



تحلیل انرژی اکونومیک نصب مبدل پیشگرمکن خورشیدی در عملکرد سیکل توربین

گازی

مسعود ولی زاده^۱، اشکان عبدالی سوسن^۲

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۲- استادیار گروه فنی و مهندسی، واحد آستارا، دانشگاه آزاد اسلامی، ایران

a.abdali@srbiau.ac.ir

چکیده:

زمینه و هدف: انرژی اکونومیک یکی از راه‌های بهینه‌سازی سیستم‌های ترمودینامیکی است. در یک سیستم ترمودینامیکی از انرژی اکونومیک به‌عنوان وسیله‌ای برای شناسایی نقاط ناکارآمد ترمودینامیکی که بیشترین اتلاف انرژی در آن اتفاق می‌افتد استفاده می‌شود. هدف اصلی این روش شناسایی و سعی در بهبود روش‌هایی است که کمترین تلفات و اتلاف انرژی و در نهایت کاهش هدر رفت انرژی داشته باشیم. در روش بررسی ابتدا توربین گازی بدون پیشگرمکن هوای ورودی به اتاق احتراق بررسی می‌گردد. سپس بر اساس سه مفهوم (اختلاف نسبی، ضریب انرژی اکونومیک و بازدهی انرژی) مقایسه‌ای با حالت افزایش دمای ورودی به اتاق احتراق صورت می‌پذیرد. مقایسه پارامترهای انرژی اکونومیک در حالت با و بدون پیشگرمکن وضعیت بهبود یا عدم بهبود سیستم را نشان می‌دهد. یافته‌ها شامل مقادیر اصلی توربین گازی با و بدون پیشگرمکن خورشیدی برای هر حجم کنترل و کل سیستم می‌باشند که عبارت‌اند از بازدهی انرژی اکونومیک، نرخ انرژی تولید، نرخ انرژی سوخت، نرخ اتلاف انرژی، نسبت اتلاف انرژی، قیمت متوسط بر واحد انرژی سوخت، قیمت متوسط بر واحد انرژی محصول، نرخ قیمت اتلاف انرژی، نرخ قیمت سرمایه‌گذاری، بهره‌برداری و نگهداری، اختلاف نسبی هزینه، ضریب انرژی اکونومیک و داده‌های هر واحد در حالت با و بدون پیشگرمکن. در این مقاله فاکتور انرژی اکونومیک اتاق احتراق در صورت استفاده از پیشگرمکن از ۰/۴۸٪ به ۰/۶۸٪ افزایش می‌یابد همچنین یافته‌های مقاله نشان می‌دهد مصرف سوخت در حالت با پیش گرم از ۸/۹۹ kg/s به ۷/۸۴ kg/s کاهش می‌یابد و بازدهی انرژی از ۵۸/۴٪ به ۶۳/۴٪ ارتقاء یافته است.

کلید واژگان: انرژی اکونومیک، پیشگرمکن خورشیدی هوا، برگشت‌ناپذیری، اتلاف انرژی، توربین گازی خورشیدی

Gas Turbine Cycle Exergoe Conomic Analysis With Solar Air Prehe Ater Instalation

Masvood valizadeh¹, Ashkan. Abdalisousan²

1- Dep. of Energy Engineering, College of Environment and Energy, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran,

2- Dep. of Engineering, Islamic Azad University, Astara Branch, Iran,

†Corresponding Author Email: abdali@srbiau.ac.ir

Abstract:

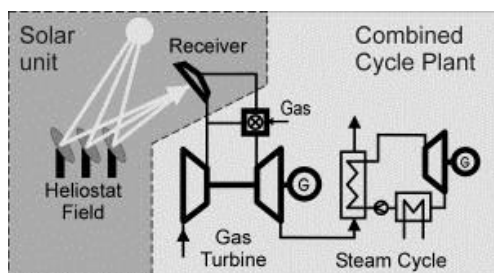
The power generation sector and in particular the gas turbine (with less than 30% efficiency) is one of the most important sources of greenhouse gases emissions and pollutant worldwide. The power generation industry is dynamic and influential due to its underlying role and close relation with factors affecting economic-industrial growth and its efficiency and productivity are of great importance. Generally, at the macro level, increasing productivity will result in cost saving, increased profitability, the possibility of proper output and the optimal use of resources and reducing pollutants and ultimately protection of environment. According to this study, with an increase in the incoming temperature of the combustion chamber from 620°K to 820°K, the exergy factor increases from 0.41 to 0.68 and also, the cost of exergy loss is reduced from 4120.9 \$/h to 2413.9 \$/h and eventually, with the increase in the inlet temperature of the combustion chamber, the gas turbine consumption will be reduced from 8.99 kg/s to 7.84 kg/s.

Keyword: Exergoe economic, Solar Air preheater, Irreversibility, Exergy Destroyed, solar gas turbine

هدف اصلی این مقاله مقایسه فاکتورهای اگزژیواکونومیک در دو حالت با و بدون پیشگرم هوا قبل از اتاق احتراق در توربین گازی مدل GE-Frame 9 میباشد و همچنین تأثیر آن بر میزان مصرف سوخت واحد است.

۲- نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی یک سیستم

یک تحلیل اگزرژی مکان، اندازه و همچنین منابع ناکارآمدی ترمودینامیکی در یک سیستم را مشخص می‌نماید. این اطلاعات که از طریق دیگری (مثلاً تحلیل انرژی یا قانون اول) قابل‌دستیابی نمی‌باشند، برای بهبود دادن راندمان کل و همچنین کار آیی اقتصادی یک سیستم و یا برای مقایسه عملکرد سیستم‌های مختلف بسیار سودمند می‌باشند. همچنین یک تحلیل اگزرژی، اگزرژی هر یک از جریان‌ها، مقدار واقعی اتلاف انرژی و یا به عبارتی ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی (اتلاف اگزرژی) و همچنین راندمان اگزرجتیک برای هر یک از اجزای سیستم تعیین می‌نماید. نتایج تحقیقات انجام‌شده نشان می‌دهد اتاق احتراق بالاترین میزان اتلاف اگزرژی را داشته [8,4] و بیشترین میزان هدر رفت انرژی در آن اتفاق می‌افتد. در این تحقیق سعی شده است تا تأثیر افزایش دمای ورودی اتاق احتراق را بر کاهش اتلاف اگزرژی بررسی کنیم.



شکل شماره (۱)- پیشگرمکن سولار هوای ورودی به اتاق احتراق

در شکل شماره (۱) تشعشعات خورشید توسط آینه‌های متمرکز کننده، دمای هوای خروجی کمپرسور را افزایش داده و آماده برای ورود به محفظه احتراق می‌نماید. این عمل علاوه بر بهبود دادن وضعیت احتراق، باعث افزایش راندمان اگزرژی اتاق احتراق می‌گردد. با توجه به سیستم ارائه شده به دلیل وجود مسیر بای پاس در صورت عدم نیاز به پیشگرم هوا، هوای خروجی کمپرسور بدون عبور از پیشگرمکن خورشیدی مستقیماً وارد اتاق احتراق می‌گردد.

نظر به اینکه هرگونه افزایش دما در ورودی توربین منجر به بهبود راندمان اگزرژی واحد می‌گردد [6] لذا برای بهبود عملکرد سیستم لازم است وضعیت کل سیستم در دو حالت یکی قبل از بهینه‌سازی و دیگری بعد از بهینه‌سازی مورد ارزیابی قرار گیرد. استفاده از منبع خورشیدی با توجه به هزینه پایین بهره‌برداری و عدم نیاز به منابع فسیلی ایده مناسبی برای این بهبود خواهد بود.

تنها نگرانی استفاده از این مکانیزم با توجه به بالا بودن فشار خروجی از کمپرسور (حدود ۱۱ بار)، افت فشار خروجی کمپرسور می‌باشد که در این مورد خاص به نظر می‌رسد افزایش دما نه تنها باعث بهبود راندمان بلکه باعث کاهش مصرف سوخت می‌گردد. مکانیزم

تمرکز بر روی میزان مصرف سوخت سیستم‌های انرژی و تلاش جهت کمینه کردن این فاکتور در کنار حصول بیشترین کار آیی و راندمان سیستم، به یکی از مهم‌ترین زمینه‌های پژوهش در سیستم‌های انرژی و صنایع مختلف تبدیل شده است.

ترمواکونومیک شاخه‌ای از علوم حرارتی می‌باشد که از طریق ترکیب تحلیل ترمودینامیکی (اگزرژی) با اصول اقتصاد، اطلاعاتی را در اختیار طراح و یا اپراتور یک سیستم انرژی می‌گذارد که این اطلاعات از طریق روش‌های متداول ترمودینامیکی و ارزیابی اقتصادی قابل‌دستیابی نیست، ولی در عین حال برای طراحی و عملکرد یک سیستم به صرفه اقتصادی کاملاً ضروری هستند. تحلیل اگزرژی اکونومیک ابزاری توانمند برای شناخت نقاط هدر رفت انرژی است. و مکان اتلاف اگزرژی را با دقت شناسایی می‌کند. در یک سیکل توربین گازی ساده هوا پس از عبور از کمپرسور در حین فرایند افزایش فشار، دمای آن افزایش می‌یابد. این هوا با فشار حدود ۱۱ بار وارد اتاق احتراق می‌شود. در این مرحله سوخت به داخل اتاق احتراق تزریق شده و محصولات احتراق مستقیماً وارد توربین می‌شود.

تا ۵۰ سال اخیر تحقیقات مناسبی برای طراحی و بهینه‌سازی توربین گازی وجود نداشته که عوامل مختلفی مانند فراوانی و پایین بودن قیمت سوخت فسیلی، پیچیدگی تجهیزات، نقصان روش‌های ریاضی، نبود نرم‌افزارهای مناسب در آن مؤثر بوده است.

در بین سال‌های ۱۹۷۰ الی ۱۹۸۰ کوشش‌های فراوانی در حوزه افزایش بازدهی، توسعه تبدیل انرژی و استفاده از منابع جایگزین تجدیدپذیر بجای سوخت‌های فسیلی صورت گرفته که ترمواکونومیک و اگزژیواکونومیک از جمله روش‌هایی هستند که با ترکیب ترمودینامیک و اقتصاد به افزایش بازدهی توربین‌ها و همچنین نیروگاه‌ها کمک می‌کند [1] ال سید^۱، تساتسارونیس^۲ و گاجیولی^۳ اولین نفراتی هستند که عنوان اگزرژی اکونومیک را در اوایل ۱۹۸۰ ارائه دادند. تعیین قیمت محصول، تعیین قیمت سوخت، تعیین قیمت انرژی میان فرایندی و تبدیل انرژی اهداف اصلی این روش‌ها است. انتخاب فرایند، تجهیزات، تصمیمات سرمایه‌گذاری، حذف عوامل اتلاف اگزرژی، استفاده از روش‌های بهینه‌سازی^۱ شده، بکارگیری تجهیزات جایگزین، در یک سیستم انرژی نقش بسزایی دارد. یک تحلیل اگزژیواکونومیک شامل مراحل زیر است:

الف: شناسایی سیستم، فهم فرایند، تعیین قیمت‌های جریان‌ها.

ب: محاسبه قیمت هر یک از محصولات و سوخت

ج: محاسبه متغیرهای اگزژیواکونومیک

د: محاسبه قیمت اگزژیواکونومیک

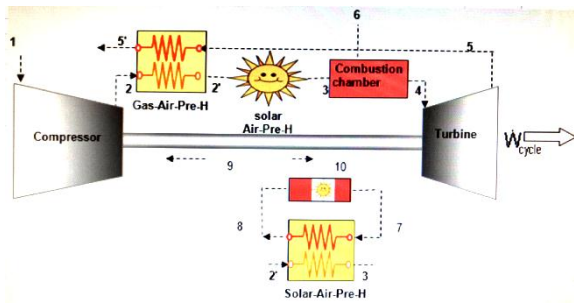
ه: تحلیل محاسبات اگزژیواکونومیک

1 - El-sayed

2 - Tsatsaronis

3 - Gagioly

۱۳/۱ بار و دمای محیط ثابت و ۲۹۸ درجه کلوین و هوای ورودی به کمپرسور با دبی ۴۲۷ کیلوگرم بر ثانیه وارد کمپرسور می‌گردد.



شکل شماره (۲) شما تیک توربین گاز با پیشگرمنک گازی و سولار

۳-۳- پیشگرمنک سولار: پس از گرم شدن دمای خروجی کمپرسور در پیشگرمنک گازی در مرحله بعد هوای خروجی از پیشگرمنک گازی با دمای 720°K وارد پیشگرمنک سولار می‌شود و دمای آن تا 820°K افزایش می‌یابد. در خصوص سیال عامل انتقال حرارت از پیش گرم کن سولار که در این تحقیق نمک مذاب می‌باشد دمای ورودی و خروجی بر اساس نیروگاه سولار انتخابی (نقطه ۷) $^{\circ}\text{K}$ 838 و خروجی (نقطه ۸) 563°K انتخاب شده است. لازم به توضیح اینکه دمای خروجی نمک مذاب در پیشگرمنک سولار نباید کمتر از 533°K درجه کلوین باشد به دلیل اینکه در دمای کمتر از این دما نمک به صورت جامد درمی‌آید.

۴-۳- اتاق احتراق: در مسیر جریان آگزوزی سیال هوا با دمای 820°K درجه کلوین و فشار $9/84$ بار وارد اتاق احتراق شده و با سوخت گاز طبیعی با دبی $8/99$ کیلوگرم بر ثانیه و دمای 308 درجه کلوین و فشار 30 بار به داخل اتاق احتراق تزریق می‌گردد. افت فشار در این مرحله نیز حدود 4% محاسبه گردیده است. خروجی اتاق احتراق در این مرحله دمای 1320 درجه کلوین و فشار $9/34$ بار می‌باشد.

۵-۳- توربین گاز: محصولات احتراق خروجی اتاق احتراق در این مرحله وارد توربین گازی می‌گردد. قسمتی از توان تولیدی توربین به عنوان درایور کمپرسور مصرف می‌گردد و مابقی آن برای تولید برق در ژنراتور به کار گرفته می‌شود. با فرض ادیاباتیک و ایزنتروپیک بودن توربین فشار خروجی $1/08$ و دما 810 درجه کلوین در خروجی توربین لحاظ می‌گردد. (براساس اطلاعات نیروگاه). [3]

۴. محاسبه جریانات آگزوزی در توربین گازی با پیشگرمنک در مرحله قبلی پارامترهای مورد نیاز جهت محاسبات آگزوزی جریان را محاسبه کردیم حال با استفاده از جدول ترمودینامیکی مربوط به هوا و توابع کتابخانه‌ای نرم افزار EES مقادیر آنتالپی و آنترپی را در هر نقطه از مسیر جریان (نقاط ۱ الی ۱۰) جدول شماره (۱) محاسبه می‌کنیم. [5]

بر اساس رابطه (۱) $Ex = h - h_0 - T_0 (s - s_0)$ به ترتیب آنتالپی و آنترپی و دما در نقطه مرجع ($T_0 = 298^{\circ}\text{K}, P = 1/013 \text{ bar}$)

انتقال حرارت از مبدل خورشیدی به هوای مورد نیاز جهت احتراق بستگی به وضعیت محل نصب توربین خواهد داشت به گونه‌ای که می‌توان بحث گرمایش به صورت مستقیم و یا توسط سیال واسطه، استفاده شود. به عنوان مثال در آینه‌های متمرکز کننده که مورد نظر ما در این تحقیق است از نمک مذاب با دمای نزدیک به 836°K به عنوان سیال واسطه گرم کننده استفاده می‌شود که توانایی ذخیره سازی گرما را نیز خواهد داشت. تنها محدودیت اعمال شده که در تحقیق مدنظر گرفته خواهد شد مربوط به متالورژی و ظرفیت تحمل قطعات داغ واحد خواهد بود که بایستی در این پروژه مدنظر گرفته شود. همان گونه که قبلاً نیز ذکر شده است با توجه به گستردگی استفاده از انواع توربین گاز در ایران کمترین تغییر در بهبود راندمان منجر به کاهش مصرف سوخت و کاهش بار آلاینده‌گی بر دوش محیط زیست خواهد بود.

۳. مکانیزم سیکل توربین گازی با پیشگرمنک گازی و خورشیدی:

همان گونه که در شکل (۲) مشاهده می‌شود مکانیزم توربین گاز

سولار مورد بحث در این تحقیق شامل اجزاء زیر است:

۳-۱- کمپرسور: کمپرسور شامل ۱۷ مرحله (استیج) پره‌های متحرک و ثابت از نوع اکسیالی است که هوای ورودی اتمسفر را مرحله به مرحله افزایش می‌دهد. این افزایش فشار توأم با افزایش دماست. هوا پس از کمپرس شدن در کمپرسور با فرض ادیاباتیک بودن و فرایند ایزنتروپیک به دمای 620 درجه کلوین و فشار $10/47$ بار می‌رسد. دبی هوا بر اساس اطلاعات نیروگاهی در شرایط نرمال کاری 427 kg/s می‌باشد. [3]

۳-۲- پیشگرمنک گازی: مرحله بعدی پیشگرمنک گازی است که دمای هوا در این مرحله از 620 به 720 درجه کلوین افزایش می‌یابد (بیه ۲) و هوای داغ گاز محصولات احتراق (بیه ۵) نیز با کاهش دما از 810 به 710 درجه کلوین می‌رسد و در محیط تخلیه می‌گردد. در حین افزایش دما در پیشگرمنک گازی به واسطه عبور سیال و ساختار تجهیزات پیشگرمنک افت فشاری به میزان ۳ الی ۴ درصد اتفاق می‌افتد که در هر دو پیشگرمنک گازی و سولار در این تحقیق حدود 4% لحاظ گردیده است. در پیشگرمنک گازی فشار از $10/47$ بار به $10/15$ بار کاهش می‌یابد (بیه ۲). و همچنین فشار در خروجی پیشگرمنک سولار از $10/15$ به $9/84$ بار تقلیل فشار می‌یابد. قیود حاکم بر تعیین پارامترهای دما بالأخص در ورودی توربین گاز دمای کمتر از 1400 درجه کلوین است که مربوط به محدودیت‌های متالورژی قطعات بالأخص پره‌های توربین می‌باشد.

محدودیت دوم دمای خروجی از پیشگرمنک گازی می‌باشد که با توجه به فشار گاز خروجی باید دمای گاز خروجی پیشگرمنک بالاتر از نقطه شبنم (420 درجه کلوین) باشد تا بخارات آب موجود با ترکیبات سولفید تولید اسیدسولفوریک نموده و مسائل خوردگی تأسیسات به وجود نیاید. اطلاعات اخذ شده از نیروگاه برای توربین GE- F9 که از دو مرجع [3] در این تحقیق استفاده شده دمای محیط در فشار

مدل ذیل محاسبه می‌گردد:

۱- ارزیابی قیمت برای کمپرسور:

(3)

$$PEC_{ac} = (71.1ma/0.9 - \eta_{ac})(P_2/P_1) \ln P_2/P_1$$

۲- ارزیابی قیمت برای اتاق احتراق:

$$PEC_{cc} = (46.08ma/0.995 - P_3/P_2)(1 + \exp(0.081T_3 - 26.4))$$

(4)

۳- ارزیابی قیمت برای پیشگرمکن گازی:

$$PEC_{aph} = (4122)(mg(h_5 - h_5') \cdot 0.6 / U \times \Delta T_{lm,aph})$$

(5)

۴- ارزیابی قیمت برای پیشگرمکن سولار: [12]

در مورد پیشگرمکن سولار با توجه به نبود رابطه ریاضی و جدید بودن اطلاعات مربوط به هزینه ساخت با جزییات بیشتری بررسی می‌گردد که شامل هزینه زمین، هزینه خرید آینه‌ها، ساخت هلیواستیت‌ها، مهندسی و بسیاری جزییات دیگر خواهد بود بر اساس مرجع [12] هزینه محاسبه می‌گردد.

$$PEC_{Saph} = 10.1/AM\$ \quad (6)$$

۵- ارزیابی قیمت برای توربین گاز

$$PEC_{gt} =$$

$$(479.34m_g/0.92 - \eta_{gt})(P_3/P_4)(1 + \exp(0.036T_3 - 56.4))$$

جدول (۲) - نتایج محاسبات PEC

اجزاء توربین گازی خورشیدی	PEC(M\$)
هزینه خرید کمپرسور	19
هزینه خرید پیشگرمکن گازی	0.46
هزینه خرید هلیواستیت‌ها	70,3148
هزینه ساخت برج و رسیور	13,104
هزینه ساخت برج بتنی	3,7306
هزینه ذخیره‌ساز	14,7347
هزینه خرید اتاق احتراق	0.83
هزینه خرید توربین	15.18

۶-۲- محاسبه مقادیر \dot{C}_K [5,7]

با استفاده از فرمول هم‌سطح سازی و تأثیر نرخ تورم $i = 13\%$ و مدت‌زمان استهلاک $n = 20$ سال مطابق فرمول زیر \dot{C}_K محاسبه می‌شود.

$$\dot{C}_K = (PEC - 0.1/(1+i)^n) / (i / (1 - (1+i)^{-n})) \quad (7)$$

۶-۳- محاسبه مقادیر Z_k [5]

برای محاسبه Z_k که شامل هزینه تعمیرات و نگهداری است ضریب $\phi_k = 1/0.6$ به‌عنوان فاکتور اصلاح هزینه و H تعداد ساعت کارکرد واحد در سال (حدود ۷۴۴۶ ساعت) بر اساس رابطه ۹ محاسبه می‌شود. [8] $(H = 24 \times 365 \times 0.85 = 7446 \text{ ساعت})$

و s, h آنتالپی و آنترپی در نقطه موردنظر می‌باشد. جریان اگزرژی هر تجهیز در این مرحله محاسبه می‌گردد. پس از شناسایی اگزرژی محصول EX_p و اگزرژی سوخت EX_f از فرمول (۴-۱۱) تلفات اگزرژی محاسبه می‌شود. در این رابطه EX_D اتلاف اگزرژی می‌باشد. [10,5]

$$EX_p + EX_D = EX_f \quad (2)$$

با تعیین اگزرژی هر یک از جریان‌ها، مقدار واقعی اتلاف انرژی و یا به عبارتی ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی اتلاف اگزرژی و افت اگزرژی و همچنین راندمان اگزرجتیک را برای هر یک از اجزای سیستم تعیین می‌نماید.

جدول (۱) - محاسبات مقادیر اگزرژی در توربین گازی خورشیدی

موقعیت	fluid mat.	pressure(bar)	mas(Kg/s)	temperature(kelvin)	ENERGY (MW)	ENERGY DESTROID
1	Air	1.013	427	298	0	0
2	Air	10.47	427	620	130.98	25.2
2'	Air	10.15	427	720	155.15	9
3	Air	9.84	427	810	163	73.23
4	gas-pro	9.54	436	1320	365	259.9
5	gas-pro	1.08	436	810	100.84	38.62
5'	gas-pro	1.032	436	700	67.67	-
6	fuel	30	8.99	308	462.2	-
7	molten salt	1.013	120	820	135.1	-
8	molten salt	1.013	120	298	46.2	-

۵- مدل مورد بررسی

۱- در مورد مدل مورد بررسی ما که در این تحقیق توربین گازی مدل GE-F9 صد مگاواتی با پیشگرمکن است متغیرهای مهمی به عنوان پارامترهای تأثیرگذار در اگزرژی‌اکونومیک وجود دارد که به شرح زیر است:

نسبت فشار $P_2/P_1 = r_p$ (خروجی کمپرسور بر ورودی کمپرسور) که با r_p نشان داده می‌شود و این نسبت فشار بستگی به موقعیت نصب توربین گازی بین ۱۰/۵ تا ۱۲ است که در محاسبات این تحقیق عدد حدود ۱۱ محاسبه گردیده است.

۲- راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و توربین که بر اساس مدارک نیروگاهی به ترتیب ۰/۸۸ و ۰/۸۹ محاسبه گردیده است. [6,8]

۳- دمای خروجی پیشگرمکن سولار $820^\circ K$ محاسبه شده است.

۴- دمای خروجی اطلاق احتراق و ورودی به توربین با توجه به محدودیت‌های متالوژی ماکزیمم $1400^\circ K$ لحاظ می‌گردد.

۶- تحلیل اقتصادی

برای تعیین وضعیت اقتصادی یک توربین گازی نیاز به بررسی تک‌تک اجزاء می‌باشد؛ و این هزینه‌ها در برگرنده هزینه‌های مالکیتی و بهره‌برداری است؛ و ارزش هرکدام از آنها به عواملی مثل عمر واحد، شرایط سرمایه‌گذاری، ساختار تأمین مالی... و نهایتاً برای هر جزء به صورت ذیل محاسبه می‌شود:

۶-۱- محاسبه PEC^2 [5]

- هزینه سرمایه‌گذاری تجهیزات سیستم

- هزینه خرید و سرمایه‌گذاری برای یک تجهیز براساس

1-Purchased Equipment Cost

2- Capital Cost Rate

جدول (۳) - محاسبات اقتصادی توربین گازی خورشیدی

Component	Purchased Equipment Cost PEC (\$)	Annual Levelized Cost C _k (\$)	Capital Cost Rate Z _k (\$/h)
Air Compressor (AC)	19x10 ⁶	2.66 x 10 ⁶	378.6
Air Pre heater(aph)	0.46x10 ⁶	0.064x10 ⁶	9.11
Solar Air Pre heater(saph)	101.8x10 ⁶	9.6x10 ⁶	1367
Combustion Chamber (cc)	0.83x10 ⁶	0.12x 10 ⁶	16.5
Gas Turbine (gt)	15.18x10 ⁶	2.12x10 ⁶	302

عدد $Z_k = \phi_k C_k / H$ (\$/hours) محاسبه شده قیمت تمام شده کار کمپرسور-توربین و... به تنهایی برای یک ساعت بر حسب دلار خواهد بود. [8]

$$Z_k = \phi_k \dot{C}_k / H \text{ ($/hours)} \quad (9)$$

۴-۶- آنالیز انرژی اکونومیک [5,4]

با توجه به اینکه تجزیه و تحلیل هزینه آن در هر سیستم و در هر جزء سیستم متفاوت می باشد از یک معادله تعادل جریان انرژی بهره خواهیم برد.

$$\sum_{OUT} \dot{C}_{o,k} = \sum_{IN} \dot{C}_{i,k} + Z_k \quad (10)$$

با استفاده از معادله (10) و بررسی تک تک تجهیزات روابط انرژی اکونومیک اصلی و کمکی توربین گازی با پیشگرمکن مطابق جدول (۴) مشخص می گردد:

$$C_K \quad \text{متوسط هزینه به ازای واحد انرژی}$$

$$\dot{C}_D \quad \text{نرخ هزینه اتلاف انرژی}$$

متوسط هزینه سوخت بر واحد انرژی

$$c_f = \dot{C}_{f,k} / \dot{E}x_{fuel} \quad (11)$$

متوسط هزینه محصول بر واحد انرژی

$$c_p = \dot{C}_{p,k} / \dot{E}x_{p,k} \quad (12)$$

جدول (۴) - روابط انرژی اکونومیک اصلی و کمکی توربین گازی با پیشگرمکن

معادلات اصلی مربوط به موازنه انرژی	معادلات کمکی
Air Compressor $\dot{C}_1 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{comp} = \dot{C}_2$	$c_1 = 0$ $c_{w9} = c_{w10}$ $\rightarrow \dot{C}_9 / \dot{E}x_9 = \dot{C}_{10} / \dot{E}x_{10}$
Combustion Chamber $\dot{C}_3 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{cc} = \dot{C}_4$	
Gas Turbine $\dot{C}_4 + \dot{Z}_{gt} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{w,10} + \dot{C}_{w,9}$	$c_4 = c_5$ $\rightarrow \dot{C}_4 / \dot{E}x_4 = \dot{C}_5 / \dot{E}x_5$
Gas Air preheater $\dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{ap} = \dot{C}_5' + \dot{C}_2'$	$c_5 = c_5'$ $\rightarrow \dot{C}_5 / \dot{E}x_5 = \dot{C}_5' / \dot{E}x_5'$
Solar air preheater $\dot{C}_2' + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{sap} = \dot{C}_3' + \dot{C}_8$	$c_7 = c_8$ $\rightarrow \dot{C}_7 / \dot{E}x_7 = \dot{C}_8 / \dot{E}x_8$

بر اساس جدول (۴) که بر اساس رابطه (10) برای ۱۲ جریان انرژی در توربین گازی با پیشگرمکن نوشته شده ما نیاز به حل این معادلات داریم. معمولاً هر جزء سیستم چند ورودی و چند خروجی

دارند بنابراین در حل معادلات مذکور لزوم استفاده از معادلات کمکی احساس می شود.

برای سهولت حل این معادلات به یک ماتریس ۱۲×۱۲ می رسمیم. طبق رابطه $[A] \times [C] = [Z]$ که در آن:

$$[C] = \{\dot{C}_i = 1, 2, 2', 3, 4, 5, 5', 6, 7, 8, 9, 10\}$$

$$[Z] = \{z_i = 1, 2, 2', 3, 4, 5, 5', 6, 7, 8, 9, 10\}$$

1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	1	-1	0	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	-1
0	1	-1	0	0	1	-1	0	0	0	0	0
0	0	1	-1	0	0	0	0	1	-1	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1/Ex ₉	-1/Ex ₁₀	0
0	0	0	0	1/Ex ₄	-1/Ex ₅	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	1/Ex ₇	-1/Ex ₈	0	0	0
0	0	0	0	0	1/Ex ₅	-1/Ex _{5'}	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0

ماتریس A که ماتریس ضرایب است. مطابق ماتریس زیر تنظیم می گردد.

با محاسبه دترمینان معکوس (A⁻¹) و ضرب در طرفین معادله، $\dot{C}_{1..10}$ محاسبه می گردد. [1]

$$[C] = [A]^{-1} \times [Z] \quad (13)$$

با توجه به محاسبات فوق طبق رابطه $C_k = \dot{C}_k / \dot{E}x_k$ محاسبه می گردد.

جدول (۵) نتایج محاسبات مربوط به C_K

position	C _K (\$/h)	C _K (\$/kwh)	c _K (\$/Gj)
1	0	0	0
2	1938,6	0,0148	4,11
2'	2191,93	0,0141	3,92
3	6988,25	0,0428	11,89
4	2704,75	0,0074	2,05
5	737,66	0,0073	1,03
5'	493,43	0,00729	2,02
6	4300	0,0093	2,58
7	5167,46	0,0038	10,6
8	1738,15	0,0376	10,44
9	1560	0,01	2,77
10	2269,09	0,01	2,77

۷- نتایج محاسبات

۷-۱- متغیرهای انرژی اکونومیک توربین گازی با پیشگرمکن و نتیجه تمام محاسبات انجام شده در این آنالیز انرژی در جدول (۶) و (۷) ثبت گردیده است. \dot{C}_f و \dot{C}_p به ترتیب به عنوان متوسط هزینه واحد انرژی محصول و سوخت هر یک از اجزاء توربین گاز می باشد.

واحد	T ₁ (K)	C ₀ (\$/h)		
محفظه احتراق	با پیشگرمکن	با پیشگرمکن	بدون پیشگرمکن	بدون پیشگرمکن
	۲۶۰	۱۲۰	۴۱۲۰۹	۲۱۱۳۹

جدول (۶) - محاسبات پارامترهای تحلیل انرژی اکتونومیک توربین گازی

component	\dot{E}_{in} (MJ/s)	\dot{E}_{out} (MJ/s)	\dot{E}_o (MJ/s)	η_e %	\dot{C}_{in} (\$/G)	\dot{C}_{out} (\$/G)	\dot{C}_o (\$/h)	\dot{Z}_o (\$/h)	$\dot{C}_{in} + \dot{Z}_o$ (\$/h)	\dot{D}_o (\$/h)	ε %	\dot{f}_k %
Air compressor	۱۵۹/۲	۱۳۰/۹۸	۲۵/۲	۶	۴/۱۱	۲/۱۷	۲۵۱/۳	۳۱۸/۶	۲۶۹/۹	۴۵/۳	۸۳/۸	۶۰/۱
Air Preheater	۳۳/۷۱	۲۴/۱۷	۹	۲/۲	۳/۹۲	۱/۰۳	۳۳/۲۷	۹/۱۱	۴۲/۳۸	۲۸	۲۸	۲۱/۴
Solar Air Preheater	۸۱/۹	۷/۶۵	۸۱/۰۵	۱۹/۶	۱۱/۱۹	۱/۰۶	۳۰۹/۲۸	۱۳/۷	۴۴۵/۹۸	۱۲/۲	۸/۶	۳۰/۶
Combustion Chamber	۴۱۵/۲۳	۳۱۵/۲۶	۲۵۹/۹	۶۳	۲/۰۵	۲/۵۸	۱۴۲۱/۹	۱۷/۵	۲۴۳۰/۴	۲۰/۵	۲۳/۴	۰/۷۸
Turbine	۲۱۶/۴۲	۲۲۵/۸	۳۱/۶	۹/۳	۲/۱۷	۲/۰۵	۲۱۶/۴	۳۰/۲	۵۱۶/۸	۳۵/۱	۱۴/۱	۵۱/۵
TOTAL	۱۱۶۱/۲۴	۱۰۵۳/۸۱	۴۲۳/۱	۱۰۰	۲۶/۱۴	۱۹/۰۳	۶۰۴۰/۲	۲۰۴۳/۲	۸۱۶۹/۳	۳۰/۱	۶۴/۷	۴۷/۳

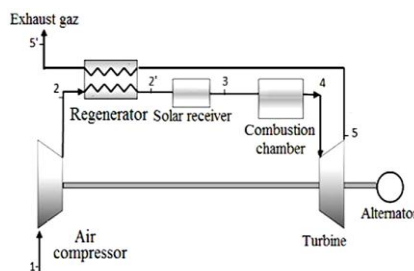
۷-۲- متغیرهای انرژی اکتونومیک توربین گازی بدون پیشگرمکن

تکرار محاسبات برای توربین گازی بدون پیشگرمکن برای مقایسه نتایج با توربین گازی خورشیدی در جدول ۷ به تفکیک آمده است.

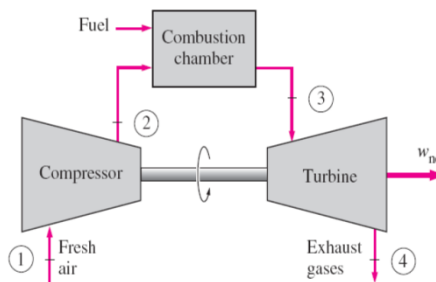
جدول (۷) - محاسبات پارامترهای تحلیل انرژی اکتونومیک توربین گازی بدون پیشگرمکن

component	\dot{E}_{in} (MJ/s)	\dot{E}_{out} (MJ/s)	\dot{E}_o (MJ/s)	η_e %	\dot{C}_{in} (\$/G)	\dot{C}_{out} (\$/G)	\dot{C}_o (\$/h)	\dot{Z}_o (\$/h)	$\dot{C}_{in} + \dot{Z}_o$ (\$/h)	\dot{D}_o (\$/h)	ε %	\dot{f}_k %
compressor	۱۵۰/۲	۱۳۰/۹۸	۲۵/۲	۸/۸	۲/۱۵	۱/۱۷۲	۱۵۱/۷	۳/۸	۵۲۹/۷	۶۶/۶	۸۳/۸	۱۱/۵%
Combustion Chamber	۵۹۳/۸۸	۳۱۶/۲۶	۲۱۶/۸	۷۶	۴/۰۵	۵/۲۸	۴۱۲۰/۹	۱۷	۴۱۳۷/۹	۲۳/۳	۵/۱۴	۰/۱۴%
Turbine	۲۱۶/۵۶	۲۲۵	۴۳/۵۶	۱۵/۳	۱/۶۸	۳/۹۶۹	۲۲۲/۴	۳۱/۹	۹۳۳/۳	۵۱/۷	۸/۵۴	۳۳/۳%
TOTAL	۱۰۱۷/۹	۱۳۲/۴	۲۱۵/۲۶	۱۰۰	۸/۴۳	۱۰/۹۲	۷۰۵/۹	۱۴۸/۲	۲۲۳/۰	۱۱/۹	۴۴/۵%	

شکل (۳) - شما تیک توربین گازی سولار



شکل (۴) - شما تیک توربین گازی بدون پیشگرمکن



۸- بحث و نتیجه گیری: [4]

با توجه به داده‌های جداول شماره (۶) و (۷) و روش ارزیابی انرژی اکتونومیک بالاترین میزان $\dot{C}_{D,K} + \dot{Z}_K$ مربوط به پیش گرمکن سولار، اتاق احتراق و توربین گاز است بنابراین از دیدگاه انرژی اکتونومیک مهم‌ترین واحدها جهت بررسی و بهینه‌سازی می‌باشند.

۸-۱- پیشگرمکن سولار:

از نقطه نظر انرژی اکتونومیک و جداول (۶) و (۷) بالاترین میزان $\dot{C}_{D,K} + \dot{Z}_K$ در پیشگرمکن سولار اتفاق می‌افتد. اولاً به خاطر بالا بودن هزینه سرمایه‌گذاری و دوم به دلیل بالا بودن قیمت اتلاف انرژی. با توجه به بالا بودن $\dot{f}_k = ۳۰/۶\%$ از منظر انرژی اکتونومیک می‌بایست اثر کاهش سرمایه‌بر راندمان سیستم بررسی گردد.

با توجه به کم بودن $\dot{f}_k = ۱۲\%$ در پیشگرمکن سولار صرفاً کاهش هزینه سرمایه‌گذاری مدنظر است به عنوان یک راهکار می‌توان به جایگزین کردن نمک مذاب با ترکیب جدید که قابلیت جذب دمای مذاب) و نهایتاً ابعاد تأسیسات شامل تانک ذخیره‌سازی، مبدل حرارتی، ابعاد برج و رسیور و ... می‌شود که منتج به کاهش هزینه سرمایه‌گذاری پیشگرمکن سولار می‌گردد.

۸-۲- اتاق احتراق: (منبع اصلی هدر رفت انرژی)

با توجه به جداول (۶) و (۷) مقدار کم فاکتور انرژی اکتونومیک \dot{f}_k در اتاق احتراق در دو حالت با پیش گرم $\dot{f}_k = ۰/۶۸\%$ و بدون پیش گرم $\dot{f}_k = ۰/۴۱\%$ نشانگر این است که تغییر هزینه در اتاق احتراق منحصراً وابسته به تغییرات اتلاف انرژی است. افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق یکی از عوامل کاهش اتلاف انرژی است. [4] بر اساس جداول شماره (۶) و (۷) مشاهده می‌شود هزینه اتلاف انرژی در حالت بدون پیش گرم $۴۱۲۰/۹$ \$/h بوده که با استفاده از پیشگرمکن این عدد به $۲۴۱۳/۹$ \$/h کاهش یافته است، به عبارت دیگر نرخ هزینه اتلاف انرژی در صورت استفاده از پیشگرمکن ۴۱% کاهش می‌یابد.

جدول شماره (۸) - نتایج ۱

واحد	\dot{f}_k	\dot{f}_k	
		بدون پیشگرمکن	بدون پیشگرمکن
محفظه احتراق	۰/۶۸	۰/۴۱	۰/۸۰

مقادیر محاسباتی جداول شماره (۶) و (۷) نشان می‌دهد بالاترین مقادیر $\dot{C}_{D,K} + \dot{Z}_K$ در دو حالت با پیشگرمکن و بدون پیشگرمکن مربوط به اتاق احتراق است که از دیدگاه انرژی اکتونومیک مهم‌ترین واحد برای بررسی و بهینه‌سازی است. بر اساس مرجع [4] در تحلیل انرژی اکتونومیک زمانی که \dot{f}_k عدد کوچکی باشد بایستی تلاش شود تا راندمان اجزا را با افزایش هزینه سرمایه‌گذاری بهبود دهیم که در مورد اتاق احتراق موردتحقیق چه با پیش گرم و چه بدون پیشگرمکن در هر دو مورد مقدار آن بسیار کوچک است.

نمایه

C_p	[KJ/Kg. °k]	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت
C_g	[KJ/Kg. °k]	ظرفیت گرمایی محصول احتراق
γ	[-]	نسبت ظرفیت گرمایی
\dot{E}_D	[mw]	اتلاف انرژی
\dot{E}^{PH}	[mw]	انرژی فیزیکی
\dot{E}^{CH}	[mw]	انرژی شیمیایی
\dot{E}^{KN}	[mw]	انرژی جنبشی
\dot{E}^{PT}	[mw]	انرژی پتانسیل
m°	[kg/s]	دبی جرمی
R	[KJ/Kg]	ثابت عمومی گاز
U	[KJ/Kg]	انرژی داخلی
h	[°C]	انتالپی
S	[KJ/Kg. °k]	آنترپی
V	[m ³]	حجم
f_k	[m]	فاکتور انرژی اکونومیک
\dot{E}	[%]	راندمان انرژی
$\dot{\eta}$	[%]	بازده
X_k	[-]	کسر مولی ماده
Z_K	[\$/h]	هزینه متوسط سرمایه گذاری
C_{pms}	[KJ/Kg. °k]	ظرفیت گرمایی نمک مذاب
C_{pg}	[KJ/Kg. °k]	ظرفیت گرمایی محصول احتراق
c_p	[\$/GJ]	هزینه واحد انرژی محصول
c_f	[\$/GJ]	هزینه واحد انرژی سوخت
C_D	[\$/h]	هزینه تخریب انرژی

منابع

1. عبدالی سوسن، اشکان، فانی، مریم، فرحانیه، بیژن، 1393. تأثیر انتخاب متغیرهای تصمیم در بخش بخار در تحلیل انرژی اکونومیک نیروگاه ۴۲۰ مگاواتی سیکل ترکیبی دماوند، علوم و تکنولوژی محیط زیست، دوره شانزدهم، شماره ویژه.
2. قدیری، جواد. یعقوبی، محمود. 1381. تحلیل انرژی سیکل نیروگاههای خورشیدی شیراز. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شیراز
3. اطلاعات بهره برداری نیروگاه خوی و پتروشیمی مبین عسلویه
4. A. Abdalisousan, M. Fani, B. Farhanieh, Multi-objective thermoeconomic optimisation for combined-cycle power plant using particle swarm optimisation and compared with two approaches, Int. J. Exergy, Vol. 16, No. 4, 2015.
5. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal Design and Optimization, Wiley, New York, 1996.
6. C. Ballif, D. Favrat, V. Aga, Germain Augsburger, Thermo-economic optimisation of large solar tower power plants, (2013)
7. Cihan, O. Hacıhafızoglu, K. Kahveci, Energy-

علاوه بر روش افزایش دمای ورودی اتاق احتراق که باعث بهبود فاکتور انرژی اکونومیک می گردد می توان از روش های دیگری مانند بهبود وضعیت پاشش نازل سوخت، استفاده از سیستم های بهبود یافته کنترل فیدبک سوخت در نازل، کنترل نسبت سوخت به هوا، بهبود وضعیت، شعله های برنرو... استفاده نمود.

۳-۸- توربین گاز:

از جهت اتلاف انرژی توربین با کمپرسور و پیشگرمکن کمترین میزان اتلاف انرژی را دارند. در حدود $38/6$ \$/h با توجه به بالا بودن $\dot{C}_{D,K} + \dot{Z}_K$ و همچنین بالا بودن $\tau_k = 35/1$ ٪ از منظر انرژی اکونومیک توربین گاز نیاز به بهینه سازی دارد. جداول شماره (۷) و (۶) نشان می دهد افزایش دمای ورودی به اتاق احتراق هزینه اتلاف انرژی را تا ۵۴٪ کاهش می دهد. (کاهش هزینه اتلاف انرژی از $622/4$ \$/h به $284/8$ \$/h) بنابراین استفاده از پیشگرمکن باعث بهبود فاکتور انرژی اکونومیک از $33/3$ ٪ به $51/5$ ٪ شده است. با توجه به بالا بودن فاکتور انرژی اکونومیک $f_k = 51/5$ ٪ و $\tau_k = 35/1$ ٪ در توربین گاز با پیشگرمکن از نقطه نظر انرژی اکونومیک می بایست نسبت به کاهش هزینه سرمایه گذاری و نگهداری اقدام کنیم که با توجه به روابط و مراجع [3] مربوط به هزینه سرمایه گذاری در توربین گاز، این رابطه وابسته به دبی جریان ورودی به توربین می باشد. بنابراین کاهش دبی جریان ورودی به توربین باعث کاهش قیمت بر واحد انرژی تولیدی در توربین گاز می شود که با رابطه زیر به دست می آید. [1]

$$C_{p,gt} = (\dot{C}_4 - \dot{C}_5 + \dot{Z}_{total}) / W_{gt} \quad (14)$$

به عنوان روش دوم برای کاهش هزینه سرمایه گذاری بر اساس رابطه زیر کاهش راندمان اینتروپیک η_{gt} توربین باعث کاهش هزینه سرمایه گذاری می گردد. (15)

$$PEC_{gt} = 479.34 m_g / 0.92 - \eta_{gt} (P3/P4) (1 + \exp(0.036 T_3 - 56.4))$$

۹- تأثیر پیشگرم در کاهش مصرف سوخت

انرژی سوخت که در این تحقیق گاز متان در نظر گرفته شده است شامل دو بخش می باشد. انرژی شیمیایی و انرژی فیزیکی. انرژی کل سوخت بر اساس رابطه زیر تعیین می گردد. [7]

$$Ex_f = m_f [c_p(T_f - T_0) - T_0 c_p \times \ln(T_f/T_0) + \sum_{k=1}^N x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} T_0 \sum_{k=1}^N x_k \ln x_k]$$

بنابراین انرژی سوخت گاز متان با دبی جرمی سوخت رابطه مستقیم دارد بنابراین با فرض ثابت ماندن انرژی خروجی اتاق احتراق در حالت بدون پیشگرمکن با حالت با پیشگرمکن و با توجه به تغییرات انرژی ورودی اتاق احتراق از $130/98$ به $163/0$ مگاوات دبی سوخت نیز از $8/99$ به $7/84$ کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد.

همچنین بر اساس نتایج جداول (۷) و (۶) راندمان انرژی در اتاق احتراق از $58/4$ ٪ در حالت بدون پیشگرم به $63/4$ ٪ با پیشگرم افزایش یافته است.

exergy analysis and modernization suggestions for a combined cycle power plant, International Journal of Energy Research 30 (2) (2006) 115–126. doi:10.1002/er.1133

8. D. I. Igbong¹ and D.O. Fakorede, Exergoeconomic Analysis of A 100MW Unit GE Frame 9 Gas Turbine Plant in Ughelli, Nigeria. International Journal of Engineering and Technology Volume 4 No. 8, August (2014).

9. Dincer, M. Rosen, Energy environment and sustainable development, Applied Energy 64 (1999) 427–440.

10. Dincer, M. Rosen, Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier, 2007.

11. Fani M., Mozafari A., Farhanieh B., (2008). “Exergoeconomic Optimization of Black Liquor Gasification Combined Cycle by use of Evolutionary and Conventional Iterative Exergoeconomic Optimization Method”, Accepted to be appeared in International journal of Chemical Reactor Engineering.

12. M. Vashahi, A. Fasih Far, The Design Of The Central Tower Solar Power Plants with Energy Storage For The City Of Ahwaz, Abbaspour College of Technology Department of Mechanical & Energy Engineering, (2014).