

تحلیل انرژی تیک و انرژی تیک عملکرد توربین گاز V94.3A زیمنس در سطوح بار مختلف

آبتین عطایی

استادیار - گروه مهندسی انرژی

دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران

a.ataei@srbiau.ac.ir

یاسر گلزاری

دانشجوی دکتری - گروه مهندسی انرژی

دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران

golzari@mah-taab.com

چکیده

با توجه به اینکه مطلوبیت عملکرد توربین های گاز کاملا وابسته سطوح بار آنهاست، در این مطالعه عملکرد یک واحد گازی ۲۶۴ مگاواتی V94.3A زیمنس در طرح نیروگاه ۲۰۰۰ مگاواتی رودشور در سطوح بار ۱۰۰٪ و ۶۰٪ مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار گرفته و اثرات نامطلوب ناشی از عملکرد این واحد در بار ۶۰٪ بررسی شده است. با ارائه مثالهای عملی و آنالیز نرم افزاری، موضوع رفتار ترمودینامیکی این واحد در هنگام کاهش بار مد نظر قرار گرفت و با ارائه روابط مربوط به آنالیزهای انرژی تیک و انرژی تیک، سعی شده است تا مفاهیم این دو آنالیز ارائه گردد. در انتها با ارائه نتایج حاصل از آنالیزهای انرژی و انرژی، مقایسه ای بین آنها انجام و اثرات منفی کاهش بار واحد در رفتار ترمودینامیکی آن و افزایش افت های سیکل بررسی شده است.

کلمات کلیدی: توربین گاز - آنالیز انرژی تیک - آنالیز انرژی تیک.

مقدمه

در گذشته به منظور ارزیابی وضعیت جریان انرژی در یک سیستم انرژی صرفا از آنالیز انرژی که بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک است، استفاده می گردید. در حالیکه به کمک قانون دوم ترمودینامیک که مستقیما با انرژی در ارتباط است، می توان علاوه بر کمیت انرژی، کیفیت آن را نیز بررسی نمود. بطور کلی انرژی یک جریان در دما و یا فشاری متفاوت از شرایط محیط، بعنوان بیشینه قابلیت انجام کار آن تا زمانی که بصورت برگشت پذیر به دما و فشار محیط برسد، تعریف می شود. لذا انرژی یک جریان تابع آنتالپی و آنتروپی آن است و چون این موارد تابع حالت می باشند، انرژی هر جریان نیز تابع حالت خواهد بود. اتلاف انرژی معیاری از راندمان ترمودینامیکی یک فرآیند را بیان می دارد بطوریکه هر چه اتلاف انرژی کمتر باشد، راندمان ترمودینامیکی فرآیند بالاتر و مقدار انرژی مورد نیاز آن کمتر خواهد بود. ماکزیمم راندمان ترمودینامیکی زمانی بدست می آید که فرآیند بازگشت پذیر و اتلاف انرژی در آن صفر باشد که این شرایط عملا امکان پذیر نیست [1,2,3]. تحلیل عملکرد فرآیندها با استفاده از آنالیز انرژی تیک توسط محققین زیادی انجام شده است. عطایی و همکاران در سال ۲۰۰۸ میلادی عملکرد برج های خنک کن تر، بعنوان یک مولفه اصلی در سیکل نیروگاههای حرارتی را با استفاده از آنالیز انرژی تیک مورد تحلیل قرار دادند [1]. در این مطالعه بطور دقیق رفتار ترمودینامیکی سیستم خنک کن یاد شده مورد نظر قرار گرفته و محل هایی از برج که اتلاف انرژی در آن بیشتر بوده تعیین و شرایط برای افزایش میزان حرارت قابل دفع توسط برج و کاهش فشار کندانسور با ارائه راهکارهایی تعیین گردید. در مورد تحلیل فرآیندهای احتراق و تبدیل انرژی با استفاده از آنالیز انرژی تیک نیز مطالعات زیادی موجود است که از جمله مهمترین آنها می توان به مطالعات

Sue و همکاران در سال ۲۰۰۴ [2]، Som و همکاران در سال ۲۰۰۸ [3] و Taniguchi و همکاران در سالهای ۲۰۰۱ و ۲۰۰۵ [4,5] اشاره نمود. همچنین امروزه تحلیل عملکرد ترمودینامیکی نیروگاه های برق و تعیین کارایی آنها با استفاده از آنالیزهای انرژی و انرژی رواج زیادی یافته است. به عنوان مثال مطالعات Taniguchi و همکاران در سال ۱۹۸۴ [6]، Kudo و همکاران در سال ۱۹۸۴ [7]، Fiaschi و همکاران در سال ۱۹۹۸ [8]، Marrero و همکاران در سال ۲۰۰۲ [9] و پنجه شاهی و همکاران در سال ۱۳۸۶ [10] همگی در زمینه بهینه سازی سیکل های تولید قدرت مانند سیکل توربین گاز، بخار، ترکیبی و تحلیل افت های آنها با استفاده از آنالیز انرژی انجام شده اند. عقیده بر این است که آنالیز انرژی می تواند به عنوان یکی از تکنیک های مهم قانون دوم ترمودینامیک برای بهینه سازی عملکرد فرآیندها و تحلیل افت ها مد نظر قرار گیرد. با این وجود برای مقایسه نتایج دو آنالیز انرژی تیک و انرژی تیک، لازم است این موضوع از دید فنی و عملی مورد تحلیل و مطالعه قرار گیرد. در مقایسه نتایج آنالیزهای انرژی تیک و انرژی تیک، آشکار است در صورتی که دما و فشار سیالات بالاتر از شرایط محیط باشد، قابلیت تبدیل انرژی به کار مفید در سیالات با دما و فشار بالاتر بیشتر بوده اما در حالتی که دما و فشار سیالات زیر شرایط محیط باشد، سیالات با دما و فشار پایین تر، قابلیت انجام کار مفید بیشتری را دارند. بدین ترتیب در هر دو حالت اختلاف دما و فشار سیالات با شرایط محیط نسبت مستقیمی با میزان کارمایه آنها دارد.

با این وجود استفاده از آنالیز انرژی تیک برای تحلیل عملکرد سیکل های توربین گازی در سطوح بار مختلف مورد اقبال چندانی قرار نگرفته است، بگونه ای که کمتر می توان سابقه ای در تحلیل ترمودینامیکی افت های ناشی از عملکرد توربین های گازی در سطوح بار کمتر از بار حداکثر پیدا نمود. این در حالی است که عملکرد یک توربین گاز بر خلاف یک موتور گاز کاملا تابع سطح بار آن است. بعنوان مثال اگر راندمان انرژی تیک یک توربین گاز در سطح بار ۱۰۰٪ حدود ۳۹٪ باشد، در سطوح بار میانی تا بیش از ۱۰٪ (یعنی حدود ۴٪) از این میزان راندمان کاسته خواهد شد.

در این تحقیق تلاش شده است، مقادیر انرژی و انرژی سیکل تولید برق در واحدهای توربین گاز V94.3A نیروگاه ۲۰۰۰ مگاواتی رودشور در بارهای حداکثر و حداقل، محاسبه شده و اثرات سوء ناشی از عملکرد این واحدها در بار کمتر از بار حداکثر مورد تحلیل مهندسی قرار گرفته و افزایش افت های سیکل بررسی شود.

مواد و روش ها

مفهوم آنالیز انرژی تیک در سیکل های قدرت

با لحاظ نمودن فرایند احتراق، مقدار انرژی dE با افزایش دمای احتراق افزایش می یابد [4].

نمونه مطالعاتی

بعنوان یک نمونه مطالعاتی، یک واحد توربین گازی V94.3A زمینس ۲۶۴ مگاواتی با سوخت گاز طبیعی در طرح نیروگاهی ۲۰۰۰ مگاواتی رودشور در نظر گرفته شده و در دو حالت بار ۱۰۰٪ و بار ۶۰٪ (بار حداقل)، عملکرد آن با استفاده از آنالیزهای انرژی و انرژی تیک و انرژی تیک تحلیل می گردد. لازم است این آنالیزها بر پایه جریان های ورودی، جریان های خروجی و افت ها ارائه گردند. در این حالت موازنه های انرژی و مقایسه نتایج حاصل از افت های آنها بحث می گردند، زیرا مقادیر ورودی و خروجی در هر دو موازنه مشابه هستند.

در شکل (۱) نمایی از سیکل و نتایج شبیه سازی واحد توربین گاز مورد نظر در بار ۱۰۰٪ دیده می شود و در شکل (۲) نیز این سیکل در بار ۶۰٪ نامی، شبیه سازی شده و نتایج حاصل از آن ارائه شده است. در جدول (۱) تا (۴) نتایج حاصل از بالانس انرژی در بار حداکثر و حداقل به همراه راندمان ها، تولید خالص و سایر اطلاعات مفید دیگر برای دو سطح بار یاد شده ارائه گردیده است. مقادیر بزرگتر از صفر به مفهوم این است که انرژی از سیستم به محیط وارد شده و مقادیر کمتر از صفر، جریان انرژی از محیط به سیستم را نشان می دهد. بدیهی است که بخشی از انرژی سیال در این سیکل وقتی به توان مکانیکی و الکتریکی تبدیل می شود که سیال تا فشار محیط منبسط و در نتیجه دمای آن کاهش یابد.

نتایج و بحث

برای انجام آنالیز انرژی و محاسبه افت انرژی، بیان تعاریف زیر ضروری است:

$$RE_{loss} = \frac{E_{loss}}{E_{T,in}} \quad (12)$$

$$\eta_E = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (13)$$

$$\eta_{E,Tur} = \frac{P_{W_{mec}}}{E_{in} - E_{out}} \quad (14)$$

$$\eta_{E,Comp} = \frac{E_{out} - E_{in}}{P_{W_{mec}}} \quad (15)$$

$$\eta_{E,Comb} = \frac{E_{fluegas}^{tm} + E_{ash}^{tm} - E_{fuel}^{tm} - E_{oxid}^{tm}}{E_{fuel}^{ch} + E_{oxid}^{ch} - E_{fluegas}^{ch} - E_{ash}^{ch}} \quad (16)$$

در جدول (۵) و (۶) نتایج محاسبات جریان های انرژی و انرژی در نقاط مشخص شده روی اشکال (۱) و (۲) ارائه شده است. همچنین در جدول (۷) و (۸) نتایج آنالیز انرژی در بار ۱۰۰٪ و بار ۶۰٪ (بار حداقل) روی یک واحد ۲۶۴ مگاواتی توربین گازی V94.3A دیده می شود.

جهت بررسی وضعیت ترمودینامیکی سیکل نیروگاه در دو حالت بار ۱۰۰٪ و ۶۰٪ مقایسه ای بین مقادیر انرژی و انرژی در جدول (۹) ارائه شده است.

آنچه در نتایج محاسبات کاملا مشهود بود این است که کاهش بار واحد، مقادیر حداکثر درصد افت انرژی دودکش از ۳۱/۹۶٪ به ۳۴/۰۶٪ و درصد افت انرژی احتراق از ۱۶/۸۸٪ به ۱۷/۰۵٪ افزایش می یابد که علت آن کاهش سطح دمای کاری سیال کارکن سیستم می باشد.

مفهوم انرژی بر پایه سطح دمای سیال استوار است که بر اساس تبدیل انرژی از شکل حرارت به شکل قدرت الکتریکی در یک نیروگاه برق مد نظر می باشد. انرژی یا انرژی قابل تبدیل به کار، مجموعه ای از مفاهیم و ابزارهای مفهومی است، که بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک بنا نهاده شده است. انرژی یک کمیت ترمودینامیکی است که بازگشت ناپذیری را در یک سیستم نشان می دهد. به بیان دیگر انرژی حداکثر کار محوری است که از یک مقدار انرژی در حالت ایده آل می توان دریافت کرد. طبق قانون دوم ترمودینامیک مجموع انرژی در جریان های خروجی از یک فرایند واقعی حالت پایدار همواره از مجموع انرژی در جریانهای ورودی کمتر است. به عبارت دیگر در فرایندهای واقعی (غیرایده آل) همواره مقداری تلفات پتانسیل و کاهش توانایی انجام کار وجود دارد. ولی تحلیل انرژی که خود یک تحلیل ترمودینامیکی می باشد به تنهایی قادر به توضیح نحوه اصلاح و بهینه سازی سیستم نیست، بلکه تنها نشان می دهد که چه میزان از فرآیند فعلی به اتلاف انرژی منتهی شده و امکان بهبود آن وجود دارد [1,4]. یکی از پارامترهای مهم برای طراحی یک فرایند، پایین نگهداشتن هزینه های تولید و بهینه یابی اقتصادی فرآیند می باشد که غالباً با روش هایی مبتنی بر سعی و خطا و با استفاده از قوه ابتکار انجام می گیرد. در این راستا لزوم نظام مند نمودن بهینه سازی فرایندها و حصول اطمینان از صحت عملکرد طرح های اصلاح شده، ضرورت استفاده از روشی جهت اصلاح فرایندها با دستور العمل های دقیق، را نشان می دهد.

همانطور که گفته شد، انرژی بخشی از انرژی است که قابلیت تبدیل به کار دارد، لذا طبق سیکل کارنو داریم:

$$dE = dQ(T - T_0) / T = dH - T_0 dS \quad (1)$$

$$dA = T_0 dS = dQ - dE \quad (2)$$

در یک فرایند انتقال حرارت، مقدار انرژی با دما و انتقال انرژی حرارتی کاهش می یابد که به صورت زیر بیان می گردد:

$$dQ = Cp(T_2 - T_1) \quad (3)$$

$$dE = dQ - CpT_0 \ln(T_2 / T_1) \quad (4)$$

$$dA = CpT_0 \ln(T_2 / T_1) = dQ - dE \quad (5)$$

اگر فرایند خفه کردن را در نظر بگیریم، مقدار انرژی به صورت افت فشار کاهش می یابد.

$$dQ = 0 \quad (6)$$

$$dE = RT_0 \ln(P_2 / P_1) \quad (7)$$

$$dA = RT_0 \ln(P_2 / P_1) = dQ - dE \quad (8)$$

وقتی سوخت می سوزد، مقدار انرژی آن کاهش می یابد که بر حسب دمای احتراق و دمای محیط بصورت زیر بدست می آید:

$$dQ = Cp(T_2 - T_0) \quad (9)$$

$$dE = dQ - CpT_0 \ln(T_2 / T_0) \quad (10)$$

$$dA = CpT_0 \ln(T_2 / T_0) = dQ - dE \quad (11)$$

با در نظر گرفتن انرژی حرارتی در معادله (۱)، آشکار است که مقدار انرژی dE با افزایش دما افزایش می یابد. اگر T به سمت بینهایت میل کند، مقدار انرژی dE با مقدار انرژی گرمایی dQ برابر می گردد. اگر انتقال حرارت و پدیده خفگی را در معادلات (۴) و (۷) بدون افت حرارتی در نظر بگیریم، مقدار انرژی dE با کاهش دما یا فشار، افت می کند. به علاوه

¹Throttling

در خصوص کمپرسور و توربین نیز می توان مشاهده کرد که در بار حداقل، هم افت انرژی و هم افت انرژی در این تجهیزات افزایش می یابد که ناشی از افزایش بازگشت ناپذیری ها در این سطح بار است. با اندکی تامل می توان دریافت که حداکثر افت انرژی در سیکل مربوط به توربین می باشد زیرا میزان تغییر آنتالپی در آن بیش از تجهیزات دیگر است و در عین حال مقدار افت انرژی آن جزء کمترین ها می باشد. همچنین نتایج نشان داد، با توجه به کاهش نسبت افزایش فشار در سیکل در بار حداقل، افت انرژی در سیستم افزایش یافته است.

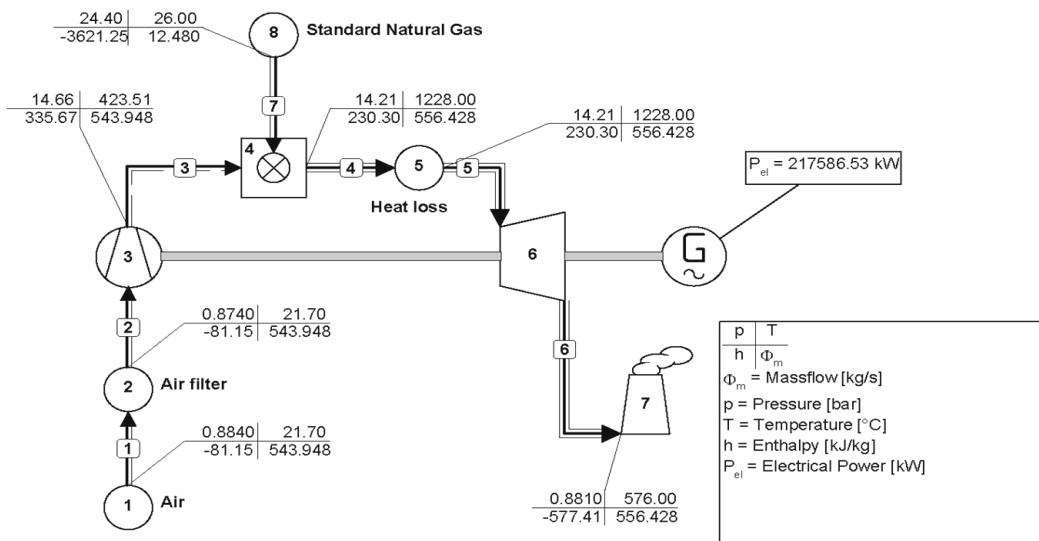
آنچه مسلم است این است که با وجود تکنولوژی های جدید CHP می توان از دود خروجی برای تولید توان الکتریکی، مصارف خانگی و یا محیط های صنعتی استفاده نمود. بدین ترتیب امکان بازیافت انرژی از دودکش فراهم خواهد شد.

کاهش راندمان انرژی در احتراق به دلیل کاهش دمای حداکثر در محفظه احتراق توربین می باشد که در نتیجه میزان افت انرژی احتراق به میزان ۱/۱ درصد افزایش یافته است.

افت انرژی احتراق در دو سطح باری کم و تقریباً یکسان می باشد که علت آن وجود احتراق کامل و تغییر فشار اندک و تقریباً یکسان در محفظه احتراق می باشد.

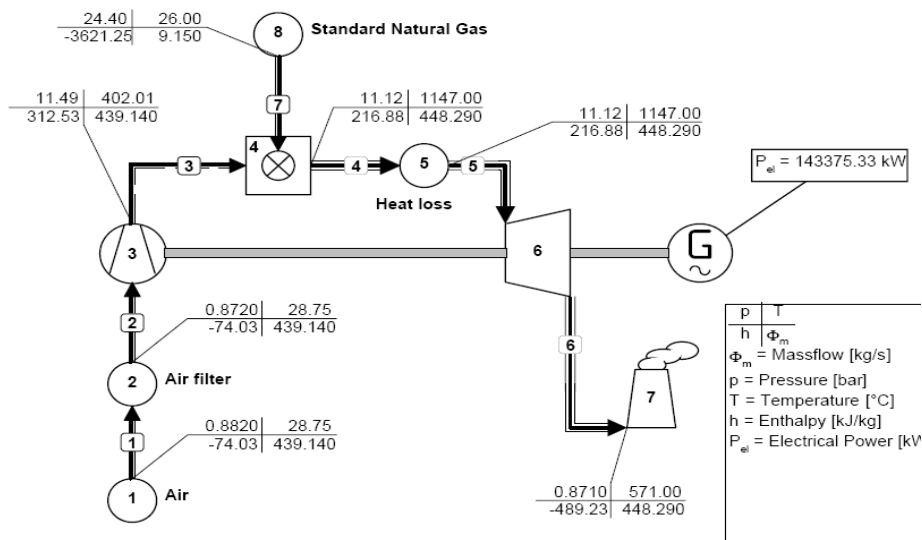
بزرگترین افت انرژی در سیستم، در دودکش است که علت آن ورود محصولات احتراق با دمای بالا به محیط می باشد. همچنین با کاهش بار، مقدار افت انرژی دودکش به میزان ۶/۵۷٪ افزایش می یابد ولی مقدار افت انرژی دودکش به میزان ۱/۱۳٪ کاهش می یابد که دلیل آن کاهش مقدار انرژی سیستم است.

Rudeshur 2000 MW Power plant at 100% load



شکل ۱ - سیکل شبیه سازی شده در بار ۱۰۰٪

Rudeshur 2000 MW Power plant at 60% load



شکل ۲ - سیکل شبیه سازی شده در بار ۶۰٪

جدول ۱- مقادیر افت انرژی در بار ۱۰۰٪

Energy balance of the system

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy) [kW]	Energy loss (HHV) [kW]	Energy loss (LHV) [kW]
6	Turbine	3	449432.53	449432.53	449432.53
2	Air filter	10	0.00	0.00	0.00
5	Heat loss	10	1.00	1.00	1.00
1	Source	10	44140.55	-7150.35	164.67
7	Stack	10	-321287.09	407831.53	339486.62
8	Fuel source	10	45193.25	-525756.31	-474339.59
4	Combustor	13	9248.83	-97629.31	-88016.19
3	Compressor	29	-226729.06	-226729.06	-226729.06
7	Pipe		0.00	0.00	0.00
	Total:		0.00	0.00	0.00

جدول ۲- مقادیر افت انرژی در بار ۶۰٪

Energy balance of the system

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy) [kW]	Energy loss (HHV) [kW]	Energy loss (LHV) [kW]
6	Turbine	3	316542.47	316542.47	316542.47
2	Air filter	10	0.00	0.00	0.00
5	Heat loss	10	1.00	1.00	1.00
1	Source	10	32510.83	-12039.26	-6093.74
7	Stack	10	-219318.30	324276.19	273136.41
8	Fuel source	10	33134.47	-385470.97	-347883.03
4	Combustor	13	6884.17	-73554.77	-65948.46
3	Compressor	29	-169754.66	-169754.66	-169754.66
7	Pipe		0.00	0.00	0.00
	Total:		0.00	0.00	0.00

جدول ۳- راندمان واحد گازی و توان خالص تولیدی در بار ۱۰۰٪

System efficiencies, power input and output

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	Exergy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	8	Fuel source	10	563896.31		497405.62	
power					563896.31		497405.62
Delivered	1	Generator	G	217586.53		217586.53	
gross power					217586.53		217586.53
Aux. power		auxiliary		400.00		400.00	
consumption					400.00		400.00
Delivered							
net power					217186.53		217186.53
Efficiencies	gross			38.586 %		43.744 %	
	net			38.515 %		43.664 %	

جدول ۴- راندمان واحد گازی و توان خالص تولیدی در بار ۶۰٪

System efficiencies, power input and output

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	Exergy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	8	Fuel source	10	413433.59		364127.12	
power					413433.59		364127.12
Delivered	1	Generator	G	143375.33		143375.33	
gross power					143375.33		143375.33
Aux. power		generator		400.00		400.00	
consumption					400.00		400.00
Delivered							
net power					142975.33		142975.33
Efficiencies	gross			34.679 %		39.375 %	
	net			34.582 %		39.265 %	

جدول ۵- نتایج محاسبه جریان های انرژی و اگزرژی در نقاط مشخص شده روی شکل (۱)

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	7150.35	7150.35	0.00	-153.64	-260.71	107.07
	7150.35	7150.35		-153.64	-260.71	
2	7150.35	7150.35	0.00	-679.68	-786.75	107.07
	7150.35	7150.35		-679.68	-786.75	
3	233879.42	233879.42	0.00	213934.31	213827.23	107.07
	233879.42	233879.42		213934.31	213827.23	
4	857265.06	857265.06	0.00	626553.38	618847.44	7705.91
	857265.06	857265.06		626553.38	618847.44	
5	857264.06	857264.06	0.00	626552.56	618846.62	7705.91
	857264.06	857264.06		626552.56	618846.62	
6	407831.53	407831.53	0.00	158956.19	151250.28	7705.91
	407831.53	407831.53		158956.19	151250.28	
7	525756.31	94.88	525661.44	497405.62	5443.50	491962.12
	525756.31	94.88		496568.97	4606.84	

جدول ۶- نتایج محاسبه جریان های انرژی و اگزرژی در نقاط مشخص شده روی شکل (۲)

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	12039.26	12039.26	0.00	-4830.50	-4914.81	84.31
	12039.26	12039.26		-4830.50	-4914.81	
2	12039.26	12039.26	0.00	-5246.06	-5330.37	84.31
	12039.26	12039.26		-5246.06	-5330.37	
3	181793.91	181793.91	0.00	153439.77	153355.45	84.31
	181793.91	181793.91		153439.77	153355.45	
4	640819.62	640819.62	0.00	454607.88	449371.97	5235.90
	640819.62	640819.62		454607.88	449371.97	
5	640818.62	640818.62	0.00	454607.06	449371.16	5235.90
	640818.62	640818.62		454607.06	449371.16	
6	324276.19	324276.19	0.00	124036.92	118801.02	5235.90
	324276.19	324276.19		124036.92	118801.02	
7	385470.97	190.56	385280.41	364127.12	3745.59	360381.53
	385470.97	190.56		363241.31	2859.78	

جدول ۷- نتایج حاصل از آنالیز اگزرژی در بار ۱۰۰٪

Exergy transmitted from the system, exergy losses and efficiencies

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
6	Turbine	3	467596.38	448983.09	18613.28	3.74	96.02	97.03
2	Air filter	10	526.04	0.00	526.04	0.11		442.39
5	Heat loss	10	0.80	0.00	0.80	0.00		100.00
4	Combustor	13	83949.91	0.00	83949.91	16.88	82.67	88.18
3	Compressor	29	-214613.98	-226956.03	12342.05	2.48	94.56	94.55
7	Pipe		836.63		836.63	0.17		
	Medium to/from env.							
1	Source	10	153.64	0.00	153.64	0.03		
7	Stack	10	158956.19	0.00	158956.19	31.96		
8	Fuel source	10	-497405.62	-497405.62	0.00	0.00		
	Total:		-0.02	-275378.56	275378.55	55.36		

جدول ۸- نتایج حاصل از آنالیز اگزرژی در بار ۶۰٪

Exergy transmitted from the system, exergy losses and efficiencies

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
6	Turbine	3	330570.12	316225.94	14344.19	3.94	95.66	96.84
2	Air filter	10	415.56	0.00	415.56	0.11		108.60
5	Heat loss	10	0.80	0.00	0.80	0.00		100.00
4	Combustor	13	62073.20	0.00	62073.20	17.05	82.53	87.99
3	Compressor	29	-158685.81	-169924.56	11238.75	3.09	93.39	93.18
7	Pipe		885.81		885.81	0.24		
	Medium to/from env.							
1	Source	10	4830.50	0.00	4830.50	1.33		
7	Stack	10	124036.92	0.00	124036.92	34.06		
8	Fuel source	10	-364127.12	-364127.12	0.00	0.00		
	Total:		-0.02	-217825.75	217825.73	59.82		

جدول ۹- مقایسه مقادیر آنالیز انرژی و انرژی در دو بار ۱۰۰٪ و ۶۰٪

Exergy Loss, Efficiency in each load

Name	Energy Loss %		Exergy Loss %		Function Exergy Efficiency %	
	100%	60%	100%	60%	100%	60%
Load %	100%	60%	100%	60%	100%	60%
Combustor	0.84%	0.88%	16.88%	17.05%	82.67%	82.53%
Stack	29.31%	28.18%	31.96%	34.06%	-	-
Compressor	20.68%	21.85%	2.48%	3.09%	94.56%	93.39%
Turbine	41%	40.67%	3.74%	3.94%	96.02%	95.66%

در حالیکه اتلاف انرژی دودکش به میزان ۱/۱۳٪ با کاهش رو به رو می گردد.

با پیاده سازی طرح های CHP و یا تبدیل سیکل ساده مورد مطالعه در این تحقیق به یک سیکل ترکیبی می توان انرژی اتلافی موجود در جریان خروجی از دودکش را بصورت گرمای مفید و یا اینکه انرژی اتلافی در آن را بصورت توان الکتریکی توسط سیکل بخار بازیافت نمود. با این وجود در صورتیکه سیکل ترکیبی یاد شده مجهز به آتش باری خارجی نباشد، باز هم هنگامی که سیکل گازی در بار حداکثر کار نمی کند، راندمان انرژی نیک نیروگاه افت خواهد نمود.

فهرست علائم

A	انرژی، kW
Cp	ظرفیت گرمایی، kW/°K
CHP	تولید همزمان گرما و توان
E	انرژی، kW
H	آنتالپی، kW
P	فشار، bar
Pw	توان، kW
Q	انرژی حرارتی، kW
R	ثابت گاز، kW/°K
RE	انرژی نسبی
S	آنتروپی، kW/°K
T	دما، °K
علائم یونانی	
η	راندمان، %
زیرنویس	
1	اولیه
2	ثانویه
o	محیط
ash	خاکستر
Com b	احتراق
Com p	کمپرسور

می توان در آنالیز انرژی از احتراق اکسیژن نیز استفاده و آنرا با آنالیز انرژی مقایسه نمود. اگر نسبت برق مصرفی به ازای تولید اکسیژن را به صورت $0/17 - 0/29 \text{ kWh/Nm}^3$ در نظر بگیریم [۴]، با توجه به اینکه مقدار هوای اضافی برای احتراق ۱۵٪ در نظر است و اکسیژن تقریباً ۲۱٪ حجم هوا را تشکیل می دهد و همچنین مقدار اکسیژن باقیمانده در دود خروجی در بار حداکثر ۱۲/۸٪ است، لذا ۸/۲٪ از اکسیژن در احتراق مصرف می شود که معادل ۲۲۰۰۰۰ متر مکعب اکسیژن به ازای تولید ۲۱۷/۴ مگاوات می باشد. لذا انرژی معادل برای تولید این مقدار اکسیژن حدوداً برابر با ۳۷/۴ مگاوات و وقتی تغذیه اکسیژن در دمای محیط باشد، مقدار اکسیژن ورودی در آنالیز انرژی حدود ۱۷/۲٪ خواهد بود در حالیکه این میزان در آنالیز انرژی برابر با صفر است. با ملاحظه آنالیز انرژی احتراق کامل، در می یابیم در حالت کاهش بار توربین، افت انرژی وجود ندارد ولی با این حال مقدار انرژی متاثر از دمای احتراق بوده و با کم شدن این دما، کاهش می یابد.

جمع بندی و نتیجه گیری

در این تحقیق، عملکرد تبدیل انرژی مربوط به یک واحد گازی از نوع V94.3A زمینس در سطوح باری متفاوت، مورد تحلیل مهندسی قرار گرفت. به بیان دیگر در این تحقیق هدف آن بود که تاثیر تغییرات بار را در فرآیند تبدیل انرژی در توربین گازی V94.3A زمینس از دیدگاه انرژی و انرژی نیک بررسی کنیم تا امکان مقایسه اتلاف انرژی و انرژی توربین در صورت تغییر بار آن فراهم آید.

مقدار انرژی اساساً می تواند با انرژی حرارتی، انتقال حرارت، خفگی و احتراق برابری کند. در این تحقیق مثال هایی از بالانس انرژی و انرژی ارائه گردید که برخی اوقات مقادیر انرژی و انرژی اختلاف زیادی با یکدیگر داشتند که ناشی از تفاوت در سطح دمایی آنهاست.

نتایج نشان داد، با کاهش بار واحد مقادیر حداکثر درصد افت انرژی دودکش از ۳۱/۹۶٪ به ۳۴/۰۶٪ و درصد افت انرژی احتراق از ۱۶/۸۸٪ به ۱۷/۰۵٪ افزایش می یابد که علت آن کاهش سطح دمای کاری سیال کارکن سیستم می باشد. کاهش راندمان انرژی احتراق به دلیل کاهش دمای حداکثر در محفظه احتراق توربین می باشد که در نتیجه میزان اتلاف انرژی احتراق به میزان ۱/۱ درصد افزایش یافت. با این وجود افت انرژی احتراق در هر سطح بار، تقریباً یکسان بوده که علت آن وجود احتراق کامل و تغییر فشار اندک و تقریباً یکسان در محفظه احتراق است.

نتایج این تحقیق، بزرگترین اتلاف انرژی سیکل را در دودکش نشان داد که علت آن ورود محصولات احتراق با دمای بالا به محیط می باشد. این میزان با کاهش بار توربین، افزایش و به ۶/۵۷٪ بالغ می شود.

power station” Journal of Thermal and Nuclear Power in Japan, Vol. 35, pp. 31-40, 1984.

[8] Fiaschi, D. and Manfrida, G., “Exergy analysis of the semi-closed gas turbine combined cycle (SCGT/CC)” Energy Conversion and Management, Vol. 39, pp. 1643-1652, 1998.

[9] Marrero, I. O., Lefsaker, A. M., Razani, A. and Kim, K. J., ”Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle” Energy Conversion and Management, Volume 43, pp. 557-573, 2002.

[10] پنجه شاهی محمد حسن، فریده عتابی، آبتین عطایی و یاسر گلزاری، بهبود عملکرد سیکل حرارتی نیروگاه بخار سازند اراک با استفاده از تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی، بیست و دومین کنفرانس بین المللی برق، تهران، آبان ماه ۱۳۸۶.

E	اگزرجتیک
flue gas	گاز حاصل از احتراق
Fuel	سوخت
In	ورودی
Loss	اتلافی
Mec	مکانیکی
Out	خروجی
Oxid	اکسیداسیون
T	کل
Tur	توربین
بالانویس	
Ch	شیمیایی
Tm	ترمو مکانیکی

مراجع

- [1] Ataei, A., Panjeshahi, M. H. and Gharaie, M., “Performance Evaluation of Counter-Flow Wet Cooling Towers Using Exergetic Analysis” Transaction of Canadian Society for Mechanical Engineering, Vol. 32, pp. 499-511, 2008.
- [2] Sue, D. C. and Chuang, C. C., “Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system” Energy, Vol. 29, pp. 1183-1205, 2004.
- [3] Som, S. K. and Datta, A., “Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes” Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 34, pp. 351-376, 2008.
- [۴] Taniguchi, H. and Mouri, K., ”Exergy analysis on combustion and energy conversion processes” Energy, Vol. 30, pp. 111-117, 2005.
- [۵] Taniguchi, H., Tezuka, J., Noguchi, T. and Ukai, T., “Study on exergy analysis of energy utilizing system” Transactions of Graduate School of Engineering, Hokkai Gakuen University, Vol. 1, pp. 67-71, 2001.
- [۶] Taniguchi, H., Kasahara, K., Kudo, K., Ohta, J., Park, I. and Kitajima, S., ”Performance characteristics of heat pump-boiler system” Transactions of Heat, Air-conditioning and Sanitary Engineering in Japan, Vol. 25, pp. 51-60, 1984.
- [7] Kudo, K., Taniguchi, H., Matsumura, T. and Huang, Q.R., ”Exergy analysis of thermo-electric