



آنالیز اگزرژی، اگزرژی اقتصادی و اثرات زیست‌محیطی به همراه بهینه‌سازی چندهدفه سیکل ترکیبی دماوند

محمد عامری^{۱*} و حمید مختاری^۲

^۱ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۵/۲۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۳/۱۲/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۱/۳۰

چکیده

در این مقاله، سیکل ترکیبی بر مبنای سه معیار بهینه‌سازی شده است. معیار اول، براساس بویلر بازیاب حرارتی، تابع هدفی با افزایش راندمان اگزرژی کل سیکل انجام شد. با توجه با آنالیز اگزرژی صورت گرفته، یکی از اجزاء بویلر بازیاب درام است که به تغییرات دما حساسیت بالایی نشان می‌دهد و نیز تخریب اگزرژی بالایی دارد؛ در نتیجه معیار دوم، براساس دمای اشباع بهینه درام هدف‌گذاری شده، به بهینه‌سازی آن پرداخته شد که منجر به کاهش تخریب اگزرژی این جزء گردید. در معیار سوم، بهینه‌سازی برحسب کاهش هزینه، افزایش راندمان اگزرژی کل سیکل و کاهش انتشار CO₂، مورد بررسی قرار گرفته شد. به منظور بررسی صحت نتایج حاصل از اطلاعات نیروگاه، سیکل ترکیبی دماوند استفاده شده است که نتایج نشان می‌دهد، بهینه‌سازی بر مبنای کل سیکل، نتایج بهتری را در بردارد و موجب کاهش هزینه‌ها (خرید تجهیزات، اثرات زیست‌محیطی، تخریب اگزرژی) و افزایش راندمان اگزرژی می‌شود. ارزش پارامترهای تصمیم سیکل ترکیبی، وابستگی شدیدی به دمای محیط دارد و نمی‌توان برای سیکل ترکیبی در دماهای مختلف، از یک میزان ارزش آن‌ها استفاده کرد. الگوریتم ژنتیک، توانست با دو هدف کاهش انتشار CO₂ و هزینه‌های نیروگاه، پارامترهای بهینه سیکل را بهبود بخشد.

کلمات کلیدی: اثرات زیست‌محیطی؛ اگزرژی اقتصادی؛ سیکل ترکیبی؛ بهینه‌سازی چندهدفه.

Exergy, exergoeconomic & environmental impact analysis and multi-objective optimization of Damavand combined cycle power plant

M. Ameri^{1,*} and H. Mokhtari²

¹ Assoc. Prof., Mech. & Energy Eng. Dept., Shahid Beheshti Univ., Tehran, Iran

² M.Sc. Student, Mech. & Energy Eng. Dept., Shahid Beheshti Univ., Tehran, Iran

Abstract

In this paper, a combined cycle power plant (CCPP) was optimized based on three criteria. The first criterion which is for heat recovery steam generator (HRSG) considers the increase of the whole cycle exergy efficiency as an objective function. The exergy analysis has revealed that drum is a high temperature sensitive part of HRSG with high exergy destruction. Therefore, the second optimization criterion was based on the drum saturated temperature which caused the exergy destruction reduction of this component. The third optimization criterion was based on the cost reduction, the increase of the whole cycle exergy efficiency and the decrease of CO₂ emission. To validate the results, the Damavand CCPP data has been used and the results have shown that the whole cycle optimization criterion yields better results in comparison with the other optimization criteria and it causes cost reduction (capital, environmental impacts and exergy destruction costs) as well as the increase of exergy efficiency. The value of CCPP decision parameters is highly dependent on the ambient temperature. Therefore, it is not possible to apply the same value for CCPP at various temperatures. The Genetic algorithm improved the cycle optimized parameters with respect two objectives of CO₂ emission and power plant costs reduction.

Keywords: Environmental Impacts; Exergoeconomic; Combined Cycle; Multi-objective Optimization.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۷۳۹۳۲۶۵۳؛ فکس: ۷۷۳۱۱۴۴۶

آدرس پست الکترونیک: ameri_m@yahoo.com

۱- مقدمه

۱-۱- مقدمه‌ای بر انرژی، انرژی اقتصادی

مطالعات انجام گرفته در ارتباط با هزینه در سال ۱۹۸۸ توسط کتاس [۱-۲] و زارگوت [۳]، در کنفرانس‌های انجمن مهندسان مکانیک آمریکا ارائه شده است؛ همچنین موران [۴] در زمینه تحلیل انرژی، تحقیقات فراوانی انجام داده است که از آن جمله می‌توان، به مراجع [۵-۹] اشاره کرد. عامری و همکاران [۸]، با انجام تجزیه و تحلیل انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی نیروگاه بخاری و اثر تغییرات بار و دمای محیط روی تخریب انرژی، اجزاء نیروگاه را در نظر گرفتند. نتایج، نشان داد که تلفات انرژی به‌طور عمده، مربوط به کندانسور است که میزان آن ۳۰۶/۹ مگاوات است، در حالی که نرخ از دست دادن انرژی برای بویلر، تنها ۶۷/۶۳ مگاوات است. با این حال نرخ برگشت‌ناپذیری از دیگ بخار، به‌طور قابل توجهی بالاتر از نرخ برگشت‌ناپذیری از اجزاء دیگر است. عامری و همکاران [۹]، در تجزیه و تحلیل انرژی یک سیکل ترکیبی همراه با مشعل اضافه در بازیابی گرما در مولد بخار، به این نتیجه رسیدند که راندمان اول و دوم ترمودینامیکی کل سیکل به ترتیب، افزایش و کاهش می‌یابد.

۱-۲- مقدمه‌ای بر بهینه‌سازی سیکل نیروگاهی

ساهو [۱۰] تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی خود را روی یک سیستم تولید همزمان با مشخصات تولید برق ۵۰ مگاوات و ۱۵ کیلوگرم بر ثانیه بخار در فشار ۲/۵ بار انجام داد، بهینه‌سازی انرژی اقتصادی او با برنامه‌نویسی تکاملی، نشان داد که هزینه تولید برق ۹/۹٪ پایین‌تر برای مورد بهینه در ترم-های انرژی اقتصادی مورد پایه است. دینسر [۱۱]، درجه حرارت مطلوب در کندانسور پوسته و لوله را با توجه به انرژی، تحلیل کرد و مشکل بهینه‌سازی این مطالعه را تراکم جریان بخار کل در نظر گرفت و با برنامه‌نویسی درجه دوم، آن را حل کرد.

در تحلیلی که احمدی و صنایع [۱۲] برای نیروگاه سیکل ترکیبی همراه با مشعل اضافه^۱ انجام دادند، با استفاده از الگوریتم ژنتیک و یک تابع دو هدفه، به بهینه‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی آن پرداختند که نتایج، نشان داد

که با افزایش دمای پینچ بویلر، بازده انرژی سیکل کاهش می‌یابد و از طرفی با افزایش دمای سوپرهیتر، هم قیمت انرژی و هم تلفات انرژی بویلر بازیاب کم می‌شود. کویری^۲ و همکاران [۱۳]، با توجه به تعریف دو تابع هدف برای یک سیکل ترکیبی فشار دوگانه همراه با مشعل اضافه دریکی از نیروگاه‌های ایران، به نتایج مشابه احمدی و صنایع رسیدند.

۱-۳- بویلر بازیاب حرارتی

کاساروسا و فرانکو [۱۴]، به بررسی بهینه‌سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکرد در بویلر بازیاب با استفاده از کاهش اتلاف انرژی پرداختند؛ در این تحلیل، نقطه پینچ استفاده نشد بود؛ بلکه براساس ضریب عملکرد سمت گاز در بویلر بازیاب انجام شد. در تحلیلی دیگر، فرانکو و روس [۱۵]، روشی را برای انرژی بر پایه بهینه‌سازی بویلر بازیاب به کار بردند. تأکید عمده در این تحلیل، روی بهینه‌سازی بویلر بازیاب صورت گرفت. آن‌ها با استفاده از تابع هدف برای بویلر بازیاب، به بهینه‌سازی فنی و اقتصادی آن پرداختند و توانستند که راندمان کل سیکل را به نزدیک ۶۰٪ برسانند. دی‌ریاک [۱۶]، به تحلیل انرژی و طراحی سیکل توربین گاز پرداختند و نهایتاً پیشنهاد خود را برای بهبود سیکل با یک بازیاب ارائه دادند که هم از نظر افزایش راندمان و هم از نظر ملاحظات اقتصادی عملی بود. پاشا^۳ و سانجیو^۴ [۱۷]، پارامترهای مؤثر بر انتخاب بویلر بازیاب حرارتی را مطرح کردند. سوبراهمانیام^۵ [۱۸]، در مورد عوامل مؤثر بر طراحی بویلر بازیاب بحث کرد و برای رسیدن به راندمان بالاتر سیکل ترکیبی با طراحی ارزان و مقرون‌به‌صرفه و قابل‌رقابت دست‌یافت. راگلند^۶ و استنزل^۷ [۱۹]، چهار طراحی نیروگاه را که با گاز طبیعی کار می‌کردند را از نظر هزینه به‌دست‌آمده از طریق بهینه‌سازی بویلر بازیاب حرارتی، باهم مقایسه کردند. دی^۸ و بیسوال^۹ [۲۰]، در بررسی‌های انجام داده به این نتیجه رسیدند که مولد بخار چند فشاره بویلر بازیاب حرارتی می‌تواند عملکرد نیروگاه را بهبود بخشد. آن‌ها اثرات فشارهای

² Kaviri³ Pasha⁴ Sanjeev⁵ Subrahmanyam⁶ Ragland⁷ Stenzel⁸ De⁹ Biswal¹ Duct Burner

دی‌اکسید کربن نرمال شده است. هزینه‌های در نظر گرفته‌شده در تابع هزینه، میزان تخریب اگزرژی، قیمت تعمیر و نگهداری اجزاء و میزان اثرات گازهای زیست‌محیطی در نظر گرفته‌شده است که با یکسان‌سازی واحدها برحسب دلار بهینه‌سازی در دماهای ثابت صورت پذیرفت. در این بهینه‌سازی، قیود زیر مورد توجه قرار گرفته‌اند. میزان کیفیت بخار خروجی توربین بخار (X)، میزان حداکثر دبی خنک کاری در برج هلمر (m_{cond})، اختلاف دمای بین جریان آب سرد و گرم خنک‌کننده در کندانسور (ΔT_W)، دمای خروجی از بویلر بایاب حرارتی (T_p)، فشار قسمت LP بویلر بایاب ($P_{mim,LP}$) و دما قسمت LP آن ($T_{main,LP}$) و میزان دبی مشعل اضافه ($m_{F,DB}$) قیود، مورد نظر می‌باشند. در این مقاله، نتایج با داده‌های نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند مقایسه و معتبر شده‌اند. در مدل‌سازی، مشعل اضافه دمای گازهای خروجی و دبی آن ثابت فرض نشده‌اند تا بتوان قید حاکم بر میزان دبی مشعل اضافه و نیز اثرات سیکل توربین گازی بر روی سیکل بخار، مورد ارزیابی قرار بگیرد. در این مقاله، موارد زیر مورد بررسی قرار گرفته‌اند:

- مدل کردن سیکل ترکیبی با بویلر بایاب دوفشاره به همراه مشعل اضافه و آنالیز تخریب اگزرژی و اگزرژی اقتصادی آن در شرایط دمایی مختلف و بررسی موارد یاد شده در اجزاء بویلر بایاب در حالت همراه و بدون مشعل اضافه.
- بررسی میزان تولید آلاینده‌های وارده به جو از سیکل ترکیبی در دماهای مختلف و در شرایط کارکردی نیروگاه در حالت بار نسبی.
- میزان تولید گاز گلخانه‌ای CO_2 در دو حالت کارکردی سیکل ترکیبی با مشعل اضافه و بدون مشعل اضافه و تأثیر این جزء از نیروگاه در تولید CO_2 نرمال شده.
- بررسی سیکل ترکیبی و گازی از لحاظ انتشار گاز گلخانه‌ای CO_2 در حالت عملکردی در بارهای جزئی.
- استفاده از الگوریتم تکاملی برای بهینه‌سازی سیکل ترکیبی و بویلر بایاب حرارتی.
- با توجه به نمودار پرتو، تعیین نقطه بهینه عملکردی نیروگاه با توجه به توابع هدف مورد نظر.

مختلف مولد بخار را برای تولید بخار با استفاده از زغال سنگ در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تخمین زدند و مورد بررسی قرار دادند. احمدی و همکاران [۲۱]، مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی از فشارهای بویلر بایاب حرارتی انجام دادند؛ آن‌ها همچنین داده‌های خود را با سیکل ترکیبی نیروگاه نکهه برای صحت شبیه‌سازی کد نویسی کردند؛ آن‌ها همچنین برای بهینه‌سازی چندهدفه برای پیدا کردن بهینه‌سازی پارامترهای طراحی بویلر بایاب حرارتی، دو تابع هدف برای بهینه‌سازی هزینه کل و راندمان اگزرژی در نظر گرفته شده است. سانجی^۱ [۲۲]، به این نتیجه رسید که تأثیر بویلر بایاب حرارتی در تخریب اگزرژی از سیکل‌های پایین است و تخریب اگزرژی با ری‌هیتر کمتر، از بدون ری‌هیتر را نتیجه گرفت. وداسترا^۲ و همکاران [۲۳]، فشار سه‌گانه با ری‌هیتر را برای بویلر بایاب حرارتی، از نقطه‌نظر اگزرژی را پیشنهاد کردند. منصوری^۳ و همکاران [۲۴]، روی ترمودینامیک اقتصادی بویلر بایاب فشار دوگانه و سه‌گانه همراه و بدون ری‌هیتر را باهم مقایسه کردند که نتایج آن‌ها نشان از کمترین تخریب اگزرژی در بویلر بایاب سه فشاره همراه ری‌هیتر بود. در آنالیز اقتصادی، نتایج نشان داد که افزایش تعداد سطوح فشار بویلر بایاب حرارتی، منجر به افزایش هزینه‌های کل می‌شود، ولی از لحاظ اقتصادی توجیه‌پذیر است.

۱-۴- مقدمه‌ای بر اثرات زیست‌محیطی و کاهش CO_2 و NO_x دینسر [۲۵] تجزیه و تحلیل اثرات زیست‌محیطی و هزینه‌های مرتبط به جریان آلاینده‌ها را در کار خود، مورد بررسی قرار داد. [۲۶] علاوه بر هزینه‌های اگزرژی با استفاده از یک واحد هزینه، خسارت مربوط به NO_x و CO را بررسی کرد. برزگر [۲۷] با بهینه‌سازی برای یک نیروگاه نمونه در یزد، میزان انتشار گاز CO_2 را در بهینه‌سازی‌های خود به‌عنوان تابع هدف مورد ارزیابی قرار داد.

در این مقاله، بهینه‌سازی دو هدفه برای سیکل ترکیبی صورت پذیرفته است که یک تابع متشکل از مجموع هزینه‌ها و راندمان اگزرژی کل سیکل است که به علت بزرگ بودن مقدار این تابع، بی‌بعد شده است؛ تابع دیگر، میزان انتشار گاز

¹ Sanjy² Woudstra³ Mansuori

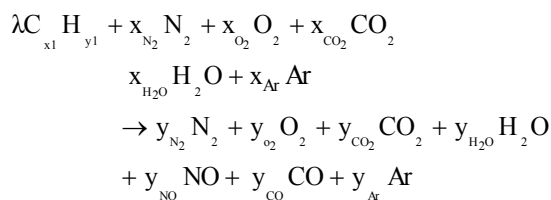
افت فشار سرد در محدوده اتاق احتراق مدرن در حدود ۲/۵ الی ۵ درصد از فشار احتراق ورودی در نظر گرفته می‌شود [۲۸]. افت فشار اساسی که در اتاق احتراق رخ می‌دهد، ناشی از خود فرآیند احتراق است که به‌سرعت خروجی از کمپرسور (U) برحسب m/s، دمای هوای ورودی (T_B) و دمای هوای خروجی (T_C) از اتاق احتراق و چگالی هوای ورودی (ρ) (kg/m³) وابسته است. افت فشار داغ در اتاق احتراق برابر است با [۲۸]:

$$\Delta P_{hot} = 0.5 \rho U^2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \quad (7)$$

جدول ۱- ترکیبات سوخت

ترکیبات سوخت	درصد مولی (%)
متان	۹۸/۵۷
اتان	۰/۶۳
پروپان	۰/۱
ایزو بوتان	۰/۰۵
ایزو پنتان	۰/۰۴
هگزان	۰/۰۱
نیترژن	۰/۵۹
دی‌اکسید کربن	۰/۰۱

معادله احتراق به‌صورت زیر در نظر گرفته شده است [۱۳]:



با توجه به موازنه‌ی عناصر طرفین معادله‌ی ۸ داریم:

$$y_{CO_2} = \lambda \times x_1 + x_{CO_2} - y_{CO} \quad (9)$$

$$y_{N_2} = (x_{N_2} - y_{NO}) \quad (10)$$

$$y_{H_2O} = (x_{H_2O} + \frac{\lambda \times y_1}{2}) \quad (11)$$

$$y_{O_2} = (x_{O_2} - \frac{y_{CO}}{2} - \lambda \times x_1 - \frac{y_{NO}}{2} - \frac{\lambda \times y_1}{4}) \quad (12)$$

$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (13)$$

۲- آنالیز انرژی هر یک از اجزاء سیکل

نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند، در جنوب شرقی تهران و در کیلومتر ۴۰ جاده ورامین قرار دارد. این نیروگاه با دارا بودن ۱۲ واحد گازی و ۶ واحد بخار ۱۶۰ مگاواتی، یکی از بزرگ‌ترین نیروگاه‌های تولید برق در ایران است.

تمامی معادلات به کار گرفته شده بر اساس فرضیات زیر و شکل ۱ نوشته شده‌اند:

- جریان پایدار و ثابت است.
- هوا و محصولات احتراق، به‌عنوان مخلوط گاز ایده آل در نظر گرفته شده‌اند.
- تمامی اجزاء آدیاباتیک فرض شده‌اند.

۱-۲- کمپرسور

در این جزء از نیروگاه با توجه به رابطه پلی تروپیک و راندمان کمپرسور، می‌توان روابط (۳-۱) را محاسبه کرد:

$$\dot{W}_{AC} = m_a (h_B - h_A) \quad (1)$$

$$T_B = T_A \left(1 + \left(\frac{1}{\eta_{AC}} \right) (r^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1) \right) \quad (2)$$

$$C_{pa} = 1.04841 - \left(\frac{3.8371T}{10^4} \right) + \left(\frac{9.4537T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5.49031T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7.9298T^4}{10^{14}} \right) \quad (3)$$

۲-۲- محفظه احتراق

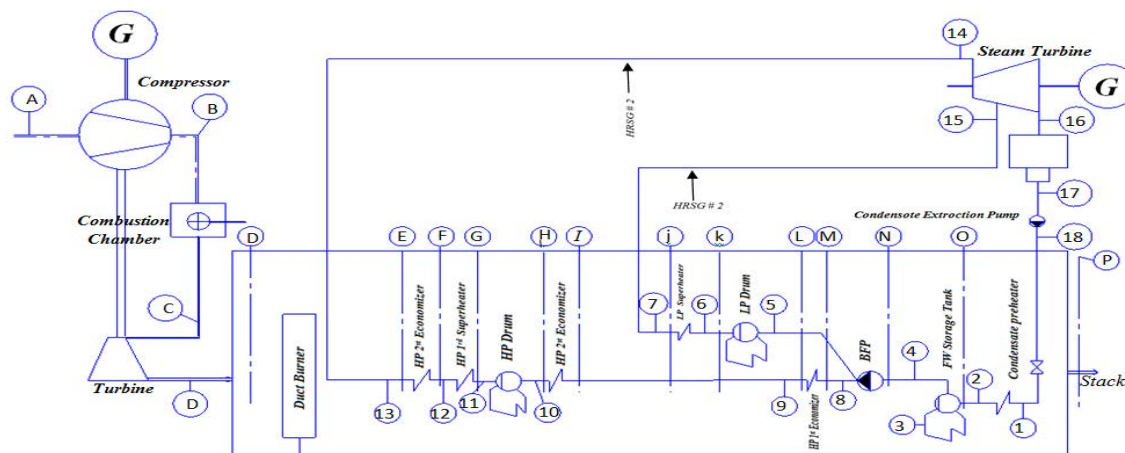
با توجه به فرآیند احتراق و در نظر گرفتن محفظه احتراق به‌عنوان یک حجم کنترل می‌توان نوشت:

$$\dot{m}_a h_B + \dot{m}_{f-cc} LHV = \dot{m}_g h_c + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_{f-cc} LHV_f \quad (4)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (5)$$

که درصد ترکیبات سوخت برای محاسبه ارزش حرارتی پایین سوخت در جدول ۱، نشان داده شده است. یکی از الزامات در طراحی اتاق احتراق، به حداقل رساندن افت فشار در سراسر محفظه است. افت فشار در اتاق احتراق که از دو بخش تشکیل می‌شود؛ بخشی از این افت فشار با فشار هوا (ΔP_{Cold}) و باقیمانده ناشی از فرآیند احتراق است (ΔP_{Hot}) افت فشار داخل اتاق احتراق برابر است با [۲۸]:

$$\Delta P_{A-B} = \Delta P_{Cold} + \Delta P_{hot} \quad (6)$$



شکل ۱- سیکل ترکیبی نیروگاه دماوند

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{AC} \quad (18)$$

۲-۴- مشعل اضافه

در برخی از سیکل‌های ترکیبی گازهای داغ، قبل از بویلر بازیاب برای افزایش آنتالپی وارد مشعل اضافه می‌شوند تا درجه حرارت گازهای داغ تا حدود ۷۰°C افزایش یابد و در نتیجه این کار، سبب افزایش قدرت خروجی در بخش چرخه بخار می‌شود؛ بنابراین در مدل‌سازی این بخش، با توجه به سوخت مصرفی و میزان جریان‌های مختلف بسته به نوع توربین گاز در نیروگاه به‌عنوان یکی از متغیرهای تصمیم در نظر گرفته شده است. اگر این میزان بیشتر از یک حد مشخص باشد، سبب آسیب دیدن و سوختن لوله‌های سوپرهیتر خواهد شد؛ بنابراین دبی جرمی در نظر گرفته شده باید کمتر از ۱ kg/s [۹] باشد. با در نظر گرفتن مشعل اضافه به‌عنوان یک حجم کنترل داریم:

$$\dot{m}_g h_D + \dot{m}_{f-DB} LHV_f = (\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) h_E + (1 - \eta_{DB}) \dot{m}_{f-DB} LHV_f \quad (19)$$

در فرمول ۱۹ راندمان مشعل اضافه (η_{DB})، برابر ۹۵٪ [۱۲] در نظر گرفته شده است. فرمول احتراق، مانند اتاق احتراق در نظر گرفته می‌شود، با این تفاوت که λ نسبت سوخت مشعل اضافه به گازهای ورودی است.

$$\lambda = \frac{n_f}{n_{air}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_f}{M_f} \right)}{\left(\frac{\dot{m}_{air}}{M_{air}} \right)} \quad (14)$$

۲-۳- توربین گاز

مشابه کمپرسور، می‌توان برای توربین گاز نیز با توجه به تعریف راندمان ایزنتروپیک و فرآیند پلی‌تروپیک طی شده در آن مطابق با شکل ۱، روابط ۱۵ و ۱۷ را برای آن بیان کرد.

همچنین با توجه به تغییر درصد ترکیبات محصولات احتراق، ظرفیت گرمایی را از رابطه ۱۶ تعیین می‌شود [۱۲]:

$$T_D = T_C \left(1 - \eta_{GT} \left(1 - \left(\frac{P_C}{P_D} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right) \right) \quad (15)$$

$$C_{pg} = 0.991 + \left(\frac{6.99703T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.7129T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.22442T^3}{10^{10}} \right) \quad (16)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g (h_C - h_D) \quad (17)$$

کار خروجی کل سیکل توربین گازی برابر است با:

۲-۷- کندانسور

$$\dot{m}_{Cond} h_{19} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{Cond} h_{20} + \dot{m}_{16} h_{17} \quad (31)$$

۲-۸- پمپ آب تغذیه^۱

$$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_3 h_5 \quad (32)$$

۲-۹- پمپ کندانسور

$$\dot{W}_{CEP} = \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{18} h_{18} \quad (33)$$

راندمان قانون اول ترمودینامیک برای کل نیروگاه سیکل ترکیبی برابر است با:

$$\eta_{CCPP} = \frac{\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{BFP} - \dot{W}_{CEP}}{Q_{in,CCPP}} \quad (34)$$

۳- آنالیز انرژی

تجزیه و تحلیل انرژی، می‌تواند کمک به توسعه استراتژی‌ها و دستورالعمل‌ها برای استفاده مؤثر از انرژی را در سیستم‌های مختلف ایفا کند. دو نوع مهم انرژی، انرژی فیزیکی و شیمیایی است. در این مطالعه، دو مؤلفه دیگر که انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل هستند، ناچیز فرض شده‌اند. انرژی فیزیکی، برابر با حداکثر کار قابل حصول از جریان ماده تعیین می‌شود که فقط شامل، تبادل حرارتی با محیط است. انرژی شیمیایی با خروج ترکیبات شیمیایی یک سیستم از تعادل شیمیایی آن همراه است. انرژی شیمیایی، بخشی از انرژی در فرآیند احتراق است. با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، تعادل انرژی زیر به دست می‌آید [۹]:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \dot{Q}_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \right) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}x_D \quad (35)$$

که اگر نرخ تغییرات انرژی صفر باشد، معادله ۳۶ حاصل می‌شود [۹]:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i e_i = \sum_e \dot{m}_e e_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (36)$$

¹ Boiler Feed Pump

۲-۵- بویلر با یاب حرارتی

بویلر با یاب دوفشاره مورد بررسی، دارای اجزاء زیر است که با توجه به قانون اول ترمودینامیک برای هر جزء داریم:

۲-۵-۱- سوپر هیتر فشار بالا

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_E - T_F) = \dot{m}_{SH} (h_{13} - h_{12}) \quad (20)$$

۲-۵-۲- سوپر هیتر فشار پایین

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_F - T_G) = \dot{m}_{SH} (h_{12} - h_{11}) \quad (21)$$

۲-۵-۳- اواپراتور فشار بالا

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_G - T_H) = \dot{m}_{SH} (h_{11} - h_{10}) \quad (22)$$

۲-۵-۴- اواپراتور فشار ضعیف

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_K - T_L) = \dot{m}_{SHLP} (h_6 - h_5) \quad (23)$$

۲-۵-۴- اکونومایزر فشار بالا

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_H - T_I) = \dot{m}_{SH} (h_{10} - h_9) \quad (24)$$

۲-۵-۵- اکونومایزر فشار پایین

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_L - T_M) = \dot{m}_{SH} (h_9 - h_8) \quad (25)$$

۲-۵-۶- سوپر هیتر فشار ضعیف

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_J - T_K) = \dot{m}_{SHLP} (h_7 - h_6) \quad (26)$$

۲-۵-۷- دی اریاتور

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_N - T_O) = \dot{m}_{CP} (h_4 - h_2) \quad (27)$$

۲-۵-۸- هیتر

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_{f-DB}) C_{p,g} (T_O - T_P) = \dot{m}_{CP} (h_2 - h_1) \quad (28)$$

۲-۶- توربین بخار

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{16} h_{16} \quad (29)$$

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{W}_{STa}}{\dot{W}_{STis}} \quad (30)$$

$$\mu_c^e = \alpha \mu_{\text{CO}_2}^{-e} + \left(\frac{\beta}{2}\right) \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{-e} + \left(\frac{\gamma}{2}\right) \mu_{\text{N}_2}^{-e} + \left(-\alpha - \frac{\beta}{4} + \frac{\delta}{2}\right) \mu_{\text{O}_2}^{-e} \quad (44)$$

و μ_c^e نشان‌دهنده پتانسیل شیمیایی اجزای مختلف در حالت تعادل با حالت استاندارد محیط است؛ اما برای یافتن انرژی مربوط به سوخت‌ها، استفاده کردن از روابط فوق کار دشواری است؛ به این دلیل یک ضریب که برای سوخت‌های مختلف متفاوت است، به صورت رابطه (۴۵) تعریف کرد [۹]:

$$\xi = \frac{ex_F^{ch}}{LHV_f} \quad (45)$$

با توجه به این واقعیت که بسیاری از سوخت‌ها نسبت انرژی مواد شیمیایی به ارزش حرارتی پایین نزدیک به ۱ است، می‌توان نوشت:

$$\xi_{\text{CH}_4} = 1.06 \quad (46)$$

برای سوخت گاز با فرمول C_xH_y از معادله‌ی تجربی زیر میزان ξ محاسبه می‌شود [۹]:

$$\xi = 1.033 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (47)$$

در جدول ۲، معادلات نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی اجزاء سیکل ترکیبی نشان داده شده است.

که در این رابطه، e مقدار انرژی مخصوص است و $\dot{E}x_D$ برابر تلفات انرژی است [۹].

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (37)$$

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (38)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \quad (39)$$

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0 (S - S_0) \quad (40)$$

در رابطه فوق، T برحسب کلین است. رابطه دقیق انرژی شیمیایی را می‌توان با توجه به تابع گیبس به‌طور کلی به صورت رابطه (۴۱-۴۲) بیان کرد [۹]:

$$ex^{CH} = -\Delta G + \left\{ \sum_P n ex^{CH} - \sum_R n ex^{CH} \right\} \quad (41)$$

و برای مخلوط گازها [۱۳]:

$$ex_{mix}^{ch} = \left[\sum_{i=1}^n X_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln X_i + G^E \right] \quad (42)$$

در رابطه ۴۲، G^E ترم مربوط به انرژی گیبس است که در فشارهای پایین، قابل چشم‌پوشی است و به صورت مقابل بدست خواهد آمد. برای پیدا کردن انرژی شیمیایی سوخت‌ها با فرمول شیمیایی $C_\alpha H_\beta N_\gamma O_\delta$ از رابطه (۴۳) استفاده می‌شود [۹]:

$$ex_c^{ch} = (\mu_{c,0} - \mu_c^e) \quad (43)$$

که $\mu_{c,0}$ پتانسیل شیمیایی اجزای مختلف در حالت مرده است.

جدول ۲- نرخ تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی اجزاء سیکل ترکیبی

راندمان اگزرژی	نرخ تخریب اگزرژی	اجزاء سیکل ترکیبی
$\eta_{ex,AC} = \frac{Ex_B - Ex_A}{\dot{W}_{AC}}$	$Ex_{D,AC} = Ex_A - Ex_B + \dot{W}_{AC}$	کمپرسور
$\eta_{ex,CC} = \frac{Ex_C}{Ex_B + Ex_{f,cc}}$	$Ex_{D,CC} = Ex_B + Ex_{f,cc} - Ex_C$	اتاق احتراق
$\eta_{ex,DB} = \frac{Ex_E}{Ex_D + Ex_{f,DB}}$	$Ex_{D,DB} = Ex_D - Ex_E + Ex_{f,DB}$	مشعل اضافه
$\eta_{ex,Co} = 1 - \frac{Ex_{D,Cond}}{\sum_{i,Cond} Ex_i}$	$Ex_{D,Cond} = \sum_{i,Cond} Ex_i - \sum_{o,Cond} Ex_o$	کندانسور
$\eta_{exGT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{Ex_C - Ex_D}$	$Ex_{D,GT} = Ex_C - Ex_D - \dot{W}_{GT}$	توربین گاز
$\eta_{ex,HRSG} = \frac{Ex_{i3} - Ex_{i1}}{Ex_E - Ex_p}$	$Ex_{D,HRSG} = \sum_{i,HRSG} Ex_i - \sum_{o,HRSG} Ex_o$	بویلر بازتاب حرارتی
$\eta_{ex,ST} = \frac{\dot{W}_{ST}}{Ex_{i,ST} - Ex_{o,ST}}$	$Ex_{d,ST} = \sum_{i,ST} Ex_i - \sum_{o,ST} Ex_o - \dot{W}_{ST}$	توربین بخار
$\eta_{ex,P} = \frac{Ex_{i,p} - Ex_{o,p}}{\dot{W}_p}$	$Ex_{D,p} = Ex_{i,p} - Ex_{o,p} + \dot{W}_p$	پمپ

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (52)$$

در معادله به صورت نرخ قیمت سوخت اضافی که باید به جزء k سیستم علاوه بر نرخ تعریف می شود که برای تولید محصول لازم است، به سیستم داده شود تا نرخ انهدام اگزرژی را جبران کند.

در این مقاله، استفاده از توابع هزینه استفاده می شود که توسط روزن و دینسر [۲۹] بیان شده است:

$$\dot{Z}_k = \frac{CRF \cdot \phi_r \cdot Z_k}{3600 \cdot N} \quad (53)$$

که در آن ϕ فاکتور تعمیر و نگهداری بوده، مقدار آن با توجه به نوع نیروگاه مشخص می شود. در صورت نبود اطلاعات جامع، می توان از مقدار ۱/۰۶ استفاده کرد، Z_k هزینه خرید برای مؤلفه k ام، N تعداد ساعات کارکرد در سال و هزینه سرمایه گذاری (CRF) که وابسته به نرخ بهره و عمر تخمین زده تجهیزات است که از رابطه (۵۴) تعیین می شود [۸]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (54)$$

که در آن n عمر مفید نیروگاه و i ضریب بهره است.

۴- قیمت گذاری تلفات اگزرژی جریان

در بالانس اگزرژی که برای جزئی از سیستم نوشته می شود، ترمی وجود ندارد که مستقیماً قیمت ترم انهدام اگزرژی را بیان می کند. بالانس قیمت برای هر جزء، به صورت رابطه (۴۸) نوشته می شود [۸]:

$$\sum \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (48)$$

تأثیر اگزرژی انهدامی را می توان با استفاده از معادلات (۴۹-۵۱) توضیح داد [۸]:

$$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{p,k} + \dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{L,k} \quad (49)$$

$$\dot{C}_{p,k} \dot{E}x_{p,k} = \dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k \quad (50)$$

با حذف $\dot{E}x_{F,k}$ از معادلات بالا داریم:

$$\dot{C}_{p,k} \dot{E}x_{p,k} = \dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{p,k} + (\dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{L,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z}_k + \dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (51)$$

ترم آخر سمت راست معادله شامل، نرخ انهدام اگزرژی است که قیمت انهدام اگزرژی را به طور تقریبی فراهم می آورد. با فرض اینکه محصول $\dot{E}x_{p,k}$ ثابت بوده، قیمت انهدام اگزرژی را می توان با ترم آخر سمت راست معادله تعریف نمود:

$$C_{i,A} = 0 \quad (56)$$

$$C_{e,B} = C_{wAC} + C_{i,A} + Z_{AC} \quad (57)$$

$$C_{e,C} = C_{i,B} + C_{i,f-cc} + Z_{CC} \quad (58)$$

$$C_{e,D} + C_{wGT} = C_{i,C} + Z_{GT} \quad (59)$$

$$C_{e,C} EX_D = C_{i,D} EX_C \quad (60)$$

$$C_{wGT} W_{AC} = C_{wAC} W_{GT} \quad (61)$$

$$C_{e,E} = C_{i,D} + C_{i,f-DB} + Z_{DB} \quad (62)$$

$$C_{i,E} EX_{e,P} = C_{e,P} EX_{i,E} \quad (63)$$

$$C_{e,13} + C_{e,F} = C_{i,12} + C_{i,E} + Z_{HPS3} \quad (64)$$

$$\frac{C_{i,e}}{\dot{EX}_{i,e}} = \frac{C_{e,f}}{EX_{e,f}} \quad (65)$$

$$C_{e,12} + C_{e,G} = C_{i,11} + C_{i,F} + Z_{HPS2} \quad (66)$$

$$\frac{C_{i,f}}{\dot{EX}_{i,f}} = \frac{C_{e,g}}{EX_{e,g}} \quad (67)$$

$$C_{e,11} + C_{e,H} = C_{i,10} + C_{i,G} + Z_{HPD} \quad (68)$$

$$\frac{C_{i,g}}{\dot{EX}_{i,g}} = \frac{C_{e,h}}{EX_{e,h}} \quad (69)$$

$$C_{e,10} + C_{e,I} = C_{i,9} + C_{i,H} + Z_{HPC2} \quad (70)$$

$$\frac{C_{i,h}}{\dot{EX}_{i,h}} = \frac{C_{e,i}}{EX_{e,i}} \quad (71)$$

$$C_{e,9} + C_{e,M} = C_{i,8} + C_{i,L} + Z_{HPC1} \quad (72)$$

۴-۱- بالانس قیمت

با نوشتن معادلات بالانس، قیمت به همراه معادلات کمکی یک دستگاه معادلات خطی حاصل می‌شود که به شرح زیر است:

$$[\dot{EX}_k] \times [C_k] = [\dot{Z}_k] \quad (55)$$

که در آن $[\dot{EX}_k]$ ، $[C_k]$ و $[\dot{Z}_k]$ به ترتیب ماتریس نرخ اگزرژی (به دست آمده از طریق تجزیه و تحلیل اگزرژی)، بردار هزینه اگزرژی و بردار عوامل به دست آمده از طریق تجزیه و تحلیل اقتصادی است.

که ماتریس بالانس هزینه از معادلات ۵۶ الی ۹۸ به دست می‌آیند. با حل این ماتریس، می‌توان بردار هزینه اگزرژی و در ادامه با توجه به معادله ۵۲ مقدار هزینه تخریب اگزرژی را محاسبه کرد. برای مثال، هوا بدون هیچ هزینه‌ای وارد کمپرسور شده، با توجه به کاری که کمپرسور روی آن انجام می‌دهد، قیمت هوا در خروجی نیز افزایش می‌یابد که وابسته به قیمت کمپرسور نیز است. در زیر برای همه اجزاء می‌توان روابط را مشاهده کرد:

$$\frac{C_{i,18}}{\dot{E}x_{i,18}} = \frac{C_{e,1}}{Ex_{e,1}} \quad (97)$$

$$C_{e3} = 0 \quad (98)$$

معادلات ۵۶ الی ۹۸ با فرض حجم کنترل هر جزء و نوشتن رابطه‌ی ۴۸ برای آن است؛ ولی با توجه به بالا بودن تعداد مجهولات، نیاز به معادلات کمکی است که این معادلات کمکی برای هر جزء با توجه به تعریف هزینه سوخت، هزینه تولید مرجع [۸] استخراج شده‌اند. در معادله ۵۶، وجود هوا در اتمسفر بدون هیچ هزینه‌ای و نیز معادله ۸۸ با این فرض که نیروگاه برای آب کندانسور هزینه‌ای را پرداخت نمی‌کند، برابر صفر در نظر گرفته شده‌اند. معادله‌ی ۸۹ با توجه به فرض آدیاباتیک بودن کندانسور و در رابطه ۹۸، به دلیل عدم وجود زیرکش از توربین بخار برابر صفر قرار داده شده‌اند.

۵- آنالیز اثرات گازهای آلاینده بر محیط زیست

تمرکز کار حاضر، در نظر گرفتن میزان انتشار آلاینده‌ها محیط زیست به عنوان مثال میزان CO و NO_x تولیدی در اتاق احتراق است. میزان انتشار این آلاینده‌ها، به عوامل مختلفی وابسته است که واکنش سوخت و دمای آدیاباتیک شعله از آن جمله‌اند. در اینجا انتشار این گازها بر حسب گرم بر کیلوگرم سوخت به دست می‌آیند [۲۸]:

$$m_{NO_x} = \frac{0.15E16(t - 0.5t_e)^{0.5} \exp(-71100 / T_{st})}{P_3^{0.05} (\Delta P_3 / P_3)^{0.5}} \quad (99)$$

$$m_{CO} = \frac{0.18E9 \exp(7800 / T_{pz})}{P_3^2 (t - 0.4t_e) (\Delta P_3 / P_3)^{0.5}} \quad (100)$$

T_{st} (دما مربوط به عناصر تشکیل دهنده سوخت) فقط مناسب برای اتاق‌های احتراق معمولی است، برای اتاق‌های احتراق مورد استفاده در سیکل‌های قدرت که در آنها حداکثر دمای قابل دسترسی T_{pz} است، می‌توان این مقدار را جایگزین T_{st} کرد. نکته‌ی قابل توجه در این فرمول t_e است که تأثیر تبخیر سوخت روی انتشار NO_x و CO را بیان می‌کند و t مدت زمانی است که سوخت در اتاق احتراق باقی می‌ماند، در نتیجه:

$$\frac{C_{i,L}}{\dot{E}x_{i,L}} = \frac{C_{e,M}}{Ex_{e,M}} \quad (73)$$

$$C_{e,7} + C_{e,k} = C_{i,6} + C_{i,j} + Z_{HLS1} \quad (74)$$

$$\frac{C_{i,J}}{\dot{E}x_{i,J}} = \frac{C_{e,K}}{Ex_{e,K}} \quad (76)$$

$$C_{e,6} + C_{e,L} = C_{i,5} + C_{i,K} + Z_{LPD} \quad (75)$$

$$\frac{C_{i,K}}{\dot{E}x_{i,K}} = \frac{C_{e,L}}{Ex_{e,L}} \quad (77)$$

$$C_{e,4} + \dot{C}_{e,O} + C_{e3} = C_{i,2} + C_{i,N} + Z_{FW} \quad (78)$$

$$\frac{C_{i,N}}{\dot{E}x_{i,N}} = \frac{C_{e,O}}{Ex_{e,O}} \quad (79)$$

$$C_{e,2} + C_{e,P} = C_{i,1} + C_{i,O} + Z_{CPH} \quad (80)$$

$$\frac{C_{i,O}}{\dot{E}x_{i,O}} = \frac{C_{e,P}}{Ex_{e,P}} \quad (81)$$

$$C_{e,5} + C_{e,8} = C_{wBFP} + C_{i,4} + Z_{BFP} \quad (82)$$

$$\frac{C_5}{\dot{E}x_5} = \frac{C_8}{Ex_8} \quad (83)$$

$$C_{wBFP} \dot{W}_{ST} = \dot{C}_{ST} \dot{W}_{BFP} \quad (84)$$

$$C_{e,16} + C_{wST} = C_{i,14} + C_{i,15} + Z_{ST} \quad (85)$$

$$\frac{C_{i,14} + C_{i,15}}{Ex_{i,14} + Ex_{i,15}} = \frac{C_{e,16}}{Ex_{e,16}} \quad (86)$$

$$C_{e,17} + C_{e,20} + C_q = C_{i,19} + C_{i,16} + Z_{Cond} \quad (87)$$

$$C_{i,19} = 0 \quad (88)$$

$$C_q = 0 \quad (89)$$

$$\frac{C_{i,16}}{Ex_{i,16}} = \frac{C_{e,17}}{Ex_{e,17}} \quad (90)$$

$$C_{e,18} = C_{wCEP} + C_{i,17} + Z_{CEP} \quad (91)$$

$$C_{wCEP} \dot{W}_{ST} = \dot{C}_{ST} \dot{W}_{CEP} \quad (92)$$

$$C_i = C_j \quad (93)$$

$$C_N = C_M \quad (94)$$

$$\dot{C}_{17} \dot{E}x_{17} + \dot{C}_{22} \dot{E}x_{21} = \dot{C}_{15} \dot{E}x_{15} \quad (95)$$

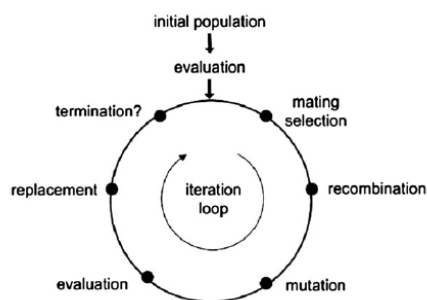
$$\dot{C}_{13} \dot{E}x_{13} + \dot{C}_{22} \dot{E}x_{22} = \dot{C}_{14} \dot{E}x_{14} \quad (96)$$

بدین ترتیب فضای جست‌وجو در جهتی تکامل پیدا می‌کند که به راه‌حل مطلوب برسد. در صورت انتخاب صحیح پارامترها، این روش می‌تواند بسیار مؤثر عمل نماید.

۶-۱- فضای فرضیه

الگوریتم ژنتیک، فرضیه‌های جدید را با تغییر و ترکیب متوالی اجزاء بهترین فرضیه‌های موجود را به دست می‌آورد. در هر مرحله، مجموعه‌ای از فرضیه‌ها که جمعیت نامیده می‌شوند، از طریق جایگزینی بخشی از جمعیت فعلی با فرزندان به دست می‌آید که از بهترین فرضیه‌های موجود حاصل شده‌اند.

الگوریتم ژنتیک (تکامل)، الگوریتمی است که بر پایه تکرار بنا شده است. استراتژی جست‌وجو، اتفاقی برای راه حل بهینه شکل ۲ و در اصل شیوه‌ای ساده از تکامل بیولوژیکی تقلید از ویژگی‌های مشخصه تکاملی یک جمعیت از افرادی که در آن فرد متشکل از مقادیر متغیرهای تصمیم یک‌راه حل بالقوه برای حل مسئله‌ی بهینه‌سازی پیدا می‌کند.



شکل ۲- اساس کار حل الگوریتم ژنتیک

۵-۱- انتشار گاز CO₂

از آنجایی که اثرات انتشار گاز CO₂ قابل توجه است [32]، لذا کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای مضر در محفظه احتراق، می‌تواند به بهبود چرخه منجر شود.

بنابراین در اینجا با ارائه بهینه‌سازی جامع، انتشار گاز کربن دی‌اکسید تولیدی در محفظه احتراق و مشعل اضافه را به‌عنوان تابع هدف دوم در نظر گرفته می‌شود با استفاده از معادله ۸، انتشار گاز CO₂ نرمال شده را می‌توان به شرح رابطه (۱۰۷) بیان کرد:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net}} \quad (107)$$

$$m_{Co} = \frac{0.18E9 \exp(7800 / T_{pz})}{P_3^2 \tau (\Delta P_3 / P_3)^{0.5}} \quad (101)$$

$$m_{NO_x} = \frac{0.15E16 \tau^{0.5} \exp(-71100 / T_{pz})}{P_3^{0.05} (\Delta P_3 / P_3)^{0.5}} \quad (102)$$

که τ مدت زمانی است که قطرات کوچک سوخت در محفظه احتراق می‌مانند که میزان ثابتی برابر، ۰/۰۲ ثانیه [۳۱] در نظر گرفته شده است، T_{pz} دمای محیط اولیه اتاق احتراق است. P_3 فشار ورودی اتاق احتراق، $\Delta P_3/P_3$ افت فشار بی‌بعد در اتاق احتراق است که دمای اولیه اتاق احتراق به‌صورت رابطه (۱۰۳) محاسبه می‌شود:

$$T_{pz} = A \sigma^\alpha \exp(\beta(\sigma + \lambda)^2) \pi^x \theta^y \psi^z \quad (103)$$

که π فشار بی‌بعد (P/P_{ref}) ، θ دمای بی‌بعد (T/T_{ref}) ، $\psi = H/C$ ، نسبت اتم‌ها (اتم‌های هیدروژن به اتم‌های کربن سوخت) و $\sigma = \Phi - 0.7$ برای $\Phi \geq 1$ (که Φ نسبت واقعی مولی یا جرمی سوخت به هوا است). برای مقادیری که $\Phi < 1$ آنگاه $\sigma = \Phi$ و مقادیر x^* ، y^* و z^* برحسب تابعی از σ در روابط (۱۰۴-۱۰۶) بیان شده‌اند:

$$x^* = a_1 + b_1 \sigma + c_1 \sigma^2 \quad (104)$$

$$y^* = a_2 + b_2 \sigma + c_2 \sigma^2 \quad (105)$$

$$z^* = a_3 + b_3 \sigma + c_3 \sigma^2 \quad (106)$$

که A ، α ، β ، λ ، a_i ، b_i و c_i میزان ثابتی هستند که مقادیر آن‌ها از [۳۱] به دست می‌آیند. $T_{ref} = 300 K$ و فشار مرجع نیز، همان فشار محیط در نظر گرفته شده است.

۶- الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک، روش یادگیری بر پایه تکامل بیولوژیکی است. این روش در سال ۱۹۷۰ توسط جوهان هولند^۱ معرفی گردید. الگوریتم ژنتیک برای حل یک مسئله مجموعه بسیار بزرگی از راه‌حل‌ها را تولید می‌کند. هر یک از این راه‌حل‌ها با استفاده از یک تابع تناسب، مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. آنگاه تعدادی از بهترین راه‌حل‌ها، سبب تولید راه‌حل‌های جدیدی می‌شوند که این کار، سبب تکامل راه‌حل‌ها می‌شود.

^۱ John Holland

۶-۲- تابع تناسب^۱

تابع تناسب، معیاری برای رتبه‌بندی فرضیه‌هاست که کمک می‌کند تا فرضیه‌های برتر برای نسل بعدی جمعیت انتخاب شوند. نحوه انتخاب این تابع، بسته به کاربر مورد نظر دارد.

در این پروژه، سیکل ترکیبی بر سه مبنا بهینه‌سازی شده است. مبنای اول، بر اساس بویلر بازتاب حرارتی، مبنای دوم با توجه با آنالیز انرژی صورت گرفته یکی از اجزاء بویلر بازتاب که به تغییرات دما حساسیت بالایی نشان می‌دهد و نیز دارای تخریب انرژی بالایی است، مشخص و شناسایی شد. بر این مبنا، بویلر بازتاب حرارتی با دمای اشباع بهینه، هدف گذاری شد و سه بهینه‌سازی آن پرداخته شد و مبنای سوم، بهینه‌سازی بر اساس کل سیکل ترکیبی با دو رویکرد متفاوت افزایش راندمان انرژی و کاهش میزان تولید CO₂ به همراه قیمت برق تولید بهینه‌سازی شده است.

۶-۲-۱- بهینه‌سازی کل سیکل بر مبنای بویلر بازتاب

تخریب انرژی بویلر بازتاب در رابطه ۱۰۷ بیان شده است:

$$\dot{I} = \dot{E}x_{gin} + \dot{E}x_{lin} - \dot{E}x_{gvap,out} \quad (108)$$

تابع هدفی که در اینجا مورد استفاده قرار گرفته، به گونه‌ای انتخاب می‌شود که تغییرات دمای پینچ (اختلاف بین دما خروجی گازهای حاصل احتراق و دمای اشباع در اواپراتور) را به اتلافات انرژی در بویلر بازتاب حرارتی، ارتباط دهد:

$$F_{TD} = \frac{\dot{I}}{\dot{m}_g C_{pair} T_{air}} \quad (109)$$

با استفاده از مواردی که ذکر شد، تابع هدف ترمودینامیک به صورت رابطه (۱۱۰) تعریف می‌شود:

$$f_1 = \dot{m}_g \cdot C_{p,g@T_{air}} \cdot T_0 \cdot F_{TD} \cdot H \cdot k_{exergy} \quad (110)$$

در رابطه فوق F_{TD} تابع هدف ترمودینامیکی است و H میزان ساعت کارکرد بویلر است که ۸۰۰۰ ساعت در سال در نظر گرفته شده است. نحوه محاسبه k_{exergy} به صورت رابطه (۱۱۱) خواهد بود:

$$k_{exergy} = \eta_{exergy} C_e \quad (111)$$

ضرایبی که در جدول ۳ ذکر شده‌اند، قیمت هر جزء از اجزاء بویلر بازتاب حرارتی را نشان می‌دهد و C_e درآمد تولید الکتریسیته است؛ با اعمال ضرایب هزینه سرمایه‌گذاری کلی

نهایتاً با جمع نتایج، هزینه سرمایه‌گذاری نهایی برای ساخت بویلر بازتاب محاسبه می‌شود و در صورتی که این هزینه‌ها در ضریب سرمایه‌گذاری (CRF) ضرب شوند، هزینه سالیانه سرمایه‌گذاری، کلی به دست خواهد آمد؛ بنابراین تابع هدف ترمودینامیکی، به صورت رابطه (۱۱۲-۱۱۴) است [۱۴]:

$$f_{1,2} = m_g \cdot C_{p,g@T_{air}} \cdot T_0 \cdot F_{TD} \cdot H \cdot k_{exergy} + K_{EVA} (A_{EVA} + K_{ECO}^* A_{ECO} + K_{SH}^* A_{SH}) \cdot (Z_{CEP} + Z_{FW}) \cdot CRF \quad (112)$$

$$K_{ECO}^* = \frac{K_{ECO}}{K_{EVA}} \quad (113)$$

$$K_{SH}^* = \frac{K_{SH}}{K_{EVA}} \quad (114)$$

از آنجایی که مقادیر تابع فوق بزرگ است، به جای استفاده از این تابع هدف، از تابع هدف بدون بعد زیر، استفاده می‌شود:

$$f'_{total} = \frac{f_{1,2}}{f'} = F_{TD} + \frac{f_2}{f'} = F_{TD} + \left(\frac{K_{EVA}}{f'} \right) (A_{EVA} + K_{ECO}^* A_{ECO} + K_{SH}^* A_{SH}) \cdot (Z_{CEP} + Z_{FW}) \cdot CRF \quad (115)$$

$$f' = m_g \cdot C_{p,g@T_{air}} \cdot T_0 \cdot H \cdot \eta_{exergy} \cdot C_e \quad (116)$$

که C_e درآمد فروش برق است. با استفاده از تابع هدف فوق، می‌توان برای بویلر بازتاب حرارتی نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند، دمای پینچ بهینه را به کمک آنالیز ترمودینامیک محاسبه کرد.

هدف از این بهینه‌سازی، کاهش تخریب انرژی بویلر بازتاب افزایش راندمان انرژی است.

جدول ۳ - قیمت اجزاء بویلر بازتاب حرارتی [۱۴]

المان	$K_{SUP} (\frac{\$}{m^2})$ سوپرهیتر	اواپراتور	اکونومایزر
	$K_{ECO} (\frac{\$}{m^2})$	$K_{EVA} (\frac{\$}{m^2})$	
قیمت	۹۶/۲	۳۴/۹	۴۵/۷

^۱ fitness

۲-۲-۶- بهینه‌سازی کل سیکل بر مبنای بویلر باز یاب
حرارتی با دمای اشباع بهینه

توابع هدف در این بهینه‌سازی به صورت روابط (۱۱۷-۱۲۰) تعریف می‌شوند:

راندمان اگزرژی سیکل ترکیبی:

$$\Psi_{total} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{m}_{f,cc} + \dot{m}_{f,DB}) \times LHV} \times \zeta \quad (117)$$

توابع هزینه:

$$\dot{C}_{Tot} = \dot{C}_f + \sum \dot{Z}_k + \dot{C}_D + \dot{C}_{em} \quad (118)$$

$$\dot{C}_{em} = \dot{C}_{Co} \dot{m}_{Co} + \dot{C}_{No_x} \dot{m}_{No_x} \quad (119)$$

$$\dot{C}_f = C_f \dot{m}_f \times LHV_f \quad (120)$$

که $\dot{m}_f = \dot{m}_{f,cc} + \dot{m}_{f,DB}$ است. باید توجه داشت که تابع سوخت با این فرض در نظر گرفته شده است که نیروگاه مورد مطالعه از لحاظ تأمین میزان آب برای سیکل ناشی از تلفات کل نیروگاه، هزینه‌ای را متقبل نمی‌شود.

در بهینه‌سازی دو هدفه، از فرمول ۱۲۱ برای تعیین دمای اشباع در قسمت فشارقوی و فشار ضعیف استفاده شد که دمای بهینه اشباع را تعیین می‌کند [۱۳]:

$$T_{sat,opt} = T_{g,in} \left(\frac{T_{air}}{T_{g,in}} \right)^{\frac{i}{n+1}} \quad (121)$$

$T_{g,in}$ دمای گاز ورودی به بویلر باز یاب حرارتی، n تعداد فشار بویلر (تک فشاره، دو فشاره و یا سه فشاره)، T_{air} دمای هوای محیط است اگر $i=1$ باشد، دمای اشباع فشارقوی و اگر $i=2$ انتخاب شود، دمای اشباع قسمت فشار ضعیف به دست می‌آید.

در این آنالیز، قیمت کل آسیب‌های آلودگی اثرات زیست‌محیطی که شامل انتشار CO و NO_x است، در نظر گرفته شده است که قیمت هر کدام از آن برابر است با $\frac{\$}{kg.CO}$ و $\frac{\$}{kg.NO_x}$ ۴/۹۸ [۱۳] است.

در این بهینه‌سازی، سعی شده است تا توابع هدف به گونه‌ای تعیین شوند تا راندمان اگزرژی کل سیکل افزایش یابد و هزینه‌های نیروگاه ناشی از تخریب اگزرژی، سوخت و هزینه‌های ناشی از انتشار آلودگی کم شود. با تعریف دمای اشباع بهینه، میزان تخریب اگزرژی و تأثیر پذیری آن از دمای محیط به حداقل ممکن برسد.

۲-۲-۶- بهینه‌سازی بر مبنای کل سیکل ترکیبی
توابع هدف به توجه به روابط ۱۱۷ و ۱۰۷ و تابع قیمت برق (C_s)، تعیین می‌شود که از تقسیم رابطه ۱۱۸ بر کار تولیدی خالص به دست می‌آید.

۳-۶- متغیرهای تصمیم‌گیری

متغیرهای تصمیم‌گیری، پارامترهای طراحی هستند که البته ممکن است در روش‌های بهینه‌سازی متفاوت باشد. این متغیرها هر یک به طور معمول، باید در محدوده معقولی قرار داشته باشند؛ این محدوده‌ها در جدول ۴ داده شده‌اند. در هر سه مبنای بهینه‌سازی، متغیرهای تصمیم‌گیری یکسان بوده‌اند و تنها در بهینه‌سازی بر مبنای دمای اشباع بهینه‌ی درام، دمای اشباع ثابت فرض شده است. همچنین در جدول ۴، محدوده‌ی قیود مورد نظر در این بهینه‌سازی‌ها بیان شده است.

جدول ۴ - پارامترهای تصمیم [۱۲-۲۱]

دلیل انتخاب محدوده	قید
محدودیت دمایی ماده	$GTIT < 1550$
قید اقتصادی	$P_A/P_B < 22$
قید اقتصادی	$\eta_{AC} < 0.9$
قید اقتصادی	$\eta_{GT} < 0.9$
قید اقتصادی	$P_{main} < 110$
قید اقتصادی	$\eta_{ST} < 0.9$
قید اقتصادی	$\eta_{BTP} < 0.9$
محدودیت دمایی سوپرهیتر	$\dot{m}_{f,DB} < 2$
محدودیت راندمان حرارتی	$4 \text{ kPa} < P_{cond} < 50 \text{ kPa}$
محدودیت دمایی سوپرهیتر	$T_e < 898$
محدودیت انتقال حرارت	$30^\circ\text{C} < T_{F,LP} < 5$
محدودیت انتقال حرارت	$30^\circ\text{C} < T_{F,HP} < 5$
اسیده شدن خروجی بویلر	$T_p > 105^\circ\text{C}$
محدودیت اقتصادی	$\eta_{CEP} < 0.9$
داده‌های نیروگاهی	$9 \text{ kPa} < P_v < 9 \text{ kPa}$

۱/۴۲	۱۷۹/۸۵	۱۸۲/۴۴	°C	T _M
۰/۱۳	۲۰۱/۶۶	۲۰۱/۹۴	°C	T _L
۰/۱۹	۱۰۶/۳۱	۱۰۶/۵۱	°C	T _P
۰/۰۸۳	۴۸/۰۴	۴۸	°C	T ₁₇
۰/۹۳	۴۸/۵۴	۴۹	°C	T ₁

در مورد مدل‌سازی صورت گرفته‌شده باید بیان کرد که روند پیش رو با توجه به نرم‌افزار MATLAB صورت پذیرفته و با توجه به گام‌های تعیین‌شده به مدل‌سازی سیکل پرداخته شد. در گام اول، آنالیز انرژی سیکل و مشخص شدن آنتالپی و انتروپی هر نقطه تعیین با توجه به آنالیز انرژی، انرژی هر نقطه مشخص گردید و در این بین به محاسبه تخریب انرژی هر جزء نیز پرداخته شد با نوشتن معادلات بالانس قیمت، هزینه تخریب انرژی محاسبه شد. در گام چهارم با توجه به رنج‌های تعیین‌شده برای پارامترهای سیکل، به بهینه‌سازی آن با توجه به رویکردهای مختلف پرداخته شد.

۸- نتایج و بحث

۸-۱- آنالیز انرژی

نتایج حاصل از آنالیز انرژی، نشان می‌دهد که در دمای محیط ۱۶ °C، محفظه احتراق و بویلر با یاب حرارتی با ۱۴۵/۷۱ MW، ۳۱/۵۲ MW بالاترین میزان تلفات انرژی را دارا است. اساساً پروسه‌های احتراقی به دلیل ماهیت بازگشت‌ناپذیری، دارای بیشترین تخریب انرژی هستند. تخریب انرژی در بویلر با یاب به دلیل اختلاف دمای بین سیال گرم و سرد و افت فشار سمت گاز رخ می‌دهد.

شکل ۳- الف و ب، نتایج حاصل از تخریب انرژی بویلر با یاب در دو حالت همراه و بدون مشعل اضافه را نشان می‌دهد، راندمان انرژی بویلر با یاب در حالت بدون مشعل اضافه، بیشتر از حالت با مشعل اضافه است و تخریب انرژی درام فشارقوی در حالت بدون مشعل اضافه نسبت به حالت با مشعل اضافه، تأثیرپذیری بیشتری از دمای محیط دارد.

در شکل ۳، تخریب انرژی بویلر با یاب در دماهای مختلف در این دو حالت عملکردی با یکدیگر مقایسه شده‌اند که نتایج حاصل، نشان می‌دهد که تخریب انرژی در حالت با مشعل اضافه در دماهای مختلف نسبت به حالت بدون مشعل اضافه، از تغییرات بیشتری برخوردار است که با دور

$3 \leq \Delta T_{WH} \leq 11 \text{ } ^\circ\text{C}$	میزان خنک‌سازی برج هدر
$8 \leq \Delta P_{Oid,DB} \leq 2/5\%$	تکنولوژی ساخت
$8 \leq \Delta P_{Oid,CC} \leq 2/5\%$	تکنولوژی ساخت
$2 < \Delta P_{FRSG} < kPa$	تکنولوژی ساخت
$x > 0/88$	تخریب پره‌های توربین بخار
$m_{cond} < 4500$	حداکثر ظرفیت برج هدر
$2 < P_{dear} < 9$	داده‌های نیروگاهی

۷- مطالعه موردی

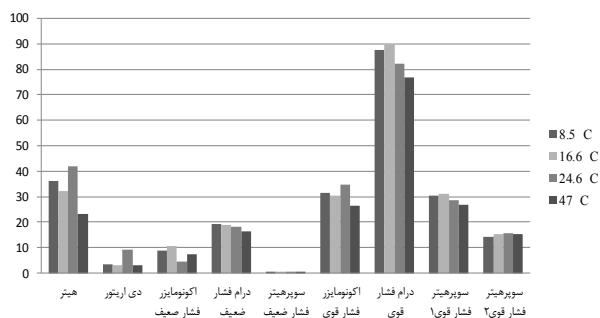
نتایج مورد تأیید از کد شبیه‌سازی با داده‌های نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند برای صحت از نتایج بهینه‌سازی، در جداول ۵ و ۶ ذکر شده‌اند. خطاهای بیان‌شده در این جداول، اختلاف بین حالت شبیه‌سازی با داده‌های نیروگاه را بیان می‌سازد.

جدول ۵ - مقایسه بین داده‌ها و کد شبیه‌سازی سیکل گاز

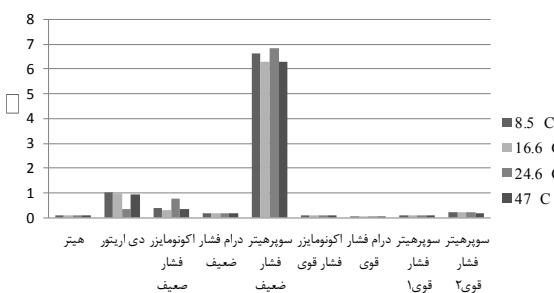
پارامتر	واحد	داده‌های اندازه‌گیری شده	داده‌های شبیه‌سازی (%)	خطا
T _B	°C	۳۶۰/۲۳	۳۲۶/۵۷	۰/۶۵
T _D	°C	۵۴۶	۵۴۶/۰۲	۰/۰
m _f	kg s ⁻¹	۸	۷/۶۷	۰/۹۲
η	%	۳۳/۴۳	۳۰/۷۹	۱/۷۶

جدول ۶ - مقایسه بین داده‌ها و کد شبیه‌سازی سیکل بخار

پارامتر	واحد	داده‌های اندازه‌گیری شده	داده‌های شبیه‌سازی (%)	خطا
h ₁	kJ/kg	۲۰۶/۷۷	۲۰۳/۰۶	۱/۸
h ₄	kJ/kg	۶۶۷/۸۶	۶۶۶/۴۵	۰/۲۱
h ₇	kJ/kg	۲۹۰/۷/۹	۲۸۳۲/۹	۲/۶
h ₈	kJ/kg	۶۶۸/۸۳	۶۷۲/۹۶	۰/۶۲
h ₁₃	kJ/kg	۳۴۳۶/۳۵	۳۴۳۷/۶	۰/۰۳
T _E	°C	۶۰۳/۹۴	۵۹۴/۱۷	۱/۶
T _F	°C	۵۵۷/۵۵	۵۶۲/۱۳	۰/۸۲
T _G	°C	۴۹۴/۲۳	۴۹۷/۱۳	۰/۵۸
T _H	°C	۳۱۷/۳۸	۳۱۰/۳۶	۲/۲۱
T _I	°C	۲۴۴/۸۷	۲۴۱/۱۵	۱/۲۳
T _K	°C	۲۴۲/۳۶	۲۳۹/۴۱	۱/۲



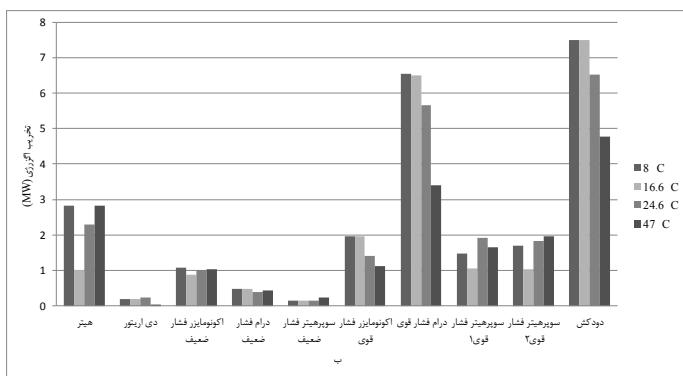
شکل ۵ - میزان انتقال حرارت منتقل شده در هر جزء از بویلر با زیاب در دماهای مختلف



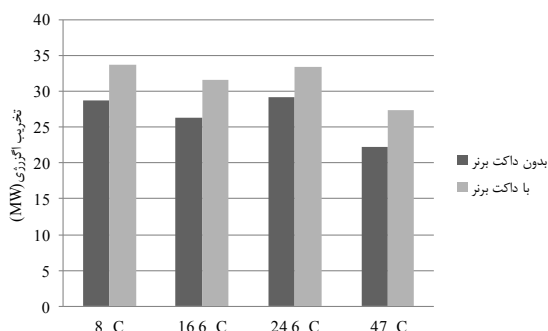
شکل ۶ - تخریب اگزورژی ویژه در اجزاء بویلر با زیاب در دماهای مختلف

۸-۲- نتایج آنالیز اثرات گازهای آلاینده بر محیط زیست

در شکل ۷ و ۸ میزان تولید CO و NO_x در بارهای جزئی نشان داده شده‌اند، با کارکرد نیروگاه سیکل ترکیبی در بارهای جزئی، میزان تولید این آلاینده‌ها به دلیل احتراق ناقص افزایش می‌یابد. با افزایش دمای محیط نیز میزان تولید NO_x افزایش یافته ولی میزان تولید CO کاهش خواهد یافت.



شدن از نقطه‌ی طراحی، میزان این تخریب اگزورژی افزایش می‌یابد. در دمای ۴۷°C به دلیل نزدیک شدن دمای جریان گرم و سرد، میزان تخریب اگزورژی دوباره کاهش می‌یابد.

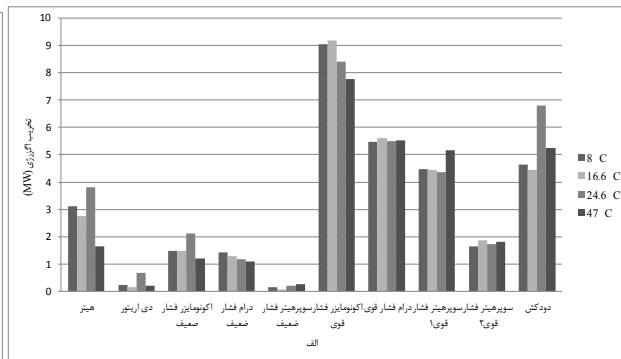


شکل ۴ - مقایسه اتلاف اگزورژی در بویلر با زیاب برای حالت همراه و بدون مشعل اضافه

حال اگر اگزورژی از دست‌رفته در بویلر با زیاب را به انتقال حرارت منتقل شده در هر جزء ارزیابی شود، پارامتری به‌عنوان اگزورژی از دست‌رفته ویژه به‌صورت رابطه (۱۲۲) تعریف می‌شود:

$$\dot{\delta} = \frac{\dot{E}X_{D,HRSG}}{Q_k} \quad (122)$$

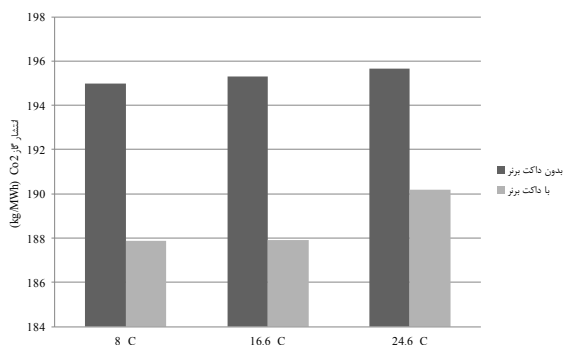
نتایج به‌دست‌آمده در شکل ۵ و ۶ نشان می‌دهد که در سوپر هیتر فشار ضعیف، فرآیند انتقال حرارت به اندازه کافی کارآمد نیست. همچنین در دمای محیط ۱۶/۶°C، میزان تخریب اگزورژی ویژه در سوپر هیتر فشار ضعیف تا حدودی کاهش یافته است. این کاهش در دمای محیط ۱۶/۶°C به‌واسطه‌ی نزدیک شدن به نقطه‌ی طراحی است.



شکل ۳ - نحوه تغییرات اتلاف اگزورژی در اجزاء بویلر با زیاب با تغییرات دمای محیط الف - با مشعل اضافه ب - بدون مشعل اضافه

شده چه در حالت عملکردی سیکل با مشعل اضافه و چه در حالت بدون مشعل اضافه افزایش می‌یابد؛ ولی میزان این افزایش در حالت عملکردی سیکل با مشعل اضافه، بیشتر از زمانی است که بدون مشعل اضافه عمل می‌کند، از طرفی میزان افزایش تولید CO_2 از $8/5^\circ C$ تا $16/6^\circ C$ در حالت با مشعل اضافه، خیلی کمتر از افزایش میزان آن از $16/6^\circ C$ تا $24/6^\circ C$ است؛ زیرا کاهش تولید توان در توربین گاز به صورت خطی با دما تغییر نمی‌کند.

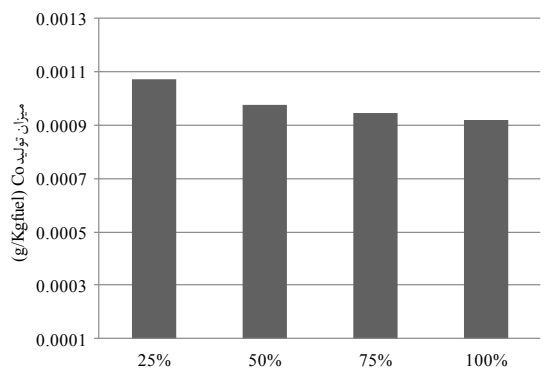
شکل ۱۱، نشان می‌دهد که میزان انتشار CO_2 نرمال شده در سیکل توربین گازی، وابستگی بیشتری به تغییر بار نسبت به سیکل ترکیبی دارد. چنانچه مشاهده می‌شود، میزان تولید CO_2 نرمال شده در سیکل ترکیبی تقریباً میزان ثابتی است.



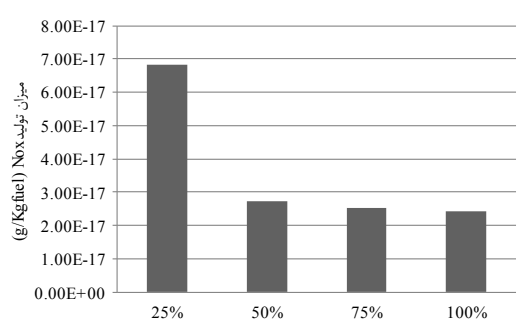
شکل ۱۰- میزان انتشار گاز CO_2 در دو حالت همراه و بدون مشعل اضافه در دماهای مختلف در بار ۱۰۰٪

از دو شکل ۱۰ و ۱۱، می‌توان نتیجه گرفت که در حالت عملکردی سیکل ترکیبی با مشعل اضافه که میزانی از انتشار گاز دی‌اکسید کربن را به خود اختصاص می‌دهد با توجه به افزایش میزان کار تولیدی، میزان انتشار گاز CO_2 نرمال شده، کاهش چشم‌گیری نسبت به حالت سیکل توربین گازی و در حالت بدون مشعل اضافه دارد؛ در نتیجه مشعل اضافه برخلاف انتظار، نقش مفید و مؤثری در کاهش میزان CO_2 نرمال شده دارد. از شکل ۱۱، همچنین می‌توان نتیجه گرفت که بهره‌برداری از نیروگاه در بارهای جزئی برای سیکل ترکیبی، از نکته نظر میزان انتشار CO_2 مناسب‌تر است؛ زیرا، در مقایسه با سیکل توربین گازی، خسارت چندانانی را به محیط‌زیست وارد نمی‌کند؛ این در حالی است که در صورت بهره‌برداری از

نتایج حاصل از شکل ۹، میزان انتشار گاز CO_2 را نشان می‌دهد که استفاده از نیروگاه سیکل ترکیبی، نقش بسزایی در کاهش میزان انتشار گاز CO_2 نرمال شده دارد، به طوری که در مقایسه با سیکل گازی انتشار آن را $158/67 \frac{kg}{MWh}$ کاهش می‌دهد.



شکل ۷- تولید CO در اتاق احتراق در بارهای جزئی

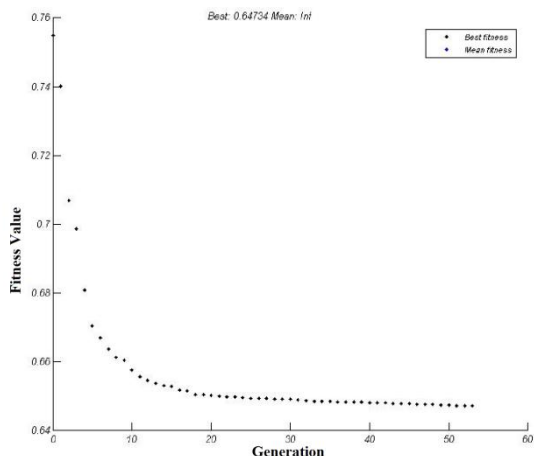


شکل ۸- تولید NO_x در اتاق احتراق در بارهای جزئی



شکل ۹- میزان انتشار گاز CO_2 در سیکل ترکیبی و سیکل توربین گازی

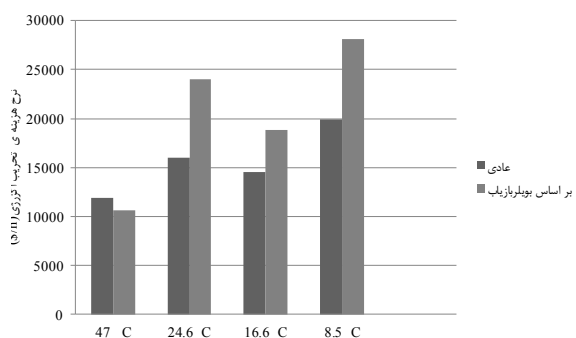
با افزایش دما در شکل ۱۰ به دلیل کاهش تولید به خصوص در سیکل توربین گازی، میزان تولید CO_2 نرمال



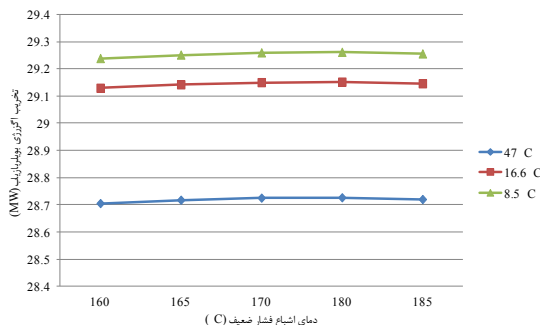
شکل ۱۷- بهینه‌سازی کل سیکل ترکیبی برمبنای بویلرباز یاب در دمای محیط $16/6^{\circ}C$

مقادیر بهینه نیروگاه با کارکرد عادی آن در زیر با یکدیگر مقایسه شده است.

در شکل ۱۸، مشاهده می‌شود که برای افزایش راندمان اگزرژی در بویلرباز یاب و کل سیکل، باید هزینه‌ها افزایش یابند؛ دلیل این امر، نبود قید اقتصادی برای تابع هزینه است. همچنین مشاهده می‌شود، دمای محیط $47^{\circ}C$ کمترین هزینه را دارا است و در حالت بهینه نیز، این میزان به مقدار $44/8\%$ کاهش یافته است.



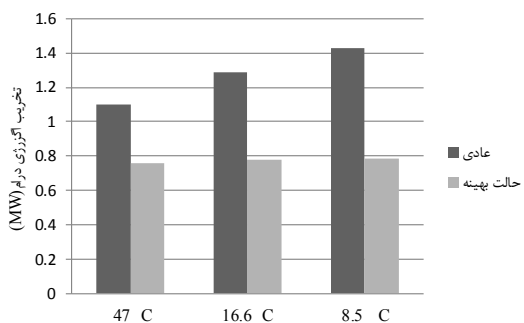
شکل ۱۸- مقایسه نرخ هزینه کل سیکل ترکیبی باحالت بهینه



شکل ۱۵- نحوه تغییرات تخریب اگزژی در بویلرباز یاب با دمای اشباع بویلر فشار ضعیف

در شکل ۱۵، دمای اشباع بویلر فشار ضعیف روی تخریب اگزژی بویلرباز یاب، تأثیر زیادی ندارد و این نشان‌دهنده تلفات اگزرژی در سمت گاز است؛ زیرا با توجه به آنالیز اگزرژی صورت گرفته، درام فشار ضعیف $5/9\%$ از تخریب اگزژی بویلرباز یاب را به خود اختصاص می‌دهد.

شکل ۱۶، نشان می‌دهد که با توجه بهینه‌سازی صورت گرفته‌شده، میزان تخریب اگزژی در بویلر کاهش یافته، با افزایش دما این میزان تقریباً ثابت است.

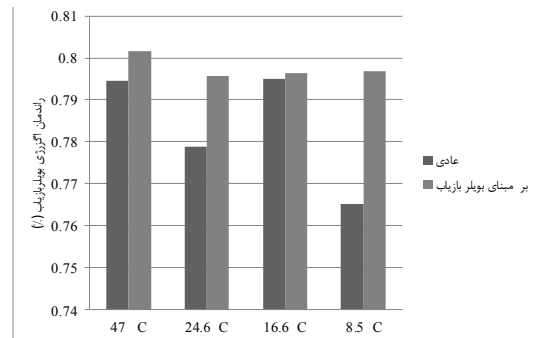


شکل ۱۶- نحوه تغییرات تخریب اگزژی در درام در حالت بهینه و حالت عادی نیروگاه

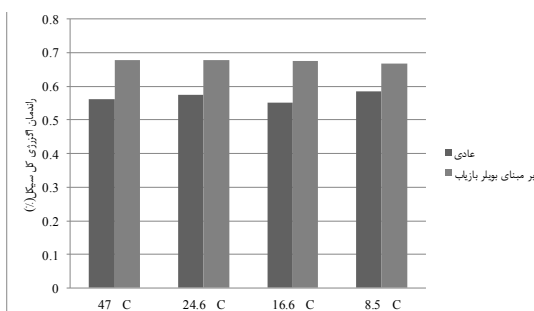
نتایج حاصل از بهینه‌سازی تک هدفه سیکل ترکیبی بر مبنای بویلرباز یاب، در شکل ۱۷ نشان داده شده است.

جدول ۷ - میانگین پارامترهای تصمیم از بهینه‌سازی سیکل

ترکیبی در دمای محیط ۲۴/۶ °C			
مقادیر بهینه	مقادیر واقعی	واحد	پارامترهای بهینه‌سازی
۸/۱	۶/۳	bar	فشار دی اریتور
۲/۶۸	۵	%	افت فشار سرد اتاق احتراق
۲/۶۷	۳	kPa	افت فشار بویلر باز یاب
۸۹/۷	۸۵	%	راندمان کمپرسور
۱۷	۱۱	-	نسبت فشار کمپرسور
۱۵۴۷	۱۳۳۳/۳	K	دمای ورودی به توربین گاز
۲/۶	۵	%	افت فشار سرد داخل مشعل اضافه
۸۹/۸	۸۶	%	راندمان توربین گاز
۹۶/۰۲	۹۵	%	راندمان مشعل اضافه
۷۹۵/۷	۷۹۶	K	دمای خروجی از بویلر باز یاب
۸/۶۵	۸/۶۷	bar	فشار خروجی بویلر باز یاب
۸۹/۱۳	۷۸	%	راندمان توربین بخار
۲۵	۱۴	kPa	فشار کندانسور
۸۷	۸۲	%	راندمان پمپ فشارقوی
۳/۰۲۲	۱۹/۱	°C	دمای ابروج فشار ضعیف
۳/۳۶	۶	°C	دمای ابروج فشارقوی
۱۰/۴۱	۱۰	°C	اختلاف دمای آب سرد و گرم
۲۷۹/۰۱	۱۸۰	°C	دمای اشباع بویلر فشار ضعیف
۳۹۰	۳۰۶	°C	دمای اشباع فشارقوی
۳/۴۲	۷/۸	°C	دمای پینچ فشارقوی
۳/۲۵	۲۱	°C	دمای پینچ فشار ضعیف
۸۹	۷۹	%	راندمان پمپ فشار ضعیف
۶۷/۹۰	۵۷/۵۶	%	راندمان اگزرژی سیکل ترکیبی
۷۶۷۸۵	۶۷۰۶۹	\$h ⁻¹	هزینه



شکل ۱۹ - مقایسه راندمان اگزرژی بویلر باز یاب با حالت بهینه



شکل ۲۰ - مقایسه راندمان اگزرژی کل سیکل با حالت بهینه

راندمان اگزرژی بویلر باز یاب نیز در این دما، به حداکثر مقدار خود رسیده است (شکل ۱۹)، بهینه‌سازی در این دما، راندمان اگزرژی آن را به میزان ۰/۸۸٪ افزایش داده است؛ این در حالی است که راندمان کل سیکل در شکل ۲۰، به میزان ۲۰/۵٪ افزایش یافته است.

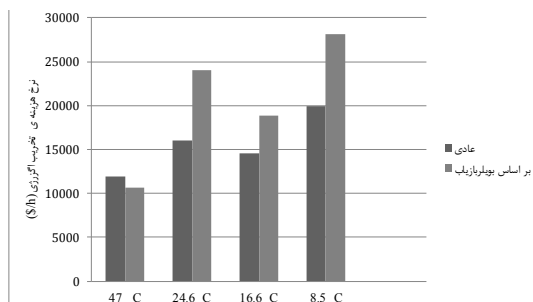
در جدول ۷، مشاهده می‌شود که پارامترهای دمای خروجی از اتاق احتراق، نسبت فشار کمپرسور، دمای پینچ و فشار کندانسور از پارامترهایی هستند که در بهینه‌سازی با مقدار کارکرد عادی خود متفاوت هستند.

نتایج نشان می‌دهد با افزایش ۱۴/۴۸٪ هزینه‌ها، می‌توان راندمان اگزرژی کل سیکل را به میزان ۱۷/۹۶٪ و راندمان اگزرژی بویلر باز یاب را به اندازه‌ی ۲/۱۴٪ افزایش داد.

در شکل ۲۱، مشخص می‌شود که تنها تابع هدف در دمای محیط ۴۷°C، میزان تخریب اگزرژی در کل سیکل از میزان آن در حالت بهینه نیروگاه کاهش یافته است. با افزایش دمای محیط همان‌طور که مشاهده می‌شود، در دو دمای محیط ۱۶/۶ و ۴۷°C، میزان تخریب اگزرژی چه در حالت بهینه و

۹۵/۹۲	%	راندمان مشعل اضافه
۷۹۸/۲۸	K	دمای بخار خروجی از بویلربازیاب
۸/۷۳	MPa	فشار ورودی به توربین بخار
۸۹/۲۳	%	راندمان توربین بخار
۲۶	kPa	فشار کندانسور
۸۹/۹۹	%	راندمان پمپ فشارقوی
۳/۴	°C	دمای اپروچ فشار ضعیف
۳/۰۹	°C	دمای اپروچ فشارقوی
۹/۰۹	°C	اختلاف دمای بین آب سرد و گرم
۱۸۱/۹	°C	دمای اشباع بویلر فشار ضعیف
۲۹۰	°C	دمای اشباع فشارقوی
۳/۷۹	°C	دمای پینچ فشارقوی
۳/۱	°C	دمای پینچ فشار ضعیف
۸۶/۱۶	°C	راندمان پمپ فشار ضعیف
۴۷/۸۸۲	°C	دمای محیط
۵۸۴/۰۲	°C	دمای ورودی به بویلربازیاب
۰/۰۱۶۴	kgs ⁻¹	دبی جرمی مشعل اضافه
۷۹/۹۱	%	راندمان اگزرژی بویلربازیاب
۶۸/۲۰	%	راندمان اگزرژی کل سیکل
۴۱۸۲۴	\$h ⁻¹	هزینه‌ی کل نیروگاه

چه در حالت عادی، از دماهای مختلف کمتر است. دمای محیط ۱۶/۶°C، نزدیک به دمای طراحی نیروگاه است.



شکل ۲۱ - میزان هزینه تخریب اگزرژی با حالت بهینه

با در نظر گرفتن دمای محیط به عنوان یک متغیر تصمیم دمای بهینه برای بویلربازیاب با توجه به تابع هدف در نظر گرفته شده به دست می‌آید.

نتایج حاصل، نشان می‌دهند که در دمای محیط برابر ۴۷/۸۸°C و بهترین دمای ورودی به بویلربازیاب ۵۸۴°C است که با توجه به پارامترهای تصمیم سیکل گازی تعیین شده، با توجه به جدول ۸، می‌توان با استفاده از این داده‌ها مشعل اضافه را از مدار خارج کرد. در این بهینه‌سازی با توجه به هدف تعیین شده، یعنی افزایش راندمان اگزرژی کل سیکل افت فشار بویلربازیاب، در حداقل ممکن خود قرار گرفته است؛ در نتیجه می‌توان دلیل کاهش تخریب اگزرژی در شکل ۵ و هزینه تخریب اگزرژی در شکل ۲۱ را کارکرد بویلربازیاب حرارتی در دمای بهینه خود دانست که راندمان اگزرژی بالاتری، نسبت به دیگر دماهای دیگر محیط دارد.

جدول ۸ - بهینه‌سازی بویلربازیاب با توجه به دمای محیط به عنوان متغیر تصمیم

پارامترهای بهینه‌سازی	واحد	دمای محیط به عنوان متغیر
فشار دی اربتور	bar	۸/۵
افت فشار سرد مشعل اضافه	%	۲/۸۹
افت فشار بویلربازیاب	kPa	۲/۶
راندمان کمپرسور	%	۸۸/۷۷
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۶/۲۷
دمای ورودی به توربین گاز	K	۱۵۴۶/۳۲
افت فشار سرداتاق احتراق	%	۲/۸۹
راندمان توربین گاز	%	۸۹/۹۵

۳-۲-۸- نتایج حاصل از بهینه‌سازی بر مبنای

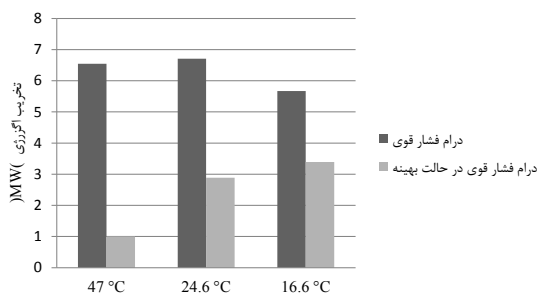
بویلربازیاب با دمای اشباع بهینه‌ی درام

برای محاسبه دمای بهینه سیکل ترکیبی، اگر دمای محیط را به عنوان متغیر تصمیم در نظر گرفته شود، دمای بهینه‌ی سیکل ترکیبی ۳۲/۸۹°C است.

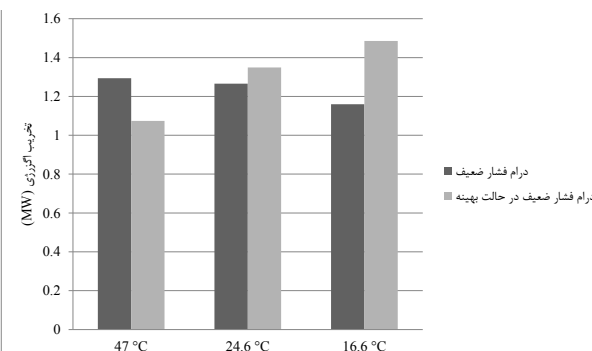
با توجه به اینکه نیروگاه دماوند در میانگین دمایی سال، ۲۴/۴°C قرار دارد بر مبنای همین در این دما، حالت کارکرد واقعی نیروگاه را با حالت بهینه آن مقایسه می‌شود. نیروگاه دماوند در این دما، دارای راندمان اگزرژی ۵۶/۵٪ با هزینه ۶۷۰۶۹ دلار بر ساعت در حال کار است اگر نقاطی از منحنی پرتو که دارای هزینه‌ای کمتر و راندمانی بیشتر از این میزان است، در نظر گرفته شود؛ آنگاه میانگین راندمان و هزینه در این نقاط، به صورت جدول ۷ خواهد بود.

نتایج جدول ۹، نشان می‌دهد که با کاهش ۴۲/۴۳٪ هزینه‌ها می‌توان، راندمان اگزرژی را به اندازه‌ی ۳/۰۴٪ افزایش داد.

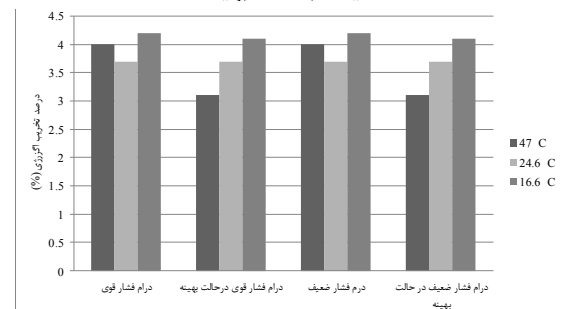
شکل ۲۵، نشان می‌دهد که تابع هدف توانسته است به‌خوبی هزینه‌ها را کاهش دهد و با مقایسه با شکل ۲۰ در همه حالت، راندمان اگزرژی کل سیکل افزایش داشته است. البته میزان کاهش و افزایش راندمان و هزینه‌ها، وابسته به دمای محیط بوده، برای هر دمایی پارامترهای تصمیم وابسته به دما به‌دست‌آمده است.



شکل ۲۲ - میزان تخریب اگزرژی در درام فشارقوی در مقایسه باحالت بهینه



شکل ۲۳ - میزان تخریب اگزرژی در درام فشار ضعیف در مقایسه باحالت بهینه

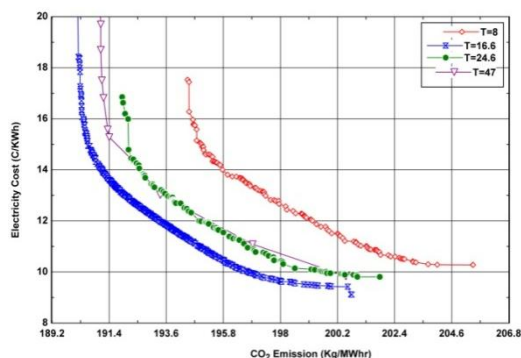


شکل ۲۴ - درصد تخریب اگزرژی در درام فشارقوی و ضعیف در مقایسه باحالت بهینه

جدول ۹ - میانگین پارامترهای تصمیم از بهینه‌سازی سیکل ترکیبی در دمای محیط ۲۴/۶ °C

پارامترهای بهینه‌سازی	واحد	مقادیر واقعی	مقادیر بهینه
فشار دی اربتور	bar	۶/۳	۶/۳
افت فشار سرد اتاق احتراق	%	۵	۴/۲
افت فشار بویلر باز یاب	kPa	۳	۴/۹
راندمان کمپرسور	%	۸۵	۸۶/۲
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۱	۱۸
دمای ورودی به توربین گاز	K	۱۳۳۳/۳	۱۴۸۵
افت فشار سرد داخل مشعل اضافه	%	۵	۳/۷
راندمان توربین گاز	%	۸۶	۸۶/۳
راندمان مشعل اضافه	%	۹۵	۹۶/۷
دمای خروجی از داکت	K	۸۶۹	۸۷۱/۷
فشار خروجی از بویلر باز یاب	bar	۸/۶۷	۹/۹۳
راندمان توربین بخار	%	۷۸	۸۸/۹۳
فشار کندانسور	kPa	۱۴	۴۹
راندمان پمپ فشارقوی	%	۸۲	۸۹
دمای اپروچ فشار ضعیف	°C	۱۹/۱	۷/۲۷
دمای اپروچ فشارقوی	°C	۶	۱۰/۰۳
اختلاف دمای آب سرد و گرم	°C	۱۰	۱۰/۱۰
دمای پینچ فشارقوی	°C	۷/۸	۱۷/۷۹
دمای پینچ فشار ضعیف	°C	۲۱	۶
راندمان پمپ فشار ضعیف	%	۷۹	۸۴
راندمان اگزرژی سیکل ترکیبی	%	۵۷/۵۶	۶۰/۶
هزینه	\$h ⁻¹	۶۷۰۶۹	۳۸۶۰۵

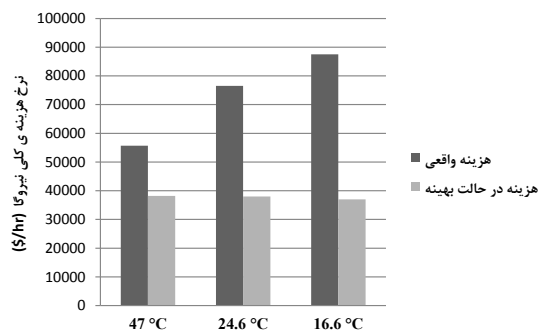
در این بهینه‌سازی، میزان تخریب اگزرژی در دو درام فشارقوی و فشار ضعیف، مورد بررسی قرار گرفته شد و مشخص گردید که با تعیین دمای اشباع با توجه به رابطه ۱۲۱، میزان این تغییر پارامتر روی تخریب اگزرژی درام فشارقوی، تأثیر بسزایی دارد (شکل ۲۲)؛ ولی تخریب اگزرژی، درام فشار ضعیف را کاهش نمی‌دهد (شکل ۲۳). این درحالی که است که درصد تخریب اگزرژی در هر دو جزء از بویلر باز یاب و راندمان اگزرژی کاهش یافته است (شکل ۲۴).



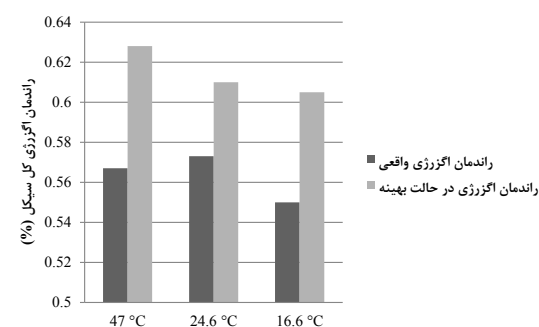
شکل ۲۷ - منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی در دماهای مختلف

شکل ۲۷، بهینه‌سازی سیکل ترکیبی براساس راندمان اگزرژی و هزینه‌ی تولید برق نشان می‌دهد، دمای محیط 16.6°C دارای بهترین منحنی پرتو در میان دماهای دیگر محیط است؛ دلیل این امر، همان‌طور که گفته شد، به‌واسطه‌ی کارکرد مناسب سیکل در این دما است که می‌توان این دما را دمای طراحی سیکل نام برد که تمامی اجزاء دارای بهترین عملکرد هستند.

در دمای محیط 47°C ، نیروگاه از لحاظ تابع هزینه تعریف‌شده (هزینه‌های نگهداری، تولید آلودگی و تخریب اگزرژی) و نیز راندمان اگزرژی کل سیکل در حالت قابل قبولی قرار دارد و این روند، به‌طور متعادلی تا راندمان اگزرژی $66/5\%$ هم ادامه می‌یابد؛ در نتیجه می‌توان گفت، نیروگاه سیکل ترکیبی در دمای محیط 47°C در حالت عملکردی مناسبی قرار دارد. همان‌طور که بیان شد، بویلر باز یاب در دمای نزدیک به این میزان، دارای بهترین عملکرد خود است. مشاهده می‌شود، بویلر باز یاب به‌عنوان یکی از اجزاء سیکل مهم سیکل ترکیبی، تأثیر خود را روی کل سیکل ترکیبی گذاشته است و منحنی پرتو دمای محیط 47°C بعد از دمای محیط 16°C ، دارای بهترین ارزش پارامترهای سیکل ترکیبی است.



شکل ۲۵ - مقایسه هزینه کل نیروگاه در حالت واقعی با حالت بهینه

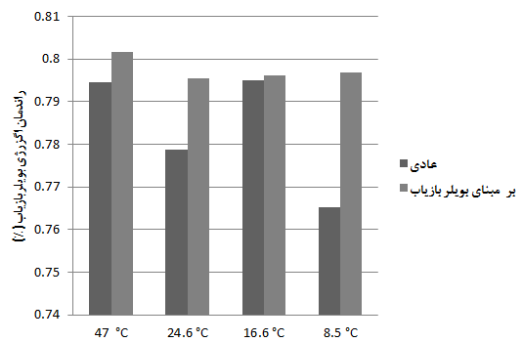


شکل ۲۶ - مقایسه راندمان اگزرژی واقعی کل سیکل با حالت بهینه

همان‌طور که در شکل ۲۶ مشخص است، در حالت واقعی دمای محیط $24/6^{\circ}\text{C}$ با توجه به نزدیک بودن به دمای بهینه کل سیکل به‌دست‌آمده با توجه به توابع هدف، راندمان اگزرژی بالاتری، نسبت به دیگر نقاط در حالت واقعی را دارا است.

کاهش هزینه‌ها در دمای محیط $16/6^{\circ}\text{C}$ ، به میزان $60/8\%$ بوده است و راندمان اگزرژی کل سیکل، به میزان $8/8\%$ افزایش نشان می‌دهد. بالا بودن هزینه‌ها در این دما، به‌واسطه تولید آلاینده‌ها NO_x و CO است.

۳-۳-۸- نتایج حاصل از بهینه‌سازی کل سیکل ترکیبی بهینه‌سازی برای سیکل ترکیبی به همراه بویلر باز یاب با توجه به توابع تعریف شده در قسمت‌های قبل صورت می‌گیرد. بهینه‌سازی در دمای ثابت ($16/6^{\circ}\text{C}$ ، $8/5^{\circ}\text{C}$ ، $16/6^{\circ}\text{C}$ ، $32/6^{\circ}\text{C}$ و 47°C) و بار دیگر با در نظر گرفتن دمای محیط به‌عنوان یک متغیر تصمیم انجام شده است.



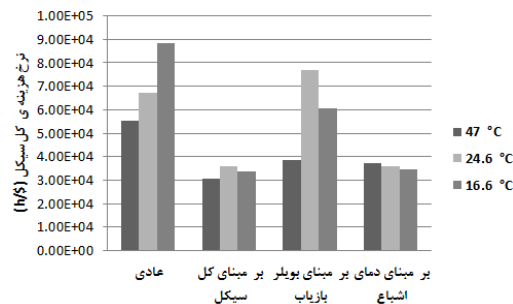
شکل ۳۰ - مقایسه افزایش راندمان آگزرژی بویلر بازیاب بر اساس بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده

با توجه به اینکه در کلیه بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده، محدوده پارامترهای تصمیم ثابت است؛ در نتیجه می‌توان عامل بهبود وضعیت افزایش راندمان آگزرژی را به واسطه افزایش دمای محیط دانست.

شکل ۳۰، تأثیر هر یک از توابع هدف روی راندمان آگزرژی را نشان می‌دهد. الگوریتم ژنتیک بر اساس توابع هدف مشخص شده، پارامترها را به گونه‌ای تغییر می‌دهد تا هدف‌های مورد نظر در ماکسیمم و مینیمم خود قرار گیرند؛ در این حالت مشخص می‌شود، افزایش راندمان آگزرژی کل سیکل بر مبنای بهینه‌سازی کل سیکل، مستلزم افزایش راندمان بویلر بازیاب نیست.

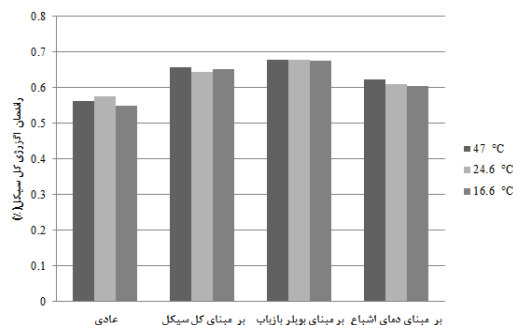
بهینه‌سازی با تابع هدف راندمان آگزرژی و میزان تولید CO₂، تنها یک نقطه بهینه مشخص می‌شود که راندمان آگزرژی سیکل در دمای ۴۷ °C برابر ۶۲/۶٪ میزان تولید $\frac{kg}{MWh}$ ۲۰۲، هزینه ۴۹۴۷۰ دلار بر ساعت و راندمان آگزرژی بویلر بازیاب ۷۷/۸۳٪ حاصل شد.

بهینه‌سازی از دیدگاه گرمایش زمین با دو تابع هدف، میزان انتشار CO₂ نرمال شده و قیمت برق تولید در دماهای مختلف صورت پذیرفت که در شکل ۳۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۳۱ نشان داده شده است، از دیدگاه انتشار گاز CO₂ دمای طراحی سیکل ترکیبی، دارای بهترین منحنی پرتو در میان دماهای دیگر است. سیکل ترکیبی در دماهایی که بهترین راندمان آگزرژی را دارا باشند، از دیدگاه انتشار گاز CO₂ نیز، دارای بهترین عملکرد است و میزان انتشار این گاز آلاینده را کاهش می‌دهد.



شکل ۲۸ - مقایسه هزینه‌ها بر اساس بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده

همان‌طور که از شکل ۲۸ مشخص می‌شود، بهینه‌سازی دو هدفه بر اساس راندمان آگزرژی و قیمت برق تولیدی، هزینه‌ها را به بهترین نحو کاهش داده است و از طرفی با توجه به نوع تابع هدف تعیین شده، می‌توان دریافت که بهینه‌سازی بر مبنای بویلر بازیاب در دمای محیط ۴۷ °C توانسته است، میزان هزینه‌ها را به‌طور مطلوب کاهش داده، راندمان سیکل و بویلر بازیاب را افزایش دهد.



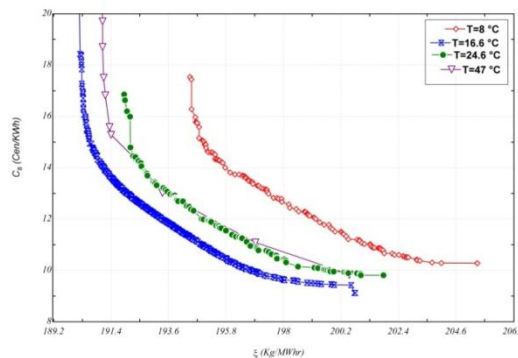
شکل ۲۹ - مقایسه افزایش راندمان آگزرژی کل سیکل بر اساس بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده

همان‌طور که در شکل ۲۹ نشان داده شده است، بهینه‌سازی بر مبنای کل سیکل ترکیبی، راندمان کل سیکل را با توجه به حداقل هزینه‌ها در حد مطلوبی افزایش داده است.

طرفی با داشتن راندمان اگزرژی بالا، میزان انتشار گاز CO₂ در حد مطلوبی قرار می‌گیرد.

فهرست علائم

AP	نقطه‌ی ابروج °C
C	قیمت بر واحد اگزرژی \$/MJ
C _p	گرمای ویژه J/(kg.K)
Ĉ _D	قیمت تخریب اگزرژی \$/h
c _f	قیمت سوخت \$/MJ
ex	اگزرژی ویژه kJ/kg
Ė _x	نرخ جریان اگزرژی MW
Ė _{x_D}	نرخ تخریب اگزرژی MW
GTIT	دمای ورودی به توربین گاز K
h	آنتالپی ویژه kJ/kg
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت kJ/kg
ṁ	دبی جرمی kg/s
P	فشار MPa
P.P	نقطه‌ی پینچ °C
P _{dear}	فشار دی‌اریتور kPa
P _{main}	فشار بخار اصلی bar
Q	گرما kJ
R	ثابت گازها kJ/kgK
S	آنتروپی ویژه kJ/kg
T	دما K یا °C
T _{pz}	دما ناحیه اولیه اتاق احتراق K
T _{sat}	دمای بخار اشباع K
Ẇ	نرخ کار MW
x	کیفیت بخار %
Ẑ	نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری \$/h
Z _k	قیمت خرید هر جزء \$
نشانه‌ها	
γ	گرمای ویژه
ε	انتشار CO ₂ بر واحد کار خروجی kgco ₂ /(MWh)
η	راندمان
φ	ضریب تعمیر و نگهداری
ξ	اگزرژی شیمیایی



شکل ۳۱ - منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی از دیدگاه انتشار گاز CO₂ در دماهای مختلف محیط

۹- نتیجه‌گیری

در این مدل، ترمودینامیک از سیکل ترکیبی نتایج آنالیز اگزرژی نشان دادند که اتاق احتراق به‌واسطه اختلاف دمای زیاد بین جریان سرد و گرم و نیز به دلیل فرآیند احتراق، بیشترین تخریب اگزرژی را در بین اجزاء نیروگاه دارد. سیکل ترکیبی با کارکرد دربارهای نامی میزان تولید آلاینده‌های ناکس و منواکسید کمتری، نسبت به بارهای نسبی تولید می‌کند. استفاده از نیروگاه سیکل ترکیبی، نقش بسزایی در کاهش میزان انتشار گاز CO₂ نرمال شده دارد، به‌طوری‌که در مقایسه با سیکل گازی، میزان انتشار آن را ۱۵۸/۶۷ kg/MWh کاهش می‌دهد. در صورت بهره‌برداری از نیروگاه دربارهای جزئی در حالتی که فقط سیکل توربین گازی در مدار باشد، خسارت زیست‌محیطی بیشتر به محیط‌زیست وارد می‌شود. مشعل اضافه برخلاف انتظار، نقش مفید و مؤثری در کاهش میزان CO₂ نرمال شده دارد. در بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده بهینه‌سازی بر اساس کل سیکل در کلیه دماها، توجه اقتصادی دارد و از دیگر بهینه‌سازی‌های صورت گرفته شده، راندمان اگزرژی کل سیکل و هزینه‌ی مناسب‌تری را در بردارد.

همچنین باید توجه داشت که برای یک سیکل نمی‌توان در دماهای مختلف یک پارامتر تصمیم در نظر گرفت، بلکه پارامترهای تصمیم متناسب با دما باید تعیین شوند.

در بهینه‌سازی بر اساس انتشار گاز دی‌اکسید کربن نرمال شده، برحسب قیمت برق تولید مشخص شد که در دمای طراحی، میزان انتشار این گاز در حداقل ممکن قرار دارد و از

PP	نقطه‌ی پینچ	ψ	راندمان اگزرژی
r	نسبت فشار		زیرنویس‌ها
ref	مرجع	A	هوا
ST	توربین بخار	ambi	محیط
Total	کل	AC	کمپرسور هوا
w	کار	CC	اتاق احتراق
0	شرایط مرجع محیطی	CCPP	نیروگاه سیکل ترکیبی
		CEP	پمپ کندانسور
		Cond	کندانسور
		CPH	پیش گرم کن آب
		CRF	هزینه سرمایه‌گذاری
		D	تخریب
		DB	مشعل اضافه
		e	شرایط خروجی
		ex	اگزرژی
		env	محیط زیست
		F	سوخت
		FW	تانک ذخیره
		BFP	پمپ آب تغذیه
		g	گازهای حاصل از احتراق
		GT	توربین گاز
		HP	فشارقوی
		HPC1	اکونومایزر فشار ضعیف
		HPC2	اکونومایزر فشارقوی
		HPD	درام فشارقوی
		HPS1	سوپر هیتر فشار ضعیف
		HPS2	سوپر هیتر فشارقوی شماره ۲
		HPS3	سوپر هیتر فشارقوی
		HRSG	بویلر بازایاب حرارتی
		i	نرخ بهره
		in	شرایط ورودی
		is	ایزنتروپیک
		k	جزء
		L	افت
		LP	فشار ضعیف
		LPD	درام فشار ضعیف

مراجع

[1] Roosen P, Uhlebruck S, Lucas K (2003) Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs. International Journal of Thermal Sciences 42 : 553–560

[2] Kotas TJ, (1985) The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, London.

Szargut J, DR Morris, Steward FR (1988) Exergy [3] Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes. Hemisphere, New York.

[4] M, Moran (1989) Availability analysis. A Guide to Efficient Energy Use. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ .

[5] Faiaschi D, Manfrida G (1998) Exergy analysis of semi-closed gas turbine combined cycle (SCGT/CC). Energy conversion and management, 39: 1643 – 1652.

[6] Dincer I, Al-Muslim H (2001) Thermodynamic analysis of reheats cycle steam power plants. Int J Energy Res 25: .727–739

[7] Dincer I, Rosen MA (2003) Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. Appl Therm Eng 23: 643–658.

[8] Ameri M, Ahmadi P, Hamidi A, (2008) Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. Energy Res 10: 1002-1495.

[9] Ameri M, Ahmadi P, Khanmohammadi S (2008) Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. Int J Energy Res , 32: 175-183.

[10] Sahoo PK (2008) Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming. Applied Thermal Engineering 28: 1580-1588.

[11] Haseli Y, Dincer I, Naterer GF (2008) Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy. International Journal of Heat and Mass Transfer 51: 2462-2470.

[12] پوریا احمدی- سپهر صنایع (دی ماه ۱۳۸۸) مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه سازی چند هدفه نیروگاه سیکل ترکیبی با

- [25] Ahmadi P, Dincer I, Rosen M.A (2011) Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm. *Energy* 36: 5886-5898.
- [26] Dincer I (2002) On energetic, exergetic and environmental aspects of drying systems. *International Journal of Energy Research* 26: 717-727.
- [27] Barzegar Avval H (2010) Thermo-economic-environmental multi-objective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm. *International Journal of Energy Research* 35: 389-403.
- [28] Lefebvre A, Dilip R, Ballal (2010) *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions*. 3rd Edition, CRC Press.
- [29] Rosen MA, Dincer I (2003) Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Appl Therm Eng* 23: 643-58.
- [30] Rizk NK, Mongia HC (1993) Semi analytical correlations for NO_x, CO and UHC emissions. *Journal of Engineering Gas Turbine and Power* 15: 609-612.
- [31] Guilder O L (1986) Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels. *Journal of Engineering Gas Turbine and Power* 108: 376-380.
- [32] Budzianowski WM, Miller R (2009) Towards improvements in thermal efficiency and reduced harmful emissions of combustion processes by using Recirculation of heat and mass: a Review. *Recent Patents on Mechanical Engineering* 2: 228-239.
- [33] Toffolo A, Lazzaretto A, (2004) Energy, economy and environment as objectives in multicriteria optimization of thermal system design. *Energy* 29: 1139-1157.
- مشعل اضافی با استفاده از الگوریتم ژنتیک. هفتمین همایش ملی انرژی.
- [13] Kaviri A.G at el (2012) Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm. *Energy Conversion and Management* 58: 94-103.
- [14] Casarosa C, Franco A, (2001) Thermodynamic Optimization of the Operative Parameters for the Heat Recovery in Combined Power Plants. *Thermal Sciences* 41: 43-52 .
- [15] Franco A, Russo A (2002) Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameter. *Thermal Sciences* 41: 843-859.
- [16] Bram S, De ruyck J (1996) Exergy analysis and design of mixed CO₂/steam gas turbine cycle. *Fule and energ* 37: 210-217.
- [17] Pasha A, Sanjeev J (1995) Combined cycle heat recovery steam generators optimum capabilities and selection criteria. *Heat Recovery Syst CHP* 15: 54-147.
- [18] Subrahmanyam NVRSS, Rajaram S, Kamalanathan N (1995) HRSGs for combined cycle power plants. *Heat Recovery Syst CHP* 15: 61-155.
- [19] Florida Ragland A, Stenzel W (2000) Combined cycle heat recovery optimization, ASME Proc2000, International Joint Power Generation Conference IJPGC2000, iami Beach 26-23.
- [20] De S, Biswal SK (2004) Performance improvement of a coal gasification and combined cogeneration plant by multi-pressure steam generation. *Appl Therm Eng* 24: 449-56
- [21] Ahmadi P, Dincer I (2011) Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Manageme* 52: 2286-2308
- [22] Sanjay (2011) Investigation of effect of variation of cycle parameters on thermodynamic performance of gas-steam combined cycle. *Energy* 36: 157-167.
- [23] Woudstra N, Woudstra T, Pirone A (2010) Thermodynamic evaluation of combined cycle plants Stelt TVD. *Energy Convers Manage* 51: 1099-1110.
- [24] Mansouri M (2012) Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants . *Energy Conversion and Management* 58: 47-58.