



تحلیل ترمودینامیکی و اکسرژی نیروگاه سیکل ترکیبی فارس

رحیم خراجی - کارشناس ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی از دانشگاه علم و صنعت ایران v.kh.pwut@gmail.com

چکیده: با توجه به مزایای نیروگاه‌های ترکیبی، توسعه و کاربرد این نوع نیروگاه‌ها در حال پیشی گرفتن نسبت به سایر نیروگاه‌های حرارتی می‌باشد. از این رو تعیین نقاطی از سیکل که بیشترین اتلاف انرژی و انرژی را دارند می‌تواند به بهبود راندمان این نیروگاه‌ها کمک شایانی بکند. در این زمینه تحلیل انرژی به‌عنوان روشی برای ارزیابی و بهینه‌سازی فرآیندهای فیزیکی بویژه در سیکل‌های ترمودینامیکی به‌کار برده می‌شود. لذا اگر بتوان روشی را ارائه نمود که به‌وسیله آن بتوان نقاطی از سیکل که تخریب انرژی در آنها رخ می‌دهد را شناسایی نمود تا به‌توان بهینه‌سازی سیکل را بر روی آن متمرکز نمود، می‌توان تحلیل دقیق‌تر و سریع‌تری انجام داد. در این مقاله سعی شده است که ضمن تحلیل انرژی در نیروگاه ۱۱۰۰ MW ترکیبی فارس، اجزایی که در آنها بیشترین تخریب انرژی صورت می‌گیرد شناخته شوند و پیشنهادات لازم برای کاهش این اتلافات ارائه گردد.

واژه‌های کلیدی: نیروگاه، تحلیل انرژی، سیکل ترکیبی، دیگ بخار بازیاب

Exergy and Thermodynamics Performance Analyze of the Fars Power Plant

R. Kharaji, the Faculty of Mech. Eng., Science and Technology University of Iran

Abstract: There is a high competent in the application and development of combined power plants because of some their advantages in comparison with the other types of power plants. Therefore, specifying the point where arise high loss exergy, able to optimum the efficiency of these power plants. In this paper, the aim is the analysis the exergy of the 1100 MW Fars power plant, also the emphasize is to verify the equipments wich the maximum deputation of exergy has been occurs. Finally some purposes are presented for reducing of these losses.

Keywords: Fars Power plant, exergy deputation, and efficiency.

۱- مقدمه

فنی و اقتصادی آن پرداختند و توانستند که راندمان کل سیکل را به نزدیک ۶۰٪ بهبود دهند. برام و دیریاک [۶] به تحلیل اگزرژی و طراحی سیکل توربین گاز پرداختند و در نهایت توانستند پیشنهاد خود را برای بهبود سیکل با یک بازیاب که از دو نظر افزایش راندمان و ملاحظات اقتصادی عملی بود، ارائه دهند.

در ادامه پژوهش‌های پیشین، مقاله حاضر به تحلیل اگزرژی نیروگاه ۱۱۰۰ MW سیکل ترکیبی فارس می‌پردازد. در این مقاله سعی بر آن است تا با استفاده از یک تحلیل برای سیکل نقاطی که تخریب اکسرژی در آنها بیشتر است شناسایی شوند و بهینه‌سازی سیکل بر مبنای این نقاط انجام شود و در آخر پیشنهاداتی برای کاهش این اتلافات در سیکل نیروگاه یزد نیز ارائه می‌شود. شایان ذکر است که تمام داده‌های ارائه‌شده در این مقاله از اطلاعات نیروگاه در بار جزئی در حین بهره‌برداری استخراج شده است.

۲- معرفی نیروگاه مورد مطالعه

از سال ۱۳۸۲ پروژه‌ای عظیم جهت ایجاد ۲۲ نیروگاه سیکل ترکیبی در ایران آغاز شد که تا کنون تکمیل نشده‌اند. یکی از این نیروگاه‌ها، نیروگاه سیکل ترکیبی فارس می‌باشد که طرحواره آن در شکل (۱) نشان داده شده است. این نیروگاه از دو توربین گاز با قدرت ۱۲۳ MW، دو کمپرسور محوری، دو مولد بخار بازیاب، یک توربین بخار، یک چگالنده سطحی (تماس غیرمستقیم) و برج خنک‌کن خشک تشکیل شده است. توربین گازها از نوع GE ۱۹۱۷۱ E می‌باشند. در سیکل توربین گاز، هوا تا فشار ۹ بار توسط کمپرسور محوری فشرده می‌شود. گازهای حاصل از احتراق سوخت از محفظه احتراق در دمای 1074°C وارد توربین گاز می‌گردند. دبی سوخت در محفظه احتراق $5/27\text{kg/s}$ می‌باشد. گازها پس از خروج از توربین گاز، مولد

تحلیل اکسرژی و قانون اول و دوم ترمودینامیک این امکان را فراهم می‌سازند که روش مطلوبی را برای تحلیل سامانه‌های حرارتی و نیز شناخت سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی در این سامانه‌ها را یافت. در این سطح از تحلیل می‌توان با ارائه یک روش کلی نقاط نامطلوب سیکل به عبارت دیگر نقاطی که بیشترین تخریب اگزرژی در آنها رخ می‌دهد را شناسایی نمود و به بررسی دلایل وجود آن و ارائه راهکارهایی جهت رفع آن پرداخت. در این باره پژوهش‌های زیادی صورت گرفته است.

کناس [۱] و موران [۲] به بررسی تحلیل اگزرژی برای سامانه‌های مختلف و همچنین برآورد اتلاف اگزرژی در آنها پرداختند. فیاسچی و مانفیدا [۳] در تحلیل خود برای سیکل نیمه‌بسته توربین گاز نشان دادند که تزریق و بازیاب آب از منابع مهم اتلاف اگزرژی هستند و در مجموع ۸۰٪ کل بازگشت ناپذیری‌ها را در سیکل به خود اختصاص می‌دهند. آنها همچنین راندمان قانون دوم را برای حالتی که هیچگونه بخاری در سیکل تزریق نمی‌شد تا زمان تزریق کامل بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که در تزریق کامل بیشترین بازگشت ناپذیری را در سیکل می‌توان مشاهده کرد. هم چنین کاساروسا و فرانکو [۴] به بررسی بهینه‌سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکرد در دیگ بخار بازیاب با استفاده از کاهش اتلاف اگزرژی پرداختند. این تحلیل بر اساس ضریب عملکرد سمت گاز در دیگ بخار بازیاب صورت گرفته بود.

در تحقیقی دیگر فرانکو و روسو [۵] روشی را برای افزایش راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی با استفاده از تحلیل اکسرژی بر پایه بهینه‌سازی دیگ بخار بازیاب به کار بردند. آنها با استفاده از تعریف یک تابع هدف برای این دیگ به بهینه‌سازی

که G^E انرژی آزاد گیبس می‌باشد که در فشارهای پایین برای مخلوط گازها قابل اغماض است. با تقریب بسیار خوبی اگرژی شیمیایی سوخت از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$f_{ex,F} = \frac{e_{x,F}}{LHV_F} \quad (6)$$

در واقع $f_{ex,F}$ معرف نسبت اگرژی شیمیایی به ارزش حرارتی پائین سوخت است.

۴- محاسبه اتلافات در اجزاء سیکل

برای محاسبه بازگشت ناپذیری‌ها در سیکل باید هر جزء آنرا به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفت. برای سادگی در محاسبه، فرض می‌شود که با توجه به ناچیز بودن تلفات گرمایی بر واحد جریان عبوری می‌توان از اتلافات اگرژی مربوط به تلفات گرما صرف نظر نمود. در این بخش برای نمونه تلفات مربوط به کمپرسور ارائه می‌شود، برای سایر اجزای سیکل نیز به همین روش می‌توان به محاسبه تلفات در آنها پرداخت. لازم به ذکر است که دمای محیط 25°C که میانگین دمای سالیانه عملکرد نیروگاه مذکور است به عنوان دمای مرجع در نظر گرفته شده است. نکته دیگری که در محاسبه تلفات در نظر گرفته شده، این است که به جز در مواردی که واکنش شیمیایی موجود باشد، از تغییرات اگرژی شیمیایی می‌توان صرف نظر نمود. لذا فقط برای محفظه احتراق که فرآیند شیمیایی در آن رخ می‌دهد، تغییرات اگرژی شیمیایی لحاظ شده است. هم چنین فرض می‌شود که مخلوط گازهای حاصل از احتراق رفتار گاز ایده‌آل را دارند.

در شکل (۲) حجم کنترل برای یک کمپرسور نشان داده شده است. هر کمپرسور دارای دو ورودی و یک خروجی می‌باشد که به ترتیب عبارتند از هوای ورودی از محیط و قدرت ورودی از توربین‌گاز و خروجی آن هوای فشرده در فشار $10/59$ بار می‌باشد. با استفاده از رابطه (۳)، و با بیان موازنه اگرژی برای حجم

بخار بازیاب را تغذیه می‌نمایند. محصولات احتراق پس از عبور از اجزای مختلف نیروگاه نظیر تبخیرکننده‌ها و لوله‌های صرفه-جو پرفشار و کم‌فشار، فوق‌گرم‌کن کم‌فشار و سایر اجزا از خروجی دودکش به محیط تخلیه می‌شوند. هر مولد بخار بازیاب دو خط بخار پرفشار و کم‌فشار را به ترتیب در دماهای 510°C و 232°C را تأمین می‌نمایند که در اثر انبساط در توربین‌بخار توانی برابر 95 MW ایجاد می‌کند.

بخار پس از خروج از توربین‌بخار وارد چگالنده شده و پس از میعان در آن با دمای $68/1^\circ\text{C}$ در چاهک داغ جمع می‌گردد. آب تغذیه توسط پمپ‌های زیرکش به لوله‌های صرفه‌جو پیش-گرم‌کن فرستاده می‌شوند و پس از عبور از هوا زدا توسط پمپ تغذیه مولد بخار دو شاخه کم‌فشار و پرفشار را به ترتیب در 6 و 75 بار را ایجاد می‌کند. بخار پس از عبور از لوله‌های صرفه‌جو، تبخیرکننده‌ها و فوق‌گرم‌کن‌ها به توربین بخار جهت تولید توان وارد می‌شود.

۳- روابط حاکم

معادلات موازنه جرم، انرژی و اگرژی که برای هر یک از اجزاء در یک سامانه حرارتی به کار می‌رود را می‌توان با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک به صورت زیر بیان کرد [۷].

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

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_i e_i + \dot{E}_L \quad (2)$$

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_i e_i + \dot{I} \quad (3)$$

$$\dot{E}_x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + Ne_{x,mix}^{ch} \quad (4)$$

اندیس (۵) مربوط به شرایط مرجع محیطی، \dot{m} دبی جرمی جریان و \dot{N} نرخ مولی جریان می‌باشد. عبارت آخر اگرژی شیمیایی مخلوط است که از رابطه ذیل حاصل می‌گردد:

$$e_{x,mix}^{ch} = \left[\sum_{i=1}^n x_i e_x^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i) + G^E \right] \quad (5)$$

نتایج استخراج گردیده است. برای هریک از اجزاء مقدار تخریب آگزرژی محاسبه گردیده است و برای اینکه معیاری جهت مقایسه اتلافات هر جزء از سیکل در دست باشد درصد تخریب آگزرژی برای هریک به صورت نسبت تخریب آگزرژی اتلافی جزء به مقدار کل اتلافات محاسبه گردیده است و نتایج در جدول (۵) آورده شده است.

در نمودار شکل (۱) درصد اتلاف آگزرژی در هر یک از اجزای سیکل مشخص شده‌اند. با توجه به محاسبات و تحلیل انجام گرفته مشخص شد که قسمت اعظم اتلافات آگزرژی در محفظه احتراق با ۶۹/۵۳٪ و بویلر بازیاب با ۸/۵۳٪، توربین گاز با ۶/۸۹٪ و برج خنک‌کن با ۵/۶۵٪ و کمپرسور با ۳/۴۹٪ اتفاق افتاده است. اتلافات در محفظه احتراق به دلیل افزایش انرژی محصولات احتراق نسبت به مواد اولیه که به جهت اختلاف زیاد دمایی بین مواد اولیه و محصولات است، سهم اتلاف شیمیایی که به دلیل تغییرات فشار جزیی محصولات حاصل از احتراق است و نهایتاً افت کلی فشار در محفظه احتراق می‌باشد. که همانگونه که دیده می‌شود در حدود ۷۰٪ کل اتلافات را رقم زده است.

در بویلر بازیاب هم به علت وجود سطوح زیاد انتقال حرارت تلفات آگزرژی به نسبت زیاد است. از طرفی با کاهش نقطه پینچ می‌توان اتلافات آگزرژی در بویلر بازیاب را کم کرد. نکته قابل ذکر در اینجا این است که اگرچه می‌توان با استفاده از افزایش سطح مقدار نقطه پینچ را کاهش و به تبع آن اتلاف آگزرژی را کم نمود اما باید در این مورد ملاحظات اقتصادی را هم در نظر گرفت.

۵- پیشنهادات

با توجه به نتایج به دست آمد بدیهی است که با تغییرات انجام گرفته در طراحی‌های محفظه‌های احتراق تا حد ممکن اتلاف آگزرژی کم گردیده است و نمی‌توان تخریب آگزرژی را بیشتر از آن کاهش داد [3]. از طرفی این اتلاف آگزرژی لازمه

کنترل مذکور اتلاف آگزرژی را می‌توان به سادگی مطابق ذیل بدست آورد:

$$\begin{aligned}\dot{E}_w &= \dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_1 - h_e) = \\ &= 352/3 \times (68/859 - 420/39) = -123/93 \text{ MW} \\ \dot{I} &= \dot{m}(e_1 - e_e) + \dot{E}_w = \\ &= 352/3 \times (0 - 332/139) + -123/930 = \\ &= 6931 \text{ kW} = 6/931 \text{ MW}\end{aligned}$$

به همین طریق می‌توان برای سایر اجزای سیکل با استفاده از رابطه (۳) مقادیر تخریب آگزرژی را بدست آورد.

۴- نتایج و بحث

سوخت مصرفی در توربین گاز، گاز طبیعی است که درصد حجمی اجزای تشکیل‌دهنده آن در جدول (۱) درج شده است. همچنین برای محاسبه آگزرژی هوای محیط مرجع و گازهای حاصل از احتراق نیاز به مشخصات آنهاست که درصد اجزای تشکیل‌دهنده هوای مرجع و نیز آنالیز گازهای حاصل از احتراق سوخت که همانند هوا در نظر گرفته می‌شوند، در جدول (۲) ارائه شده است.

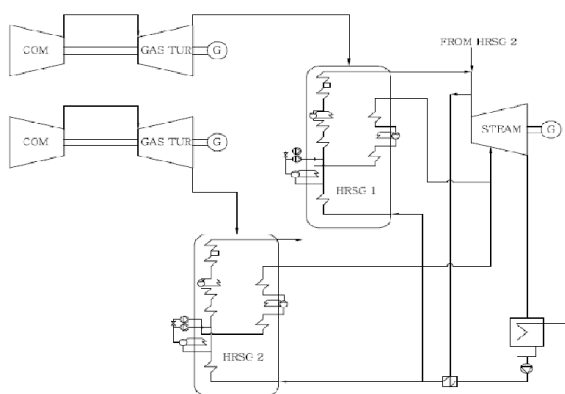
داده‌های مورد استفاده برای سیکل نیروگاه براساس برگه‌های عملکرد موجود در نیروگاه که به اطلاعات Annex معروف است بدست آمده است. برای محاسبه خواص آب و بخار آب از نرم افزار TCCAD و برای گازهای حاصل از احتراق سوخت از نرم افزار Air properties استفاده شده است. تمامی محاسبات برای یک بلوک از سه بلوک نیروگاه که به صورت مشابه کار می‌کنند انجام گرفته و منظور از کل سیکل یکی از بلوک نیروگاه می‌باشد. خواص ترمودینامیکی پس از موازنه آگزرژی برای هریک از اجزای اصلی نیروگاه و با فرض ناچیزبودن اتلافات حرارتی به محیط و با در نظر گرفتن یکسان بودن رفتار هوا و محصولات احتراق با گاز ایده‌آل محاسبه و

- Conversion and Management*, Vol. 39, No. (16-18), pp1643 – 1652, 1998.
- [4] Cassarosa, C., Donatitni F. and Franco, A., “Thermo-economic Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters for Combined Plant”, *Energy*, Vol. 29, No. 3, pp 389-414, 2004.
- [5] Alessandro, F. and Alessandro, R., “Combined Cycle Plant Efficiency Increase based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters”, *Thermal Sciences*, Vol. 41, pp, 843-859, 2002.
- [6] Bram, S. and De ruyck, J., “Exergy Analysis and Design of Mixed CO₂ /Steam Gas Turbine Cycle”, *Fuel and energy*, Vol. 37, No. (3), pp210-217, 1996.
- [7] Cengel, Y. A. and Boles, M. A. , *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Boston, MA., Mc Graw – Hill, 1998.
- [8] Kumar, Na. and Kale, SR., “Numerical Simulation of Steady State Heat Transfer in a Ceramic Coated Gas Turbine blade”, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, No. 45, p 483, 2002.
- [9] Ameri, M., Khanmohammadi, S. and Ahmadi P., “Exergy Analysis of a 420MW Combined Cycle Power Plant”, *Int. J. of Energy Reserch* , 2007.

آزاد شدن انرژی شیمیایی سوخت است و این اتلاف انرژی غیر قابل اجتناب است. اما ۸/۵۳ درصد اتلاف که در بویلر بازیاب رخ می‌دهد مقداری از آن قابل اجتناب است که با کاهش نقطه پینچ می‌توان از آن جلوگیری کرد. پیشنهادی که برای این نیروگاه می‌شود استفاده از سیکل سه فشاره است که باعث می‌شود تفاوت دمایی بین سیال سرد (آب و یا بخار) با گازهای حاصل احتراق کم شود و فرایند انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف بویلر بازیاب به سمت ایده ال میل کند تا باعث کاهش اتلافات انرژی شود. اغلب دمای ورودی به توربین گاز بواسطه محدودیت‌های دمایی به فلزات به کار رفته در پره‌های توربین به ندرت بیشتر از حدود $1200^{\circ}C$ درجه می‌رسد، که در این سیکل $1074^{\circ}C$ درجه است با استفاده از سوپر آلیاژها دما را می‌توان تا حدود $1700^{\circ}C$ درجه افزایش داد که در کاهش اتلافات در کل سیکل کاملاً تاثیر مثبت دارد.

نکته‌ای که در آنالیز انرژی بسیار قابل اهمیت است و نباید از آن غافل بود این است که تحلیل انرژی سیستم‌ها در این سطح اگر چه دید کلی در مورد نحوه اتلافات به ما می‌دهد ولی راه حلی عملی برای کم کردن این اتلافات ارائه نمی‌دهد. فقط بوسیله این تحلیل می‌توان نقاطی را که در آنها اتلاف بیشتری داریم، برای باز نگری در طراحی و بهبود طراحی‌های بعدی شناخت.

۸- مراجع و منابع



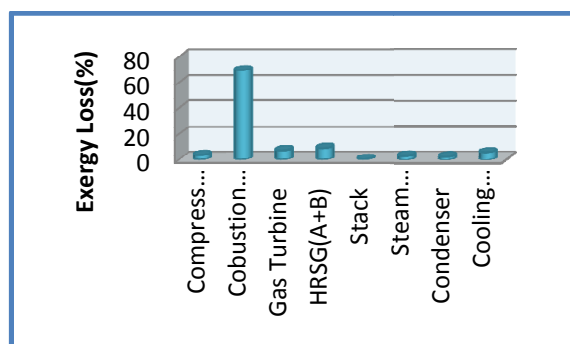
- [1] Kotas, T. J., “The Exergy Method Thermal Plant Analysis”, Reprint Ed., Krieger, Malabar.
- [2] Moran, M. J, Shpiro, H. N., “Fundamental of Engineering Thermodynamic”, 4th ed , New York, J. Wiley & Sons, 2002.
- [3] Faiaschi, D. and Manfrida. G., “Exergy Analysis of Semi - Closed Gas Turbine Combined Cycle (SCGT/CC)”, *Energy*

جدول (۳): خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل توربین گاز

نقاط مختلف سیکل	دبی جرمی (kg/s)	فشار (Bar)	دما (°C)	آنتالپی (kJ/kg)
۱	۲۷۷/۲	۱	۲۵	۰
۲	۲۷۷/۲	۹	۳۴۹	۳۱۲/۷
۳	۲۸۲/۵	۹	۱۰۴۷	۸۶۷/۱
۴	۲۸۲/۵	۱	۵۵۱	۱۹۴/۵

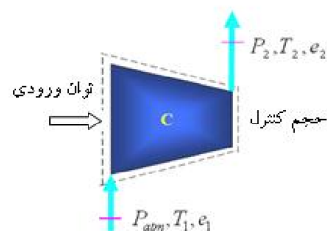
جدول (۴): درصد اتلافات انرژی برای کل سیکل

اجزای سیکل	$\dot{i} (MW)$	$I/\sum I\%$
کمپرسور (A+B)	۲×۲/۵۴	۳/۴۹
طاق احتراق	۲×۱۱۰/۰۷	۶۹/۵۳
توربین گازی	۲×۱۰/۹۱	۶/۸۹
مولد بخار بازیافت انرژی (HRSG)	۲×۱۳/۵۲	۸/۵۴
واحد (A+B)	۲×۰/۷۴	۰/۶۴
توربین بخار	۹/۵۳	۳/۰۱
چگالنده	۲/۶۷	۲/۴
سیستم خنک کاری	۱۷/۹	۵/۶۵
\dot{I}_{tot}	۳۱۶/۶۱	۱۰۰٪



شکل (۲): درصد اتلافات انرژی برای کل اجزای سیکل

شکل (۱): طرحواره یکی از واحدهای نیروگاه سیکل ترکیبی فارس



شکل (۲): حجم کنترل مربوط به کمپرسور

جدول (۱): آنالیز کمی گاز طبیعی بصورت کسر مولی

اجزای تشکیل دهنده	فرمول شیمیایی	درصد مولی
نیتروژن	N ₂	۷۵/۶۷
اکسیژن	O ₂	۲۰/۳۵
بخار آب	H ₂ O	۳/۰۳
دی‌اکسید کربن	CO ₂	۰/۰۳۴۵
منواکسید کربن	CO	۰/۰۰۰۷
دی‌اکسید سلفور	SO ₂	۰/۰۰۰۲
هیدروژن	H ₂	۰/۰۰۰۰۵
سایر گازها	-	۰/۹۱۴۵۵

جدول (۲): آنالیز کمی هوای مرجع (درصد مولی)

اجزای تشکیل دهنده	فرمول شیمیایی	درصد مولی
نیتروژن	N ₂	۷۵/۶۷
اکسیژن	O ₂	۲۰/۳۵
بخار آب	H ₂ O	۳/۰۳
دی‌اکسید کربن	CO ₂	۰/۰۳۴۵
منواکسید کربن	CO	۰/۰۰۰۷
دی‌اکسید سلفور	SO ₂	۰/۰۰۰۲
هیدروژن	H ₂	۰/۰۰۰۰۵
سایر گازها	-	۰/۹۱۴۵۵