فصلنامه علمی – ترویجی «نشریه انرژی ایران»
دوره ۲۱، شماره ۱، بهار ۱۳۹۷، صفحه ۱۲۱-۹۹

بهینه‌سازی و تحلیل اقتصادی، اگزرژی و آلایندگی یک نیروگاه سیکل ترکیبی

[۱]رامین قاسمی اصل*، [۲]محمد امین جوادی، [۳]مهدی خلجی

تاریخ دریافت:
۱۳۹۶/۳/۳۱

تاریخ پذیرش:
۱۳۹۶/۹/۲۷

کلمات کلیدی:
الگوریتم ژنتیک مرتب سازی نامغلوب،
اثرات زیست محیطی،
بهینه سازی،
تخریب اگزرژی،
راندمان اگزرژی،
سیکل ترکیبی

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 مدل سازی با اطلاعات طراحی سیستم کنترل شده است. در ادامه، با لحاظ کردن متغیرهای تصمیم گیری، توابع هدف بهینه شده است. در این بهینه‌سازیِ چندهدفه که توسط الگوریتم ژنتیکِ مرتب‌سازی غیر مغلوب انجام شده است، سه تابع هدف راندمان اگزرژی، انتشار گاز دی‌اکسیدکربن و هزینه برق تولیدی متشکل از هزینه سوخت تزریق شده به محفظه احتراق، هزینه تخریب اگزرژی، هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه آلایندگی‌های 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 (kj/kwh) ۷۲۳۳ به مقدار (kj/kwh) ۷۰۲۳ کاهش خواهد یافت. همچنین تخریب اگزرژی کل سیستم ۷/۲۳ درصد کاهش را نشان می‌دهد.

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

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 مصرف کننده‌های عمده سوخت، منابع و تولید کننده انرژی مورد توجه قرار گرفته‌اند. تحلیل اگزرژی شامل تعیین کردن اگزرژی 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 اگزرژی را دارند مشخص شوند.امروزه بسیاری از محققان مطالعات خودشان را به تحلیل اگزرژی و افزایش راندمان تک تک اجزاء یک سیستم تولید قدرت اختصاص داده‌اند.

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

در مقاله‌ای با عنوان تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی گاز- بخار با بخار سرد شونده توسط سانجای[1] 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

بالا بردن راندمان حرارتی است. همچنین پارامتر بازگرمایی فشاری[1] پارامتر مهم طراحی دیگری برای افزایش راندمان است. با تحلیل اگزرژی مشخص شد که بیشترین تلفات در این سیکل مربوط به محفظه احتراق و توربین است.

ساهوتحلیل اگزرژی اکونومیک 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 اگزرژی اکونومیک بیانگر کاهش هزینه پایه سیستم بوده است [۲۵]. برزگر و همکاران برای یک نیروگاه توربین گازی به ارزیابی زیست محیطی اگزرژی پرداخته‌اند که نتایج نشان می‌دهد که افزایش راندمان اگزرژی موجب کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن می‌گردد [۹].

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

یاسر عبدالله و همکاران برای نیروگاه سیکل ترکیبی۱۸۰ مگاواتی گاری ۲ در سودان ارزیابی اگزرژی انجام دادند. نتایج این پژوهش نیز نشان می‌دهد، بیشترین تخریب اگزرژی در محفظه احتراق اتفاق افتاده است که به علت بالا بودن میزان برگشت ناپذیری فرایند احتراق است [۳].

روش‌ها و رویکردهای متعددی در ترمواکونومیک وجود دارد که عبارتند از: تئوری هزینه اگزرژتیک[2] [۲۰]، تئوری روش هزینه مجزا اگزرژتیک[3] [۲۰،۱۲]، تحلیل توابع ترمواکونومیک[4] [۱۳]، رویکرد هوشمند کاربردی[5] [۱۴]، اصل آخردرون اولبیرون[6] [۱۲]، رویکرد هزینه ویژه[1] [۱۹،۱۳] و تحلیل تابعی مهندسی[2] [۳۰، ۲۹] که در این پژوهش از رویکرد هزینه ویژه استفاده می‌شود.

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

این پژوهش شامل سه بخش عمده است. در بخش اول این پژوهش، با استفاده از رویکرد هزینـه ویـژه، میزان هزینه اگزرژی در هر یک از خطوط جریان محاسبه می‌شود. در بخش دوم این پژوهش به بهینه‌سـازی عملکرد این سیستم بر اساس تابع هزینه و راندمان اگـزرژی و میـزان آلاینـدگی نیروگـاه پرداختـه شـده و در نهایت تاثیر پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد سیستم به صورت مجزا مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۲. مشخصات نیروگاه سیکل ترکیبی

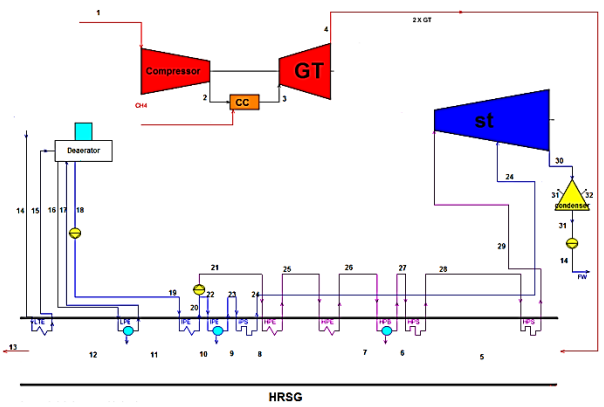
در این پژوهش یک نیروگاه سیکل ترکیبیبا توان اسمی۵۰۰MW مطابق با شکل (۱) مورد بررسی قرار گرفته است. اجزای این نیروگاه سیکل ترکیبی از دو واحد گازی و یک واحد بخار دو فشاره تشکیل شده است. توربین گاز بکار گرفته شده در این نیروگاه V94-2 و توربین بخار آن E-Type زیمنس است.

جدول ۱. مشخصات نیروگاه سیکل ترکیبی

دمای 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]



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 اگزرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است.
- حالت مرده در این پژوهش $T_0 = 299.15\ K$ و $P_0 = 1bar$ هستند.
- افت فشار در محفظه احتراق برابر با ۰/۰۳ 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 اگزرژی اکونومیک به هزینه مرتبط با اگزرژی هر یک از خطوط جریان اطلاق می‌گردد. بنابراین به منظور تحلیل اگزرژی اکونومیک، نرخ اگزرژی هر یک از خطوط ورودی و خروجی به اجزاء مختلف

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

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

روابط بالانس جرم، انرژی و اگزرژی

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

$$\sum_{I} \dot{m}_i = \sum_{e} \dot{m}_e \quad (۱)$$

$$\sum_{I} \dot{m}_i h_i + \dot{Q} = \sum_{e} \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (۲)$$

$$\dot{Ex}_Q + \sum_{i} \dot{m}_i \, ex_i = \sum_{e} \dot{m}_e \, ex_e + \dot{Ex}_W + \dot{Ex}_D \quad (۳)$$

که در رابطه (۳)، $\dot{Ex}_D$ بیانگر نرخ تخریب اگزرژی است. همچنین نرخ اگـزرژی کـار و نـرخ اگـزرژی انتقال حرارت در دمای T به ترتیب در این رابطه از روابط زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Ex}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad , \quad \dot{Ex}_W = \dot{W} \quad (۴)$$

اگزرژی هر یک از خطوط جریان در نقاط نشان داده شده در شـکل (۱) توسـط روابـط زیـر بـه دسـت می‌آیند [۳۸، ۲۰، ۱۶، ۱۰، ۶-۴].

$$\dot{Ex} = \dot{m} ex \quad (۵)$$

$$\dot{Ex} = \dot{Ex}_{ph} + \dot{Ex}_{ch} \quad (۶)$$

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

$$\dot{Ex}_{ch} = \dot{m} ex^{ch}_{mix} \quad (۸)$$

$$ex^{ch}_{mix} = \left[\sum_{i=1}^{n} X_i \, ex^{ch_i} + RT_0 \sum_{k=1}^{n} X_k \, LnX_k\right] \quad (۹)$$

برای محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت رابطه فوق قابل استفاده نیسـت. بنـابراین، اگـزرژی سـوخت از رابطه زیر استخراج می‌شود [۱۵،۴].

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

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (۱۱)$$

$$\xi_{H_2} = 0.985 \quad (۱۲)$$

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

$$\xi = 1.033 + 0.0169\frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (۱۳)$$

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

محاسبه هزینه سرمایه‌گذاری اجزای نیروگاه

محاسبات ترمواکونومیک 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:

$$\dot{Z}_k = \frac{\mathrm{Z}_k.CRF.\varphi}{(N \times 3600)} \quad (۱۴)$$

که Z_k هزینه خرید تجهیزات به دلاراست. 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.

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (۱۵)$$

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 Φ فاکتور نگهداری است، که به ترتیب برابر ۷۴۴۶ و۱/۰۶ در نظر گرفته شده است.

معادلات بالانس هزینه بر مبنای رویکرد هزینه ویژه

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

زیر است: ۱- شناسایی جریان اگزرژی، 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 اگزرژی توسط جریان ورودی و خروجی و نرخ توان و انتقال حرارت به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{C}_{in} = c_{in}\dot{E}x_{in} = c_{in}(\dot{m}_{in}ex_{in}) \quad (۱۶)$$

$$\dot{C}_{out} = c_{out}\dot{E}x_{out} = c_{out}(\dot{m}_{out}ex_{out}) \quad (۱۷)$$

$$\dot{C}_{w} = c_{w}W \quad (۱۸)$$

$$\dot{C}_{heat} = c_{heat}\dot{E}x_{heat} \quad (۱۹)$$

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

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

$$\sum (c_{in}\dot{E}x_{in})_k + c_{w,k}\mathrm{w}_k = \sum (c_{out}\dot{E}x_{out})_k + c_{heat,k}\dot{E}x_{heat,k} + \dot{Z}_k \quad (۲۰)$$

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	$c_3 = c_4$	$c_{w.BC1}\dot{W}_{GT1} = (c_3\dot{X}_3 - c_4\dot{X}_4) + \dot{Z}_{GT1}$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

بویلر بازیاب ۱	$\frac{c_{32}\dot{X}_{32} - c_{30}\dot{X}_{30}}{\dot{X}_{32} - \dot{X}_{30}} = \frac{c_{38}\dot{X}_{38} - c_{36}\dot{X}_{36}}{\dot{X}_{38} - \dot{X}_{36}} = \frac{c_{44}\dot{X}_{44} - c_{43}\dot{X}_{43}}{\dot{X}_{44} - \dot{X}_{43}} = \frac{c_{46}\dot{X}_{46} - c_{45}\dot{X}_{45}}{\dot{X}_{46} - \dot{X}_{45}} = \frac{c_{47}\dot{X}_{47} - c_{46}\dot{X}_{46}}{\dot{X}_{47} - \dot{X}_{46}} = \frac{c_{52}\dot{X}_{52} - c_{51}\dot{X}_{51}}{\dot{X}_{52} - \dot{X}_{51}} = \frac{c_{53}\dot{X}_{53} - c_{52}\dot{X}_{52}}{\dot{X}_{53} - \dot{X}_{52}} = \frac{c_{54}\dot{X}_{54} - c_{53}\dot{X}_{53}}{\dot{X}_{54} - \dot{X}_{53}}$ $c_{13} = c_4$	$(c_{32}\dot{X}_{32} - c_{30}\dot{X}_{30}) + (c_{38}\dot{X}_{38} - c_{36}\dot{X}_{36}) + (c_{44}\dot{X}_{44} - c_{43}\dot{X}_{43}) + (c_{46}\dot{X}_{46} - c_{45}\dot{X}_{45}) + (c_{47}\dot{X}_{47} - c_{46}\dot{X}_{46}) + (c_{52}\dot{X}_{52} - c_{51}\dot{X}_{51}) + (c_{53}\dot{X}_{53} - c_{52}\dot{X}_{52}) + (c_{54}\dot{X}_{54} - c_{53}\dot{X}_{53}) = (c_4\dot{X}_4 - c_{13}\dot{X}_{13}) + \dot{C}_{f-db1} + \dot{Z}_{HRSG1}$
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	$c_{16} = c_{17}$	$c_{w.BC2}\dot{W}_{GT2} = (c_{16}\dot{X}_{16} - c_{17}\dot{X}_{17}) + \dot{Z}_{GT2}$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

بویلر بازیاب ۲	$\frac{c_{33}\dot{X}_{33} - c_{31}\dot{X}_{31}}{\dot{X}_{33} - \dot{X}_{31}} = \frac{(c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37})}{\dot{X}_{39} - \dot{X}_{37}} = \frac{(c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37})}{\dot{X}_{39} - \dot{X}_{37}} = \frac{c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}}{\dot{X}_{56} - \dot{X}_{55}} = \frac{c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}}{\dot{X}_{56} - \dot{X}_{55}} = \frac{c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}}{\dot{X}_{58} - \dot{X}_{57}} = \frac{c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}}{\dot{X}_{58} - \dot{X}_{57}} = \frac{c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}}{\dot{X}_{59} - \dot{X}_{58}} = \frac{c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}}{\dot{X}_{59} - \dot{X}_{58}} = \frac{c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}}{\dot{X}_{61} - \dot{X}_{60}} = \frac{c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}}{\dot{X}_{61} - \dot{X}_{60}} = \frac{c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}}{\dot{X}_{62} - \dot{X}_{61}} = \frac{c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}}{\dot{X}_{62} - \dot{X}_{61}} = \frac{c_{63}\dot{X}_{63} - c_{62}\dot{X}_{62}}{\dot{X}_{63} - \dot{X}_{62}} = c_{17} = c_{26}$	$(c_{33}\dot{X}_{33} - c_{31}\dot{X}_{31}) + (c_{39}\dot{X}_{39} - c_{37}\dot{X}_{37}) + (c_{56}\dot{X}_{56} - c_{55}\dot{X}_{55}) + (c_{58}\dot{X}_{58} - c_{57}\dot{X}_{57}) + (c_{59}\dot{X}_{59} - c_{58}\dot{X}_{58}) + (c_{61}\dot{X}_{61} - c_{60}\dot{X}_{60}) + (c_{62}\dot{X}_{62} - c_{61}\dot{X}_{61}) + (c_{63}\dot{X}_{63} - c_{62}\dot{X}_{62}) = (c_{17}\dot{X}_{17} - c_{26}\dot{X}_{26}) + \dot{C}_{f-db2} + \dot{Z}_{HRSG2}$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

جدول ۳. معادلات تعادل هزینه براساس رویکرد هزینه ویژه

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

محاسبه هزینه تخریب اگزرژی 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 اگزرژی $\dot{E}x$ محاسبه می‌شود.

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

تاثیر تخریب اگزرژی با ترکیب معادلات بالانس اگزرژی(۲۱) و بالانس اگزرژی‌اکونومیک(۲۲)، ظاهر خواهد شد :

$$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{P,k} + \dot{E}x_{L,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (۲۱)$$

$$c_{P,k}\dot{E}x_{P,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_{k} \quad (۲۲)$$

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

$$c_{P,k}\dot{E}x_{P,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{P,k} + \left(c_{F,k}\dot{E}x_{L,k} - \dot{C}_{L,k}\right) + \dot{Z}_{k} + c_{F,k}\dot{E}x_{D,k} \quad (۲۳)$$

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

$$c_{P,k}\dot{E}x_{F,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{F,k} + \left(c_{P,k}\dot{E}x_{L,k} - \dot{C}_{L,k}\right) + \dot{Z}_{k} + c_{P,k}\dot{E}x_{D,k} \quad (۲۴)$$

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

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

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{D,k} \quad (۲۵)$$

تخمین اثرات زیست محیطی

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

$$T_{pz} = A\sigma^{\alpha}\exp\left(\beta(\sigma+\lambda)^2\right)\pi^{x^*}\theta^{y^*}\xi^{z^*} \quad (۲۶)$$

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

همچنین x, y و z تابعی درجه دوم از σ است:

$$x^* = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2 \quad (۲۷)$$

$$y^* = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2 \quad (۲۸)$$

$$z^* = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \quad (۲۹)$$

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

$$\dot{m}_{NO_x} = \frac{0.15\times10^{16}\tau^{0.5}exp(-71100/T_{pz})}{p_3^{0.05}\tau\left(\Delta p_{in}/p_{in}\right)^{0.5}} \quad (۳۰)$$

$$\dot{m}_{co} = \frac{0.179\times10^{9}exp(7800/T_{pz})}{p_3^{2}\tau\left(\Delta p_{in}/p_{in}\right)^{0.5}} \quad (۳۱)$$

همچنین τ ماند در ناحیه احتراق است (فرض می‌شود مقدار τ ثابت و برابر ۰/۰۰۲ 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].

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

چون مقدار انتشار مواد در محفظه احتراق توربین از مرتبه PPM[1] 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]:

$$\dot{m}_{CO_2} = 44.01 \times x \times \left(\dot{m}_{fuel}/m_{fuel}\right) \quad (۳۲)$$

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

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

1. Part per million

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

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 اگزرژی CCPP است که از تقسیم نمودن کار خالص خروجی کل نیروگاه به اگزرژی سوخت مطابق با رابطه زیر به دست می‌آید [۱۵].

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \dot{W}_{net}}{\dot{E}x_f} \quad (۳۳)$$

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

$$\dot{C}_{Total} = \dot{C}_F + \sum_k \dot{Z}_k + \dot{C}_{Env} + \dot{C}_D \quad (۳۴)$$

$$\dot{C}_{Env} = c_{co}\dot{m}_{CO} + c_{NO_x}\dot{m}_{NO_x} + c_{CO_2}\dot{m}_{CO_2} \quad (۳۵)$$

$$\dot{C}_F = c_f \dot{m}_f \times LHV \quad (۳۶)$$

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

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net}} \quad (۳۷)$$

در این بهینه‌سازی چندهدفه بیشینه کردن راندمان اگزرژی و کمینه کردن نرخ هزینه کلی به همراه میزان آلایندگی مد نظر است. آشکار است که با افزایش راندمان اگزرژی ، 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(η_{AC})، راندمان آیزنتروپیک توربین گاز (η_{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 (η_{Pump}) و راندمان آیزنتروپیک توربین بخار (η_{ST}) در نظر گرفته شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

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

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

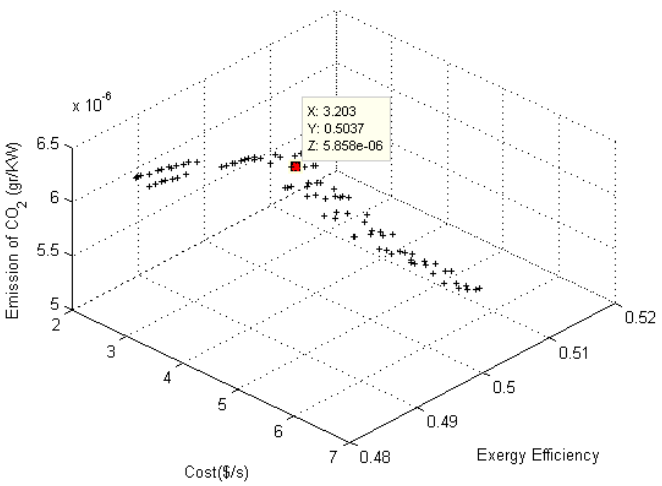
٤. بحث و تحلیل نتایج

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 اگزرژی 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 اگزرژی از مقدار ۴۸٪ تا ۵۱٪ هزینه برق تولیدی به مقدار قابل توجهی افزایش خواهد یافت. در واقع بیشترین راندمان اگزرژی 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 تصمیم سازی نیاز است. فرایند تصمیم‌سازی معمولاً با کمک نقطه تعادل که یک حالت ایده‌ال 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

پارتو قرار نمی‌گیرد و در نقطه ماکزیمم راندمان اگزرژی 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 اگزرژی، 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.

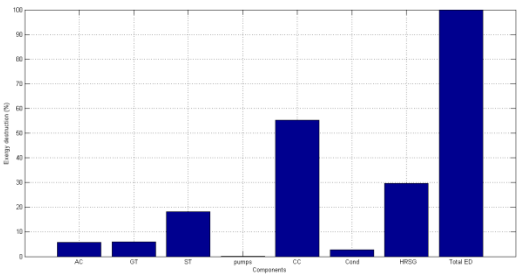
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

جدول ۶. مقایسه متغیرهای تصمیم گیری قبل و بعد از بهینه‌سازی

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

تحلیل پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد نیروگاه

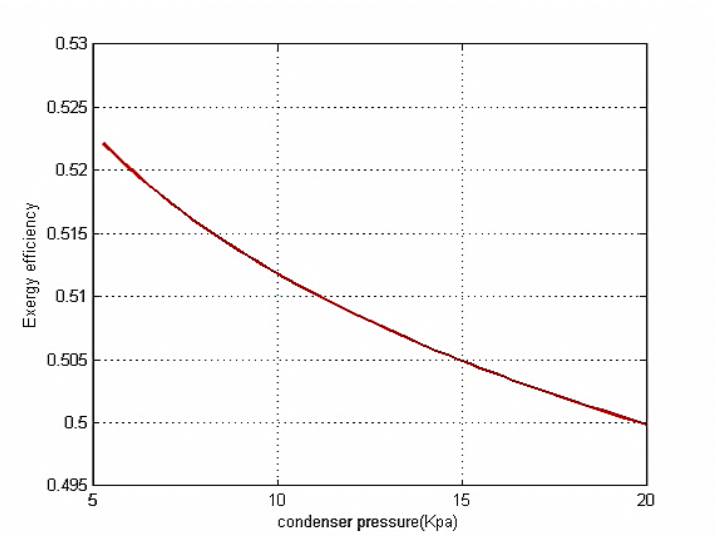
در این بخش به منظور درک بهتر تاثیر متغیرهای تصمیم‌گیری روی توابع هدف، تحلیل حساسیت بر روی تعدادی از آن‌ها صورت می‌پذیرد. شکل (۳) میزان تخریب اگزرژی در هر یک از اجزاء نیروگاه قابل ملاحظه است. در این نمودار بیشترین تخریب اگزرژی در محفظه احتراق و کمترین آن در پمپ‌ها اتفاق می‌افتد.



شکل ۳. اگزرژی تخریبی هر جزء نیروگاه بر حسب درصد

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]



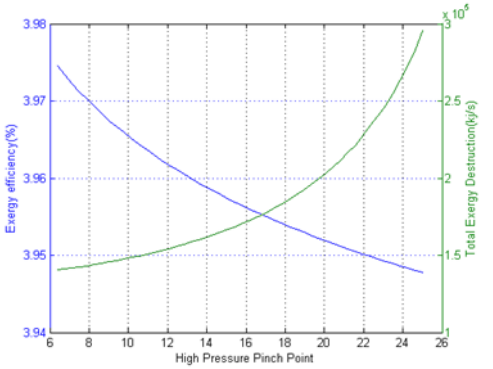
شکل ۴. اثرتغییراتفشارکندانسوربراندماناگزرژی

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

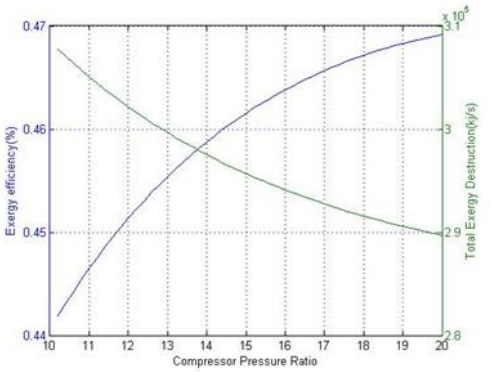
شکل (۶) تغییرات راندمان اگزرژی و تخریب اگزرژی کل نسبت به تغییرات دمای گاز ورودی به توربین گاز را نمایش می‌دهد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت تراکم کمپرسور به علت کاهش مصرف سوخت راندمان اگزرژی افزایش و در نتیجه میزان تخریب اگزرژی تا میزان ۶/۴۵ درصد کاهش می‌یابد.

با افزایش نسبت تراکم کمپرسور راندمان اگزرژی 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]



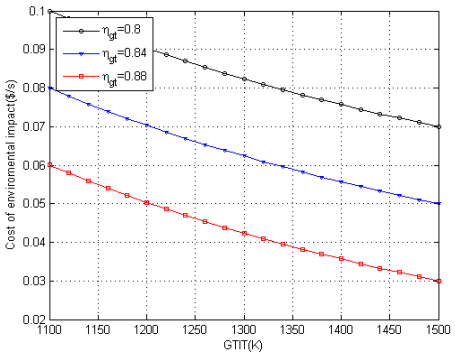
شکل ۵. میزان تخریب اگزرژی نیروگاه اثر تغییر در نقطه پینچ
در راندمان اگزرژی و میزان تخریب اگزرژی کل نیروگاه



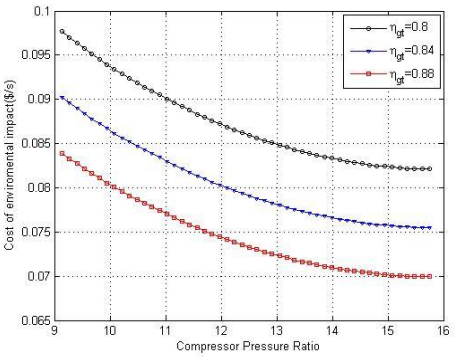
شکل ۶. اثر تغییر ضریب تراکم کمپرسور بر راندمان اگزرژی

شکل (۸) نشان می‌دهد که با افزایش میزان فشار کمپرسور مقدار هزینه‌ی آلایندگی 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 آلایندگی افزایش می‌یابد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]



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



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

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

۵. نتیجه‌گیری

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

است. با اعمال متغیرهای تصمیم‌گیری حاصل شده از این بهینه‌سازی، راندمان نیروگاه بـه مقـدار۸/۱۲ درصد وراندمان اگزرژی به مقدار ۱۰ درصد افزایش می‌یابد. همچنین تاثیر متغیرهـای تصـمیم‌گیری از قبیل نسبت تراکم کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز، دمای نقطه پینچ را بر دو تابع هـدف معرفـی 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 اگـزرژی را ۱/۱۱ درصـد افزایش می‌دهد. دمای ورودی به توربین گاز نیز راندمان نیروگاه را ۲/۵۳درصـد و رانـدمان اگـزرژی را ۲/۳۹ درصد افزایش می‌دهد.

همچنین با توجه به مطالب بیان شده می‌توان نتیجه گرفت که روش تحلیل اگـزرژی اکونومیـکِ رویکرد هزینه ویژه، ابزاری موثر جهت شناسایی و ارزیابی ناکارآمدی‌ها از نقطه نظـر هزینـه و رانـدمان خواهد بود و روش‌ها و روابط به کار گرفته شده در این پژوهش تنها محـدود بـه سیسـتم‌های حرارتـی نبوده و قابل استفاده در سایر سیستم‌ها نیز است.

منابع

[۱] بافکرپور، م.؛ بابایی و. و م. نوبری (۱۳۸۷)، *آنالیز اگزرژی اجزای سیکل نیروگاه بخار، نشریه انرژی ایران.*

[۲] علوی، سما (۱۳۹۱)، تحلیل انرژی و اگزرژییک نیروگاه بخار، اولین کنفرانس علوم حرارتی ایران.

[3] Abuelnuor A.A.A., Khalid M. Saqr, Siddig Abuelgasim Abbas Mohieldein, 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 Thermoeconomic 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

[7] Balli O., Aras H. and A. Hepbasli (2010), "Thermodynamic and Thermoeconomic 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 Thermoeconomic 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), "Thermoeconomic–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), "Thermoeconomic 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 Thermoeconomics", *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 Thermoeconomic 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]

[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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-20]