15	0.6867	275.00	653.88	1.8922	94.281	7.202
15	430.15	12.2630	275.00	669.49	1.8991	107.834	8.237
16	436.15	0.6671	32.70	688.52	1.9725	104.980	0.954
17	461.45	10.7910	275.00	804.43	2.2056	151.391	11.565
18	466.15	2.3544	17.80	821.28	2.2626	151.246	0.748
19	494.15	10.3010	275.00	950.46	2.5124	205.949	15.732
20	793.15	9.1233	275.00	3436.3	6.7168	1438.247	109.866
Input air	298.15	0.1013	23,900	424.54	3.8814	0.000	0.000
Output air	318.15	0.1013	23,900	444.68	3.9468	0.647	4.294
Dead state	298.15	0.1013	-	104.92	0.3672	0.000	-

واحد دارای سیستم گرم کننده آب تغذیه می باشد. گرم کردن آب تغذیه در دو مرحله از هیتر (Heater) فشار بالا (HPH1, HPH2) و دو مرحله هیتر فشار پایین (LPH4, LPH5) همراه با یک مبدل حرارتی هوازا انجام می گیرد. بخار تولید شده در بویلر (مولد بخار) در دما و فشار 9.12 MPa ، 793 K وارد توربین می شود. بخار خروجی از توربین وارد خنک کننده هوایی شده و کندانس می شود در نهایت به تانک CRT (Condensate Return Tank) بازگردانده و سپس این چرخه تکرار می شود.

۴-۲ توضیح سیکل تولید برق و تحلیل انرژی و انرژی

یک واحد 66 مگاواتی در کشور اردن [6]

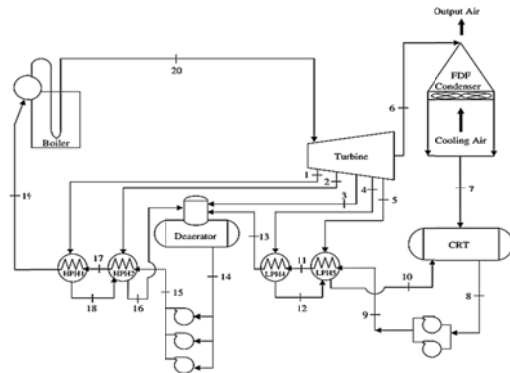
ساختار این نیروگاه مبتنی بر استفاده از توربین بخار زیرکس دار است. این نیروگاه دارای ظرفیت نصب شده 396 MW می باشد و دارای هفت واحد توربین بخاری به صورت $(3 \times 33 + 4 \times 66) \text{ MW}$ و دو توربین گازی به صورت $(1 \times 14 + 1 \times 19) \text{ MW}$ است که با 100% ظرفیت کار کرده و سوخت آن از نوع نفت سنگین¹ است. شکل ۸ یک واحد نیروگاه 66 MW را نشان می دهد. این

¹ Heavy Fuel Oil

۴-۲-۱ تحلیل و بررسی سیکل

با توجه به روابط فوق و با در نظر گرفتن دما و فشار محیط مرجع برابر با $(T_0 = K 298,15)$ و $(P_0 = 1,013 \text{ bar})$ در جدول ۶، نیروگاه مورد تحلیل قرار می گیرد. مشخصات ترمودینامیکی آب و گاز در نقاط مشخص شده شکل ۸ با استفاده از نرم افزار REFPROP8 محاسبه و در جدول ۹ خلاصه شده اند. بالانس انرژی نیروگاه در جدول ۷ آمده است که در آن بازدهی حرارتی نیروگاه ۲۶٪ می باشد که نسبت به نیروگاه های جدید بازدهی کمی است. بالانس انرژی همچنین نشان می دهد که دو سوم انرژی سوخت در کندانسور تلف شده و به محیط منتقل می شود. در حالیکه ۶٪ آن در بویلر تلف می شود.

درصد تلفات انرژی همراه با راندمان (بازدهی) انرژی برای تجهیزات موجود نیروگاه در جدول ۸ آمده است. از روی این جدول مشخص است که با وجود پایین بودن تلفات انرژی در بویلر (۶٪)، نرخ تلفات انرژی بویلر نسبت به تمام بازگشت ناپذیری های سیکل تولید بیشتر است. با وجود تلفات انرژی (۱۰۰-۲۴،۸) یعنی ۷۵٪ در نیروگاه، مشاهده می شود که نرخ تلفات انرژی در کندانسور ۹٪ است. بر اساس تحلیل قانون اول، تلفات انرژی مربوط به کندانسور چشم گیر است چون بیانگر ۶۶٪ انرژی ورودی به نیروگاه است. ولی آنالیز انرژی نشان می دهد که تنها ۹٪ انرژی در کندانسور نابود می شود. تلفات واقعی انرژی بعد از بویلر است که در آن آنتروپی به وجود می آید چون انتقال انرژی بویلر به سیال سیکل نیروگاه همراه با تولید آنتروپی فراوان بوده و باعث کاهش کیفیت انرژی در بویلر شده است. بر خلاف آنالیز قانون اول، این موضوع بیان می کند اصلاحات چشم گیر به جای کندانسور می باید در سیستم بویلر به وجود آید.



شکل ۸ ساختار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق در یک واحد نیروگاهی 66 مگا واتی با استفاده از توربین بخار زیر کش دار

با توجه به روابط بدست آمده در جدول ۱، مقادیر بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تجهیزات نیروگاه در جدول ۷ و مقادیر راندمان (بازدهی) انرژی و تلفات انرژی تجهیزات نیروگاه در جدول ۸ نشان داده شده اند.

جدول ۷ بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تجهیزات نسبت به انرژی وارد شده از سوی سوخت به نیروگاه

Component	Heat loss (kW)	Percent ratio
Condenser	133,597	65.97
Net power	53,321	26.33
Boiler	12,632	6.24
Piping	1665	0.82
Heaters	856	0.42
Turbine	452	0.22
Total	202,523	100

جدول ۸ مقادیر راندمان انرژی و تلفات انرژی تجهیزات نیروگاه در دما و فشار محیط مرجع

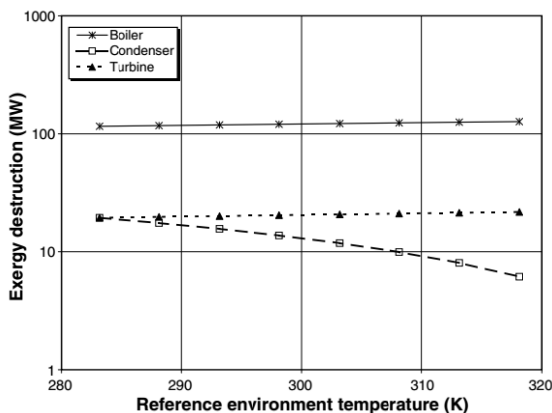
	Exergy destruction (MW)	Percent exergy destruction	Percent exergy efficiency
Boiler	120.540	76.75	43.8
Turbine	20.407	12.99	73.5
Condenser	13.738	8.75	26.4
Boiler pumps	0.220	0.14	82.5
CRT pump	0.331	0.21	28.2
HPH1	0.438	0.28	97.4
HPH2	0.359	0.23	97.2
Deaerator	0.355	0.23	95.3
LPH4	0.377	0.24	89.5
LPH5	0.295	0.19	67.3
Power cycle	157.059	100.00	24.8

جدول ۹ مقادیر نرخ انرژی در دما های مختلف محیط مرجع

Point	Temperature (K)							
	283.15	288.15	293.15	298.15	303.15	308.15	313.15	318.15
1	5.842	5.677	5.515	5.354	5.194	5.037	4.881	4.727
2	4.304	4.165	4.028	3.892	3.758	3.625	3.494	3.363
3	3.935	3.781	3.629	3.478	3.329	3.181	3.035	2.891
4	2.688	2.553	2.420	2.289	2.159	2.030	1.902	1.776
5	0.936	0.871	0.807	0.743	0.680	0.617	0.555	0.494
6	23.536	21.365	19.213	17.083	14.972	12.881	10.809	8.756
7	1.195	0.987	0.801	0.635	0.489	0.362	0.254	0.166
8	1.309	1.081	0.876	0.693	0.533	0.394	0.276	0.180
9	1.454	1.221	1.011	0.823	0.658	0.514	0.391	0.289
10	0.113	0.093	0.075	0.058	0.044	0.032	0.022	0.014
11	2.113	1.823	1.556	1.312	1.089	0.888	0.709	0.550
12	0.152	0.133	0.115	0.099	0.083	0.069	0.057	0.046
13	4.289	3.878	3.491	3.126	2.783	2.461	2.160	1.881
14	9.072	8.421	7.798	7.202	6.633	6.090	5.573	5.082
15	10.115	9.462	8.836	8.237	7.666	7.120	6.600	6.107
16	1.187	1.106	1.028	0.954	0.882	0.814	0.749	0.687
17	13.794	13.023	12.280	11.565	10.876	10.213	9.576	8.966
18	0.896	0.845	0.796	0.748	0.702	0.658	0.615	0.574
19	18.313	17.425	16.565	15.732	14.926	14.146	13.392	12.665
20	117.264	114.771	112.305	109.866	107.454	105.069	102.709	100.375
Output air	4.509	4.435	4.363	4.294	4.227	4.162	4.100	4.039

بازدهی انرژی محاسبه شده سیکل تولید، برابر ۲۵٪ است که مقدار کمی است. این موضوع نشان می دهد که فرصت های بررسی زیادی جهت اصلاح سیستم وجود دارد ولی به جهت محدودیت های فیزیکی، تکنیکی و اقتصادی، از بخشی از این برگشت ناپذیری ها نمی توان دوری کرد و بنابراین وجود خواهد داشت.

طبق قانون اول ترمودینامیک، اینکه محیط مرجع در چه حالت پایداری است یعنی دما و فشاری محیط مرجع چقدر است روی محاسبات خصوصیات ترمودینامیکی تأثیر ندارد. ولی طبق قانون دوم این انتظار می رود که محیط مرجع روی تحلیل انرژی تأثیر گذار باشد. برای مشاهده اینکه این تأثیر تا چه اندازه است، دمای مرجع از 283.15K تا 318.15K با حفظ فشار در مرجع 101.3kPa تغییر داده می شود مقادیر نرخ انرژی در مرجع های مختلف برای تمام نقاط مشخص شده شکل ۸ در جدول ۹ خلاصه شده است. نتایج این تحلیل در شکل ۹ نشان می دهد که منبع اصلی تلفات انرژی (برگشت ناپذیری ها) در بویلر است فاقد از اینکه در کدام محیط مرجع است. شکل ۱۰ نشان می دهد که راندمان (بازدهی) انرژی بویلر و توربین تغییر چشم گیری با دمای محیط مرجع ندارد ولی راندمان انرژی کندانسور در دمای 318.15K تقریباً دو برابر مقداری است که



شکل ۹ تأثیر تغییر دمای محیط مرجع روی نرخ تلفات انرژی

تجهیزات اصلی نیروگاه

جدول ۱۰ بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تجهیزات اصلی نیروگاه

نسبت به کل تلفات انرژی

Component	Q_i (MW)	Percent ratio	η_1
Boiler	42.9	10.16	90.55
HPC	17.383	4.09	78.28
IPC	14.85	3.49	87.34
LPC	8.314	1.96	80.62
Condenser	296.8	69.8	-
LP and HP heaters	7.32	1.72	-
BFP	1.76	0.414	68.1
CWP	0.93	0.25	69
Generator	4.1	0.96	0.98
Piping	30.643	7.21	-
Cycle	425	100	32

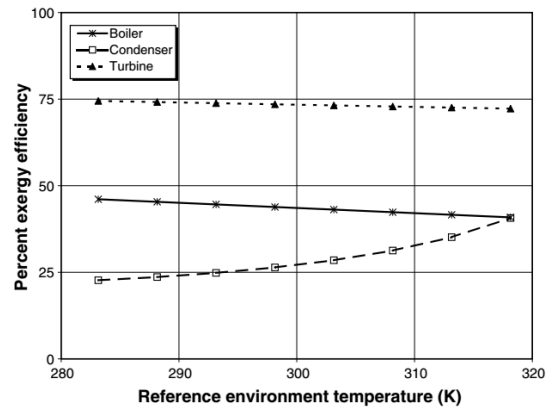
جدول ۱۱ بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تجهیزات اصلی نیروگاه

نسبت به کل تلفات انرژی

Component	i_{des} (MW)	Percent ratio	η_2
Boiler	315.39	85.66	44.5
HPC	8.79	2.38	87.67
IPC	10.01	2.72	91.08
LPC	7.31	1.98	82.62
Condenser	5.63	1.53	-
LP and HP heaters	6.51	1.77	-
BFP	0.524	0.14	90.5
CWP	0.51	0.13	83
Generator	4.1	1.11	0.98
Piping	9.406	2.55	-
Cycle	368.18	100	35.2

شکل ۱۱ نشان می دهد که فشار کندانسور تاثیر چشم گیری روی بار تولیدی توربین دارد [10].

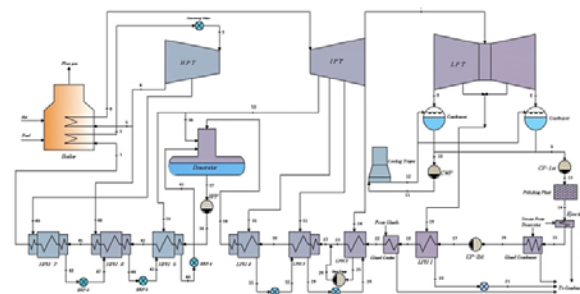
شکل ۱۲ نشان می دهد که در این نیروگاه راندمان انرژی چرخه تولید نیروگاه و تجهیزات اصلی مانند بویلر، توربین، کندانسور تغییر چشم گیری با تغییر دمای محیط مرجع ندارد.



شکل ۱۰ تاثیر تغییر دمای محیط مرجع روی بازدهی انرژی تجهیزات اصلی نیروگاه

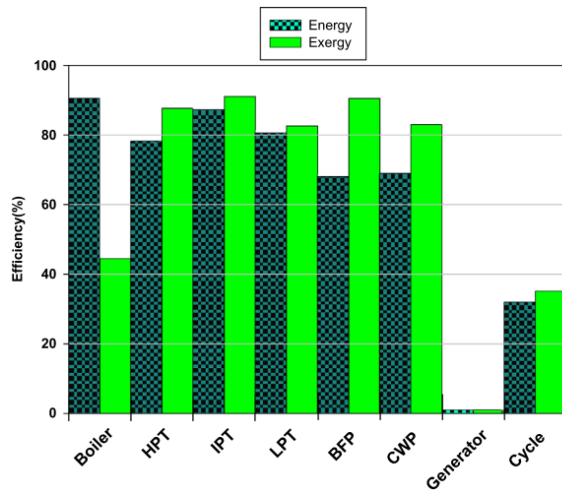
4-3 تحلیل انرژی و انرژی یک واحد 200 MW نیروگاه بخار

منتظری در کشور ایران [10]

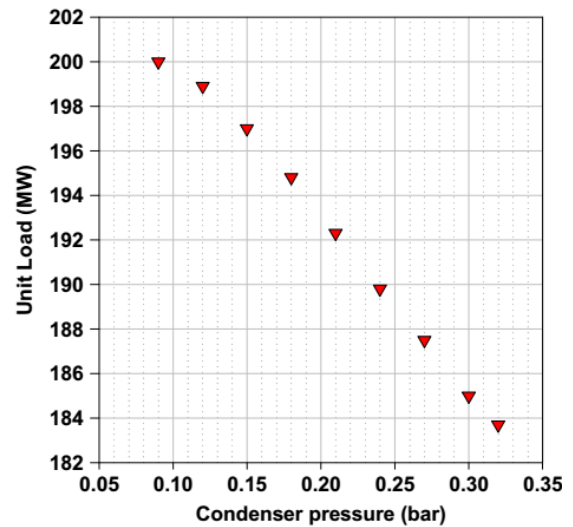


شکل ۱۱ ساختار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق در یک واحد نیروگاهی 200 MW با استفاده از توربین بخار نوع ری هیت دار ساختار این نیروگاه مبتنی بر استفاده از توربین بخار ری هیت دار است و در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

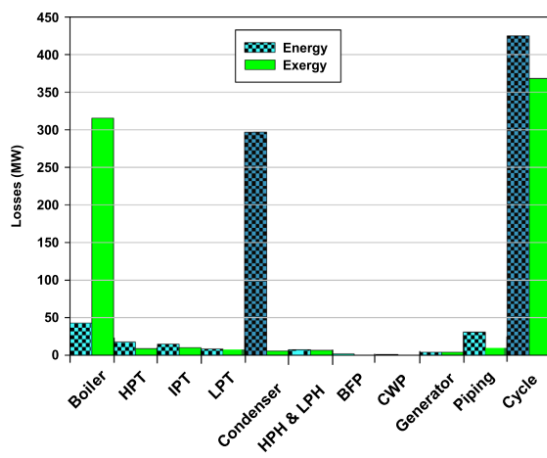
با توجه به روابط بدست آمده در جدول ۱، بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تمام تجهیزات اصلی نیروگاه در جدول ۱۰ و بالانس انرژی و نرخ تلفات انرژی تمام تجهیزات اصلی نیروگاه در جدول ۱۱ نشان داده شده اند.



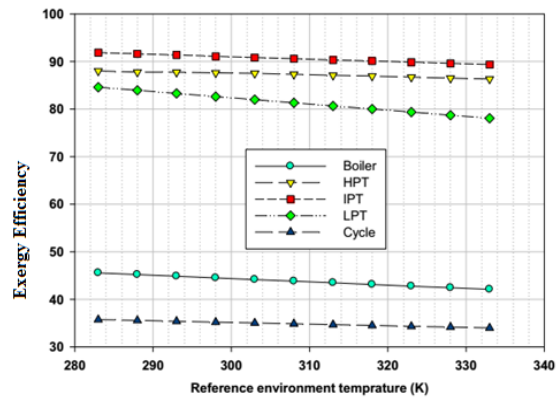
شکل ۱۳ بازدهی انرژی و انرژی سیکل تولید نیروگاه و تجهیزات اصلی آن



شکل ۱۱ تأثیر تغییر فشار کندانسور روی بار تولیدی توربین



شکل ۱۴ تلفات انرژی و تلفات انرژی سیکل تولید نیروگاه و تجهیزات اصلی

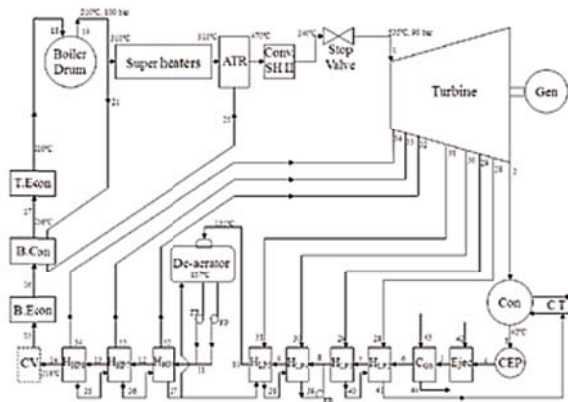
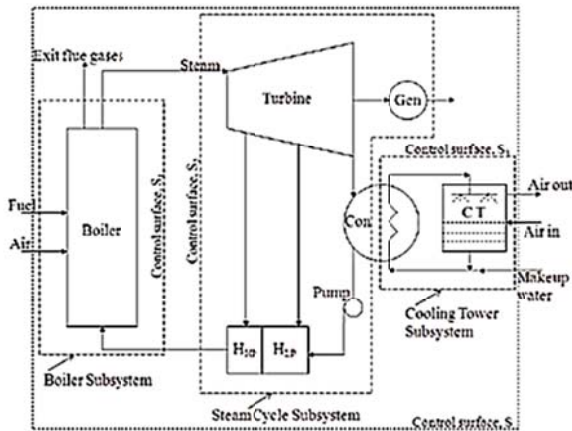


شکل ۱۲ تأثیر تغییر دمای محیط مرجع روی نرخ بازدهی انرژی تجهیزات اصلی نیروگاه

4-4 تحلیل انرژی و انرژی یک واحد نیروگاه بخار 50 مگاواتی با سوخت زغال سنگ در کشور هند [11]

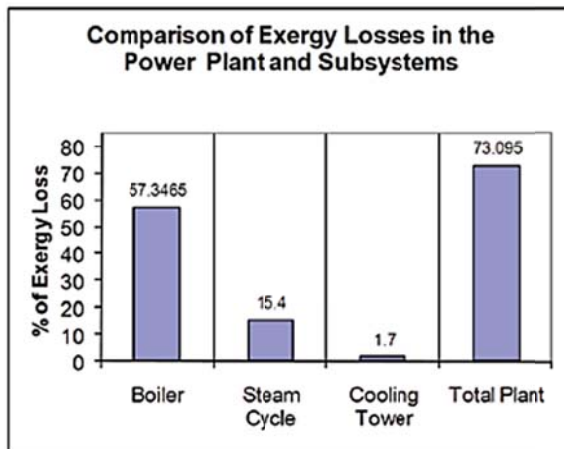
ساختار این نیروگاه بخار 50 MW مبتنی بر استفاده از توربین بخار زیر کش دار است و در شکل ۱۵ نشان داده شده است.

بر اساس نتایج جداول ۱۰ و ۱۱ بازدهی انرژی و انرژی سیکل تولید نیروگاه و تجهیزات اصلی آن در شکل ۱۳ و ۱۴ با یکدیگر مقایسه شده اند.

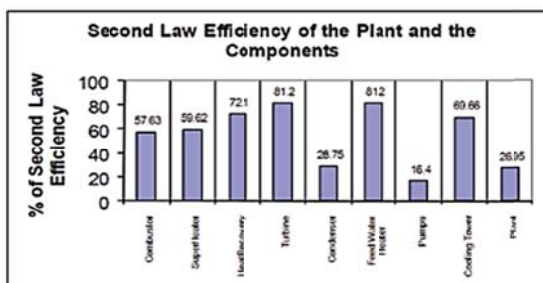


شکل ۱۵ ساختار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق در یک واحد نیروگاهی ۵۰ مگاواتی با استفاده از توربین بخار نوع زیر کش دار

شکل ۱۶ حدود مرزی زیر سیستم های بویلر، سیکل بخار و برج خنک کننده در سیکل تولید برق نیروگاهی ۵۰ مگاواتی



شکل ۱۷ تلفات انرژی کل نیرو گاه و زیرسیستم های تعریف شده



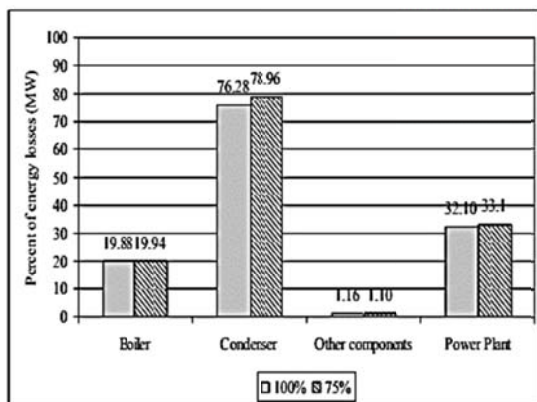
شکل ۱۸ بازدهی قانون دوم ترمودینامیکی (بازدهی انرژی کل) نیروگاه و تجهیزات اصلی

برای محاسبات تحلیل انرژی و انرژی در این نیروگاه بخار تجهیزات اصلی در سه زیر سیستم موسوم به بویلر، سیکل بخار یا سیکل گرمایی و برج خنک کننده دسته بندی شده اند. تجهیزات زیر سیستم بویلر شامل محفظه احتراق و مبدل های حرارتی است. زیر سیستم سیکل بخار شامل توربین، کندانسور و هیترهای آب تغذیه و پمپ ها است. [12] پمپ چرخش آب^۱، برج خنک کننده و فن ها در زیر سیستم برج خنک کننده قرار می گیرند. حدود مرزی مجازی که در برگزیده سه زیر سیستم بویلر، سیکل بخار و برج خنک کننده است با سطوح کنترلی "S"، "S1"، "S2"، "S3" و "S" در شکل ۱۶ نشان داده شده اند. با استفاده از معادلات موازنه انرژی، انرژی و جرم هر تجهیز و معادلات تحلیل انرژی که در بخش ۴ این مقاله آمده است، ابتدا تحلیل انرژی در مورد هر تجهیز از زیر سیستم ها انجام می گیرد تا تلفات انرژی آن ها بدست آید و سپس تحلیل انرژی روی کل آن زیر سیستم انجام می گیرد تا تلفات انرژی آن زیر سیستم بدست آید. در مرحله بعد تحلیل انرژی روی کل نیروگاه انجام می گیرد تا تلفات انرژی کل نیروگاه تعیین گردد.

¹ Circulating Water Pump

(HPH1, HPH2 , HPH3)، بخاری است که از توربین فشار بالا زیر کش می شود. خوراک دو مبدل حرارتی فشار (LPH4, LPH5) بخاری است که از توربین فشار متوسط زیر کش می شود. خوراک سه مبدل حرارتی فشار پایین (HPH1, HPH2 , HPH3) بخاری است که از توربین فشار پایین زیر کش می شود. سیکل جدا سازی بخار از گاز تقطیر نشده در واحد هوازداانجام می گیرد. بخار خروجی از توربین LPT در کندانسور سرد دایره ای (CN) کاملاً کندانس می شود یعنی آب آن گرفته می شود. سپس این بخار در مسیر هدایت به هوازدا و بویلر، پمپ شده و پیش گرم می گردد. توجه شود که مطابق شکل فوق دو مبدل حرارتی فشار پایین (LPH1, LPH2) در فرآیند کاری قرار ندارند.

با توجه به سوخت زغال سنگ این نیروگاه و اینکه احتراق در بویلر با 70% هوای اضافی کامل خواهد بود و دمای گاز خروجی از دودکش بویلر 150°C است. برای تعیین انرژی زغال سنگ از معادله 8 بخش 3 استفاده می شود چون عناصر سوخت شامل کربن، هیدروژن، اکسیژن، نیتروژن و سلفور است. برای تعیین انرژی گاز دودکش از معادله 9 بخش 3 استفاده می شود. بر این اساس مشخصات ترمودینامیکی در نقاط مورد نظر سیکل فرآیندی نیروگاه در جدول 12 آمده است که نشانگر داده های واقعی نیروگاه است وقتی در حالت بار کامل کار می کند.

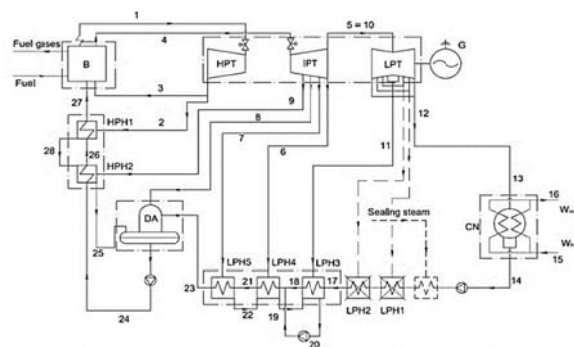


شکل 20 تلفات انرژی کل نیروگاه و تجهیزات اصلی وقتی زیر بار کامل و بار 75% قرار می گیرد.

نتایج محاسبات تلفات انرژی و انرژی تجهیزات نیروگاه و کل نیروگاه در شکل های 17 و 18 با یکدیگر مقایسه شده اند.

4-5 توضیح سیکل تولید برق و تحلیل انرژی و انرژی یک واحد نیروگاه بخار 110 مگاواتی با سوخت زغال سنگ در کشور صربستان [8]

ساختار این نیروگاه بخار 110 MW مبتنی بر استفاده از توربین بخار زیر کش دار و ری هیت دار می باشد که در شکل 19 نشان داده شده است.

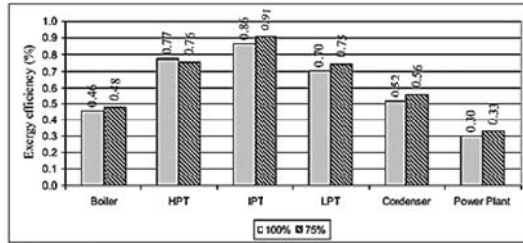


شکل 19 ساختار ساده شده فرآیند سیکل تولید برق در یک واحد نیروگاهی 110 مگاواتی با استفاده از توربین بخار نوع زیر کش دار و ری هیت دار

جریان تولیدی در بویلر توسط دو شیر اصلی تنظیم می شود. جریان رد شده از طریق یک شیر اصلی وارد توربین فشار بالا (HPT) می شود این جریان که منبسط شده است برای بازگرمایش¹ مجدداً به بویلر بخار بر می گردد. بعد از بازگرمایش و از طریق شیر اصلی دیگر براساس انبساط بیشتر به توربین فشار متوسط (IPT) و از آنجا به دو توربین فشار پایین (LPT) ارسال می گردد. بویلر بخار نیروگاه توسط گاز تقطیر شده ای تغذیه می شود که توسط دو مبدل حرارتی² فشار بالا (HPH1, HPH2) و دو مبدل حرارتی فشار متوسط (LPH4, LPH5) و سه مبدل حرارتی فشار پایین (LPH1, LPH2, LPH3) پیش گرم شده است. خوراک این دو مبدل حرارتی فشار بالا

¹ Reheating

² Heat Exchanger



شکل ۲۲ بازدهی اگزرژی تجهیزات اصلی وقتی زیر بار کامل و بار 75% قرار می گیرد

۵- تجزیه و تحلیل

نتایج بررسی انجام شده تحلیل انرژی و اگزرژی واحدهای نیروگاهی در جدول ۱۳ و ۱۴ خلاصه شده است. با استفاده از این جداول، نه تنها امکان بررسی و مقایسه تأثیر تجهیزات نیروگاهی در بحث انرژی و اگزرژی هر نیروگاه به راحتی فراهم می شود بلکه امکان مقایسه همزمان تجهیزات نیروگاهی و تأثیر آنها در بحث انرژی و اگزرژی در سایر نیروگاه ها نیز فراهم می شود.

جدول ۱۳ مقایسه نتایج تحلیل انرژی کل نیروگاه و تجهیزات

نیروگاهی

NO.	Plant Name	Location	Capacity	Boiler Energy Loss in Total (%)	Condenser Energy Loss (%)	Other Components' Energy Loss (%)	Energy Efficiency Of Power Plant (%)
۱	Al - Hussein	Jordan	۶۶ MW	۶	۶۶	۲۸	۲۶
۲	Montazeri	Iran	۲۰۰ MW	۱۰٫۶	۶۸٫۸	۲۰٫۴	۲۲
۳	Ghazlan	Saudi	۴۰۰ MW	-	-	-	-
۴	Esfahan	Iran	۶۴ MW	۷٫۱	۶۶٫۲	۲۶٫۲	۲۲
۵	Neyveli Tamil Nadu	India	۵۰ MW	۱۰٫۶	۵۹	۲۰٫۵	۲۶٫۹۱
۶	KOLUBARA	Serbia	۱۱۰ MW	۱۹٫۸۸	۷۶٫۲۸	۳٫۷۸	۲۲٫۱

(۱) energy loss (to the environment) turbine, feed water heaters, pumps and all other components.

جدول ۱۴ مقایسه نتایج تحلیل انرژی کل نیروگاه و تجهیزات

نیروگاهی

NO.	Plant Name	Location	Capacity	Boiler Energy Loss in Total (%)	Condenser Energy Loss (%)	Other Components' Energy Loss (%)	Energy Efficiency Of Power Plant (%)
۱	Al - Hussein	Jordan	۶۶ MW	۷٫۷	۹	۱	۲۵
۲	Montazeri	Iran	۲۰۰ MW	۸٫۵۶۶	۱٫۵۲	۵٫۷۲	۲۵٫۱
۳	Ghazlan	Saudi	۴۰۰ MW	۷۰	۲	۱۶	۲۶
۴	Esfahan	Iran	۶۴ MW	۶٫۱۲	۴٫۲	۲۶٫۸	۲۲٫۲
۵	Neyveli Tamil Nadu	India	۵۰ MW	۵٫۷۳۵	۴٫۲	۲۳٫۸۵	۲۶٫۹۵
۶	KOLUBARA	Serbia	۱۱۰ MW	۸۲٫۸	۲٫۷	۴٫۱	۲۰٫۲

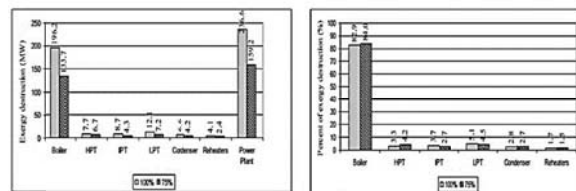
(۱) destroyed exergy of all heaters and pumps (from fuel exergy input to cycle)

جدول ۱۲ مقادیر مشخصات ترمودینامیکی در نقاط مورد نظر سیکل

فرآیندی نیروگاه

	t [C]	p [bar]	h [KJ/kg]	s [KJ/kgK]	m [kg/s]	E [KW]
1	531	126.7	3424.84	6.5502	106.50	157243.68
2	375.26	35.9	3163.43	6.7416	7.5۲	8705.77
3	375.26	35.9	3163.47	6.7416	98.9۳	114624.18
4	538.7	32.2	3541.96	7.3106	98.9۳	135296.77
5	222.13	2.5	2913.38	7.4997	82.9۳	56551.93
6	222.13	2.5	2913.38	7.4997	4.3۱	2949.96
7	307.92	5.5	3079.75	7.4440	4.7۰	4061.52
8	383.07	10.5	3227.55	7.3900	1.8۰	1854.92
9	455.31	18.2	3372.07	7.3489	5.2۱	6195.48
10	222.13	2.5	2913.38	7.4997	82.9۳	56551.93
11	162.77	۱.2	2800.79	7.5976	4.5۱	2445.76
12	48.15	0.1	2533.39	7.9371	78.4۰	13447.11
13	48.15	0.1	2533.39	7.9371	78.4۰	13447.11
14	47.55	0.2	199.08	0.6720	78.4۰	258.34
15	27	1	113.30	0.3952	4375.00	160.59
16	37	1	155	0.5300	4375.00	6777.18
17	62.72	18	264.03	0.8643	78.4۰	855.34
18	95.28	۱5	400.28	1.2523	78.4۰	2466.95
19	126.02	2.4	529.40	1.5924	9.0۲	534.04
20	103.28	۱.1	432.95	1.3439	13.55	498.95
21	123.02	12	517.30	1.5594	91.95	5235.52
22	154.30	5.3	650.83	1.8855	4.7۰	437.82
23	153.30	9	646.73	1.8749	91.95	8486.77
24	165.90	7.2	701.27	2.0014	106.50	11621.32
25	174.04	17.6	737.40	2.0803	12.74	1551.02
26	201.11	173	864.05	2.3172	106.50	18929.75
27	236.23	172	1022.15	2.6389	106.50	25552.18
28	211.11	34.8	903.31	2.4325	7.5۱	1372.97
fuel	/	/	/	/	57	361764.8
gas	150	1	/	/	220	13200

تلفات حرارتی انرژی به صورت نسبت توان خالص خروجی به انرژی ورودی ناشی از سوخت تعریف می شود. در شکل ۲۰ تلفات انرژی برای کل نیروگاه و تجهیزات اصلی مشخص شده اند. در این شکل مشخص است که از کل انرژی سوختی که از طریق بویلر به نیروگاه داده می شود ۷۶٪ آن در کندانسور تلف شده و به محیط بر می گردد. شکل ۲۱ تلفات اگزرژی تجهیزات اصلی وقتی زیر بار کامل و بار 75% قرار می گیرد را معین می سازد.



شکل ۲۱ تلفات اگزرژی تجهیزات اصلی وقتی زیر بار کامل

و بار 75% قرار می گیرد.

بازدهی قانون دوم ترمودینامیکی یعنی بازدهی اگزرژی تجهیزات اصلی نیروگاه در شکل ۲۲ آمده است.

۴- بجای استفاده از توربینهای نوع کندانسینگ که امکان گرفتن بخار از زیرکش توربینها میسر نمی باشد، از توربین های زیرکش و یا توربین های زیرکش دارای ری هیت در طراحی و ساخت نیروگاه استفاده شود .

۵- از گازهای خروجی بویلر که هنگام ترک بویلر تقریباً دارای دمای 300 درجه سانتی گراد می باشند برای افزایش دمای آب تغذیه بویلر استفاده گردد .

۶- اگر نیروگاه بخشی از یک پروژه بزرگتر است از بخار مازاد تولیدی آن پروژه جهت گرم کردن آب تغذیه بویلر در نیروگاه استفاده شود.

۷- با توجه به مصرف زیاد برق تولیدی نیروگاه توسط پمپ ها، فن ها و بلوئر ها در برج خنک کننده نیروگاه ها ، به کارگیری سیستم سرمایش آزاد (Free Cooling) پیشنهاد می گردد. استفاده از سیستم سرمایش آزاد یکی از بهترین راه های بهینه سازی در مصرف انرژی است. این تکنولوژی ها با به کارگیری هوای محیط بیرون در طول ماه های سرد سال در مصرف انرژی صرفه جویی کرده و به سیستم های سرمایش مکانیکی مانند برج های خنک کننده این امکان را می دهد تا در این ماه ها با ظرفیت پایین تری کار کنند.

۸- استفاده از درایور دور متغیر¹ (VFD): بسیاری از فن های به کار رفته در برج خنک کننده نیروگاه ها با موتور کار می کنند و معمولاً موقع طراحی نیروگاه، عملکرد این موتور ها را ثابت و با سرعتی یکنواخت و در نتیجه دارای مصرف زیادی می باشند لذا پیشنهاد می گردد که برای این موتورها، درایور دور متغیر در نظر بگیرند تا فن ها سرعت خود را متناسب با مصرف واقعی سازگار سازند.

۷- راهکار پیشنهادی به کارفرما در خصوص ملاحظات فنی و مهندسی مورد نیاز جهت تصمیم گیری در انتخاب نیروگاه

راهکارهای پیشنهادی زیر در خصوص انتخاب نوع طراحی نیروگاه تنها از نقطه نظر فنی و مهندسی بررسی شده است لذا ضروری است که تیم برآورد هزینه پروژه نیز نظر خود را در خصوص

جدول ۱۴ تحلیل انرژی نیروگاه ها را نشان می دهد که در آن مقدار اتلاف انرژی بویلر (بازگشت ناپذیری بویلر) بسیار زیاد است و به نظر می رسد که اصلاح بویلر می تواند بازدهی کل نیروگاه را افزایش دهد ولی از آنجایی که برای نیروگاه در حال کار امکان جایگزینی به دلیل سختی کار ، هزینه بالا و از نظر امکان سنجی وجود ندارد [10] بنابراین توجه به سایر تجهیزاتی خواهد بود که می توانند اصلاح شوند. از نظر تحلیل انرژی توجه اصلی به کندانسور و از نظر مقدار اتلاف انرژی نظر روی بویلر است. علت اینکه بویلر مهمترین اتلاف کننده انرژی است به عوامل زیر بستگی دارد : ۱- انتقال انرژی بویلر به سیال سیکل نیروگاه همراه با تولید آنتروپی فراوان بوده و باعث کاهش کیفیت انرژی در بویلر می شود ۲- احتراق کامل نباشد ۳- تلفات ناشی از دودکش های بویلر.

۶- پیشنهاد های افزایش راندمان نیروگاه ها:

۱- در خصوص فرآیند احتراق راه های بهینه سازی به شرح زیر است:

۱- پیش گرمایش کافی هوای احتراق ۲- تهیه سوخت و ترکیب مناسب آن با هوا ۳- ایزوله سازی مناسب بدنه بویلر ۴- کنترل بهینه ترین مقدار هوای اضافی در محفظه احتراق ۵- به کارگیری انرژی گاز های آزاد شده جهت کنترل تلفات انرژی . ۲- در شکل ۱۱ مشاهده می شود که فشار کندانسور تأثیر زیادی روی بازدهی توربین و بنابراین روی افزایش توان تولیدی نیروگاه دارد، بنابراین تا جاییکه امکان پذیر می باشد می توان فشار کندانسور را کم کرد.

۳- در چرخه های نیروگاه های بخار که از گرمایش آب تغذیه استفاده می کنند، مایع متراکم به جای اینکه به طور پیوسته در بویلر گرم شود، در مراحل متعددی توسط بخاری که از طبقات معین توربین زیرکش می شود، گرم می گردد. این کار باعث کاهش تلفات انرژی در بویلر و کندانسور می شود. بنابراین به کار گیری 5 تا 8 مرحله گرمایش آب تغذیه در مراحل طراحی مطابق نیروگاه های بخار بزرگ و به روز دنیا پیشنهاد می گردد.

¹ Variable frequency drive

۶- در جدول ۱۴ با بررسی تلفات انرژی در کندانسور می توان نتیجه گرفت که هر قدر توان تولیدی نیروگاه کمتر باشد تلفات انرژی در آن بیشتر است یعنی نیروگاه تا زیر ۶۶ مگاوات ، تلفات انرژی در کندانسور به طور متوسط حدود ۶٪ است که این مقدار برای نیروگاه های با توان بالای ۱۰۰ مگاوات در حدود ۲٪ می باشد.

بنابراین با جمع بندی موضوع بر اساس نتایج حاصل از تحلیل انرژی و انرژی می توان راهکار های زیر را جهت انتخاب نیروگاه پیشنهاد داد:

۱- اگر کارفرما بخواهد نیروگاه بخاری جهت تأمین برق ایجاد نماید بهتر است که نیروگاه را به صورت نیروگاه های با توان تولید برق کوچک تر تقسیم کند. در این حالت با توجه به راندمان انرژی کل نیروگاه ها، انتخاب نیروگاه هایی با توان تولید برق ۱۰۰ تا ۲۰۰ مگاوات توصیه می شود.

۲- اگر کارفرما بخواهد نیروگاه بخاری جهت تأمین برق با توان زیر ۱۰۰ مگاوات انتخاب نماید به انتخاب ساختار طراحی نیروگاه و به شرح زیر توجه نمایید :

۱-۲ انتخاب توربین از نوع زیرکشی ری هیت دار در اولویت اول و توربین زیر کش دار در اولویت بعدی ایشان باشد.

۲-۲ با تقسیم نیروگاه بزرگ به نیروگاه های زیر ۷۰ مگاوات می تواند تلفات انرژی را در بویلر در حدود ۶۵٪ نگه دارد. که این خود ۱۵٪ کمتر از نیروگاه بالای ۷۰ مگاوات است که در آنها تلفات انرژی بویلر در حدود ۸۵٪ است.

۲-۳ اگر برای تیم فنی کارفرما کاهش تلفات انرژی در کندانسور با اهمیت تر باشد آنگاه با در نظر گرفتن اینکه تلفات انرژی کندانسور برای نیروگاه های بالای ۱۰۰ مگاوات در حدود ۲٪ و در نیروگاه های زیر ۷۰ مگاوات این مقدار ۶٪ است، انتخاب نیروگاه های بالای ۱۰۰ مگاوات که با هم کار کنند، بهتر است.

۸- نتیجه گیری

نیروگاه های بخار با ظرفیت های مختلف و با در نظر گرفتن ساختار چیدمان توربین و سایر تجهیزات نیروگاهی از نظر انرژی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفتند. با استفاده از

طرح پیشنهادی اعلام نماید تا با جمع بندی موضوع، کارفرما بتواند تصمیم نهایی خود را در خصوص توان تولیدی نیروگاه و توربین مورد نیاز اعلام نماید.

۱- در جدول ۱۳ با بررسی تلفات انرژی در کندانسور نیروگاه ها می توان نتیجه گرفت که هر قدر توان تولیدی نیروگاه کمتر باشد تلفات در کندانسور نسبتاً کمتر است یعنی نیروگاهی در رنج ۵۰ تا ۱۰۰ مگاوات، تلفات انرژی کندانسور حدود ۶۶٪ است که این مقدار برای نیروگاه های با توان بالای ۱۰۰ مگاوات به طور متوسط حدود ۷۳٪ می باشد.

۲- در جدول ۱۳ با بررسی تلفات انرژی در بویلر نیروگاه ها می توان نتیجه گرفت که هر قدر توان تولیدی نیروگاه کمتر باشد تلفات در بویلر نسبتاً کمتر است یعنی نیروگاهی در رنج ۵۰ تا ۱۰۰ مگاوات، تلفات انرژی بویلر به طور متوسط حدود ۸٫۵٪ است که این مقدار در نیروگاه هایی با توان بالای ۱۰۰ مگاوات، بیش از ۱۰٪ است.

۳- در جدول ۱۳ با بررسی تلفات انرژی در بقیه تجهیزات می توان نتیجه گرفت که هر قدر توان تولیدی نیروگاه کمتر باشد تلفات انرژی در بقیه اجزا زیاد می شود یعنی نیروگاهی در رنج ۵۰ تا ۱۰۰ مگاوات، تلفات انرژی در بقیه تجهیزات به طور متوسط حدود ۲۶٪ است که این مقدار برای نیروگاه های با توان بالای ۱۰۰ مگاوات به طور متوسط حدود ۱۲٪ است.

۴- در جدول ۱۴ با بررسی تلفات انرژی در بویلر می توان نتیجه گرفت که هر قدر توان تولیدی نیروگاه کمتر باشد تلفات انرژی در بویلر نسبتاً کمتر است یعنی نیروگاه زیر ۷۰ مگاوات، تلفات انرژی در بویلر حدود ۶۵٪ است که این مقدار برای نیروگاه های با توان بالای ۷۰ مگاوات در حدود ۸۰٪ است.

۵- در جدول ۱۴ با بررسی تلفات انرژی در توربین می توان نتیجه گرفت که با کارگیری توربین از نوع زیرکشی ری هیت دار (مانند نیروگاه منتظری) یا اینکه بخار از سایر بخش ها دریافت گردد (مانند نیروگاه اصفهان) ، تلفات انرژی برای پیش گرم و گرمایش، کم می شود مثلاً تلفات انرژی توربین در این دو نیروگاه نسبتاً کم در حدود ۷٪ است در حالی که اگر نیروگاه فقط از توربین زیرکش دار استفاده کند تلفات انرژی به طور متوسط حدود ۱۳٪ است. (مانند نیروگاه های بررسی شده کشور سعودی، اردن، هند و صربستان)

نرخ کار یاتوان تولید شده توسط سیستم	\dot{W}
(W)	
نرخ انرژی کل (W)	\dot{E}_x
کیفیت بخار	X
علائم یونانی	
بازدهی انرژی	ψ
انرژی مخصوص (J/Kg)	ex
ضریب انرژی	γ

زیر نویس ها

خروجی	e
ورودی	i
ازنتروپی	s
شرایط محیط مرجع	o
سوخت	f

۱۰- مراجع

[۱] وزارت نیرو دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی ، تاریخ چاپ تابستان ۱۳۹۴

[2] Nurdil Eskin, Afsin Gungor*, Koray Özdemir , 30 May 2009 "Thermodynamic analysis of a FBCC(fluidized bed coal combustor) steam power plant" in Turkey, journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman

[3] Mehmet Kanoglu, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen, 26 March 2007 "Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants" University of Ontario, journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman

[4] Tapan K. Ray, Ranjan Ganguly Amitava Gupta, 20 July 2007 "Exergy Analysis for Performance Optimization of a Steam Turbine Cycle" Conference and Exposition Johannesburg, South Africa,

[5] Mohammad Ameri,y, Pouria Ahmadi and Armita Hamidi, 12 December 2008 "Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant:A case study", Wiley InterScience

[6] sam H. Aljundi , 4 March 2008 "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan" , journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

[7] D. MITROVIC, D. ZIVKOVIC, and M. S. LAKOVIC, 2014 "Energy and Exergy Analysis of a 348.5 MW Steam Power Plant", University of Niš, Niš, Serbia

معادلات بالانس جرم، انرژی و انرژی برای هر یک از اجزای سیکل تولید، تلفات انرژی، تلفات انرژی، درصد بازگشت ناپذیری و برای کل نیروگاه بازدهی انرژی و بازدهی انرژی محاسبه شد. نتایج حاصل از آنالیز انرژی در نیروگاه های مختلف مشخص می سازد که بویلر مهم ترین عامل تلفات انرژی در سیکل تولید نیروگاه ها می باشد. روش انجام محاسبات تحلیل انرژی و انرژی در نیروگاه بخار به روش کلاسیک و با روش دسته بندی تجهیزات اصلی در سه زیر سیستم موسوم به بویلر ، سیکل بخار یا سیکل گرمایی و برج خنک کننده نیز بررسی شد. پیشنهاد های فنی متعددی از جمله افزایش دمای آب تغذیه، تغییر شاخص دما و فشار محیط مرجع، کاهش فشار کندانسور ، اضافه نمودن تعداد مراحل گرمایش آب تغذیه، استفاده از توربین های زیرکشی دار و ری هیت دار و غیره ارائه شد که تأثیر به سزایی در کاهش تلفات انرژی و افزایش راندمان انرژی اجزای سیکل از جمله بویلر دارد. تلفات انرژی و تلفات انرژی تجهیزات اصلی، وقتی نیروگاه زیر بار کامل و بار 75% قرار می گیرد نیز مورد بررسی قرار گرفت اما با توجه به محدوده توان تولیدی نیروگاه های بخار و با در نظر گرفتن راهکار افزایش راندمان انرژی پیشنهاد گردید که از توربین از نوع زیرکشی ری هیت دار برای نیروگاه ها استفاده شود، نیروگاه را به صورت نیروگاه های با توان تولید برق کوچکتر طراحی نمایند، با تقسیم نیروگاه بزرگ به نیروگاه های زیر 7۰ مگاوات، تلفات انرژی در بویلر که مهم ترین عامل تلفات انرژی در سیکل تولید نیروگاه ها می باشد در حدود ۶۵٪ نگه داشته شود.

۹- فهرست علائم

انتالپی مخصوص (J/Kg)	h
نرخ اتلاف انرژی (W)	\dot{i}
نرخ جریان جرم (Kg/s)	\dot{m}
فشار (Pa)	P
نرخ انتقال گرما به سیستم (W)	\dot{Q}
انتروپی مخصوص (J/KgK)	s
دما (K)	T

[8] T. Milan Đorđević, Marko Mančić, Dejan Mitrović, 2014 "Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant in Serbia", University of Niš, Niš, Serbia

[۹] سید حسین نصرآزادانی، حسین احمدی دانش "تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه بخار پالایشگاه اصفهان" ، نشریه علمی - پژوهشی مدیریت انرژی ، شماره دوم / سال دوم / تابستان 1391 / صفحه ۳۹-۲۸

[10] Gholam Reza Ahmadi, Davood Toghraie, 30 November 2015 "Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran", journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

[11] T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R. P. Gakkhar1 and K. Murugesan, 14 October 2009 "49- Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant in India ", Journal of Engineering Science and Technology

[12] Marc A. Rosen, 2 April 2000 "Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants , www.exergyonline.com