

تحلیل انرژی و اگزرتیک سیکل بخار ۴۴۰ مگاواتی و بررسی تاثیر تغییر بار بر راندمان سیکل در شرایط بهره برداری

ید ا. ذاکری
هیأت علمی دانشگاه صنعتی اصفهان
yzakeri@cc.iut.ac.ir

حامد صدیقی
کارشناس مهندسی مکانیک
hamedsedighi1980@gmail.com

احمد همایون
کارشناس ارشد مکانیک
ahmadhomayoon@gmail.com

چکیده - در تحقیق حاضر، سیکل بخار ۴۴۰ مگاواتی در شرایط طراحی و اندازه گیری با استفاده از نرم افزار *Thermoflow* در بارهای مختلف مدل شده است. راندمان نیروگاه در شرایط اندازه گیری بین ۲/۵ تا ۴ درصد با نتایج طراحی اختلاف دارد. بعلاوه نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک سیکل بخار، نشان می دهد که برخلاف شرایط طراحی، راندمان نیروگاه در بار ۹۵ درصد کمتر از راندمان نیروگاه در بار ۷۵ درصد است. از طرف دیگر، با مقایسه راندمان تجهیزات مختلف سیکل بخار می توان دریافت که عملکرد کندانسور و توربین فشار ضعیف نامطلوب است. در بارهای نزدیک به بار ۱۰۰ درصد، با افزایش دبی بخار ورودی به کندانسور، عوامل موثر در افت راندمان تشدید می شود و عملکرد کندانسور نا مطلوب تر می گردد.

کلید واژه - آنالیز انرژی - آنالیز اگزرتی - راندمان نیروگاه بخار - نرم افزار *Thermoflow* - بالانس جرم و انرژی

۱- مقدمه

بارهای ۹۵، ۷۵ و ۵۰ درصد، سیکل بخار نیروگاه مدل شده است و راندمان تجهیزات مختلف با توجه به داده های نرم افزار در هر حالت محاسبه شده است. از طرف دیگر، بمنظور بررسی علل افت راندمان، تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد نیروگاه همچون دمای آب دریا، افزایش فشار کندانسور، تاثیر هیت رهای پیش گرم کن و ... مورد بررسی قرار گرفته است. بدین ترتیب با مقایسه نتایج شرایط طراحی با نتایج اندازه گیری و با توجه به عوامل موثر بر عملکرد سیکل بخار، به تحلیل وضعیت نیروگاه پرداخته شده است.

۲- مشخصات نیروگاه مورد مطالعه

توان نامی نیروگاه بخار مورد مطالعه، ۴۴۰ مگاوات می باشد و در منطقه ای با آب و هوای مرطوب واقع است. رطوبت و دمای محیط در شرایط اندازه گیری در حدود ۶۰ درصد و ۲۷ درجه سانتیگراد ثبت شده است. همچنین ارتفاع نیروگاه از سطح دریای آزاد منفی ۲۶ متر است.

سیکل بخار مورد مطالعه، دارای ۳ توربین فشار قوی (HPT)، فشار متوسط (IPT) و فشار ضعیف (LPT) هم

با توجه به رشد روز افزون جمعیت جهان، نیاز به گونه های مختلف انرژی در بخش های مختلف همچون صنعت، حمل و نقل و مسکن افزایش یافته است. از این رو، در چند دهه اخیر بهبود عملکرد تجهیزات مختلف مصرف کننده انرژی مورد توجه صنعتگران قرار گرفته است. از آنجاییکه نیروگاه های حرارتی بعنوان یکی از عمده ترین مصرف کنندگان انرژی در بخش صنعت بشمار می روند، ارزیابی و بهبود عملکرد تجهیزات مختلف نیروگاه سهم بسزایی در کاهش مصرف انرژی دارد [۱].

هدف از تحقیق حاضر، تحلیل انرژی و اگزرتیک نیروگاه بخار ۴۴۰ مگاواتی در شرایط اندازه گیری و ارزیابی راندمان نیروگاه در بارهای مختلف است. بدین منظور، با استفاده از داده های شرایط طراحی، سیکل بخار نیروگاه در بارهای ۱۰۰، ۷۵، ۵۰ و ۳۵ درصد، با استفاده از نرم افزار *Thermoflow* مدل شده است و راندمان تجهیزات مختلف نیروگاه و تجهیزات مختلف در شرایط طراحی محاسبه شده است. همچنین با استفاده از داده های اندازه گیری، در

۵۳۰	۵۳۰	دمای بخار ورودی IPT	۸
۸.۲۸۲	۸.۳۰	فشار بخار ورودی LPT	۹
۲۸۹.۹	۲۸۹.۷	دمای بخار ورودی LPT	۱۰
۰.۰۶۸	۰.۰۶۹	فشار کندانسور	۱۱
۳۷.۷	۳۸.۲	دمای کندانسور	۱۲
۲۵۴	۲۵۶	دمای جریان ورودی بویلر	۱۹

۳- مدل سازی سیکل بخار

یکی از ابزارهای توانا جهت مدل سازی نیروگاه های مولد برق مجموعه نرم افزاری Thermoflow است که امکان طراحی و مدل سازی نیروگاه های گازی، سیکل ترکیبی و بخار را با استفاده از نرم افزارهای مختلف فراهم می کند. مدل سازی نیروگاه بخار مذکور با استفاده از نرم افزارهای Steam Pro و Steam Master در دو مرحله انجام می پذیرد. در مرحله نخست، اطلاعات اولیه در خصوص ساختار نیروگاه در نرم افزار Steam Pro، وارد می شود و اجزای مختلف نیروگاه، شرایط کارکرد و چگونگی ارتباط آنها با یکدیگر (از قبیل تعداد و چگونگی ارتباط زیرکشی ها، هیترها، توربین ها و...) تعیین می شود. با اجرای برنامه، و با برقراری بالانس جرم و انرژی در سیکل، پارامترهای ترمودینامیکی و دبی جرمی جریان در سیکل بخار محاسبه می شود. برای بررسی تاثیر پارامترهای موثر در کارکرد نیروگاه همچون اثر تغییر بار نیروگاه، دما و رطوبت محیط، دمای آب دریا و مشخصات موثر بر راندمان تجهیزات مختلف می بایست از نرم افزار Steam Master استفاده شود. از این رو برای انجام محاسبات تکمیلی، با کلیک کردن بر روی گزینه Off Design، فایل Steam Master از سیکل نیروگاه مورد مطالعه ساخته می شود. در این بخش، علاوه بر بالانس جرم و انرژی، اثر راندمان و کارکرد تجهیزات مختلف نیز مورد بررسی قرار می گیرد. نتایج بالانس جرم و انرژی برای واحد ۴۴۰ مگاواتی نیروگاه مورد مطالعه در شرایط طراحی در شکل ۱ نشان داده شده است. بمنظور اطمینان از صحت مدل شبیه سازی شده در نرم افزار Steam Master، نتایج حاصل از نرم افزار در بارهای مختلف با داده های طراحی مقایسه شده است. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می شود، انطباق خوبی مابین نتایج وجود دارد. همچنین میزان خطای محاسباتی اختلاف انرژی ورودی و خروجی در مدل ساخته شده در نرم افزار ۲۴/۲۷ کیلو وات است که معادل ۰/۰۰۲

محور است که بخار ورودی به توربین فشار متوسط در بویلر پیش گرم می شود. همچنین ژنراتور نیروگاه، دو قطبی با ولتاژ خروجی ۲۱ کیلو ولت و توان ظاهری ۵۱۷/۶ مگا ولت آمپر می باشد. در کندانسور نیروگاه از آب دریا برای خنک کردن بخار خروجی از توربین استفاده می شود. فشار بخار کندانسور در شرایط طراحی به ازای دمای ۲۱ درجه سانتیگراد آب دریا، 0.066 kg/cm^2 می باشد. همچنین دبی آب خنک کننده کندانسور $52000 \text{ m}^3/\text{hr}$ است [۲].

نیروگاه مورد نظر دارای ۴ هیتز پیش گرم فشار ضعیف می باشد که با استفاده از بخار زیرکشی شده از توربین های فشار متوسط و فشار ضعیف، آب خروجی از کندانسور را پیش گرم می کند. آب خروجی از هیتزهای فشار قوی وارد دی اریاتور نیروگاه می شود و فرایند اکسیژن زدایی آب سیکل انجام می پذیرد. پمپ آب تغذیه بویلر از نوع توربوپمپ دور متغیر است که با استفاده از بخار خروجی از توربین فشار قوی کار می کند. همچنین نیروگاه دارای ۲ هیتز فشار قوی می باشد که در شرایط طراحی دمای آب سیکل را تا حدود ۲۶۰ درجه سانتیگراد پیش گرم می کند. بویلر نیروگاه مورد مطالعه از نوع بدون درام (OnceThrough)، است که از دو بخش تشکیل شده است. در بخش اول محفظه احتراق قرار دارد و لوله های آب در دیواره ها تعبیه شده است که در این بخش آب به بخار تبدیل می شود. در بخش دوم ۴ سوپرهیتر و ۲ ری هیتر قرار دارند که بخار را سوپرهیت می کند. همچنین ارتفاع و قطر خارجی نوک دودکش بویلر به ترتیب ۱۳۵ و ۸ متر می باشد [۲]. در جدول ۱ گزیده ای از اطلاعات ترمودینامیکی مربوط به نقاط مختلف سیکل بخار در شرایط طراحی ارائه شده است [۲].

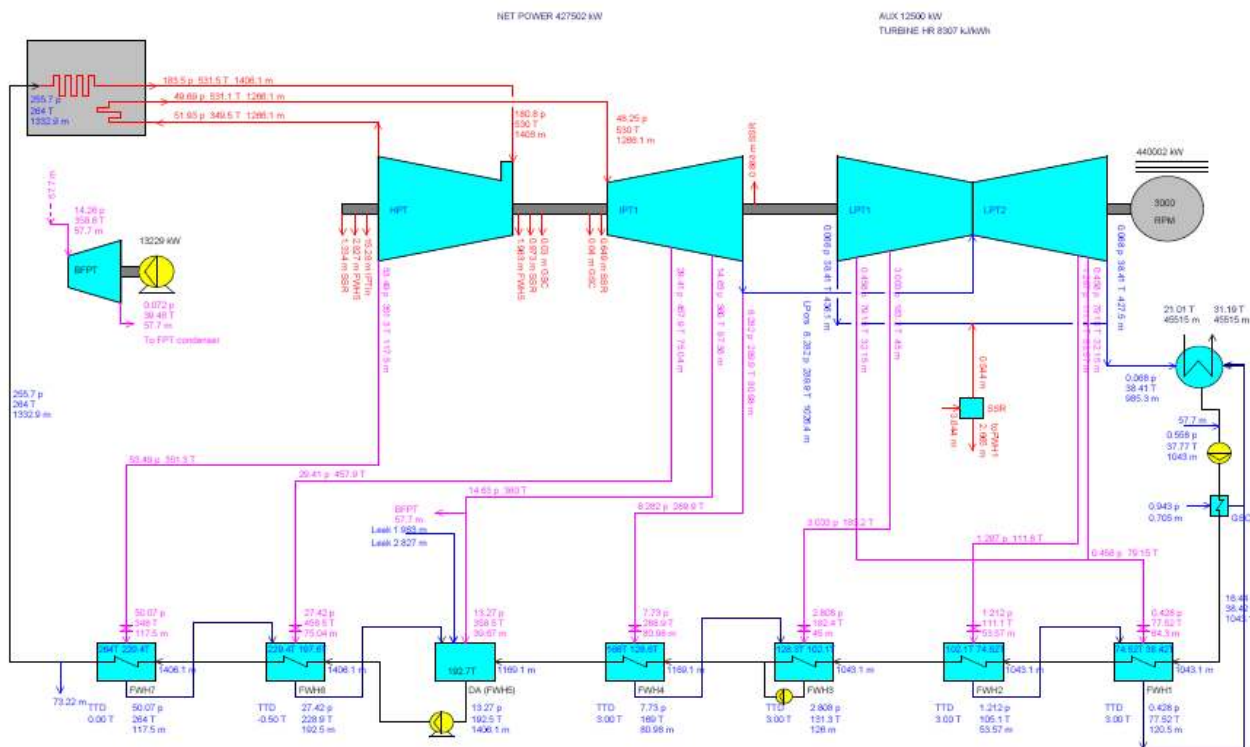
جدول ۱. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل بخار در شرایط طراحی

ردیف	اطلاعات ترمودینامیکی	طراحی	نرم افزار
۱	دبی بخار ورودی HPT	۱۴۰۸	۱۴۰۶
۲	فشار بخار ورودی HPT	۱۸۱	۱۸۰.۸
۳	دمای بخار ورودی HPT	۵۳۰	۵۳۰
۴	فشار بخار خروجی HPT	۵۳.۷	۵۳.۴۹
۵	دمای بخار خروجی HPT	۳۵۰.۳	۳۵۱.۳
۶	دبی بخار ورودی IPT	۱۲۶۶.۳	۱۲۶۶.۱
۷	فشار بخار ورودی IPT	۴۸.۳	۴۸.۲۵

درصد می‌باشد. بنابر این نتایج حاصل از مدل سازی با دقت بسیار خوبی با شرایط طراحی انطباق دارد.

شکل ۱: دیاگرام بالانس جرم و انرژی نیروگاه مورد مطالعه در بار ۱۰۰ درصد با سوخت گاز

بمنظور مدل سازی سیکل نیروگاه مورد مطالعه در شرایط



۴- بیان معادلات حاکم و تئوری مسئله

قوانین بقای جرم و انرژی (قانون اول ترمودینامیک)، قوانین پایه حاکم بر پدیده‌های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند. سیکل نیروگاه حرارتی در شرایط پایدار از نظر ترمودینامیکی از مجموعه‌ای از تحولات حالت دائم-جریان دائم تشکیل شده است. راندمان قانون اول نیروگاه بصورت رابطه ۱ تعریف می‌شود [۳].

$$\eta_{plant} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{fuel}} \quad (1)$$

که $\dot{W}_{net}$ و $\dot{E}_{fuel}$ به ترتیب توان خالص تولیدی و توان حرارتی ورودی است. همچنین Heat Rate نیروگاه با راندمان بصورت زیر رابطه دارد.

$$Heat\ rate \left(\frac{Kj}{KWh} \right) = \frac{3600}{\eta} \quad (2)$$

اندازه گیری، از فایل طراحی ساخته شده در نرم افزار Master استفاده شده است و پارامترهای اندازه‌گیری همچون اثر تغییر بار نیروگاه، دما و رطوبت محیط، دمای آب دریا و مشخصات موثر بر راندمان تجهیزات مختلف در نرم افزار وارد می‌شود. برای برخی از پارامترها همچون افت فشار در مسیر جریان بخار از بویلر تا توربین، فشار کندانسور و ... امکان وارد کردن مستقیم اطلاعات اندازه‌گیری شده وجود ندارد و با استفاده از نتایج مدل شده نرم افزار، طی فرآیند سعی و خطا، پارامتر اندازه‌گیری تعیین می‌شود. بطور مثال فشار در ابتدا و انتهای مسیر بخار بویلر به توربین اندازه‌گیری شده است، ولی در نرم افزار، ضریب اصطکاک مسیر قابل تنظیم است. از اینرو با تغییر این پارامتر و اجرای برنامه، افت فشار محاسبه می‌شود تا جایگزین افت فشار مورد نظر تامین شود.

جدول ۲. انرژی شیمیایی سوخت گاز در شرایط طراحی

Component	mole%	$H_u \left(\frac{KJ}{Kg.Mol} \right)$
Methane	97.44	836510
Ethane	0.56	1504360
Propane	0.49	2163190
i-butane	0.01	2818930
n- butane	0.03	2818930
i-pentane	0	3477050
n- pentane	0.03	3477050
Hexane	1.02	4134590
Carbon dioxide	0	20140
Nitrogen	0.42	720
Total	100	878465.92

بمنظور بررسی راندمان نیروگاه، عملکرد تجهیزات مختلف نیروگاه نیز بررسی شده است.

بطور کلی بازگشت ناپذیری خارجی با وجود عایق کاری توربین ناچیز است و بازگشت ناپذیری داخلی عامل اصلی افت راندمان توربین است، خصوصاً کثیف شدن پره‌های توربین موجب افزایش بازگشت پذیری در توربین می‌شود. راندمان آیزنتروپیک توربین شاخص مناسبی برای تعیین عملکرد توربین می‌باشد و بصورت نسبت کار واقعی به کار آیزنتروپیک تعریف می‌شود [۳].

$$\eta_T = \frac{W_{actual}}{W_{isentropic}} \quad (4)$$

بمنظور ارزیابی عملکرد هیتزهای پیش گرم از راندمان انرژی استفاده شده است که بصورت رابطه زیر تعریف می‌شود [۷].

$$\Psi = \frac{(ex_{FW})_{out} - (ex_{FW})_{in}}{(ex_H)_{out} - (ex_H)_{in}} \quad (5)$$

که ex بیانگر جریان انرژی و اندیس‌های H و FW به ترتیب نشانگر جریان اصلی سیکل و جریان بخار گرمکن است.

همچنین راندمان انرژی سیکل دی ارتور بصورت رابطه زیر تعریف می‌شود [۷].

توان بالقوه انجام کار مفید یک سیستم، انرژی نامیده می‌شود. انرژی یک خاصیت ترمودینامیکی است که به حالت‌های سیستم و محیط بستگی دارد. آنالیز انرژی یک فرآیند یا یک سیستم، نشان می‌دهد که چه مقدار از قابلیت انجام کار یا انرژی ورودی، توسط آن فرآیند یا سیستم، مصرف شده است. باید توجه داشت که همواره مقداری از انرژی در طی یک فرآیند به علت وجود بازگشت ناپذیری از بین می‌رود و در نتیجه مجموع انرژیهای حالت نهایی فرآیند با انرژی اولیه مساوی نیست [۴]. علاوه بر آن اگر سیستم فوق از چند جزء مختلف تشکیل شده باشد، آنالیز انرژی، چگونگی توزیع بازگشت ناپذیری کلی سیستم را بین اجزاء آن نشان داده و مشخص می‌کند که چه اجزایی نقش بیشتری در میزان بازگشت ناپذیری کلی دارند [۵].

بر این اساس، راندمان انرژی سیکل بصورت رابطه ۲ محاسبه می‌شود

$$\psi_{plant} = \frac{W_{net}^o}{Ex_{fuel}^o} \quad (3)$$

$$Ex_{fuel}^o = Ex_{ch}^o + Ex_{th}^o$$

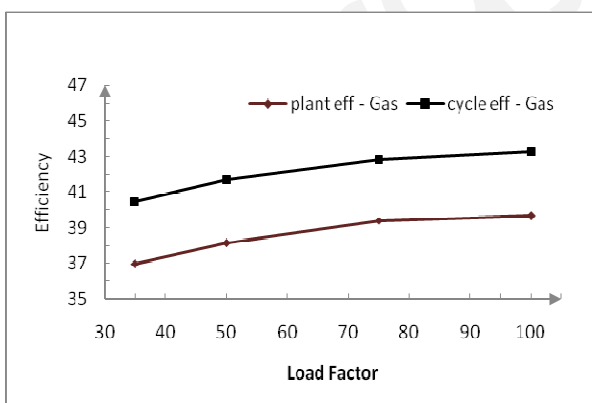
$\sum_i \dot{m}_i [(h - h_o) - T_o (s - s_o) + (\mu - \mu_o)]$
 $\dot{Ex}_{fuel}^o$ انرژی سوخت می‌باشد که از دو بخش انرژی شیمیایی و ترمومکانیکی تشکیل شده است و در شرایط طراحی و اندازه گیری با توجه به آنالیز سوخت نیروگاه محاسبه می‌شود. با توجه به اینکه بخش ترمومکانیکی انرژی سوخت در برابر بخش شیمیایی آن ناچیز است، می‌توان از آن صرف‌نظر نمود. اطلاعات مربوط به انرژی شیمیایی سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در واحد بخار نیروگاه مورد مطالعه در شرایط اندازه گیری در جدول ۲ ارائه شده است [۶].

$$\dot{Ex}_{fuel} = \frac{21.8 \text{ Kg/s}}{17.06 \text{ Kg/Kg mole}} \times [878466] \text{ KJ/Kg mole} = 1123.11 \text{ MW} \quad (3)$$

کاهش بار مطابق انتظار، Rate Heat افزایش یافته است. مقدار Rate Heat نیروگاه در شرایط طراحی برای سوخت گاز برابر ۹۰۶۷ کیلو ژول بر کیلووات ساعت است. بطوریکه علت افت راندمان نیروگاه با کاهش بار، کاهش راندمان تجهیزات نیروگاه بدلیل فاصله گرفتن از شرایط طراحی است.

جدول ۳. نتایج راندمان و HeatRate نیروگاه، سیکل بخار و بویلر در شرایط طراحی و اندازه گیری

شرایط	بار	توان خاص (MW)	راندمان نیروگاه (LHV) (%)	راندمان اگزرتیک (%)	Heat Rate نیروگاه (KJ/KWh)	راندمان بویلر (LHV) (%)	راندمان سیکل بخار (%)
طراحی	35%	149	37	35.44	9738	94.4	40.5
	50%	213.2	38.2	36.60	9431	94.4	41.7
	75%	321	39.4	37.79	9134	94.4	42.8
	100%	427.5	39.7	38.06	9067	94.4	43.3
اندازه گیری	51%	218.3	35.9	34.42	10033	93.8	39.5
	75%	320.5	36.3	34.86	9908	94.2	39.5
	95%	407.5	35.6	34.15	10113	93.8	39.1



شکل ۲. تغییرات راندمان نیروگاه و سیکل بخار بر حسب بار

$$\Psi = \frac{(ex_{FW})_{out}}{(ex_{FW})_{in} + (ex_H)_{in}} \quad (6)$$

از دیگر بخش‌های اصلی نیروگاه بخار، کندانسور است و در زمره مبدل‌های غیر مستقیم بشمار می‌رود. سیال خنک کننده مورد استفاده در کندانسور نیروگاه مورد مطالعه، آب دریاست که از درون لوله‌های مبدل عبور می‌کند و بخار خروجی از توربین فشار ضعیف را به مایع اشباع تبدیل می‌کند. بطوریکه عملکرد کندانسور با هیت‌رها کاملاً متفاوت است و از کندانسور در جهت دفع گرما از جریان سیکل به آب دریا استفاده می‌شود. از این‌رو نمی‌توان برای کندانسور از تعریف بازده اول و دوم استفاده نمود. در صورتیکه کندانسور توانایی دفع گرمای آب سیکل را بصورت مطلوب نداشته باشد، فشار کندانسور افزایش می‌یابد و موجب افت راندمان نیروگاه می‌شود. از این‌رو فشار کندانسور بعنوان معیار عملکرد کندانسور می‌باشد.

بمنظور تحلیل بویلر نیروگاه مورد مطالعه، از روش غیر مستقیم برای محاسبه تلفات حرارتی بویلر استفاده شده است که بصورت رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_{Boiler} = 100\% - Losses \quad (7)$$

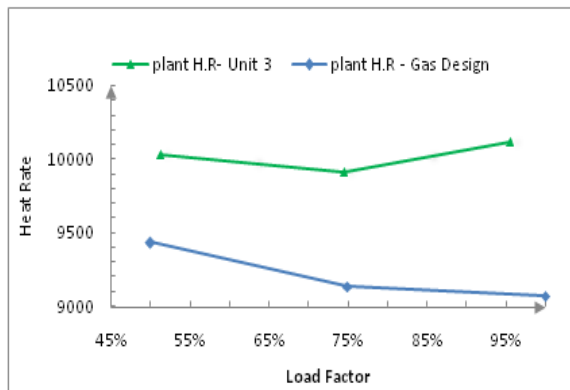
بر این اساس رابطه تجربی زیر برای محاسبه راندمان بویلر با گاز طبیعی بر مبنای ارزش حرارتی پایین سوخت، ارائه شده است [۵].

$$Efficiency = 99 - (0.001244 + 0.0216EA)(T_g - T_a) \times 1.8 \quad (8)$$

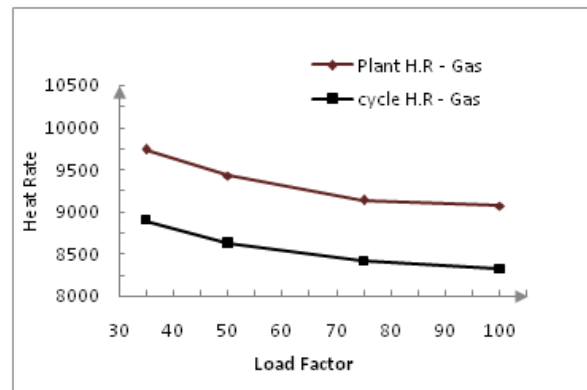
که EA نسبت هوا به سوخت، T_g و T_a به ترتیب دمای دود در خروجی دودکش و دمای محیط است.

۵- نتایج آنالیز انرژی و اگزرتیک نیروگاه

در جدول ۳، راندمان و HeatRate نیروگاه در شرایط اندازه گیری و بهره برداری در بارهای مختلف محاسبه شده است. همانطور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، در شرایط طراحی، با کاهش بار، راندمان سیکل و نیروگاه افت می‌کند بطوریکه راندمان نیروگاه در بار ۱۰۰ درصد، نسبت به بار ۳۵ درصد در حدود ۲/۷ درصد کاهش یافته است. همچنین در شکل ۳ تغییرات Rate Heat بر حسب بار رسم شده است که با



شکل ۵. تغییر HeatRate نیروگاه با بار در شرایط طراحی و بهره برداری



شکل ۳. تغییرات HeatRate نیروگاه و سیکل بخار بر حسب بار

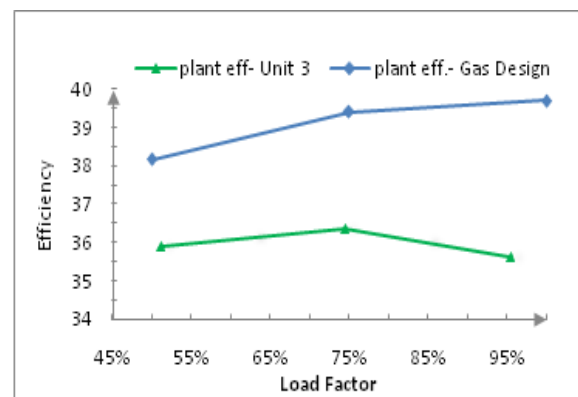
۶- آنالیز راندمان‌های انرژی و اگزرتیک المان‌های سیکل و تحلیل نتایج

در شکل ۶ دیاگرام بالانس جرم و انرژی سیکل بخار رسم شده است. المانهای آبی رنگ جریان انرژی را نشان می‌دهد و المانهای زرد رنگ مربوط به اگزرتیک جریان است. همانگونه که ملاحظه شد، راندمان نیروگاه و سیکل بخار در شرایط بهره‌برداری از حالت طراحی فاصله گرفته است. عوامل مختلفی بر عملکرد تجهیزات تأثیر گذار است که موجب کاهش کارایی اجزای سیکل و راندمان نیروگاه می‌گردد. از این رو بمنظور بررسی علت افت راندمان نیروگاه، می‌بایست کارایی تجهیزات مختلف در مقایسه با شرایط طراحی مورد بررسی قرار گیرد. همانطور که در جدول ۳ ملاحظه می‌شود، راندمان اجزای مختلف نیروگاه بخار در شرایط طراحی و بهره‌برداری نشان داده شده است.

با مقایسه نتایج مربوط به شرایط اندازه گیری و طراحی، کاملاً مشهود است که راندمان توربین فشار قوی، توربین فشار متوسط، هیترهای پیش گرمکن، دی اریتر و بویلر با مقادیر طراحی انطباق دارد. با این وجود عملکرد توربین فشار ضعیف و کندانسور نیروگاه نا مطلوب است.

بطور کلی عوامل مختلفی در عملکرد کندانسور نقش دارد که از جمله آن می‌توان به افزایش دمای آب دریا، کارایی نامناسب پمپ آب دریا، گرفتگی مسیر لوله‌های مبدل، تشکیل رسوب در سطوح مبدل‌ها، وجود گازهای غیر قابل کندانس در بخار آب و ... اشاره نمود. آب دریا بعنوان سیال خنک کننده در کندانسور نیروگاه عمل می‌کند و بخار اشباع خروجی از توربین فشار ضعیف را به مایع کندانس تبدیل

در شکل ۴، روند تغییر راندمان نیروگاه بر حسب بار در شرایط اندازه گیری نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، راندمان نیروگاه نسبت به شرایط طراحی کاهش محسوسی یافته است. بگونه ای که در حدود ۲/۵ تا ۴ درصد با مقادیر طراحی اختلاف دارد. بمنظور تعیین علل افت راندمان نیروگاه نسبت به شرایط طراحی، می‌بایست عملکرد تجهیزات مختلف نیروگاه بررسی شود. موضوع دیگری که با مقایسه نتایج شرایط طراحی و بهره‌برداری در شکل ۴، کاملاً مشهود است در خصوص روند تغییر راندمان نیروگاه بر حسب بار است. همانطور که ملاحظه می‌شود، راندمان نیروگاه در بار ۹۵ درصد کمتر از بار ۷۵ درصد است. این موضوع در شکل ۵ نیز مشاهده می‌شود، HeatRate نیروگاه در شرایط اندازه گیری، در بارهای ۹۶ و ۷۵ درصد به ترتیب ۱۰۱۱۳ و ۹۹۰۸ می‌باشد. بنابر این بنظر می‌رسد برخی از عوامل مؤثر بر افت راندمان نیروگاه، در بارهای نزدیک به بار ۱۰۰ درصد، تشدید می‌شود.

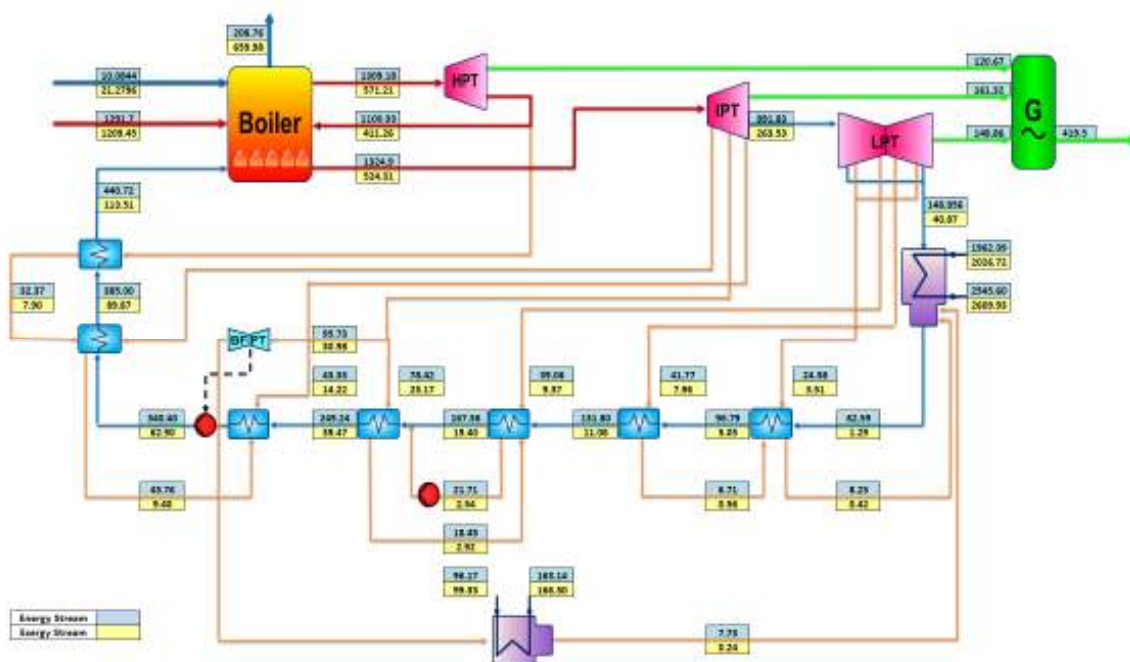


شکل ۴. تغییر راندمان نیروگاه با بار در شرایط طراحی و بهره برداری

می‌کند. از این رو در صورت افزایش بیش از حد دمای آب دریا، کندانسور توانایی جذب کامل گرمای جریان بخار خروجی از توربین را ندارد و فشار کندانسور نسبت به حالت طراحی افزایش می‌یابد.

جدول ۳. نتایج راندمان و HeatRate نیروگاه، سیکل بخار و بویلر در شرایط طراحی و اندازه گیری

شرایط	بار	راندمان بویلر (LHV) (%)	راندمان ایزنتروپیک توربین HP (%)	راندمان ایزنتروپیک توربین IP (%)	راندمان ایزنتروپیک توربین LP (%)	فشار کندانسور (بار)	راندمان اگزرتیک هیتر ۱ (%)	راندمان اگزرتیک هیتر ۲ (%)	راندمان اگزرتیک هیتر ۳ (%)	راندمان اگزرتیک هیتر ۴ (%)	راندمان اگزرتیک دی اریتر (%)	راندمان اگزرتیک هیتر ۶ (%)	راندمان اگزرتیک هیتر ۷ (%)
طراحی	35%	94.4	84.89	89.29	87.16	0.037	57.08	79.70	84.85	84.07	97.48	87.77	92.56
	50%	94.4	84.94	89.42	86.50	0.043	58.53	80.31	86.75	85.73	97.16	88.78	93.42
	75%	94.4	84.98	89.62	85.45	0.054	61.14	81.81	87.11	85.82	98.02	89.78	93.94
	100%	94.4	84.87	89.78	84.70	0.068	62.75	83.23	87.39	87.05	98.17	90.63	94.35
بازه برداری	51%	93.81	85.19	89.28	82.04	0.097	78.22	78.61	86.82	85.17	97.16	88.53	93.97
	75%	94.18	85.38	87.18	80.11	0.135	83.28	80.23	85.80	87.12	97.17	90.35	94.28
	95%	93.82	85.92	87.17	76.96	0.183	83.97	79.45	87.62	87.73	97.38	91.71	94.55

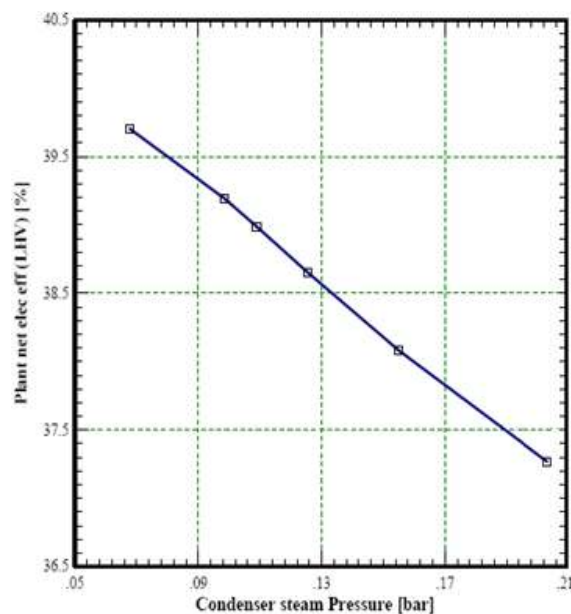


شکل ۶. دیاگرام جریان انرژی و اگزرتیک واحد ۱ نیروگاه نکا برای بار ۱۰۰ درصد با سوخت گاز

درجه سانتی گراد بوده است، فشار کندانسور در حدود ۰/۲۴ بار افزایش می‌یابد. با این وجود، نتایج اندازه گیری نشان می‌دهد که فشار کندانسور در زمان اندازه گیری در حدود

در شکل ۷، تاثیر دمای آب دریا بر فشار کندانسور در بار ۱۰۰ درصد برای شرایط طراحی مدل شده است. با توجه به این که دمای آب دریا در زمان اندازه گیری در حدود ۲۷

کندانسور در بارهای بالاتر است. از این رو، در حال حاضر راندمان بهینه نیروگاه در بار ۷۵ درصد محقق شده است. همانطور که در شکل ۸ مشاهده می شود، تاثیر فشار کندانسور بر عملکرد نیروگاه شبیه سازی است. با توجه به اینکه در شرایط اندازه گیری فشار کندانسور در حدود ۰/۱۸۳ بار می باشد، راندمان نیروگاه بیش از ۲ درصد کاهش یافته است. که بنظر می رسد عامل اصلی کاهش راندمان عملکرد نامطلوب کندانسور است. همچنین راندمان توربین فشار ضعیف در بار ۷۵، ۹۵ و ۵۰ درصد، بترتیب ۷۶/۹۶، ۸۰/۱۱ و ۸۲/۰۴ درصد می باشد.



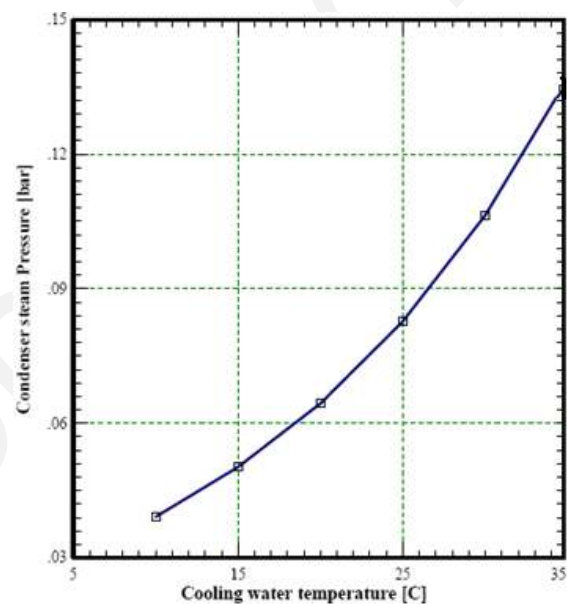
شکل ۸ تاثیر فشار کندانسور بر راندمان نیروگاه

بنظر می رسد که روند بهبود راندمان توربین فشار ضعیف که با کاهش بار اتفاق می افتد، با عملکرد کندانسور در بارهای مختلف مرتبط باشد. لازم بذکر است که راندمان هیتر ۱ بدلیل افزایش فشار کندانسور و دمای اشباع آب در مقایسه با حالت طراحی افزایش یافته است.

۷- نتیجه گیری

با توجه به نتایج آنالیز انرژی و اگزرتیک نیروگاه در شرایط طراحی و اندازه گیری در بارهای مختلف، می توان دریافت که علت کاهش راندمان نیروگاه بخار مورد مطالعه، عملکرد

۰/۱۱۷ بار نسبت به شرایط طراحی افزایش یافته است. از این رو می توان دریافت که عوامل داخلی کندانسور به عنوان علل اصلی کاهش راندمان کندانسور و نیروگاه می باشند. موضوع دیگری که در ادامه بدان پرداخته شده است، روند تغییر راندمان نیروگاه بر حسب بار است. همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، راندمان راندمان نیروگاه در بار ۷۵ درصد بیشتر از بار ۵۰ و ۱۰۰ درصد است. در صورتیکه در شرایط طراحی، با کاهش بار، راندمان نیروگاه نیز کاهش یافته است. به نظر می رسد که برخی از پارامترهای موثر در افت راندمان نیروگاه، در بارهای بالاتر تاثیر بیشتری دارند.



شکل ۷. تاثیر دمای آب دریا بر فشار کندانسور

با توجه به اینکه دبی بخار عبوری از کندانسور با کاهش بار نیروگاه، کاهش یافته، میزان توان گرمایی که می بایست در بارهای ۵۰ و ۷۵ درصد در کندانسور به آب دریا انتقال داده شود نیز کاهش می یابد. از طرف دیگر، دبی پمپ آب دریا در کلیه بارها ثابت است، از این رو در بارهای ۵۰ و ۷۵ درصد در مقایسه با بار ۱۰۰ درصد، فرآیند انتقال حرارت و عملکرد کندانسور مطلوبتر می باشد.

بطور کلی دو پارامتر اساسی در تقابل با یکدیگر، در روند تغییر راندمان واحدهای بخار نیروگاه مورد مطالعه با تغییر بار تاثیرگذار است. عامل نخست تاثیر کاهش بار بر راندمان تجهیزات نیروگاه است که موجب کاهش راندمان نیروگاه در شرایط طراحی می شود و عامل دوم، افت شدید عملکرد

کندانسور و توربین فشار ضعیف است. همچنین با بررسی روند تغییر راندمان بر حسب بار، کاملاً مشهود است که راندمان نیروگاه در بار ۹۵ درصد کمتر از راندمان در بار ۷۵ درصد است. علت این موضوع افزایش دبی بخار ورودی به کندانسور در بارهای بالا می‌باشد که باعث نامطلوب‌تر شدن راندمان نیروگاه می‌شود. همچنین نتایج مدل سازی نشان می‌دهد که افزایش دمای آب دریا نمی‌تواند تنها عامل کاهش راندمان نیروگاه باشد و پارامترهای داخلی کندانسور در عملکرد نامطلوب آن نقش داشته اند. از اینرو بنظر می‌رسد برای رفع معایب کندانسور، انجام ممیزی داخلی کندانسور ضروری باشد.

۸- سپاسگذاری:

از مسئولین سازمان بهروری انرژی ایران خصوصاً مهندس نجفی و مهندس براتی، که ما را در انجام این تحقیق یاری رساندند کمال تشکر بعمل می‌آید. همچنین لازم است از مدیران شرکت سامان انرژی که امکانات لازم جهت پژوهش و تحقیق حاضر را فراهم آوردند، سپاسگذاری شود.

۹- مراجع:

- [1] Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 2
- [2] داده‌های طراحی نیروگاه بخار مورد مطالعه شامل اطلاعات Performance Test و پارامترهای تجهیزات مختلف در شرایط طراحی
- [3] G. Van Wylen, R. Sonntag, "Fundamentals Of Classical Thermodynamics", Fourth Edition
- [4] J. Szargut; " Exergy Analysis"; Academia Research in Progress Thermodynamics; 2005
- [5] R. Kumar, S C Kaushik, A. Kumar; " Energy and Exergy Analysis of Non-reheat Thermal Power Plant"; International Conference on Energy and Environment; 2009
- [6] R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2nd edition; 1994; McGraw Hill Book Company
- [7] Cengel and Boles; "Thermodynamics, an Engineering Approach", 5th Edition, 2006