

## بهینه‌سازی و تحلیل اقتصادی، آگزرژی و آلاینده یک نیروگاه سیکل ترکیبی

رامین قاسمی اصل<sup>۱\*</sup>، محمد امین جوادی<sup>۲</sup>، مهدی خلجی<sup>۳</sup>

### چکیده

در این پژوهش، یک نیروگاه سیکل ترکیبی با ظرفیت اسمی ۵۰۰ مگاوات شامل دو واحد گازی و یک واحد بخارمورد توجه بوده که به کمک نرم‌افزار مت لب مدل‌سازی ترمودینامیکی شده و نتایج حاصل از مدل‌سازی با اطلاعات طراحی سیستم کنترل شده است. در ادامه، با لحاظ کردن متغیرهای تصمیم‌گیری، توابع هدف بهینه شده است. در این بهینه‌سازی چندهدفه که توسط الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی غیر مغلوب انجام شده است، سه تابع هدف راندمان آگزرژی، انتشار گاز دی‌اکسیدکربن و هزینه برق تولیدی متشکل از هزینه سوخت تزریق شده به محفظه احتراق، هزینه تخریب آگزرژی، هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه آلاینده‌های زیست محیطی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی به پارامترهای طراحی از قبیل دمای ورودی به توربین گاز، نسبت تراکم کمپرسور و دمای نقطه پینچ وابسته بوده و هرگونه تغییر در این پارامترها منجر به تغییر قابل ملاحظه در توابع هدف می‌شود به گونه‌ای که راندمان این نیروگاه پس از بهینه‌سازی به مقدار ۸/۱۲ درصد افزایش و نرخ حرارت متناظر با آن از مقدار (۷۲۳۳ kJ/kWh) به مقدار (۷۰۲۳ kJ/kWh) کاهش خواهد یافت. همچنین تخریب آگزرژی کل سیستم ۷/۲۳ درصد کاهش را نشان می‌دهد.

### تاریخ دریافت:

۱۳۹۶/۳/۳۱

### تاریخ پذیرش:

۱۳۹۶/۹/۲۷

### کلمات کلیدی:

الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی نامغلوب،  
اثرات زیست محیطی،  
بهینه‌سازی،  
تخریب آگزرژی،  
راندمان آگزرژی،  
سیکل ترکیبی

۱. استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد تهران غرب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران (نویسنده مسئول)  
info@ghasemiasl.ir

۲. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد تهران غرب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران  
benyaminjava@gmail.com

۳. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد تهران غرب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران  
khalaji.mehdi89@gmail.com

## ۱. مقدمه

با توجه به محدود شدن منابع انرژی، حفظ و مصرف منطقی‌تر این منابع مورد توجه قرار گرفته و رقابت برای توسعه صنایع با مصرف کم‌تر و همچنین تلاش برای یافتن راه‌کارهایی جهت بهبود و بهینه نمودن مصرف انرژی افزایش یافته است. در این راستا نیروگاه‌ها به عنوان یکی از مصرف‌کننده‌های عمده سوخت، منابع و تولیدکننده انرژی مورد توجه قرار گرفته‌اند. تحلیل انرژی شامل تعیین کردن انرژی در نقاط مختلف همراه با بقاء انرژی، روشی برای ارزیابی عملکرد دستگاه‌ها و فرآیندها است. با این اطلاعات راندمان‌ها می‌توانند ارزیابی شده و فرآیندهایی که بیشترین تلفات انرژی را دارند مشخص شوند. امروزه بسیاری از محققان مطالعات خودشان را به تحلیل انرژی و افزایش راندمان تک تک اجزاء یک سیستم تولید قدرت اختصاص داده‌اند.

تحلیل انرژی یک موضوع بسیار جذاب است، که علاقه‌مندان زیادی چه در داخل ایران و یا خارج از آن دارد. در تحقیقی که توسط علوی انجام شد، یک نیروگاه بخار از لحاظ انرژی و انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. از اهداف اولیه این تحقیق تجزیه و تحلیل اجزای سیستم به صورت جداگانه و شناسایی قسمت‌هایی که بیشترین تلفات انرژی و انرژی را دارند، است. عملکرد نیروگاه به وسیله اجزاء آن تخمین زده می‌شود. در این مقاله مشخص شد که با تحلیل انرژی می‌توان دریافت که تلفات انرژی عمدتاً در کندانسور روی می‌دهد.

در مقاله‌ای دیگر با فکروپور و همکاران اجزای سیکل بخار نیروگاه حرارتی لوشان را با سوخت گاز طبیعی از نظر انرژی مورد مطالعه و تحلیل قرار دادند. آن‌ها دو عامل تلفات و بازده انرژی که معیارهای عینی برای ارزیابی سیستم‌ها هستند را برای اجزای سیکل بخار محاسبه کردند [۱].

در مقاله‌ای با عنوان تحلیل انرژی و انرژی سیکل ترکیبی گاز-بخار با بخار سرد شونده توسط سانجای<sup>۱</sup> و همکارانش نوع خاصی از نیروگاه‌ها مورد بررسی قرار گرفته شده است [۲۶]. در این مقاله مشخص شده که محدوده نسبت فشار کمپرسور یک پارامتر اساسی جهت تغییر برای بهبود کارایی و

---

1. Sanjay

بالا بردن راندمان حرارتی است. همچنین پارامتر بازگرمایی فشاری<sup>۱</sup> پارامتر مهم طراحی دیگری برای افزایش راندمان است. با تحلیل انرژی مشخص شد که بیشترین تلفات در این سیکل مربوط به محفظه احتراق و توربین است.

ساختار تحلیل انرژی اکتونومیک را برای یک سیستم بازتولید حرارتی با توان ۵۰ مگاوات انجام و با استفاده از الگوریتم تکاملی به بهینه‌سازی آن پرداخت. نتایج حاصل از کار او برای حالت بهینه در تحلیل انرژی اکتونومیک بیانگر کاهش هزینه پایه سیستم بوده است [۲۵]. برزگر و همکاران برای یک نیروگاه توربین گازی به ارزیابی زیست محیطی انرژی پرداخته‌اند که نتایج نشان می‌دهد که افزایش راندمان انرژی موجب کاهش انتشار دی‌اکسید کربن می‌گردد [۹].

نینگ نینگ سای و همکاران در کشور چین، یک نیروگاه ۱۰۰۰ مگاواتی ذغال سنگ را مورد ارزیابی انرژی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که سامانه بازیابی حرارت با افت انرژی همراه است. همچنین ۸۵ درصد افت انرژی نیروگاه ناشی از هدر رفت انرژی در محفظه احتراق و مبدل‌های حرارتی است [۲۱].

یاسر عبدالله و همکاران برای نیروگاه سیکل ترکیبی ۱۸۰ مگاواتی گازی ۲ در سودان ارزیابی انرژی انجام دادند. نتایج این پژوهش نیز نشان می‌دهد، بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق اتفاق افتاده است که به علت بالا بودن میزان برگشت ناپذیری فرایند احتراق است [۳].

روش‌ها و رویکردهای متعددی در ترمواکتونومیک وجود دارد که عبارتند از: تئوری هزینه انرژی<sup>۲</sup> [۲۰]، تئوری روش هزینه مجزا انرژی<sup>۳</sup> [۲۰، ۱۲]، تحلیل توابع ترمواکتونومیک<sup>۴</sup> [۱۳]، رویکرد هوشمند کاربردی<sup>۵</sup> [۱۴]، اصل آخردرون اولیبرون<sup>۶</sup> [۱۲]، رویکرد هزینه ویژه<sup>۱</sup> [۱۹، ۱۳] و تحلیل تابعی مهندسی<sup>۲</sup> [۲۹، ۳۰] که در این پژوهش از رویکرد هزینه ویژه استفاده می‌شود.

- 
1. Reheat pressure
  2. TEC
  3. TECD
  4. TFA
  5. IFA
  6. LIFO

این پژوهش شامل سه بخش عمده است. در بخش اول این پژوهش، با استفاده از رویکرد هزینه ویژه، میزان هزینه آگزرژی در هر یک از خطوط جریان محاسبه می‌شود. در بخش دوم این پژوهش به بهینه‌سازی عملکرد این سیستم بر اساس تابع هزینه و راندمان آگزرژی و میزان آلایندگی نیروگاه پرداخته شده و در نهایت تاثیر پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد سیستم به صورت مجزا مورد بررسی قرار می‌گیرند.

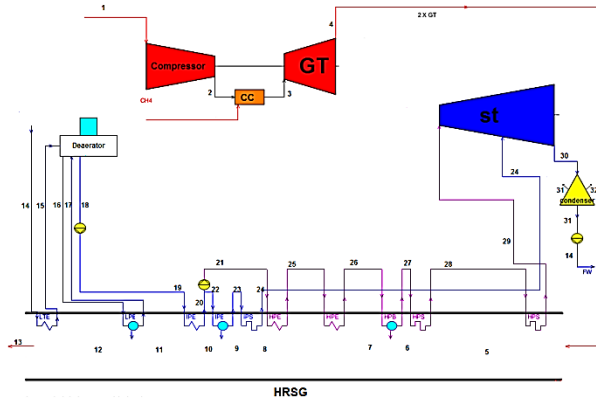
## ۲. مشخصات نیروگاه سیکل ترکیبی

در این پژوهش یک نیروگاه سیکل ترکیبیا توان اسمی ۵۰۰ MW مطابق با شکل (۱) مورد بررسی قرار گرفته است. اجزای این نیروگاه سیکل ترکیبی از دو واحد گازی و یک واحد بخار دو فشاره تشکیل شده است. توربین گاز بکار گرفته شده در این نیروگاه V94-2 و توربین بخار آن E-Type زمینس است.

جدول ۱. مشخصات نیروگاه سیکل ترکیبی

دماي طراحی (°C)	۱۵	اختلاف دمای اولیه برج خنک کن	۴۵
ارتفاع از سطح دریا (m)	۲۰۰۰	ظرفیت اسمی توان تولیدی (MW)	۵۰۰
فشار کندانسور (Kpa)	۹	رطوبت نسبی (%)	۳۸
Heat Rate (kj/kwh)			
۷۲۳۳			

1. SPECO
2. EFA



شکل ۱. شمای نیروگاه سیکل ترکیبی

## فرضیات

به منظور مدل سازی این نیروگاه سیکل ترکیبی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۲۳].

- کلیه فرایندها در این پژوهش به صورت پایا است.
- هوا و گازهای خروجی از محفظه احتراق، گاز کامل در نظر گرفته شده‌اند.
- از تغییرات انرژی و انگرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است.
- حالت مرده در این پژوهش  $T_0 = 299.15 K$  و  $P_0 = 1 bar$  هستند.
- افت فشار در محفظه احتراق برابر با  $0.03$  در نظر گرفته شده است.
- توربین، کمپرسور و پمپ آدیاباتیک فرض شده‌اند.
- دما و فشار محیط به عنوان شرایط ورودی به کمپرسور در نظر گرفته شده است.
- سوخت به کار گرفته شده در این مدل سازی متان فرض شده است.

## ۳. مدل سازی ترمودینامیکی

تحلیل انگرژی اکونومیک به هزینه مرتبط با انگرژی هر یک از خطوط جریان اطلاق می‌گردد. بنابراین به منظور تحلیل انگرژی اکونومیک، نرخ انگرژی هر یک از خطوط ورودی و خروجی به اجزاء مختلف

باید مشخص گردد. نرخ انرژی جریان در نقاط مختلف نیروگاه با اعمال روابط بالانس جرم، انرژی و انرژی تعیین می‌شود.

### روابط بالانس جرم، انرژی و انرژی

روابط بالانس جرم، انرژی و انرژی برای اجزاء مختلف نیروگاه با در نظر گرفتن حجم کنترل مناسب برای آن‌ها به ترتیب از طریق روابط زیر قابل محاسبه است [۲۴،۱۱].

$$\sum_I \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (۱)$$

$$\sum_I \dot{m}_i h_i + \dot{Q} = \sum_e \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (۲)$$

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (۳)$$

که در رابطه (۳)،  $\dot{E}x_D$  بیانگر نرخ تخریب انرژی است. همچنین نرخ انرژی کار و نرخ انرژی انتقال حرارت در دمای  $T$  به ترتیب در این رابطه از روابط زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad , \quad \dot{E}x_W = \dot{W} \quad (۴)$$

انرژی هر یک از خطوط جریان در نقاط نشان داده شده در شکل (۱) توسط روابط زیر به دست می‌آیند [۳۸، ۲۰، ۱۶، ۱۰، ۶-۴].

$$\dot{E}x = \dot{m} ex \quad (۵)$$

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (۶)$$

$$\dot{E}x_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۷)$$

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m} ex_{mix}^{ch} \quad (۸)$$

$$ex_{mix}^{ch} = \left[ \sum_{i=1}^n X_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{k=1}^n X_k \ln X_k \right] \quad (۹)$$

برای محاسبه انرژی شیمیایی سوخت رابطه فوق قابل استفاده نیست. بنابراین، انرژی سوخت از رابطه زیر استخراج می‌شود [۱۵،۴].

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (۱۰)$$

حاصل انرژی شیمیایی سوخت به  $LHV_f$  معمولاً برای سوخت‌های گازی عددی نزدیک به یک است.

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (11)$$

$$\xi_{H_2} = 0.985 \quad (12)$$

برای سوخت‌های گازی هیدروکربنی ( $C_xH_y$ )، رابطه تجربی زیر برای محاسبه  $\xi$  به کار می‌رود [۱۷].

$$\xi = 1.033 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (13)$$

در مقاله حاضر، به منظور تحلیل آگزروی نیروگاه، آگزروی هر یک از خطوط محاسبه و تغییرات آگزروی در هر یک از اجزاء محاسبه می‌شود.

### محاسبه هزینه سرمایه‌گذاری اجزای نیروگاه

محاسبات ترموآکونومیک هر سیستم بر مبنای هزینه سرمایه‌گذاری اجزای آن است. در اینجا، از تابع هزینه پیشنهاد شده توسط روزن و همکاران استفاده شده است [۲۲]. هرچند به منظور دستیابی به شرایط منطقه‌ای در ایران اصلاحاتی در آن صورت گرفته است. برای تبدیل هزینه سرمایه‌گذاری به هزینه در واحد زمان، رابطه زیر قابل بهره‌برداری است:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{(N \times 3600)} \quad (14)$$

که  $Z_k$  هزینه خرید تجهیزات به دلار است. فاکتور بازگشت هزینه ( $CRF$ ) در این رابطه به نرخ بهره و عمر تخمین زده شده برای تجهیزات بستگی دارد.  $CRF$  بر اساس رابطه زیر محاسبه شده است.

$$CRF = \frac{i \times (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (15)$$

که در آن،  $i$  نرخ بهره و  $n$  مجموع سال‌های کارکرد سیستم است [۲۹].

در رابطه (۱۴)،  $N$  تعداد ساعت‌های کارکرد نیروگاه در یک سال و  $\Phi$  فاکتور نگهداری است، که به ترتیب برابر ۷۴۴۶ و ۱/۰۶ در نظر گرفته شده است.

### معادلات بالانس هزینه بر مبنای رویکرد هزینه ویژه

برای محاسبه هزینه آگزروی در هر خط جریان، معادله بالانس هزینه هر جزء نیروگاه به صورت مجزا نوشته می‌شود. رویکردهای ترموآکونومیک بسیاری در این زمینه وجود دارد. در این پژوهش، از روش هزینه آگزروی ویژه استفاده شده است [۱۹، ۱۰]. این روش بر مبنای آگزروی ویژه و هزینه هر واحد آگزروی و معادلات کمکی هزینه برای هر جزء از سیستم‌های حرارتی است. این روش شامل سه گام

زیر است: ۱- شناسایی جریان انرژی، ۲- تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم گرمایی، ۳- فرمولاسیون مجزا معادله هزینه برای هر جزء از نیروگاه.  
 نرخ هزینه مرتبط با انتقال انرژی توسط جریان ورودی و خروجی و نرخ توان و انتقال حرارت به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{C}_{in} = c_{in}\dot{E}x_{in} = c_{in}(\dot{m}_{in}ex_{in}) \quad (16)$$

$$\dot{C}_{out} = c_{out}\dot{E}x_{out} = c_{out}(\dot{m}_{out}ex_{out}) \quad (17)$$

$$\dot{C}_w = c_w W \quad (18)$$

$$\dot{C}_{heat} = c_{heat}\dot{E}x_{heat} \quad (19)$$

که  $c_{in}$ ،  $c_{out}$ ،  $c_w$  و  $c_{heat}$  نشان‌دهنده هزینه‌های متوسط واحد انرژی است.

بر این اساس معادله بالانس هزینه برای جزء  $k$  ام نیروگاه بر اساس رابطه زیر نوشته می‌شود:

$$\sum (c_{in}\dot{E}x_{in})_k + c_{w,k}W_k = \sum (c_{out}\dot{E}x_{out})_k + c_{heat,k}\dot{E}x_{heat,k} + \dot{Z}_k \quad (20)$$

در رابطه بالا هنگامی که یک جزء کار دریافت می‌کند (به عنوان مثال در کمپرسور و یا پمپ)، ترم دوم عبارت سمت چپ با علامت مثبت به سمت راست منتقل می‌شود [۱۹]. با استفاده از معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی به صورت مجزا برای هر جزء، مجموعه‌ای از معادلات خطی را که پاسخ همزمان آن‌ها، هزینه هر خط جریان را نتیجه می‌دهد به دست خواهد داد. بنابراین معادلات بالانس هزینه و کمکی بر اساس رویکرد هزینه ویژه برای اجزای مختلف نیروگاه سیکل ترکیبی تحت شرایط بیان شده در جدول (۲) و (۳) آورده شده است.

جدول ۲. معادلات تعادل هزینه بر اساس رویکرد هزینه ویژه

اجزای نیروگاه	معادله کمکی	معادلات بالانس هزینه
کمپرسور ۱	$c_1 = 0$	$(c_2\dot{X}_2 - c_1\dot{X}_1) = c_{w,BC1}\dot{W}_{AC1} + \dot{Z}_{AC1}$
محفظه احتراق ۱	-	$c_3\dot{X}_3 = c_2\dot{X}_2 + \dot{Z}_{CC1} + \dot{C}_{f-CC1}$
توربین گاز ۱	$c_3 = c_4$	$c_{w,BC1}\dot{W}_{GT1} = (c_3\dot{X}_3 - c_4\dot{X}_4) + \dot{Z}_{GT1}$

$$\begin{aligned}
 & \frac{c_{32}\dot{X}_{32} - c_{30}\dot{X}_{30}}{\dot{X}_{32} - \dot{X}_{30}} \\
 &= \frac{c_{38}\dot{X}_{38} - c_{36}\dot{X}_{36}}{\dot{X}_{38} - \dot{X}_{36}} \\
 &= \frac{c_{38}\dot{X}_{38} - c_{36}\dot{X}_{36}}{\dot{X}_{38} - \dot{X}_{36}} \\
 &= \frac{c_{44}\dot{X}_{44} - c_{43}\dot{X}_{43}}{\dot{X}_{44} - \dot{X}_{43}} \\
 &= \frac{c_{44}\dot{X}_{44} - c_{43}\dot{X}_{43}}{\dot{X}_{44} - \dot{X}_{43}} \\
 &= \frac{c_{46}\dot{X}_{46} - c_{45}\dot{X}_{45}}{\dot{X}_{46} - \dot{X}_{45}} \\
 &= \frac{c_{46}\dot{X}_{46} - c_{45}\dot{X}_{45}}{\dot{X}_{46} - \dot{X}_{45}} \\
 &= \frac{c_{47}\dot{X}_{47} - c_{46}\dot{X}_{46}}{\dot{X}_{47} - \dot{X}_{46}} \\
 &= \frac{c_{47}\dot{X}_{47} - c_{46}\dot{X}_{46}}{\dot{X}_{47} - \dot{X}_{46}} \\
 &= \frac{c_{52}\dot{X}_{52} - c_{51}\dot{X}_{51}}{\dot{X}_{52} - \dot{X}_{51}} \\
 &= \frac{c_{52}\dot{X}_{52} - c_{51}\dot{X}_{51}}{\dot{X}_{52} - \dot{X}_{51}} \\
 &= \frac{c_{53}\dot{X}_{53} - c_{52}\dot{X}_{52}}{\dot{X}_{53} - \dot{X}_{52}} \\
 &= \frac{c_{53}\dot{X}_{53} - c_{52}\dot{X}_{52}}{\dot{X}_{53} - \dot{X}_{52}} \\
 &= \frac{c_{54}\dot{X}_{54} - c_{53}\dot{X}_{53}}{\dot{X}_{54} - \dot{X}_{53}} \\
 &= \frac{c_{54}\dot{X}_{54} - c_{53}\dot{X}_{53}}{\dot{X}_{54} - \dot{X}_{53}} \\
 & c_{13} = c_4
 \end{aligned}$$

بویلر بازیاب ۱

$$\begin{aligned}
 & (c_{32}\dot{X}_{32} - c_{30}\dot{X}_{30}) \\
 & + (c_{38}\dot{X}_{38} - c_{36}\dot{X}_{36}) \\
 & + (c_{44}\dot{X}_{44} - c_{43}\dot{X}_{43}) \\
 & + (c_{46}\dot{X}_{46} - c_{45}\dot{X}_{45}) \\
 & + (c_{47}\dot{X}_{47} - c_{46}\dot{X}_{46}) \\
 & + (c_{52}\dot{X}_{52} - c_{51}\dot{X}_{51}) \\
 & + (c_{53}\dot{X}_{53} - c_{52}\dot{X}_{52}) \\
 & + (c_{54}\dot{X}_{54} - c_{53}\dot{X}_{53}) \\
 & = (c_4\dot{X}_4 - c_{13}\dot{X}_{13}) + \dot{C}_{f-db1} + \dot{Z}_{HRSG1}
 \end{aligned}$$

کمپرسور ۲	$c_{14} = 0$	$(c_{15}\dot{X}_{15} - c_{14}\dot{X}_{14})$ $= c_{w.BC2}\dot{W}_{AC2} + \dot{Z}_{AC2}$
محفظه احتراق ۲	-	$c_{16}\dot{X}_{16} = c_{15}\dot{X}_{15} + \dot{Z}_{CC2} + \dot{C}_{f-CC2}$
توربین گاز ۲	$c_{16} = c_{17}$	$c_{w.BC2}\dot{W}_{GT2} = (c_{16}\dot{X}_{16} - c_{17}\dot{X}_{17})$ $+ \dot{Z}_{GT2}$

$$\begin{aligned}
& \frac{c_{33}\dot{X}_{33} - c_{31}\dot{X}_{31}}{\dot{X}_{33} - \dot{X}_{31}} \\
&= \frac{(c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37})}{\dot{X}_{39} - \dot{X}_{37}} \\
& \quad \frac{(c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37})}{\dot{X}_{39} - \dot{X}_{37}} \\
&= \frac{c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}}{\dot{X}_{56} - \dot{X}_{55}} \\
& \quad \frac{c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}}{\dot{X}_{56} - \dot{X}_{55}} \\
&= \frac{c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}}{\dot{X}_{58} - \dot{X}_{57}} \\
& \quad \frac{c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}}{\dot{X}_{58} - \dot{X}_{57}} \\
&= \frac{c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}}{\dot{X}_{59} - \dot{X}_{58}} \\
& \quad \frac{c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}}{\dot{X}_{59} - \dot{X}_{58}} \\
&= \frac{c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}}{\dot{X}_{61} - \dot{X}_{60}} \\
& \quad \frac{c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}}{\dot{X}_{61} - \dot{X}_{60}} \\
&= \frac{c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}}{\dot{X}_{62} - \dot{X}_{61}} \\
& \quad \frac{c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}}{\dot{X}_{62} - \dot{X}_{61}} \\
&= \frac{c_{63}\dot{X}_{63} - c_{62}\dot{X}_{62}}{\dot{X}_{63} - \dot{X}_{62}} \\
& \quad c_{17} = c_{26}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (c_{33}\dot{X}_{33} - c_{31}\dot{X}_{31}) \\
& \quad + (c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37}) \\
& + (c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}) \\
& \quad + (c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}) \\
& + (c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}) \\
& \quad + (c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}) \\
& + (c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}) \\
& \quad + (c_{63}\dot{X}_{63} - c_{62}\dot{X}_{62}) \\
& = (c_{17}\dot{X}_{17} - c_{26}\dot{X}_{26}) + \dot{C}_{f-db2} \\
& \quad + \dot{Z}_{HRSG2}
\end{aligned}$$

بویلر بازیاب ۲

جدول ۳. معادلات تعادل هزینه براساس رویکرد هزینه ویژه

اجزای نیروگاه	معادله کمکی	معادلات بالانس هزینه
توربین بخار	$c_{65} = c_{64} = c_{27}$	$c_{w.RC} \dot{W}_{ST} = (c_{65} \dot{X}_{65} + c_{64} \dot{X}_{64} - c_{27} \dot{X}_{27}) + \dot{Z}_{ST}$
کندانسور	-	$c_{28} \dot{X}_{28} = c_{27} \dot{X}_{27} + \dot{Z}_{Cond}$
پمپ	-	$(c_{29} \dot{X}_{29} - c_{28} \dot{X}_{28}) = c_{w.RC} \dot{W}_p + \dot{Z}_p$
دی اریتر	-	$c_{34} \dot{X}_{34} + c_{40} \dot{X}_{40} + \dot{Z}_{Dea,BFP-LP} = c_{35} \dot{X}_{35} + c_{42} \dot{X}_{42}$

### محاسبه هزینه تخریب اگزورژی در سیکل

در این بخش از تحلیل، دو مفهوم سوخت و محصول تعریف می‌شوند. نرخ هزینه مرتبط با سوخت  $\dot{C}_f$  و محصول  $\dot{C}_p$  اجزاء مختلف نیروگاه، با جایگذاری نرخ اگزورژی  $\dot{E}X$  محاسبه می‌شود.

در معادله بالانس هزینه (۲۰)، هیچ ترم هزینه‌ای که مستقیماً با تخریب اگزورژی اجزاء مرتبط باشد وجود ندارد. بر این اساس، هزینه مرتبط با تخریب اگزورژی در یک جزء یا فرایند، هزینه‌ای پنهان خواهد بود، که تنها در تحلیل ترمواکونومیک ظاهر می‌شود [۷، ۸، ۱۰].

تاثیر تخریب اگزورژی با ترکیب معادلات بالانس اگزورژی (۲۱) و بالانس اگزورژی اکونومیک (۲۲)،

ظاهر خواهد شد:

$$\dot{E}X_{F,k} = \dot{E}X_{P,k} + \dot{E}X_{L,k} + \dot{E}X_{D,k} \quad (21)$$

$$c_{P,k} \dot{E}X_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}X_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k \quad (22)$$

با حذف  $\dot{E}X_{F,k}$  از معادلات فوق رابطه زیر

$$c_{P,k} \dot{E}X_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}X_{P,k} + (c_{F,k} \dot{E}X_{L,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}X_{D,k} \quad (23)$$

و با حذف  $\dot{E}X_{P,k}$  رابطه زیر به دست خواهد آمد:

$$c_{P,k} \dot{E}X_{F,k} = c_{F,k} \dot{E}X_{F,k} + (c_{P,k} \dot{E}X_{L,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z}_k + c_{P,k} \dot{E}X_{D,k} \quad (24)$$

ترم آخر در سمت راست معادلات (۲۳) و (۲۴) شامل نرخ تخریب اگزورژی خواهد بود. همان طور که پیش از این بحث شد، اگر فرض شود که اگزورژی محصول ثابت است و هزینه واحد سوخت  $c_{F,k}$  برای

مولفه  $k$  ام مستقل از تخریب اگزورژی است، هزینه تخریب اگزورژی توسط ترم آخر معادله (۲۴) تعریف می‌شود [۱۰].

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (25)$$

### تخمین اثرات زیست محیطی

میزان تولید انتشار منو اکسید کربن و اکسیدات ازت در محفظه احتراق به دلیل واکنش احتراق است، که به خاصیت‌های مختلفی از جمله، دمای آدیباتیک شعله ارتباط دارد. دمای آدیباتیک شعله از رابطه زیر قابل محاسبه است [۹،۶].

$$T_{pz} = A\sigma^\alpha \exp(\beta(\sigma + \lambda)^2) \pi^{x^*} \theta^{y^*} \xi^{z^*} \quad (26)$$

در این رابطه  $\pi$  و  $\theta$  به ترتیب بیانگر مقادیر بی بعد فشار و دما و  $\xi$  نسبت اتمی H/C است. همچنین برای  $1 \leq \phi$  مقدار  $\sigma$  برابر  $\phi$  و برای  $\phi > 1$  مقدار آن از رابطه  $\sigma = \phi - 0.7$  محاسبه می‌گردد که  $\phi$  نسبت مولی یا جرمی است.

همچنین  $x, y, z$  تابعی درجه دوم از  $\sigma$  است:

$$x^* = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2 \quad (27)$$

$$y^* = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2 \quad (28)$$

$$z^* = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \quad (29)$$

مقادیر پارامترهای بالا در جدول (۴) قرار دارد. میزان منو اکسید کربن و اکسیدات ازت تولیدی در محفظه احتراق بستگی به تغییر خاصیت‌های احتراق موجود در رابطه‌ی دمای آدیباتیک شعله‌ی دارد. مقادیر دو گاز مورد نظر برحسب گرم به ازای یک کیلوگرم سوخت از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید.

$$\dot{m}_{NO_x} = \frac{0.15 \times 10^{16} \tau^{0.5} \exp(-71100/T_{pz})}{p_3^{0.05} \tau \left(\frac{\Delta p_{in}}{p_{in}}\right)^{0.5}} \quad (30)$$

$$\dot{m}_{CO} = \frac{0.179 \times 10^9 \exp(7800/T_{pz})}{p_3^2 \tau \left(\frac{\Delta p_{in}}{p_{in}}\right)^{0.5}} \quad (31)$$

همچنین  $\tau$  ماند در ناحیه احتراق است (فرض می‌شود مقدار  $\tau$  ثابت و برابر  $0.02$  ثانیه است).  $\Delta p_{in}/p_{in}$  مقدار افت فشار در محفظه احتراق است. این معادلات براساس مقادیر تجربی به دست آمده برای تخمین میزان انتشار منو اکسید کربن و اکسیدات ازت فراهم شده است [۶].

چون مقدار انتشار مواد در محفظه احتراق توربین از مرتبه  $PPM$  است، فرایند احتراق در محفظه احتراق کامل فرض می‌شود.

اگر فرایند احتراق در محفظه‌ی احتراق کامل فرض شود میزان انتشار دی اکسید کربن از رابطه زیر قابل محاسبه است [۶]:

$$\dot{m}_{CO_2} = 44.01 \times x \times (\dot{m}_{fuel} / m_{fuel}) \quad (32)$$

که  $x$  نسبت مولی کربن در سوخت و  $m_{fuel}$  وزن مولی سوخت است. این معادله‌ی ساده میزان انتشار دی اکسید کربن را در فرایند احتراق کامل به دقت تخمین می‌زند.

جدول ۴. ثابت‌های معادلات ۲۶ تا ۲۹

$1.0 \leq \varphi \leq 1.6$		$0.3 \leq \varphi \leq 1.0$		ثابت‌ها
$2 \leq \theta \leq 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	
۱۲۴۶.۱۷۷	۹۱۶.۸۲۶	۲۳۶۱.۷۶۴	۲۳۶۱.۷۶۴	A
۰.۳۸۱	۰.۲۸۸	۰.۱۱۵	۰.۱۱۵	$\alpha$
۰.۳۴۷	۰.۱۴۵	-۰.۹۴۸	-۰.۹۴۸	$\beta$
-۲.۰۳۶	-۳.۲۷۷	-۱.۰۹۷	-۱.۰۹۷	$\lambda$
۰.۰۳۶	۰.۰۳۱	۰.۰۱۴	۰.۰۱۴	a1
-۰.۰۸۵	-۰.۰۷۸	-۰.۰۵۵	-۰.۰۵۵	b1
۰.۰۵۱	۰.۰۴۹	۰.۰۵۲	۰.۰۵۲	c1
۰.۰۰۹	۰.۰۲۵	۰.۳۹۵	۰.۳۹۵	a2
۰.۵۰۲	۰.۲۶۰	-۰.۴۴۱	-۰.۴۴۱	b2
-۰.۲۴۷	-۰.۱۳۱	۰.۱۴۱	۰.۱۴۱	c2
۰.۰۱۷	۰.۰۰۴	۰.۰۰۵	۰.۰۰۵	a3
-۰.۱۸۹	-۰.۱۷۸	-۰.۱۲۸	-۰.۱۲۸	b3
۰.۱۰۳	۰.۰۹۸	۰.۰۸۲	۰.۰۸۲	c3

1. Part per million

## تعریف توابع هدف

در این بخش، به منظور بهینه‌کردن متغیرهای نیروگاه سیکل ترکیبی، از بهینه‌سازی چندهدفه استفاده می‌شود. بنابراین برای دستیابی به این هدف دو تابع هدف مختلف تعریف می‌شود. تابع هدف اول راندمان انرژی CCPP است که از تقسیم نمودن کار خالص خروجی کل نیروگاه به انرژی سوخت مطابق با رابطه زیر به دست می‌آید [۱۵].

$$\eta_{ex} = \frac{\sum W_{net}}{\dot{E}x_f} \quad (33)$$

تابع هدف دوم مجموعه‌ای از هزینه‌های اجزاء نیروگاه، هزینه سوخت مورد استفاده در محفظه احتراق و کانال آتش، و هزینه مرتبط با تخریب انرژی تشکیل شده است.

$$\dot{C}_{Total} = \dot{C}_F + \sum_k \dot{Z}_k + \dot{C}_{Env} + \dot{C}_D \quad (34)$$

$$\dot{C}_{Env} = c_{CO} \dot{m}_{CO} + c_{NO_x} \dot{m}_{NO_x} + c_{CO_2} \dot{m}_{CO_2} \quad (35)$$

$$\dot{C}_F = c_f \dot{m}_f \times LHV \quad (36)$$

تابع هدف سوم میزان انتشار گاز دی اکسید کربن توسط نیروگاه سیکل ترکیبی است که از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net}} \quad (37)$$

در این بهینه‌سازی چندهدفه بیشینه کردن راندمان انرژی و کمینه کردن نرخ هزینه کلی به همراه میزان آلودگی مد نظر است. آشکار است که با افزایش راندمان انرژی، هزینه کل افزایش خواهد یافت.

## متغیرهای تصمیم‌گیری و قیود

برای این پژوهش متغیرهای تصمیم‌گیری (پارامترهای طراحی) شامل نسبت تراکم کمپرسور ( $r_{AC}$ )، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ( $\eta_{AC}$ )، راندمان آیزنتروپیک توربین گاز ( $\eta_{GT}$ )، دمای ورودی به توربین گاز ( $TIT$ )، دمای نقطه پینچ فشار بالا ( $PP_{HP}$ )، دمای نقطه پینچ فشار پایین ( $PP_{LP}$ )، دمای ورودی به توربین بخار فشار بالا ( $T_{HP}$ )، دمای ورودی به توربین بخار فشار پایین ( $T_{LP}$ )، فشار کندانسور ( $P_{Cond}$ )، راندمان آیزنتروپیک پمپ ( $\eta_{Pump}$ ) و راندمان آیزنتروپیک توربین بخار ( $\eta_{ST}$ ) در نظر گرفته شده است.

همچنین با توجه به محدودیت‌هایی موجود از قبیل انتخاب آلیاژ مناسب برای توربین گاز یا مقبولیت اقتصادی و غیره جدول (۵) به عنوان قیود موجود در پژوهش لیست شده است.

جدول ۵. محدوده‌ی متغیرهای تصمیم‌گیری

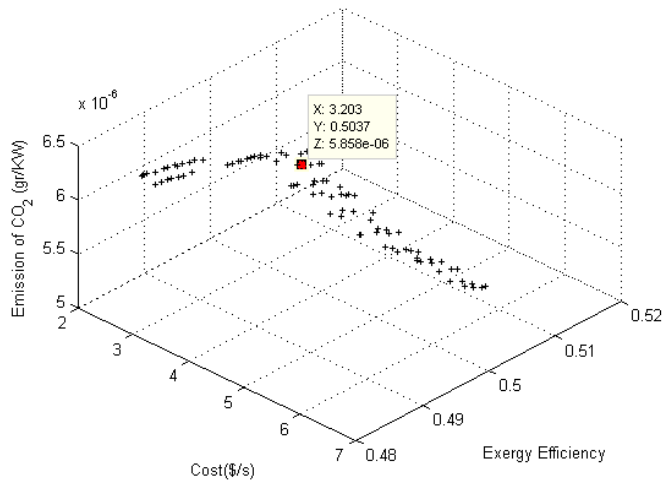
دلایل قیود اعمالی	قیود بهینه‌سازی
محدودیت دمایی آلیاژ	$TIT < 1550 \text{ K}$
مقبولیت اقتصادی	$r_{AC} < 12$
مقبولیت اقتصادی	$\eta_{AC} < 0.9$
مقبولیت اقتصادی	$\eta_{GT} < 0.9$
مقبولیت اقتصادی	$0.75 < \eta_{ST} < 0.9$
مقبولیت اقتصادی	$0.75 < \eta_{Pump} < 0.9$
محدودیت راندمان حرارتی	$5 \text{ bar} < P_{Cond} < 15 \text{ bar}$
جلوگیری از تشکیل اسید سولفوریک	$T_{HRSG.Out} \geq 120 \text{ }^\circ\text{C}$
محدودیت انتقال حرارت	$5 \text{ }^\circ\text{C} < PP_{HP}, PP_{LP} < 45 \text{ }^\circ\text{C}$

#### ۴. بحث و تحلیل نتایج

با استفاده از روابط بیان شده در قسمت قبل برای هر یک از اجزاء نیروگاه سیکل ترکیبی و با اعمال قیود لیست شده در جدول (۵)، بهینه‌سازی چند هدفه بر روی متغیرهای طراحی انجام شده است. شکل (۲) نتایج بهینه‌سازی حاصل از ۳ تابع هدف راندمان آگرژی و هزینه کل برق تولیدی و میزان انتشار گاز دی اکسید کربن را برای نیروگاه سیکل ترکیبی در قالب جبهه پارتو نمایش می‌دهد. همان طور که در شکل (۲) مشخص است با افزایش راندمان آگرژی از مقدار ۴۸٪ تا ۵۱٪ هزینه برق تولیدی به مقدار قابل توجهی افزایش خواهد یافت. در واقع بیشترین راندمان آگرژی در نقطه انتهایی دنباله جبهه پارتو در سمت راست نمودار است، (۵۱٪) که در این نقطه بیشترین هزینه کل برق تولیدی را خواهیم داشت (۶/۷۶۸ \$/s).

در بهینه‌سازی چندهدفه برای انتخاب پاسخ بهینه نهایی از میان جواب‌های موجود به فرایند تصمیم‌سازی نیاز است. فرایند تصمیم‌سازی معمولاً با کمک نقطه تعادل که یک حالت ایده‌آل است، صورت می‌گیرد که در این نقطه هر سه تابع هدف مستقل از تابع هدف دیگر مقادیر بهینه‌ی خود را داراست. دسترسی همزمان سه تابع هدف به مقادیر بهینه غیرممکن است و نقطه تعادل بر روی جبهه

پارتو قرار نمی‌گیرد و در نقطه ماکزیمم راندمان انرژی و مینیمم برای هزینه و میزان انتشار گاز دی‌اکسید کربن است. نزدیکترین نقطه به نقطه تعادل در جبهه پارتو می‌تواند به عنوان پاسخ نهایی در نظر گرفته شود. با این وجود، جبهه بهینه پارتو تعادل ضعیفی دارد. بدین معنی که با ایجاد تغییر کوچک در راندمان انرژی، نرخ برق تولیدی دچار تغییرات زیادی خواهند شد. در حقیقت در بهینه‌سازی چندهدفه و راه‌حل پارتو، می‌توان از هر نقطه به عنوان نقطه بهینه‌سازی استفاده نمود. بنابراین انتخاب پاسخ بهینه بسته به تنظیمات و معیارهای تصمیم‌گیرنده، می‌تواند نقاط مختلفی باشد. با در نظر گرفتن توابع هدف و قیود اعمالی به آن‌ها و همچنین به کار بردن الگوریتم ژنتیک برای این مسئله می‌توان متغیرهای تصمیم‌گیری را برای نیروگاه سیکل ترکیبی به گونه‌ای که نقطه بهینه نهایی را در بر داشته باشد به دست آورد. نقطه بهینه در شکل (۲) با رنگ قرمز مشخص شده است که نزدیک ترین فاصله را با نقطه تعادل دارد.



شکل ۲. جبهه پارتو

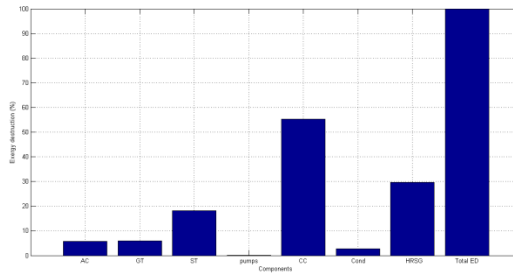
مقادیر این متغیرهای تصمیم‌گیری بعد از بهینه‌سازی در جدول (۶) آورده شده‌اند.

جدول ۶. مقایسه متغیرهای تصمیم‌گیری قبل و بعد از بهینه‌سازی

$\eta_{ST}(\%)$	$\eta_{Pump}(\%)$	$T_{LP}(K)$	$T_{HP}(K)$	$PP_{HP}(K)$	$GTIT(K)$	$\eta_{GT}(\%)$	$\eta_{AC}(\%)$	$r_{AC}$
۰/۸۹	۰/۷۵	۵۷۸/۲۱	۸۲۹/۸۹	۴۵	۱۴۷۳/۵	۰/۸۷	۰/۹۱۰۲	۱۰/۶۹

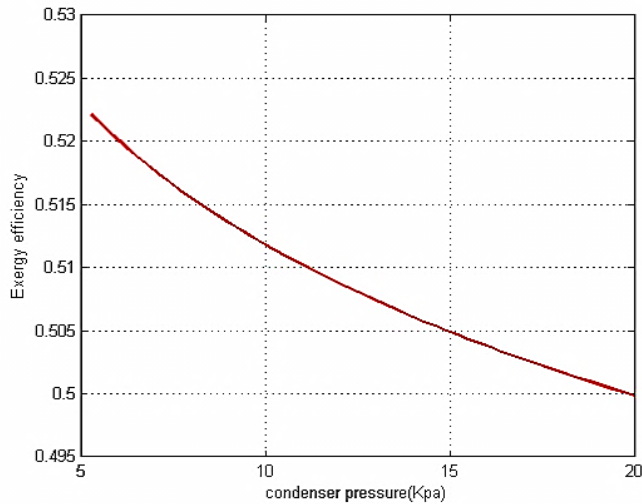
### تحلیل پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد نیروگاه

در این بخش به منظور درک بهتر تاثیر متغیرهای تصمیم‌گیری روی توابع هدف، تحلیل حساسیت بر روی تعدادی از آن‌ها صورت می‌پذیرد. شکل (۳) میزان تخریب انرژی در هر یک از اجزاء نیروگاه قابل ملاحظه است. در این نمودار بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق و کمترین آن در پمپ‌ها اتفاق می‌افتد.



شکل ۳. انرژی تخریبی هر جزء نیروگاه بر حسب درصد

فشار کندانسور یکی از دیگر پارامترهای مهم طراحی در نیروگاه‌ها است. شکل (۴) نشان می‌دهد که با افزایش این پارامتر طراحی، به علت افزایش اتلاف حرارت از نیروگاه به محیط، راندمان انرژی کاهش می‌یابد. در حقیقت با تغییر فشار کندانسور در بازه ۵ تا ۲۰ کیلوپاسکال راندمان انرژی کل نیروگاه در حدود ۲ درصد کاهش خواهد یافت.

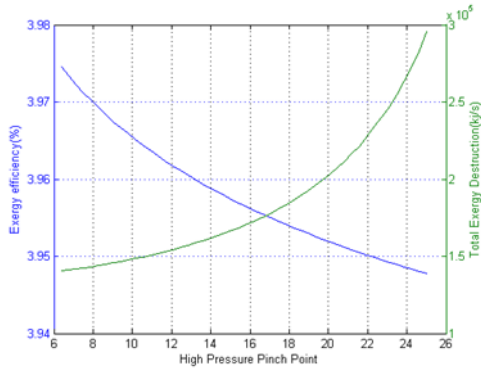


شکل ۴. اثر تغییرات فشار کندانسور بر راندمان آگزرژی

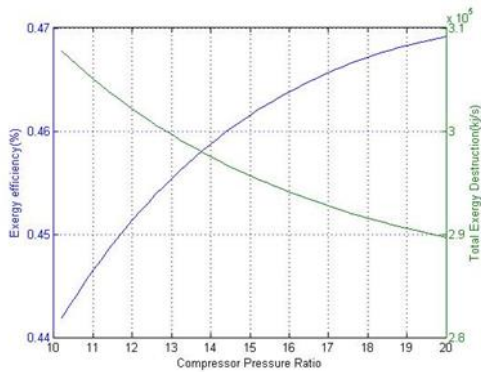
شکل (۵) نشان می‌دهد که با تغییر دمای نقطه پینچ فشار بالا هر دو پارامتر راندمان آگزرژی و نرخ آگزرژی تخریبی کل تغییر می‌کند. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش دمای نقطه پینچ راندمان آگزرژی کاهش می‌یابد که به معنی تأمین انرژی کمتر برای خط بخار خواهد بود و باعث کاهش توان خروجی توربین بخار خواهد شد. ضمناً افزایش نرخ آگزرژی تخریبی نشان از افزایش برگشت ناپذیری در بویلر بازیاب است، متقابل با این تغییر میزان تخریب آگزرژی نیز افزایش می‌یابد.

شکل (۶) تغییرات راندمان آگزرژی و تخریب آگزرژی کل نسبت به تغییرات دمای گاز ورودی به توربین گاز را نمایش می‌دهد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت تراکم کمپرسور به علت کاهش مصرف سوخت راندمان آگزرژی افزایش و در نتیجه میزان تخریب آگزرژی تا میزان ۶/۴۵ درصد کاهش می‌یابد.

با افزایش نسبت تراکم کمپرسور راندمان آگزرژی می‌تواند افزایش یابد اما با توجه به این که برای متراکم کردن این میزان از هوا به کار بیشتری نیاز است هزینه کلی برق تولید شده افزایش خواهد یافت.

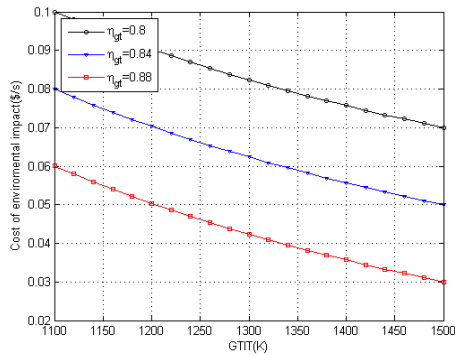


شکل ۵. میزان تخریب انرژی نیروگاه اثر تغییر در نقطه پینچ در راندمان انرژی و میزان تخریب انرژی کل نیروگاه

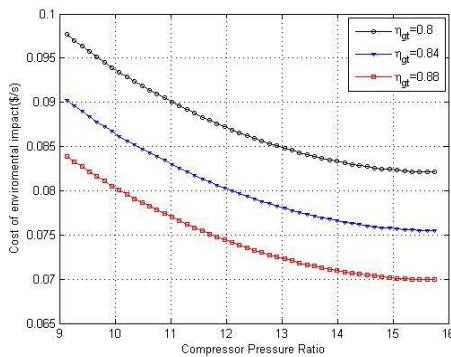


شکل ۶. اثر تغییر ضریب تراکم کمپرسور بر راندمان انرژی

شکل (۸) نشان می‌دهد که با افزایش میزان فشار کمپرسور مقدار هزینه‌ی آلاینده‌ی نیروگاه کاهش پیدا می‌کند. این اتفاق به این دلیل است که نرخ جرمی سوخت تزریقی در داخل محفظه‌ی احتراق کاهش پیدا می‌کند و با کاهش راندمان توربین گاز اثرات آلاینده‌ی افزایش می‌یابد.



شکل ۷. نیروگاه اثر تغییر دمای ورودی به توربین گاز بر میزان اثرات آلاینده‌گی نیروگاه



شکل ۸. اثر تغییر ضریب تراکم کمپرسور بر هزینه اثرات آلاینده‌گی

همچنین با افزایش دمای ورودی به توربین گاز میزان اثرات آلاینده‌گی در نیروگاه سیکل ترکیبی کاهشی در حدود ۰/۰۰۳ دلار بر تانیه پیدا خواهد کرد که در شکل (۷) قابل ملاحظه است و در نهایت، با کاهش راندمان توربین گاز میزان آلاینده‌گی نیز افزایش می‌یابد.

## ۵. نتیجه گیری

این پژوهش، چگونگی استفاده از روش شناخته شده تحلیل ترمودینامیکی رویکرد هزینه ویژه را برای ارزیابی نیروگاه سیکل ترکیبی فراهم آورده و مقادیر متغیرهای اگزرژی اکونومیک را برای هر مولفه محاسبه، و بهینه‌سازی چندهدفه برای این نیروگاه با الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی نامغلوب انجام داده

است. با اعمال متغیرهای تصمیم‌گیری حاصل شده از این بهینه‌سازی، راندمان نیروگاه به مقدار ۸/۱۲ درصد و راندمان اگزرژی به مقدار ۱۰ درصد افزایش می‌یابد. همچنین تاثیر متغیرهای تصمیم‌گیری از قبیل نسبت تراکم کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز، دمای نقطه پینچ را بر دو تابع هدف معرفی شده بررسی کرده است. بر این اساس با افزایش نسبت تراکم کمپرسور راندمان اگزرژی سیکل ترکیبی افزایش می‌یابد که این افزایش در ابتدا با شیب بیشتر و به مرور شیب آن کاهش می‌یابد. البته قابل ذکر است که با افزایش راندمان اگزرژی میزان اتلاف اگزرژی کل سیکل کاهش خواهد یافت. افزایش نسبت تراکم کمپرسور به تنهایی راندمان نیروگاه را ۱/۰۹ درصد و همچنین راندمان اگزرژی را ۱/۱۱ درصد افزایش می‌دهد. دمای ورودی به توربین گاز نیز راندمان نیروگاه را ۲/۵۳ درصد و راندمان اگزرژی را ۲/۳۹ درصد افزایش می‌دهد.

همچنین با توجه به مطالب بیان شده می‌توان نتیجه گرفت که روش تحلیل اگزرژی اکونومیک رویکرد هزینه ویژه، ابزاری موثر جهت شناسایی و ارزیابی ناکارآمدی‌ها از نقطه نظر هزینه و راندمان خواهد بود و روش‌ها و روابط به کار گرفته شده در این پژوهش تنها محدود به سیستم‌های حرارتی نبوده و قابل استفاده در سایر سیستم‌ها نیز است.

## منابع

- [۱] بافکریور، م.؛ بابایی و. و م. نوبری (۱۳۸۷)، *آنالیز اگزرژی اجزای سیکل نیروگاه بخار، نشریه انرژی ایران*.
- [۲] علوی، سما (۱۳۹۱)، تحلیل انرژی و اگزرژی یک نیروگاه بخار، اولین کنفرانس علوم حرارتی ایران.
- [3] Abuelnuor A.A.A., Khalid M. Saqr, Siddig Abuelgasim Abbas Mohieldin, Khalid Ahmed Dafallah, Mohammednour M. Abdullah, Yasser Abdullah, Mahjoub Nogoud. (2017), "Exergy Analysis of Garri "2" 180 MW Combined Cycle Power Plant". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, No.79, pp.960–969.
- [4] Ahmadi P. and I. Dincer (2010), "Exergoenvironmental Analysis and Optimization of a Cogeneration Plant System Using Multimodal Genetic Algorithm (MGA)". *Energy*, No. 35, pp. 5161–72.
- [5] Ahmadi P. and I. Dincer (2011), "Thermodynamic Analysis and Thermo-economic Optimization of a Dual Pressure Combined Cycle Power Plant with a Supplementary Firing Unit". *Energy Convers Manage*, No. 52, pp. 2296–308.
- [6] Ahmadi P., Ameri M. and A. Hamidi (2009), "Energy, Exergy and Exergoeconomic Analysis of a Steam Power Plant (a case study)". *Int J Energy Res*, No. 33, pp. 499–512.

- [7] Balli O., Aras H. and A. Hepbasli (2010), "Thermodynamic and Thermo-economic Analyses of a Trigeneration (TRIGEN) System with a Gas-diesel Engine: Part I – Methodology". *Energy Convers Manage*, No. 51, pp. 2252–9.
- [8] Balli O., Aras H. and A. Hepbasli (2020), "Thermodynamic and Thermo-economic Analyses of a Trigeneration (TRIGEN) System with a Gas-diesel Engine: Part II – an Application". *Energy Convers Manage*, No.51, pp.2260–71.
- [9] Barzegar Avval H., Ahmadi P., Ghaffarizadeh A. and MH. Saidi (2011), "Thermo-economic–environmental Multiobjective Optimization of a Gas Turbine Power Plant with Preheater Using Evolutionary Algorithm". *Int J Energy Res*, No.35, pp.389–403.
- [10] Bejan A., Tsatsaronis G. and M. Moran (1996), *Thermal Design and Optimization*. New York: J. Wiley.
- [11] Cassarosa C., Donatitni F. and A. Franco (2004), "Thermo-economic Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameter for Combined Plant". *Energy*, 29(3), pp. 389-414.
- [12] Erlach B., Serra L. and A. Valero (1999), "Structural Theory as Standard for Thermo-economics", *Energy Convers Manage*, No. 40, pp.1627–49.
- [13] Frangopoulos CA. (1987), "Thermo-economic Functional Analysis and Optimization". *Energy*, No. 12, pp. 563–71.
- [14] Frangopoulos CA. (1991), "Intelligent Functional Approach: a Method for Analysis and Optimal Synthesis–design–operation of Complex Systems". *J Energy Environ Econ*, No. 1, pp. 267–74.
- [15] Ganjeh kaviri A. and M. Nazri (2011), "Thermodynamic Modeling and Exergy Optimization of a Gas Turbine Power Plant". In: *Communication Software and Networks (ICCSN)*, IEEE 3rd International Conference, Bali, Indonesia; pp. 366–70.
- [16] Ganjeh Kaviri A., Mohd Jaafar M.N. and M.L. Tholudin (2012), "Modeling and Multiobjective Exergy Based Optimization of a Combined Cycle Power Plant Using a Genetic Algorithm", *Energy Convers Manag*, No. 58, pp. 94-103.
- [17] Ghazi M., Ahmadi P., Sotoodeh A.F. and A. Taherkhani (2012), "Modeling and Thermo-economic Optimization of Heat Recovery Heat Exchangers Using a Multimodal Genetic Algorithm". *Energy Convers. Manag*, No. 58, pp. 149-156.
- [18] Kanoglua M., Dincer I. and MA. Rosen (2007), "Understanding Energy and Exergy Efficiencies for Improved Energy Management in Power Plants". *Energy Policy*, No. 35, pp. 3967–78.
- [19] Lazzaretto A. and G. Tsatsaronis (2006), "SPECO: a Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems", *Energy*, No. 31, pp. 1257–89.
- [20] Lozano MA. And A. Valero (1993), "Theory of the exergetic cost", *Energy*, No.18, pp. 939–60.

- [21] Ningning Si, Zhigang Zhao, Sheng Su, Pengshuai Han, Zhijun Sun, Jun Xu, Xiaoning Cui, Song Hu, Yi Wang, Long Jiang, Yingbiao Zhou, Gang Chen, Jun Xiang. (2017), "Exergy Analysis of a 1000 MW Double Reheat Ultra-supercritical Power Plant". *Energy Conversion and Management*, No. 147, pp.155–165.
- [22] Roosen P., Uhlenbruck S. and K. Lucas (2003), "Pareto Optimization of a Combined Cyclepower System as a Decision Support Tool for Trading off Investment vs. Operating Costs". *Int J Therm Sci*, No. 42, pp. 553–60.
- [23] Rosen M. and I. Dincer (2003), "Thermoeconomic Analysis of Power Plants: an Application to a Coal Fired Electrical Generating Station". *Energy Convers Manage*, No. 44, pp. 2743–61.
- [24] Rovira A., Sánchez C., Muñoz M., Valdés M. and MD. Durán (2011), "Thermoeconomic Optimisation of Heat Recovery Steam Generators of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Considering Off-design Operation". *Energy Convers Manage*, No. 52, pp. 1840–9.
- [25] Sahoo P.K. (2008), "Exergoeconomic Analysis and Optimization of a Cogeneration System Using Evolutionary Programming", *Applied Thermal Engineering*, 28(13), pp. 1580–8.
- [26] Sanjay Y., Singh O., and B.N. Prasad (2007), "Energy and Exergy Analysis of Steam Cooled Reheat Gas-steam Combined Cycle", *Applied Thermal Engineering*, No. 27, pp. 2779-2790.
- [27] Szargut J., Morris DR. and FR. Steward (1988), "Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes", New York: Hemisphere.
- [28] Tsatsaronis G., Lin L. and J. Pisa (1993), "Exergy Costing in Exergoeconomics". *J Energy Resour—ASME*, No. 115, pp. 9–16.
- [29] Von Spakovsky MR. (1994), "Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem". *Energy*, No. 19, pp.343–64.
- [30] Von Spakovsky MR. and RB. Evans (1993), "Engineering Functional Analysis – Parts I and I", *I. J Energy Resour—ASME*, No. 115, pp. 86–99.