مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1396، دوره 17، شماره 7، ص‌ص 333-342

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بهینه‌سازی و تحلیل اگزرژی پیشرفته سیکل کلاسیوس-رانکین با پیش‌گرم‌کن آب تغذیه برای استفاده در نیروگاه‌های خورشیدی

نوذر اکبری[1*]، سهیل شیخی[2]

1- استادیار، مهندسی هوا فضا، دانشگاه هوایی شهید ستاری، تهران
2- دانش اموخته‌ی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی 1384673411، nozar@ssau.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 10 فروردین 1396
پذیرش: 28 خرداد 1396
ارائه در سایت: 06 مرداد 1396

کلید واژگان:
اسپن هایسیس
انرژی خورشیدی
آنالیز اگزرژی پیشرفته
بهینه سازی

چکیده

با توجه به قیمت رو به رشد انرژی، کمبود منابع و مسایل محیط زیستی، اهمیت کاهش مصرف انرژی و بهینه‌سازی صنایع مرتبط با انرژی بیش از پیش آشکار شده است. انرژی خورشیدی نیز از جمله راه‌حل‌های مناسب برای به‌دست اوردن انرژی پاک و ارزان هستند. در مرحله‌ی اول از اسپن هایسیس برای شبیه‌سازی سیکل موردنظر استفاده شده است. در ادامه آنالیز اگزرژی روی سیکل انجام گرفته است که براساس نتایج، سه جزء LPT2، LPT3 و HEX2 بیشترین میزان تخریب اگزرژی سیستم را شامل می‌شوند و از این منظر در اولویت بازنگری قرار دارند. سپس با انجام آنالیز اگزرژی پیشرفته سعی در تحلیل دقیق‌تر نتایج آنالیز اگزرژی شده است. در این بخش با جداسازی تخریب اگزرژی اجزای سیستم به چهار بخش درونزا/برونزا و قابل اجتناب/غیرقابل اجتناب، به بررسی عامل اصلی بروز تخریب اگزرژی در اجزا پرداخته شده است. بر طبق نتایج، سه جزئی که دارای بیشترین میزان تخریب اگزرژی هستند، عامل اکثر تخریب اگزرژی برون‌زای سیستم نیز می‌باشند که در واقع می‌توان با بهبود عملکرد این اجزاء، تخریب اگزرژی در اجزای دیگر را نیز کاهش داد. در نهایت با انتخاب متغیرها و توان خروجی سیکل به عنوان تابع هدف و به‌کارگیری نرم‌افزار اسپن هایسیس برای بهینه‌سازی، سیستم بهینه‌سازی و پارامترهای بهبود یافته‌ی ان با حالت پایه مقایسه شده است که براساس آن توان استحصالی سیستم افزایش و تخریب اگزرژی و هزینه محصولات کاهش یافته است.

Optimization and advanced exergy evaluation of a Clausius-Rankine cycle to be used in solar power systems

Nozar Akbari[1*], Soheil Sheikhi[2]

1- Department of aerospace engineering, Shahid sattari aeronatical university of science and technology, Tehran, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 1384673411, Tehran, Iran, nozar@ssau.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 30 March 2017
Accepted 18 June 2017
Available Online 28 July 2017

Keywords:
Aspen HYSYS
Solar energy
Advanced exergy analysis
Optimization

ABSTRACT

Regarding the growing cost of energy, shortage of resources, and environmental issues, the importance of reducing energy consumption and optimization of related industries is more evident than ever before. Solar energy is one of the suitable solutions to acquire clean and cheap energy. The first step is to design the cycle using Aspen HYSYS simulator. After that exergy analysis is carried out on the proposed system. Results show that LPT2, LPT3 and HEX2 have the highest exergy destruction and should be considered for revision. Results of exergy analysis are then examined more deeply with the help of advanced exergy analysis. In this section exergy destruction is divided into four parts, endogenous/exogenous and avoidable/unavoidable to investigate the precise reason of the components' exergy destruction. Results show that the three components which had the most exergy destruction are the real reason behind exogenous exergy destruction of the system, so by optimizing these components we can also decrease the total exergy destruction of the system too. At last, by choosing the right variables and total produced work as the primary function, the optimization is done using the Aspen HYSYS optimizer and the optimized parameters are compared to the basic parameters which resulted in more power production and less exergy destruction and production cost.

1- مقدمه

مسأله تأمین انرژی مورد نیاز، همواره از مشکلات پیش روی بشر بوده و پیشرفت صنایع و تکنولوژی باعث افزایش توجه به این مساله شده است. با توجه به محدودیت منابع تأمین کننده انرژی و مسایل زیست محیطی، توجه به منابع جایگزین انرژی طی دو دهه گذشته بیشتر شده است. در این راستا استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر، به‌منظور جایگزین نمودن سوخت‌های فسیلی و کاهش آلودگی به تدریج افزایش یافته است [1].

نیروگاه خورشیدی وظیفه‌ی جمع‌آوری انرژی خورشیدی، به وسیله‌ی متمرکز نمودن آن و ایجاد دمای بالا را برعهده دارد. این نیروگاه‌ها براساس نوع متمرکز کننده‌ی استفاده شده به دو دسته‌ی کلی تقسیم می‌شوند که شامل نیروگاه‌های با کلکتور سهموی خطی و نیروگاه‌های دیش استرلینگ می‌باشد. از برترین روش‌های تولید برق از انرژی خورشیدی، استفاده از

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

N. Akbari, S. Sheikhi, Optimization and advanced exergy evaluation of a Clausius-Rankine cycle to be used in solar power systems, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 333-342, 2017 (in Persian)

کلکتورهای سهموی خطی می‌باشد. در این نوع نیروگاه نخست روغن حرارتی به دمایی حدود 400 درجه سانتی‌گراد می‌رسد، سپس با استفاده از یک مبدل حرارتی می‌توان گرمای حاصله را به سیال عامل منتقل کرد و از طریق توربین انرژی الکتریکی به‌دست آورد. استفاده از بازیاب حرارتی و پیش گرمایش در افزایش بازده سیکل بسیار موثر است.

خلیل‌زاده و محمودی مهر [2] به بهینه‌سازی عملکرد روزانه‌ی یک نیروگاه خورشیدی مجهز به سیستم ذخیره‌سازی گرما پرداخته‌اند. آن‌ها ابتدا از طریق حل معادلات غیرخطی حاکم مدل‌سازی را انجام داده‌اند و سپس با تعریف توابع هدف و استفاده از الگوریتم ژنتیک، سیستم را بهینه‌سازی کرده‌اند. کالوگیرو و همکاران [3] به تحلیل اگزرژی انواع کلکتورهای خورشیدی پرداخته‌اند و در نهایت آنالیز اگزرژی را به‌عنوان یک ابزار موثر در تحلیل آرایش این سیستم‌ها دانسته‌اند.

روش‌های جدید صرفه‌جویی در مصرف و جلوگیری از هدر رفت انرژی، باعث به وجود آمدن روش‌های تحلیلی براساس قانون دوم ترمودینامیک شده است که این روش‌ها در قالب مفهوم اگزرژی بیان می‌شوند. قوانین کلی و روش تحلیل اگزرژی را می‌توان در کوتاس [4] و بژان [5] یافت. تحلیل اگزرژی یک ابزار کارآمد برای طراحی، بهینه‌سازی و سنجش عملکرد سیستم‌های انرژی است. برتری تحلیل اگزرژی در قابلیت استفاده از تمامی خواص جریان (دما، فشار و ترکیب) است. تخریب اگزرژی یا برگشت‌ناپذیری در واقع مقادیری هستند که برگشت‌ناپذیری سیتم به‌وسیله‌ی آن‌ها نشان داده می‌شود.

تشخیص این‌که کدام یک از اجزای سیستم هزینه‌ی تخریب اگزرژی بیشتری دارند قابلیت‌های پیشرفت سیستم را به ما نشان می‌دهد. ترمو اکونومیک ابزاری قوی برای بهینه‌سازی و تحلیل اقتصادی سیستم‌های انرژی در اختیار ما قرار می‌دهد. ترمواکونومیک شاخه‌ای از ترمودینامیک است که در آن مفهوم اگزرژی با قوانین اقتصادی ترکیب می‌شود و در واقع برای برگشت‌ناپذیری‌ها شاخصی ملموس‌تر در قالب هزینه یافت می‌شود [6]. در سال‌های اخیر بررسی‌های زیادی در زمینه‌ی تحلیل اگزرژی انجام شده است. جواهرده و همکاران [7] ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با بازیافت گازهای اتلافی دما بالا را شبیه‌سازی کرده و سپس از دیدگاه اگزرژی بررسی کرده‌اند. حنیفی و همکاران [8] تحلیل اگزرژی و اگزرژواکونومی را برای سیکل تولید همزمان تحت مدل دینامیکی تابش خورشیدی انجام داده‌اند.

برای بررسی این‌که چه میزان از تخریب اگزرژی قابل اجتناب است و یا چه میزان از آن ناشی از اجزای دیگر می‌باشد، از آنالیز اگزرژی پیشرفته استفاده می‌گردد. تقسیم‌بندی تخریب اگزرژی باعث فهم عمیق‌تر از نتایج آن و افزایش دقت تحلیل می‌شود. تخریب اگزرژی صورت گرفته در یک جزء، تنها ناشی از عملکرد جزء مورد بررسی نمی‌باشد (تخریب اگزرژی درون‌زا)، بلکه به عملکرد سایر اجزا نیز بستگی دارد (تخریب اگزرژی برون‌زا). همچنین بررسی این‌که آیا می‌توان از تخریب اگزرژی یک جزء جلوگیری به عمل آورد (تخریب اگزرژی قابل اجتناب) یا این امکان وجود ندارد (تخریب اگزرژی غیر قابل اجتناب). در جمع‌بندی انواع تحلیل اگزرژی می‌توان گفت که تحلیل اگزرژی و اقتصادی سیستم را از دو دید مختلف بررسی می‌کنند و فقط در بحث فاکتور اگزرژوکونومیک, تحلیل اقتصادی از نتایج اگزرژی استفاده می‌کند. همچنین تحلیل اگزرژی پیشرفته نیز در واقع قدم بعدی تحلیل اگزرژی و تحلیل بیشتر نتایج آن می باشد.

بویاقچی و سباقیان [9] عملکرد سیکل کالینا را به‌منظور یافتن پتانسیل‌های ارتقا سیستم و بر هم کنش اجزا، توسط تحلیل اگزرژی اقتصادی و پیشرفته بررسی کرده‌اند. مهرپویا و شفایی [10] دو فرایند بازیابی هلیوم از گاز طبیعی را تحلیل کرده‌اند و سپس با استفاده از آنالیز اگزرژی پیشرفته به بررسی نقاط ضعف فرایندها پرداخته‌اند.

هدف از این مقاله مدل‌سازی سیکل به‌کار رفته در نیروگاه 30 مگاواتی سگز-6، برای رسیدن به توان بهینه‌ی 10 مگاواتی و انجام تحلیل اگزرژی، اگزرژی اقتصادی و اگزرژی پیشرفته برای شناسایی پتانسیل‌های ارتقای ان می‌باشد. این نیروگاه در صحرای موجاوه در جنوب کالیفرنیا واقع شده است. در خود نیروگاه سگز-6، از یک بویلر جهت حرارت‌دهی به سیال عامل در هنگام عدم وجود انرژی خورشیدی کافی استفاده می‌شود که در این کار به دلیل کاهش هزینه‌ها از آن صرف‌نظر شده است.

قابل ذکر است سیکل به‌کار رفته در این کار, سیکل خاص استفاده شده در نیروگاه سگز-6 است و با سیکل‌های استفاده شده در مراجع متفاوت است. همچنین علاوه بر اگزرژی و اگزرژی اقتصادی از منظر اگزرژی پیشرفته نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

2- تشریح فرایند، مدل سازی و اعتبارسنجی

2-1- تشریح فرایند

سیکل مدل‌سازی شده در این مقاله براساس سیکل ارائه شده توسط اشتوتزل و همکاران [11] می‌باشد و در "شکل 1" قابل مشاهده است. این سیکل در واقع سیکل کلاسیوس-رانکین با پیش‌گرم‌کن آب تغذیه می‌باشد. سیال عامل که همان آب یا بخار است، از کندانسور به‌صورت آب اشباع خارج شده و توسط پمپ به فشار موردنیاز برای عبور از پیش‌گرم‌کن‌های تغذیه‌ی فشار پایین و دی اریتور رسانده می‌شود. سپس آب در پیش‌گرم‌کن‌های آب تغذیه و توسط بخار گرفته شده از توربین‌های فشار پایین حرارت داده می‌شود. بعد از آن آب وارد دی اریتور شده و در آن‌جا با بخار داغ گرفته شده از اولین توربین فشار پایین ترکیب می‌گردد. از آن‌جا که فشار خروجی از دی اریتور نمی‌تواند از فشار جریان گرفته شده از توربین فشار پایین بیشتر باشد، یک پمپ فشار موردنیاز برای عبور آب از پیش‌گرم‌کن آب تغذیه‌ی فشار بالا و ورود به مبدل را تأمین می‌کند. سپس آب وارد مبدل شده و پس از تبادل حرارت با سیال داغ شده توسط انرژی خورشیدی، در حالت بخار سوپرهیت از مبدل خارج و وارد توربین فشار بالا می‌شود. پس از توربین، بخار توسط سیال داغ تا حدود همان دمای بخار سوپرهیت قبل از توربین فشار بالا حرارت دیده و وارد توربین فشار پایین می‌شوند. در نهایت بخار وارد کندانسور شده و تا رسیدن به حالت آب اشباع خنک می‌شود.

همان‌طور که از چرخه‌ی کارنو برآمده است، در دمای کندانسه‌ی ثابت، انتقال حرارت در دمای بالاتر باعث افزایش راندمان سیکل می‌شود. حرارت انتقال یافته در مبدل سوپرهیت، عمده‌ی حرارت انتقال یافته‌ی این چرخه را شامل می‌شود. پیش‌گرم‌کن‌های آب تغذیه دمای آب ورودی به مبدل‌ها را افزایش می‌دهند، بنابراین میانگین دمایی که دران انتقال حرارت صورت می‌گیرد بالا می‌رود و در نتیجه راندمان سیکل افزایش می‌یابد.

2-2- مدل‌سازی و اعتبارسنجی

برای مدل‌سازی این سیکل از نرم‌افزار اسپن هایسیس استفاده شده است. پکیج خواص استفاده شده برای تحلیل سیال، اسمه استیم است که مناسب‌ترین انتخاب برای تحلیل حالت‌های مختلف آب می‌باشد. همان‌طور

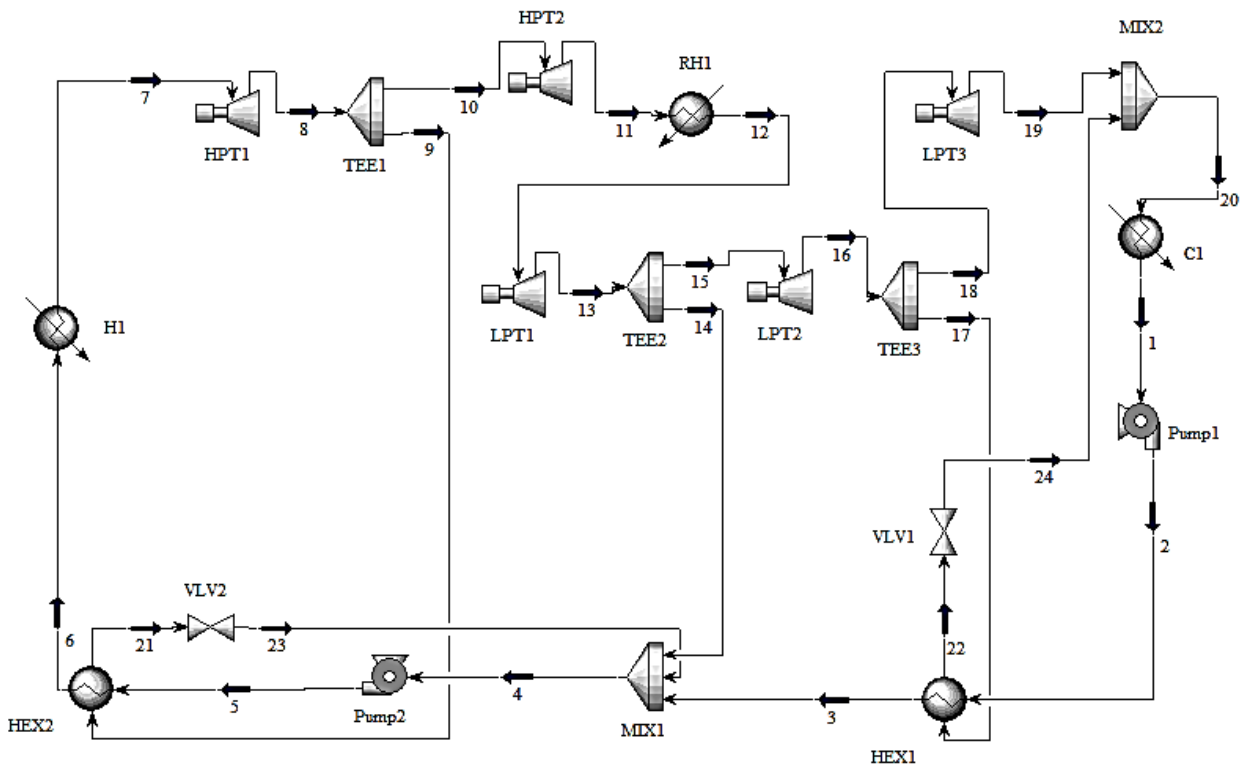

Fig. 1 Solar power plant Clausius-Rankine cycle modeled in Aspen HYSYS simulator

شکل 1 سیکل کلاسیوس-رانکین نیروگاه خورشیدی مدل سازی شده در نرم‌افزار Aspen HYSYS

که بیان شد، طراحی سیکل براساس داده‌های ارائه شده در "شکل 2" انجام شده است. همچنین دبی ورودی H1 نیز طبق [11]، 35Kg/s در نظر گرفته شده است و دبی‌های خروجی از TEE1، TEE2 و TEE3 نیز به وسیله‌ی دستور اجاست تنظیم شده‌اند، به این صورت که دبی جریان جدا شده را تا حدی به‌طور خودکار افزایش می‌دهد که خروجی میکسر و مبدل به دما و فشار موردنظر برسد و در حالت مایع اشباع باقی بماند.

در این حالت مجموع خروجی توربین‌ها به میزان 29.6MW که با نتیجه‌ی حاصل از [11] که 30MW است مطابقت دارد. همچنین از آن‌جا که مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل با تغییر دبی تغییر چندانی نمی‌کند و تنها تغییر در سایز اجزا (توربین ها و مبدل و ..) می باشد، می‌توان با استفاده از همین مشخصات ترمودینامیکی و کاهش دبی سیستم به توان موردنیاز رسید. حال با کاهش دبی تا میزان 12Kg/s میزان توان خروجی توربین‌ها را تا 10.1MW که حدود میزان موردنظر برای این پژوهش است کاهش داده می‌شود.

3- تحلیل اگزرژی

اگزرژی بیشترین کار موجود در هنگام انتقال برگشت‌پذیر اشکال مختلف انرژی به سیستم مرجع است، که خود سیستم در تعادل ترمودینامیکی با محیط است و قابلیت انجام کار ندارد. اگزرژی همچنین معیار مشخص کردن فاصله‌ی سیستم از تعادل کلی است، به این صورت که هر چقدر اگزرژی مصرف می‌شود، مقادیر حالت دما، فشار و ترکیب سیستم به محیط نزدیک می‌شود. به همین منظور به حالت مرجع حالت مرده نیز گفته می‌شود که در واقع همان شرایط محیط است [12]. کل اگزرژی جریان‌های چندجزیی برابر با دو جزء است: اگزرژی شیمیایی، و اگزرژی فیزیکی که در رابطه‌ی (1)

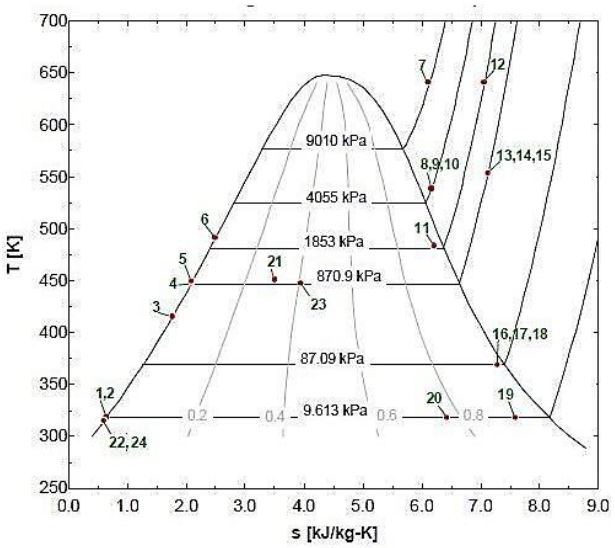

Fig. 2 T-s diagram for the power plant Clausius-Rankine cycle [11]

شکل 2 نمودار T-s برای سیکل کلاسیوس-رانکین نیروگاه [11]

مشاهده می‌شود [13]:

$$e = e^{\mathrm{ph}} + e^{\mathrm{ch}} \tag{1}$$

اگزرژی فیزیکی جریان نیز طبق رابطه‌ی (2) تعریف می‌شود [14]:

$$e^{\mathrm{ph}} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \tag{2}$$

که در آن زیرنویس 0 مربوط به شرایط در دما و فشار محیط است. اگزرژی شیمیایی جریان نیز از رابطه‌ی (3) به‌دست می‌آید [15]:

$$e^{\mathrm{ch}} = \sum x_i e_i^0 + \mathrm{R}T_0 \sum x_i ln x_i \tag{3}$$

که e_i^0 و x_i به ترتیب عبارت‌اند از اگزرژی شیمیایی استاندارد در دما و فشار محیط و جزء مولی جزء i ام در جریان. در محاسبه‌ی اگزرژی فیزیکی اختلاف حالت ترمودینامیکی سیستم با حالت مرجع در نظر گرفته می‌شود و در محاسبه‌ی اگزرژی شیمیایی خود سیستم باید به حالت مرجع برسد و در واقع تعادل مرده داشته باشیم. البته در این تحقیق به‌دلیل این‌که نرم‌افزار شبیه‌ساز مورد استفاده اگزرژی کل هر جریان را در اختیار ما قرار می‌دهد، تنها به محاسبه‌ی اگزرژی فیزیکی اکتفا کرده و اگزرژی شیمیایی را از تفاضل اگزرژی کل و فیزیکی به‌دست می‌آوریم.

در تحلیل اگزرژی دو شاخص مورد توجه هستند، تخریب اگززژی و راندمان اگزرژی. تخریب اگزرژی برابر با اختلاف سوخت ورودی به هر جزء، و راندمان اگزرژی با استفاده از تعریف کلی رابطه‌ی (4) محاسبه می‌گردد [16]:

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \tag{4}$$

نتایج تحلیل اگزرژی در جداول 1 و 2 آورده شده است. منفی یا مثبت بودن مقادیر فاقد هر گونه معنی خاصی است و به‌دلیل مبدا انتخابی نرم‌افزار برای مقادیر آنتالپی می باشد. گفتنیست تنها اختلاف اگزرژی جریان‌ها که برای به‌دست آمدن سوخت و محصول محاسبه می شوند، برای تحلیل اهمیت و کاربرد دارد.

4- مدل اقتصادی

4-1- تحلیل اگزرژی اقتصادی

این روش تمامی هزینه‌های مربوط به پروژه، از جمله کمترین میزان بازگشت سرمایه‌ی موردنیاز را محاسبه می‌کند. کل سود سالیانه‌ی موردنیاز براساس کل سرمایه‌ی اولیه و پارامترهای اقتصادی، راه‌اندازی و بازاری ورودی اولیه، به صورت سال به سال محاسبه می‌شود و در آخر ارزش مالی سالیانه‌ی غیریکنواخت سالیانه‌ی مرتبط با سرمایه‌گذاری، راه‌اندازی، نگهداری و هزینه‌ی سوخت سیستم بررسی و دسته‌بندی می‌شوند [17].

مجموعه هزینه‌های مرتبط با نگهداری(CC_j) و دستمزدها (OMC_j و FC_j) برای سال j ام یک سیستم یکنواخت نیستند. به‌طورکلی با گذشت چند سال از راه‌اندازی، هزینه‌های حمل و نقل کاهش و هزینه‌های سوخت افزایش پیدا می‌کند. بنابراین برای بررسی اقتصادی سیستم نیاز به محاسبه‌ی هزینه‌های طبقه‌بندی شده است. ارزش طبقه‌بندی شده TRR_l [18] براساس تخمین هزینه‌ی خرید تجهیزات (PEC) و هزینه‌ای سرمایه گذاری اعمال می‌شود.

برای تخمین هزینه‌ی خرید هر کدام از تجهیزات از رابطه‌ی جداگانه‌ای استفاده می‌شود که وابسته به دما یا فشار گاز در ورود یا خروج جزء موردنظر هستند و از داده‌های خروجی نرم‌افزار استخراج می‌شوند. برای محاسبه‌ی هزینه‌ی خرید توربین, از رابطه‌ی (5) که در مرجع [19] آمده استفاده می‌شود:

$$PEC_T = \left(\frac{479.34 m_g}{0.92-\eta_T}\right)\ln\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)(1+\exp(0.036T_{in}-56.4) \tag{5}$$

همچنین از رابطه‌ی (6) موجود در مرجع [20] برای محاسبه‌ی هزینه‌ی خرید مبدل استفاده می‌شود:

$$PEC_{HEX} = 0.322 \times (30000 + 0.75A_{surface}^{0.8}) \tag{6}$$

سپس با استفاده از رابطه‌ی (7) به تخمین هزینه‌ی خرید پمپ‌ها می‌پردازیم [21]:

$$PEC_{Pump} = 1.55\exp\left[8.883 - 0.6019\ln\left(\dot{m}\sqrt{H}\right)\right] + 0.0519\left(\ln\left(\dot{m}\sqrt{H}\right)\right)^2 \tag{7}$$

درنهایت هزینه‌های طبقه‌بندی شده‌ی جزء k ام که شامل هزینه‌های نگهداری ($\dot{Z}_k^{CL}$) و راه‌اندازی سالانه ($\dot{Z}_k^{OM}$) از روابط (8) و (9) محاسبه می‌شود [22]. در این روابط CC_L برابر هزینه‌های نگهداری سالانه‌ی کل سیستم و OMC_L برابر هزینه‌های راه‌اندازی کل سیستم می‌باشد که نحوه‌ی محاسبه‌ی آن‌ها در مرجع [5] آمده است:

$$\dot{Z}_k^{CL} = \frac{CC_L}{\tau}\frac{PEC_k}{\sum PEC_k} \tag{8}$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau}\frac{PEC_k}{\sum PEC_k} \tag{9}$$

جدول 1 نتایج آنالیز اگزرژی

Table 1 Results of exergy analysis

جریان	اگزرژی فیزیکی (kJ/h)	اگزرژی شیمیایی (kJ/h)	اگزرژی کل (kJ/h)	جریان	اگزرژی فیزیکی (kJ/h)	اگزرژی شیمیایی (kJ /h)	اگزرژی کل (kJ/h)
1	-625759526.1	625862008	102481.52	13	-649616090.4	688383770	38767680
2	-625759526.1	625864011	104484.8	14	-58991757.47	62512257.7	3520500.2
3	-625542543.4	625921320	378777.04	15	-590669445.2	625919317	35249872
4	-854238879	860438079	6199200	16	-607600794.6	625968123	18367328
5	-854238879	860443479	6204600	17	-273482231.4	281749399	8267168
6	-849112686	860479686	11367000	18	-334118563.2	344218723	10100160
7	-796779639	860283639	63504000	19	-340972491.6	344085052	3112560
8	-805121397	860201397	55080000	20	-619947500.2	625705948	5758448
9	-161024279.4	172040279	11016000	21	-167749477.2	172007917	4258440
10	-644097117.6	688161118	44064000	22	-277408747.2	281772171	4363424
11	-650312733.6	688337374	38024640	23	-167775267.6	172008868	4233600
12	-642239884.8	688377485	46137600	24	-279129205.7	281774134	2644928

جدول 2 محاسبه سوخت و محصول اجزای سیکل

Table 2 Fuel and product calculation of cycle components

اجزا	اگزرژی سوخت	اگزرژی محصول	اگزرژی سوخت (kJ/h)	اگزرژی محصول (kJ/h)	اجزا	اگزرژی سوخت	اگزرژی محصول	اگزرژی سوخت (kJ/h)	اگزرژی محصول (kJ/h)
C1	$Q(1-\frac{T_0}{T})$	$\dot{m}_1(e_{20}-e_1)$	6145455.907	5812025.92	MIX2	$\dot{m}_{19}(e_{19})+\dot{m}_{24}(e_{24})$	$\dot{m}_{20}(e_{20})$	-620101697.3	-619947500.2
H1	$Q(1-\frac{T_0}{T})$	$\dot{m}_1(e_7-e_6)$	54462025.78	52333047	HPT1	$\dot{m}_7(e_7-e_8)$	W	8341758	7075000
RH1	$Q(1-\frac{T_0}{T})$	$\dot{m}_{22}(e_{22}-e_3)$	4242169.421	4149098.2	HPT2	$\dot{m}_{10}(e_{10}-e_{11})$	W	6215616	5016000
Pump1	W	$\dot{m}_1(e_1-e_2)$	2645	0	TEE1	$\dot{m}_8(e_8)$	$\dot{m}_9(e_9)+\dot{m}_{10}(e_{10})$	-805121397	-804316275.6
Pump2	W	$\dot{m}_4(e_4-e_5)$	4012	0	TEE2	$\dot{m}_{13}(e_{13})$	$\dot{m}_{14}(e_{14})+\dot{m}_{15}(e_{15})$	-649616090.4	-648966474.3
HEX1	$\dot{m}_{17}(e_{17}-e_{22})$	$\dot{m}_2(e_3-e_2)$	280465.4171	216982.72	TEE3	$\dot{m}_{16}(e_{16})$	$\dot{m}_{17}(e_{17})+\dot{m}_{18}(e_{18})$	-607600794.6	-606993193.8
HEX2	$\dot{m}_9(e_9-e_{21})$	$\dot{m}_5(e_6-e_5)$	6725197.8	5126193	LPT1	$\dot{m}_{12}(e_{12}-e_{13})$	W	7376205.6	6048000
VLV1	$\dot{m}_{22}(e_{22})$	$\dot{m}_{24}(e_{24})$	-277408747.2	-279129205.7	LPT2	$\dot{m}_{15}(e_{15}-e_{16})$	W	16931349.4	13300000
VLV2	$\dot{m}_{21}(e_{21})$	$\dot{m}_{23}(e_{23})$	-167749477.2	-167775267.6	LPT3	$\dot{m}_{18}(e_{18}-e_{18})$	W	6853928.4	5016000
MIX1	$\dot{m}_3(e_3)+\dot{m}_{14}(e_{14})+\dot{m}_{23}(e_{23})$	$\dot{m}_4(e_4)$	-852309568.5	-854238879	–	-	-	-	-

عبارت $\dot{Z}_k$ بیانگر هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری و راه‌اندازی و نگهداری است که از رابطه‌ی (10) به‌دست می‌آید و نتایج آن در جدول 3 مشاهده می‌شود [22]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{\mathrm{CL}} + \dot{Z}_k^{\mathrm{OM}} \tag{10}$$

دیگر متغیر مورد اهمیت در این تحلیل، فاکتور اگزرژوکونومیک است که نشان‌دهنده‌ی نسبت هزینه سرمایه‌گذاری به مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تخریب و اتلاف اگزرژی می‌باشد. اما همان‌طور که گفته شده در این سیستم مصرف سوخت وجود ندارد و به همین علت هزینه‌ی اگزرژی ناچیز می‌باشد و محاسبه نمی‌شود.

4-2- مدل ترمواکونومیک

معادله‌ی مدل ترمواکونومیک برای بالانس هزینه‌ی یک جزء سیستم انرژی به صورت رابطه‌ی (11) است [23]:

$$\sum_{j=1}^{n}(c_i E_{j)k.in} + \dot{Z}_k^{\dot{C}L} + \dot{Z}_k^{OM} = \sum_{j=1}^{m}(c_j E_{j)k.out} \tag{11}$$

که در آن c_j قیمت واحد اگزرژی برای جریان j ام ورودی/خروجی از جزء j ام و $\dot{E}_j$ جریان اگزرژی برای جریان j ام ورودی/خروجی از جزء j ام است. در معادله (16)، n و m به ترتیب برابر تعداد جریان‌های ورودی و خروجی از جزء

جدول 3 هزینه‌های سرمایه‌گذاری، راه اندازی و نگهداری اجزا

Table 3 Investment and maintanence cost of components

اجزا	$\dot{Z}_k$ ($/hr)
C1	4.70
H1	8.67
RH1	6.93
HEX1	3.19
HEX2	98.31
HPT1	40.06
HPT2	31.92
LPT1	22.46
LPT2	85.18
LPT3	119.46

مورد بررسی هستند. نوشتن این معادله برای همه‌ی اجزای سیستم به همراه معادلات کمکی (با توجه به قوانین P و F، مراجعه به مرجع [5]) به روابط (12) تا (35) می‌انجامد. با حل این معادلات قیمت واحد جریان‌های اگزرژی در سیستم مورد بررسی به‌دست می‌آید:

کندانسور:

$$c_{20}\dot{E}_{20} + \dot{Z}_{c1} = c_1\dot{E}_1 \tag{12}$$

مبدل HEX1:

$$c_2\dot{E}_2 + c_{17}\dot{E}_{17} + \dot{Z}_{\mathrm{HEX1}} = c_3\dot{E}_3 + c_{22}\dot{E}_{22} \tag{13}$$

$$c_2\dot{E}_3 = c_3\dot{E}_2 \tag{14}$$

مبدل HEX2:

$$c_9\dot{E}_9 + c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{\mathrm{HEX2}} = c_6\dot{E}_6 + c_{21}\dot{E}_{21} \tag{15}$$

$$c_6 = c_5 \tag{16}$$

هیتر H1:

$$c_6\dot{E}_6 + c_{\mathrm{QH1}}\dot{E}_{\mathrm{QH1}} + \dot{Z}_{H1} = c_7\dot{E}_7 \tag{17}$$

توربین HPT1:

$$c_7\dot{E}_7 + \dot{Z}_{\mathrm{HPT1}} = c_8\dot{E}_8 + c_{\mathrm{QHPT1}}\dot{E}_{\mathrm{QHPT1}} \tag{18}$$

توربین HPT2:

$$c_{10}\dot{E}_{10} + \dot{Z}_{\mathrm{HPT2}} = c_{11}\dot{E}_{11} + c_{\mathrm{QHPT2}}\dot{E}_{\mathrm{QHPT2}} \tag{19}$$

هیتر RH1:

$$c_{11}\dot{E}_{11} + c_{\mathrm{QRH1}}\dot{E}_{\mathrm{QRH1}} + \dot{Z}_{\mathrm{RH1}} = c_{12}\dot{E}_{12} \tag{20}$$

توربین LPT1:

$$c_{12}\dot{E}_{12} + \dot{Z}_{\mathrm{LPT1}} = c_{13}\dot{E}_{13} + c_{\mathrm{QLPT1}}\dot{E}_{\mathrm{QLPT1}} \tag{21}$$

توربین LPT2:

$$c_{15}\dot{E}_{15} + \dot{Z}_{\mathrm{LPT2}} = c_{16}\dot{E}_{16} + c_{\mathrm{QLPT2}}\dot{E}_{\mathrm{QLPT2}} \tag{22}$$

توربین LPT3:

$$c_{18}\dot{E}_{18} + \dot{Z}_{\mathrm{LPT3}} = c_{19}\dot{E}_{19} + c_{\mathrm{QLPT3}}\dot{E}_{\mathrm{QLPT3}} \tag{23}$$

میکسر MIX1:

$$c_4\dot{E}_4 = c_3\dot{E}_3 + c_{14}\dot{E}_{14} + c_{23}\dot{E}_{23} \tag{24}$$

میکسر MIX2:

$$c_{20}\dot{E}_{20} = c_{19}\dot{E}_{19} + c_{24}\dot{E}_{24} \quad (25)$$

جداکننده TEE1:

$$c_8\dot{E}_8 = c_9\dot{E}_9 + c_{10}\dot{E}_{10} \quad (26)$$

$$c_9 = c_{10} \quad (27)$$

جداکننده TEE2:

$$c_{13}\dot{E}_{13} = c_{14}\dot{E}_{14} + c_{15}\dot{E}_{15} \quad (28)$$

$$c_{14} = c_{15} \quad (29)$$

جداکننده TEE3:

$$c_{16}\dot{E}_{16} = c_{17}\dot{E}_{17} + c_{18}\dot{E}_{18} \quad (30)$$

$$c_{17} = c_{18} \quad (31)$$

شیر فشار شکن VLV1:

$$c_{22}\dot{E}_{22} = c_{24}\dot{E}_{24} \quad (32)$$

شیر فشار شکن VLV2:

$$c_{21}\dot{E}_{21} = c_{23}\dot{E}_{23} \quad (33)$$

پمپ Pump1:

$$c_1 + \dot{Z}_{\mathrm{Pump1}} = c_2 \quad (34)$$

پمپ Pump2:

$$c_4 + \dot{Z}_{\mathrm{Pump2}} = c_5 \quad (35)$$

که طبق مصوبه‌ی وزارت نیرو خروجی توربین‌ها 4900 ریال بر کیلووات ساعت [24] و با دلار 3600 تومان محاسبه شده است. در مجموع 24 جریان وجود دارد که با 24 معادله‌ی بالا توسط اکسل[1] حل می‌شوند و تاثیر بهینه‌سازی بر مجموع هزینه‌های محصولات تعیین می‌گردد.

5- تحلیل اگزرژی پیشرفته

تحلیل اگزرژی پیشرفته براساس نتایج تحلیل اگزرژی انجام می‌گیرد. ایده‌ی اصلی تحلیل اگزرژی پیشرفته، تقسیم برگشت‌ناپذیری یک دستگاه می‌باشد. برگشت‌ناپذیری که در یک دستگاه رخ می‌دهد، تنها ناشی از سوء عملکرد ترمودینامیکی خود دستگاه نبوده و به عملکرد سایر دستگاه‌های فرآیندی که با آن‌ها در ارتباط است نیز بستگی دارد. به عبارت دیگر، تحلیل اگزرژی در تعیین بخشی از برگشت‌ناپذیری دستگاه‌ها که منشأیی به جز عملکرد خود دستگاه دارد ناتوان است. این تقسیم‌بندی در تحلیل اگزرژی پیشرفته صورت می‌گیرد.

در این تحلیل، برگشت‌ناپذیری تجهیزات از دو دیدگاه تقسیم‌بندی می‌شود: یکی از دیدگاه منشأ پیدایش برگشت‌ناپذیری و دیگری از دیدگاه توانایی برطرف نمودن برگشت‌ناپذیری. از دیدگاه نخست، برگشت‌ناپذیری هر دستگاه به دو دسته تقسیم می‌شود [25]، برگشت‌ناپذیری درون‌زا[2] و برگشت-ناپذیری برون‌زا[3] (رابطه 36).

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EN}} + \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EX}} \quad (36)$$

برگشت‌ناپذیری درون‌زا، بخشی از برگشت‌ناپذیری است که به عملکرد ذاتی خود دستگاه و نوع فرآیند تبدیل انرژی رخ داده در آن مربوط بوده و حتّی اگر سایر تجهیزات فرآیندی در شرایط ایده‌آل خود عمل کرده و برگشت‌ناپذیری نداشته باشند، این بخش از برگشت‌ناپذیری در دستگاه مربوطه وجود خواهد داشت. برگشت‌ناپذیری برون‌زا نیز بخشی از برگشت‌ناپذیری است که اثر القائی برگشت‌ناپذیری در سایر دستگاه‌ها می‌باشد.

تقسیم برگشت‌ناپذیری از این دیدگاه اهمیت زیادی داشته و نتایج آن گویای چگونگی کیفیت چیدمان و ساختار فرآیندی به شمار می‌رود؛ با این حال، انجام آن و محاسبه‌ی برگشت‌ناپذیری درون‌زای تجهیزات، پیچیدگی و دشواری بیشتری نسبت به محاسبه‌ی برگشت‌ناپذیری غیر قابل اجتناب آن‌ها داشته و در واقع مسئله‌ی اصلی تحلیل اگزرژی پیشرفته به‌حساب می‌آید. در نتیجه تعیین دقیق آن می‌تواند تأثیر زیادی در دقت نتایج حاصله از تحلیل داشته باشد. در این تحقیق از روشی که توسط ستسرانیس و همکاران [26] ایجاد شده استفاده شده است. در این روش ابتدا یک سیکل هایبرید[4] طراحی می‌کنیم. سیکل هابرید سیکلی است که در آن تمامی اجزا، بجز جزء مورد مطالعه، در شرایط تئوری[5] کار می‌کنند. برگشت‌ناپذیری درون‌زای جزء مورد نظر از محاسبه‌ی تخریب اگزرژی آن در این سیکل به‌دست می‌آید. سپس به سادگی تخریب اگزرژی برون‌زا را از رابطه‌ی (37) به‌دست آورده می‌شود:

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EX}} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k} - \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EN}} \quad (37)$$

در این تحقیق شرایط تئوری برای مبدل‌ها $\Delta T_{\min} = 0$ و برای توربین‌ها بازده 100% در نظر گرفته شده‌است.

از دیدگاه توانایی برطرف نمودن برگشت‌ناپذیری نیز برگشت‌ناپذیری هر دستگاه به دو دسته تقسیم می‌شود [27]، برگشت‌ناپذیری قابل اجتناب[6] و برگشت‌ناپذیری غیرقابل اجتناب[7] (رابطه 38):

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV}} + \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN}} \quad (38)$$

برگشت‌ناپذیری غیرقابل اجتناب، بخشی از برگشت‌ناپذیری است که به‌دلیل وجود محدودیت‌های فنّی و اقتصادی نمی‌تواند برطرف گردد و همواره وجود خواهد داشت و برگشت‌ناپذیری‌های قابل اجتناب، بخشی از برگشت‌ناپذیری است که با کمی سرمایه‌گذاری و بهبود نوع دستگاه قابل برطرف شدن می‌باشد. تعیین برگشت‌ناپذیری غیرقابل اجتناب به محدودیت‌های فنی و اقتصادی در نظر گرفته شده در طراحی فرآیند بستگی دارد و ملاک‌های فرضی آن توسط خود تحلیل‌گر ارائه می‌شود [25]؛ در حقیقت این خود تحلیل‌گر است که با در نظر گرفتن شرایط فرآیند، قیمت تجهیزات فرآیندی، مقادیر موجود در منابع کتابخانه‌ای مانند مقالات و ... ملاک غیرقابل اجتناب بودن برگشت‌ناپذیری را که همان بالاترین راندمان یک دستگاه می‌باشد، فرض می‌کند.

در این تحقیق فرض‌های تعیین برگشت‌ناپذیری غیرقابل اجتناب تجهیزات مختلف، برای مبدل‌ها $\Delta T_{\min} = 0.5\ ^{\circ}\mathrm{C}$ و برای توربین‌ها بازده 90% در نظر گرفته شده است.

عبارت $(E_D/E_P)_k^{\mathrm{UN}}$ جهت تعیین برگشت‌ناپذیری غیرقابل اجتناب به ازای واحد اگزرژی تولیدی دستگاه k به‌کار می‌رود. این عبارت، وقتی بهترین شرایط عملکرد دستگاه k با در نظر گرفتن محدودیت‌های فنی و اقتصادی در شرایط کنونی در نظر گرفته شود، محاسبه شده و به‌دنبال آن برگشت‌ناپذیری غیر قابل اجتناب از رابطه‌ی (39) به‌دست می‌آید [27]:

$$\dot{E}_{\mathrm{D.k}}^{\mathrm{UN}} = \dot{E}_{\mathrm{P.k}}\left(\frac{\dot{E}_{\mathrm{D}}}{\dot{E}_{\mathrm{P}}}\right)_k^{\mathrm{UN}} \quad (39)$$

با محاسبه‌ی این مقدار، مقدار برگشت‌ناپذیری قابل اجتناب را می‌توان از معادله‌ی (38) محاسبه نمود.

تنها داشتن اطلاعاتی از برگشت‌ناپذیری‌های درون‌زا، برون‌زا، قابل اجتناب و غیر قابل اجتناب به‌طور مجزا برای ارزیابی عملکرد تجهیزات کافی

[1] Excell
[2] Endogenous Irreversibility
[3] Exogenous Irreversibility
[4] Hybrid cycle
[5] Theoretical condition
[6] Avoidable Irreversibility
[7] Unavoidable Irreversibility

نیست، بلکه نیاز به اطلاعات بیشتری در این زمینه وجود دارد. بنابراین کل تخریب اگزرژی به چهار قسمت تقسیم می‌شود که عبارتند از: تخریب اگزرژی درون‌زا- قابل اجتناب، درون‌زا- غیرقابل اجتناب، برون‌زا- قابل اجتناب، برون‌زا - غیرقابل اجتناب. در این تحقیق پس از تقسیم برگشت‌ناپذیری از دو دیدگاه بیان شده، برگشت‌ناپذیری درون‌زای غیرقابل اجتناب مطابق رابطه‌ی (39) تجهیزات تعیین گردیده و با استفاده از آن سایر دسته‌های برگشت‌ناپذیری محاسبه شده است [28]:

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.E\dot{N}}} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EN}} \left(\frac{\dot{E}_{\mathrm{D}}}{\dot{E}_{\mathrm{p}}}\right)_{k}^{\mathrm{UN}} \tag{40}$$

حال با توجه به مقدار برگشت‌ناپذیری درون‌زای غیرقابل اجتناب باقی را محاسبه می‌شود (روابط 43-41):

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EX}} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN}} - \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EN}} \tag{41}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV.EX}} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EX}} - \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EX}} \tag{42}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV.EN}} = \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EN}} - \dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EN}} \tag{43}$$

نتایج تحلیل اگزرژی پیشرفته در جدول 4 آورده شده است.

6- تحلیل نتایج

6-1- تحلیل نتایج اگزرژی و اگزرژی اقتصادی

با به‌دست آوردن اگزرژی جریان‌ها، نتایج معادلات بالانس اگزرژی را برای هر جزء در جدول 2 ارائه داده شد که در آن سوخت، محصول، بازده اگزرژی، تخریب و اتلاف اگزرژی برای هر جزء محاسبه شده‌است. تخریب و اتلاف اگزرژی دو معیار بسیار مناسب برای بررسی عملکرد اجزای سیستم هستند.

به‌صورت تئوری، تخریب و اتلاف اگزرژی مفاهیم جداگانه‌ای دارند، ولی در این‌جا تأثیر هردو یکسان است. همچنین در بسیاری از اجزا ما فرض رفتار آدیاباتیک کردیم، که در نتیجه از اتلاف اگزرژی در آن صرف‌نظر می‌شود. در "شکل‌های 3 و 4" بازده اگزرژی و تخریب اگزرژی هر جزء نشان داده شده است.

با تحلیل نتایج و مقایسه‌ی تخریب اگزرژی اجزای سیستم مشخص می‌شود که LPT2، H1، LPT3 و HEX2 به ترتیب دارای بیشترین میزان تخریب اگزرژی می‌باشند. در این میان H1 به‌دلیل راندمان اگزرژی بالا و مقدار سوخت بسیار بالاتر نسبت به بقیه اجزا عملکرد قابل قبول‌تری دارد. میزان بالاتر تخریب اگزرژی LPT2 نیز به‌دلیل سوخت بالاتر نسبت به بقیه است و در کل عملکرد مشابهی با LPT3 و HEX2 دارد. تخریب اگزرژی در توربین‌ها رابطه‌ی عکس با بازدهی آن‌ها دارد. همچنین از آن‌جا که با افزایش دما چگالی کاهش، و کار موردنیاز در نسبت فشار یکسان افزایش می‌یابد، افزایش دمای محیط باعث کاهش تخریب اگزرژی می‌شود. از دیدگاه آنالیز اگزرژی، اجزای با تخریب اگزرژی بیشتر در اولویت افزایش بازدهی و بازنگری قرار دارند. بنابراین در این‌جا نیز LPT2، H1، LPT3 و HEX2 به ترتیب در اولویت قرار می‌گیرند.

یک روش برای اولویت‌بندی اجزا از لحاظ اگزرژواکونومی، مرتب کردن آن‌ها براساس مقدار $\dot{Z}_k$ (\$/hr)+ C_{D} (\$/hr) می‌باشد. به این صورت که هرکه این مقدار بالاتر باشد ارجحیت بیشتری برای بهینه‌سازی دارد. در این تحقیق به‌دلیل عدم مصرف سوخت در سیستم، C_{D} (هزینه‌های تخریب اگزرژی) صفر بوده و این بررسی براساس مقدار $\dot{Z}_{\mathrm{k}}$ صورت می‌گیرد. نتایج در جدول 5 موجود است. همان‌طور که مشخص است LPT2، LPT3 و HEX2 که تخریب اگزرژی بالایی نیز داشتند، در این‌جا نیز مورد توجه هستند.

بنابراین با جمع‌بندی نتایج آنالیز اگزرژی و اقتصادی و با توجه به این‌که عملکرد H1 نسبت به باقی اجزا قابل قبول تر بود، سه جزء LPT2، LPT3 و HEX2 در اولویت بازنگری و ارتقا قرار می‌گیرند. در قسمت بعد و در آنالیز اگزرژی پیشرفته مشخص می‌گردد که چه میزان از تخریب اگزرژی این سه جزء قابل اجتناب است و همچنین اهمیت بازنگری اجزای دیگر با توجه به مقدار تخریب اگزرژی قابل اجتناب ان‌ها بررسی می‌شود.

جدول 4 نتایج ارزیابی اگزرژی پیشرفته

Table 4 Results of advanced exergy analysis

اجزا	تقسیم بندی تخریب اگزرژی							
	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EN}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{EX}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV.EN}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{AV.EX}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EN}}$	$\dot{E}_{\mathrm{D}.k}^{\mathrm{UN.EX}}$
C1	117924	215506	156924.7	176505.3	62424.52	114080.76	55499.47	101425.23
H1	976061.78	1152917	994327.89	1134651	520197.47	614453.42	455864.31	538463.58
RH1	75930	17141.22	45640.08	47431.14	38695.59	8735.54	37234.4	8405.67
HEX1	57845	5637.697	39490.85	23991.84	21861.20	2130.64	35983.79	3507.05
HEX2	1796231	133079.5	1132888.65	796421.9	741486.48	54935.4	1054744.52	78144.12
HPT1	127401	26796.08	106125	48072.08	39718.20	8353.87	87682.79	18442.2
HPT2	1115429	151329	621984	644774	567748.23	77025.76	547680.76	74303.23
LPT1	586688	62928.09	447552	202064.1	182490.21	19573.87	404197.79	43354.21
LPT2	539012	68588.79	425600	182000.8	161455.7	20545.09	377556.29	48043.7
LPT3	1193027	135178.6	742368	585837.6	526213.77	59623.83	666813.23	75554.76

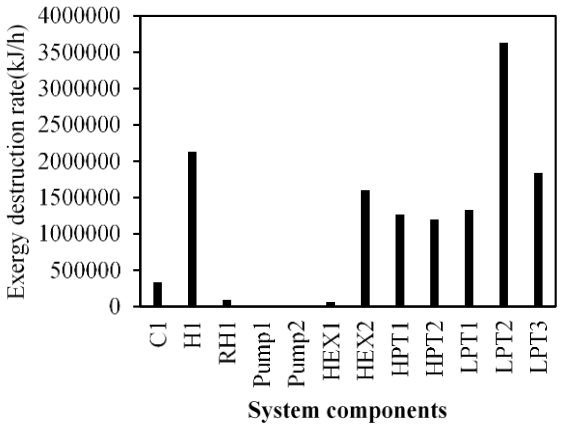

Fig. 3 Exergy destruction of system components

شکل 3 تخریب اگزرژی اجزای سیستم

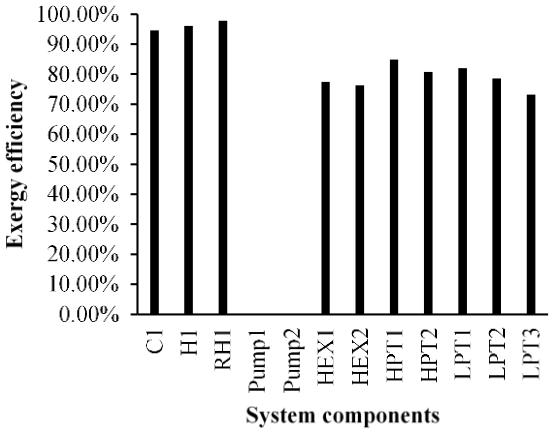

Fig. 4 Exergy efficiency of system components

شکل 4 بازده اگزرژی اجزای سیستم

جدول 5 مرتب سازی اجزا براساس اولویت بهبود یابی

Table 5 Arranging the components based on preference of improvement

اجزا	$\dot{Z}_k$ ($/hr)	اجزا	$\dot{Z}_k$ ($/hr)
LPT3	119.467	H1	8.676241
HEX2	98.31	RH1	6.938762
LPT2	85.18	C1	4.705752
HPT1	40.06	HEX1	3.199873
HPT2	31.92	Pump2	2.338696
LPT1	22.46	Pump1	2.145664

6-2- تحلیل نتایج اگزرژی پیشرفته

"شکل 5" تقسیم بندی تخریب اگزرژی برای اجزای مختلف سیستم را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشخص است, مقدار زیادی از تخریب اگزرژی کندانسور C1 و هیتر H1 برون‌زا است که ناشی از تأثیر آن‌ها از برگشت ناپذیری‌های توربین‌های LPT2 و LPT3 و مبدل HEX2 می‌باشد که قبل از آن‌ها قرار گرفته‌اند می‌باشد. بنابراین افزایش بازدهی و کارایی این سه جزء که در قسمت قبل نیز به آن اشاره شده علاوه بر کاهش تخریب اگزرژی خود آن‌ها باعث کاهش تخریب اگزرژی برون‌زای کندانسور و هیتر H1 نیز می‌شوند. در اجزای دیگر تخریب اگزرژی وابسته به جزء خارجی ناچیز بوده و

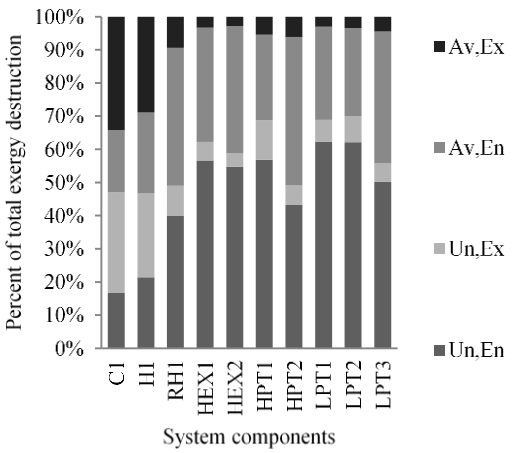

Fig. 5 Different part of system component's exergy destruction

شکل 5 قسمت‌های مختلف تخریب اگزرژی اجزای سیستم

برای کاهش آن باید به بهبود خود ان جزء پرداخته شود.

همچنین مقدار زیادی از تخریب اگزرژی اجزای سیستم غیرقابل اجتناب هستند و و در نتیجه با توجه به "شکل 5" در بهترین حالت کارکرد نیز در حدود 50-60٪ تخریب اگزرژی در سیستم وجود خواهد داشت. در ادامه با توجه به "شکل 5" مشاهده می‌شود که با بازنگری و اصلاح سه جزء LPT2، LPT3 وHEX2 که در آنالیز اگزرژی و اقتصادی در اولویت قرار گرفتند می‌توان حدود 20 الی 30 درصد از تخریب اگزرژی آن‌ها را کاهش داد.

حال که قسمت‌های مختلف تخریب اگزرژی اجزای سیستم مشخص شد، مرحله‌ی بعدی پیشنهادهایی برای کاهش این برگشت ناپذیری‌هاست. در جدول 6 راه حل‌هایی کلی برای رویارویی با حالت‌های مختلف بیان شده است. در مورد برگشت ناپذیری‌های درون‌زای قابل اجتناب، تعویض و یا طراحی دوباره‌ی جزء مورد بررسی پیشنهاد شده است. در مورد برگشت ناپذیری‌های برون‌زای قابل اجتناب، بهینه‌سازی فرآیند و یا بالا بردن بازده باقی اجزا پیشنهاد شده است.

6-3- بهینه‌سازی سیستم

در این قسمت نیز از نرم‌افزار اسپن هایسیس 8.3 و اریجینال اپتیمایزر برای بهینه‌سازی سیستم استفاده می‌کنیم. سه قدم کلی برای نتظیم بهینه‌ساز هایسیس وجود دارد. ابتدا انتخاب متغیرهای اصلی[1] است، که در واقع همان متغیرهایی هستند که برای بهینه کردن تابع هدف باید دست‌کاری شوند. در این تحقیق نسبت فشار توربین‌ها به‌عنوان متغیر اصلی انتخاب شده است. در قدم بعد ابتدا باید تابع هدف را در اسپریدشت نرم‌افزار تعریف، و سپس به عنوان مقداری که قرار است بهینه شود انتخاب کرد که در این‌جا مجموع توان توربین‌ها به عنوان تابع هدف تعریف می‌شود.

در مرحله‌ی اخر قیدهای[2] بهینه‌سازی مشخص می‌شوند. مشخص کردن این قیدها در این تحقیق بیشتر برای محکم کاری عملکرد سیستم و مبدل‌هاست و در صورت پیش نیامدن ایرادی در اجزا پس از بهینه‌سازی نیازی به تعریف آن‌ها نیست. در این تحقیق قیدهای زیر در نظر گرفته شده است:

- $\Delta T_{\min}$ در مبدل‌ها بیشتر از 0.5 °C باشد (کمتر از 0.5 حالت ایده‌ال و دور از دسترس)

[1] Primary variables
[2] Constraint functions

جدول 6 روش‌های کاهش تخریب اگزرژی قابل اجتناب

Table 6 Methods to reduce avoidable exergy destruction

اجزا	تقسیم بندی تخریب اگزرژی				قسمت‌های دارای اهمیت	روش‌های کاهش		
	$\dot{E}_{D.k}$	$\dot{E}_{D.k}^{AV}$	$\dot{E}_{D.k}^{AV.EN}$	$\dot{E}_{D.k}^{AV.EX}$		روش الف[1]	روش ب[2]	روش پ[3]
C1	333430	176505.3	62424.528	114080.76	EN./EX.	×	×	×
H1	2128979	1134651	520197.47	614453.422	EN./EX.	×	×	×
RH1	93071.22	47431.14	38695.598	8735.54344	EN.	×		
HEX1	63482.7	23991.84	21861.203	2130.63946	EN.	×		
HEX2	1929311	796421.9	741486.48	54935.4024	EN.	×		
HPT1	154197.1	48072.08	39718.204	8353.8761	EN.	×		
HPT2	1266758	644774	567748.23	77025.7655	EN.	×		
LPT1	649616.1	202064.1	182490.21	19573.8799	EN.	×		
LPT2	607600.8	182000.8	161455.7	20545.0935	EN.	×		
LPT3	1328206	585837.6	526213.77	59623.8313	EN.	×		

- خروجی H1 و RH1 ثابت در دما و فشار 356.9°C و 9010KPa (خروجی ثابت پس از دریافت انرژی حرارتی سیال داغ شده توسط خورشید)
- خروجی LPT3 در دما و فشار 45.06°C و 9.613KPa و آب اشباع (خروجی مشخص برای ورودی کندانسور)
- عدم وجود بخار تا خروجی پمپ دوم.

تغییرات پارامترهای بهینه‌سازی شده در جدول (7) موجود است.

همچنین همان‌طور که در جدول (8) مشخص است، بهینه‌سازی سیستم علاوه بر افزایش توان استحصالی ار توربین‌ها، باعث کاهش تخریب اگزرژی و هزینه‌ی محصولات سیستم (محاسبه شده توسط حل معادلات مدل ترمواکونومیک) می‌شود.

7- نتیجه‌گیری

در این پروژه ابتدا یک فرایند سیکل نیروگاه خورشیدی در اسپن هایسیس مدل‌سازی و پس از اعتبارسنجی، مورد ارزیابی اگزرژتیک و بهینه‌سازی قرار گرفته است. سپس با توجه به نتایج پیشنهاداتی برای ایجاد تغییرات در این سیکل شده است، تا بتوان با ایجاد تغییراتی در برخی از اجزا، اعم از افزایش بازدهی برخی اجزا و یا جایگزینی آن‌ها با تجهیزاتی ارزانتر و با صرفه‌تر، مصرف انرژی و هزینه‌های سیکل کاهش پیدا کند. سپس با انتخاب متغیر های اصلی و تابع هدف، بهینه‌سازی بر روی سیستم انجام شده که به افزایش توان استحصالی و کاهش تخریب اگزرژی و هزینه‌ی محصولات سیستم انجامیده است.

بر طبق نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی، LPT2، LPT3 و HEX2 به دلیل بیشترین میزان اتلاف اگزرژی، جهت افزایش کارآمدی ارجحیت دارند که نتیجه‌ی آن با نتایج حاصل از اولویت‌بندی اجزای سیستم بر طبق تحلیل اگزرژی اکونومی مطابقت دارد.

همچنین با تقسیم‌بندی تخریب اگزرژی توسط آنالیز اگزرژی پیشرفته به دو جزء درون‌زا و برون‌زا، مشاهده می‌شود که عامل اکثر تخریب اگزرژی برون‌زا، سه جزء LPT2، LPT3 و HEX2 هستند که این نتیجه‌گیری از بالا بودن تخریب اگزرژی برون زا در کندانسور C1 و مبدل H1 نسبت به سایر اجزا ناشی می‌شود. در مرحله‌ی بعد و تقسیم تخریب اگزرژی به چهار قسمت، راه حل‌های موثر برای کاهش بازگشت‌ناپذیری هر جزء ارائه شده است.

همچنین تخریب اگزرژی درون‌زای سه جزء LPT2، LPT3 و HEX2 نشان‌دهنده‌ی امکان کاهش 20 الی 30 درصدی از کل تخریب اگزرژی آن‌ها می‌باشد. بنابراین با بهبود همزمان پنج جزء LPT2، LPT3، HEX , C1 و H1 می‌تواند با کاستن قابل توجه از تخریب اگزرژی سیستم, باعث بهبود عملکرد و افزایش توان خروجی شود.

در مرحله‌ی نهایی و با تعریف متغیرها و توابع هدف در اپتیمایزر نرم‌افزار اسپن هایسیس، سیستم بهینه‌سازی شد که در نتیجه‌ی آن توان خروجی سیستم افزایش و تخریب اگزرژی و هزینه‌ی محصولات (محاسبه شده توسط اگزرژی اکونومی) کاهش پیدا کرده است.

جدول 7 مقایسه‌ی پارامترهای بهینه‌سازی

Table 7 comparison of optimization parameters

پارامتر	حالت پایه	حالت بهینه
نسبت فشار HPT1	2.22	2.21
نسبت فشار HPT2	2.18	2.20
نسبت فشار LPT1	2.12	2.19
نسبت فشار LPT2	10	9.66
نسبت فشار LPT3	9.05	9.49

جدول 8 مقایسه‌ی ویژگی‌های مهم سیستم پایه با بهینه‌سازی شده

Table 8 comparison of important parameters of basic and optimized system

پارامتر	حالت پایه	حالت بهینه
کل توان استحصالی (MW)	10.1	10.8
تخریب اگزرژی کل (kJ/h)	19380576.66	18294105.92
هزینه‌ی محصولات ($/h)	1532	1493

8- فهرست علایم

c	قیمت جریان ($/Tj)
E	اگزرژی (kJ/h)
h	آنتالپی
n	عمر سیستم
OMC	هزینه‌ای راه‌اندازی و نگهداری ($)

PEC	هزینه‌ی تجهیزات ($)
T	دما (K)
Z	قیمت اجزا ($/h)

علایم یونانی

ε	راندمان اگزرژی

بالانویس‌ها

Av	قابل اجتناب
ch	شیمیایی
En	داخلی
Ex	خارجی
OM	نگهداری
ph	فیزیکی
Un	غیرقابل اجتناب

زیرنویس‌ها

D	مربوط به تخریب اگزرژی
k	اجزا
total	کل

9- مراجع

[1] R. Rosa, Carbon Management and Low Carbon Emission Strategies, *Proceeding of the first International Exergy, Energy and Environment Symposium*, 2003.

[2] V. Khalilzadeh Bavil, J. Mahmoudimehr, Modeling and optimization of the quasi-steady operation of Solar Power Plant equipped with thermal energy storage system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 10, pp. 249-258, 2015. (In Persianفارسی)

[3] S. A. Kalogirou, S. Karellas, K. Braimakis, C. Stanciu, et al., Exergy analysis of solar thermal collectors and processes, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 56, pp. 106-137, 2016.

[4] T. J. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*: Elsevier, pp. 29-56, 2013.

[5] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal Design and Optimization*: John Wiley & Sons, pp. 333-405, 1996.

[6] S. Sheikhi, B. Ghorbani, R. Shirmohammadi, M. H. Hamedi, Thermodynamic and economic optimization of a refrigeration cycle for separation units in the petrochemical plants using pinch technology and exergy syntheses analysis, *Gas Processing Journal*, Vol. 2, No. 2, pp. 39-52, 2014.

[7] K. Javaherdeh, A. Alizadeh, M. Zoghi, Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 308-316, 2016. (in Persian فارسی)

[8] K. Hanifi, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergy, exergoeconomic analysis and optimization of cogeneration cycle under solar radiation dynamic model by using Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 205-216, 2015. (In Persian فارسی)

[9] F. Boyaghchi, M. Sabaghian, Advanced exergy and exergoeconomic analyses of Kalina cycle integrated with parabolic-trough solar collectors, *Scientia Iranica Transaction B, Mechanical Engineering*, Vol. 23, No. 5, pp. 2247, 2016.

[10] M. Mehrpooya, A. Shafaei, Advanced exergy analysis of novel flash based Helium recovery from natural gas processes, *Energy*, Vol. 114, pp. 64-83, 2016.

[11] T. Stuetzle, N. Blair, J. W. Mitchell, W. A. Beckman, Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant, *Solar Energy*, Vol. 76, No. 1, pp. 187-193, 2004.

[12] B. Tirandazi, M. Mehrpooya, A. Vatani, S. A. Moosavian, Exergy analysis of C 2+ recovery plants refrigeration cycles, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 89, No. 6, pp. 676-689, 2011.

[13] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 282-300, 2013.

[14] C. J. Brown, *Advanced Exergy and Exergoeconomic Analysis of the Major Components of a Combined Cycle Power Plant*, Thesis, Texas A&M University, 2015.

[15] K. J. Ptasinski, Exergy Analysis, *Efficiency of Biomass Energy: An Exergy Approach to Biofuels, Power, and Biorefineries*, pp. 37-90, 2016.

[16] L. Wang, Y. Yang, T. Morosuk, G. Tsatsaronis, Advanced thermodynamic analysis and evaluation of a supercritical power plant, *Energies*, Vol. 5, No. 6, pp. 1850-1863, 2012.

[17] F. Fabrega, J. Rossi, J. d'Angelo, Exergetic analysis of the refrigeration system in ethylene and propylene production process, *Energy*, Vol. 35, No. 3, pp. 1224-1231, 2010.

[18] F. Petrakopoulou, A. Boyano, M. Cabrera, G. Tsatsaronis, Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of a combined cycle power plant with chemical looping technology, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 5, No. 3, pp. 475-482, 2011.

[19] D. Igbong, D. Fakorede, Exergoeconomic analysis of a 100 MW unit GE Frame 9 gas turbine plant in Ughelli, Nigeria, *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 4, No. 8, pp. 463-468, 2014.

[20] M. Mishra, P. K. Das, S. Sarangi, Optimum design of crossflow plate-fin heat exchangers through genetic algorithm, *International Journal of Heat Exchangers*, Vol. 5, No. 2, pp. 379-401, 2004.

[21] S. S. Grossel, Chemical process equipment: Selection and design, *Chemical Engineering*, Vol. 113, No. 3, pp. 10-12, 2006.

[22] L. Wang, Y. Yang, C. Dong, Z. Yang, G. Xu, L. Wu, Exergoeconomic evaluation of a modern ultra-supercritical power plant, *Energies*, Vol. 5, No. 9, pp. 3381-3397, 2012.

[23] H. Sayyaadi, M. Babaelahi, Thermoeconomic optimization of a cryogenic refrigeration cycle for re-liquefaction of the LNG boil-off gas, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 6, pp. 1197-1207, 2010.

[24] Barghnews,1395; http://www.barghnews.com.

[25] S. Kelly, Energy systems improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 17, pp. 2142-47, 2008.

[26] G. Tsatsaronis, T. Morosuk, Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas, *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp. 1-18, 2010.

[27] T. Morosuk, G. Tsatsaronis, Advanced exergy analysis for chemically reacting systems–application to a simple open gas-turbine system, *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 12, No. 3, pp. 105-111, 2009.

[28] F. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, A. Carassai, Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant, *Energy*, Vol. 41, No. 1, pp. 146-152, 2012.