



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. به‌منظور 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.

۱- مقدمه

۱-۱- مقدمه‌ای بر اگزرژی، اگزرژی اقتصادی

مطالعات انجام گرفته در ارتباط با هزینه در سال ۱۹۸۸ توسط کتاس^۱ [۲-۱] و زارگوت^۲ [۳]، در کنفرانس‌های انجمن مهندسان مکانیک آمریکا ارائه شده است؛ همچنین موران^۳ [۴] در زمینه تحلیل اگزرژی، تحقیقات فراوانی انجام داده است که از آن جمله می‌توان، به مراجع [۵-۹] اشاره کرد.

عامری^۴ و همکاران [۸]، با انجام تجزیه و تحلیل انرژی، اگزرژی و اگزرژی اقتصادی نیروگاه بخاری و اثر تغییرات بار و دمای محیط روی تخریب اگزرژی، 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 اگزرژی 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^۵ [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 اگزرژی اقتصادی او با برنامه‌نویسی تکاملی، نشان داد که هزینه تولید برق ۹/۹٪ پایین‌تر برای مورد بهینه در ترم-های اگزرژی اقتصادی مورد پایه است. دینسر^۶ [۱۱]، درجه حرارت مطلوب در کندانسور پوسته و لوله را با توجه به اگزرژی، 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^۷ 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 اگزرژی سیکل کاهش می‌یابد و از طرفی با افزایش دمای سوپرهیتر، هم قیمت اگزرژی و هم تلفات اگزرژی بویلر بازیاب کم می‌شود. کویری^۸ 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^۹ و فرانکو^{۱۰} [۱۴]، به بررسی بهینه‌سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکرد در بویلر بازیاب با استفاده از کاهش اتلاف اگزرژی 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^{۱۱} [۱۵]، روشی را برای اگزرژی 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^{۱۲} [۱۶]، به تحلیل اگزرژی 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^{۱۳} و سانجیو^{۱۴} [۱۷]، پارامترهای مؤثر بر انتخاب بویلر بازیاب حرارتی را مطرح کردند. سوبراهامانیام^{۱۵} [۱۸]، در مورد عوامل مؤثر بر طراحی

⁷ Duct Burner

⁸ Kaviri

⁹ Casarosa

¹⁰ Franco

¹¹ Russo

¹² De ruyck

¹³ Pasha

¹⁴ Sanjeev

¹⁵ Subrahmanyam

¹ Kotas

² Szargut

³ Moran

⁴ Ameri

⁵ Sahoo

⁶ Dincer

۴-۱- مقدمه‌ای بر اثرات زیست‌محیطی و کاهش CO₂ وNO_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 انرژی 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 CO₂ 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 انرژی کل سیکل است که به علت بزرگ بودن مقدار این تابع، بی‌بعد شده است؛ تابع دیگر، میزان انتشار گاز دی‌اکسید کربن نرمال شده است. هزینه‌های در نظر گرفته‌شده در تابع هزینه، میزان تخریب انرژی، 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 هلم (m_{cond})، اختلاف دمای بین جریان آب سرد و گرم خنک‌کننده در کندانسور (ΔT_W)، دمای خروجی از بویلر بازیاب حرارتی (T_p)، فشار قسمت LP بویلر بازیاب (P_{main,LP}) و دما قسمت LP آن (T_{min,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 بازیاب دو فشاره به همراه مشعل اضافه و آنالیز تخریب انرژی و انرژی اقتصادی آن در شرایط دمایی مختلف و بررسی موارد یاد شده در اجزاء بویلر بازیاب در حالت همراه و بدون مشعل اضافه.

بویلر بازیاب بحث کرد و برای رسیدن به راندمان بالاتر سیکل ترکیبی با طراحی ارزان و مقرون‌به‌صرفه و قابل‌رقابت دست‌یافت. راگلند^۱ و استنزل^۲ [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^۳ و بیسوال^۴ [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 مختلف مولد بخار را برای تولید بخار با استفاده از زغال‌سنگ در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تخمین زدند و مورد بررسی قرار دادند. احمدی و همکاران [۲۱]، مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی از فشارهای بویلر بازیاب حرارتی انجام دادند؛ آن‌ها همچنین داده‌های خود را با سیکل ترکیبی نیروگاه نکاء برای صحت شبیه‌سازی کد نویسی کردند؛ آن‌ها همچنین برای بهینه‌سازی چندهدفه برای پیدا کردن بهینه‌سازی پارامترهای طراحی بویلر بازیاب حرارتی، دو تابع هدف برای بهینه‌سازی هزینه کل و راندمان انرژی در نظر گرفته شده است. سانجی^۵ [۲۲]، به این نتیجه رسید که تأثیر بویلر بازیاب حرارتی در تخریب انرژی از سیکل‌های پایین است و تخریب انرژی با ری‌هیتر کمتر، از بدون ری‌هیتر را نتیجه گرفت. وداسترا^۶ و همکاران [۲۳]، فشار سه‌گانه با ری‌هیتر را برای بویلر بازیاب حرارتی، از نقطه‌نظر انرژی را پیشنهاد کردند. منصور^۷ و همکاران [۲۴]، روی ترمودینامیک اقتصادی بویلر بازیاب فشار دوگانه و سه‌گانه همراه و بدون ری‌هیتر را باهم مقایسه کردند که نتایج آن‌ها نشان از کمترین تخریب انرژی در بویلر بازیاب سه فشاره همراه ری‌هیتر بود. در آنالیز اقتصادی، نتایج نشان داد که افزایش تعداد سطوح فشار بویلر بازیاب حرارتی، منجر به افزایش هزینه‌های کل می‌شود، ولی از لحاظ اقتصادی توجیه‌پذیر است.

¹ Ragland² Stenzel³ De⁴ Biswal⁵ Sanjy⁶ Woudstra⁷ Mansuori

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]:

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

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/m^3) 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
نیتروژن	۰/۵۹
دی‌اکسید کربن	۰/۰۱

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

- 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 بازیاب حرارتی.
- با توجه به نمودار پرتو، تعیین نقطه بهینه عملکردی نیروگاه با توجه به توابع هدف موردنظر.

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.

۲-۱- کمپرسور

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

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

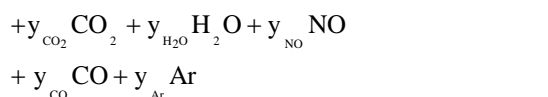
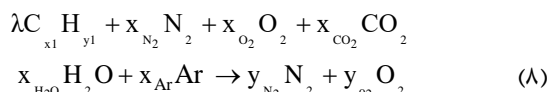
$$T_B = T_A \left(1 + \left(\frac{1}{\eta_{AC}} \right) (r^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1) \right) \quad (2)$$

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

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

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

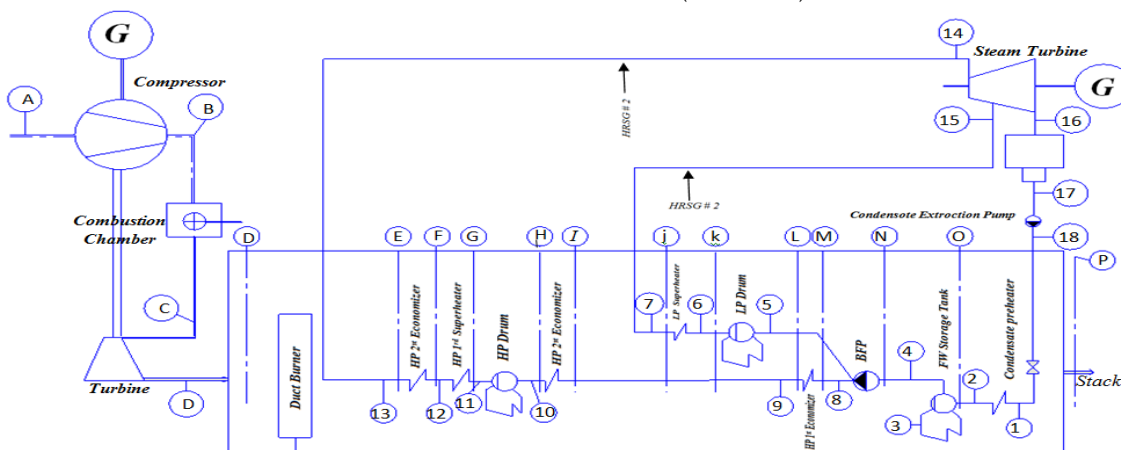
$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (13)$$



با توجه به موازنه‌ی عناصر طرفین معادله‌ی ۸ داریم:

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

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



شکل ۱- سیکل ترکیبی نیروگاه دماوند

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

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

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]:

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

کار خروجی کل سیکل توربین گازی برابر است با:

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

۲-۴- مشعل اضافه

در برخی از سیکل‌های ترکیبی گازهای داغ، قبل از بویلر بازتاب 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

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

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 اریتور

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

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

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

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

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

$$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_5h_5 \quad (32)$$

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،

چرخه‌ی 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 سوپر هیتر خواهد شد؛ بنابراین دبی جرمی در نظر گرفته شده باید کمتر از $1 \frac{kg}{s}$ [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 ۰.۹۵ [۱۲] در نظر گرفته شده است. فرمول احتراق، مانند اتاق احتراق در نظر گرفته می‌شود، با این تفاوت که نسبت سوخت مشعل اضافه به گازهای ورودی است.

۲-۵- بویلر باز یاب حرارتی

بویلر باز یاب دو فشاره 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

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

¹ Boiler Feed Pump

$$\mu_c^e = \alpha \mu_{CO_2}^{-e} + \left(\frac{\beta}{2}\right) \mu_{H_2O}^{-e} + \left(\frac{\gamma}{2}\right) \mu_{N_2}^{-e} + \left(-\alpha - \frac{\beta}{4} + \frac{\delta}{2}\right) \mu_{O_2}^{-e} \quad (44)$$

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:

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (46)$$

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.

۴- قیمت‌گذاری تلفات انرژی جریان

در بالانس انرژی که برای جزئی از سیستم نوشته می‌شود، ترمی وجود ندارد که مستقیماً قیمت‌ترم انهدام انرژی را بیان می‌کند. بالانس قیمت برای هر جزء، به صورت رابطه (۴۸) نوشته می‌شود [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 انرژی انهدامی را می‌توان 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:

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

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]:

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

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 روابط (۴۱) و (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]:

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

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 انرژی و راندمان انرژی اجزاء سیکل ترکیبی

اجزاء سیکل ترکیبی	نرخ تخریب انرژی	راندمان انرژی
کمپرسور	$EX_{D,AC} = EX_A - EX_B + W_{AC}$	$\eta_{ex,AC} = \frac{EX_B - EX_A}{W_{AC}}$
اتاق احتراق	$EX_{D,CC} = EX_B + EX_{f,cc} - EX_C$	$\eta_{ex,CC} = \frac{EX_C}{EX_B + EX_{f,cc}}$
مشعل اضافه	$EX_{D,DB} = EX_D - EX_E + EX_{f,DB}$	$\eta_{ex,DB} = \frac{EX_E}{EX_D + EX_{f,DB}}$
کندانسور	$EX_{D,Cond} = \sum_{i,Cond} EX_i - \sum_{o,Cond} EX_o$	$\eta_{ex,Co} = 1 - \frac{EX_{D,Cond}}{\sum_{i,Cond} EX_i}$
توربین گاز	$EX_{D,GT} = EX_C - EX_D - W_{GT}$	$\eta_{exGT} = \frac{W_{GT}}{EX_C - EX_D}$
بویلر/باب حرارتی	$EX_{D,HRSG} = \sum_{i,HRSG} EX_i - \sum_{o,HRSG} EX_o$	$\eta_{ex,HRSG} = \frac{EX_{i3} - EX_{i1}}{EX_E - EX_p}$
توربین بخار	$EX_{d,ST} = \sum_{i,ST} EX_i - \sum_{o,ST} EX_o - W_{ST}$	$\eta_{ex,ST} = \frac{W_{ST}}{EX_{i,ST} - EX_{o,ST}}$
پمپ	$EX_{D,P} = EX_{i,P} - EX_{o,P} + W_P$	$\eta_{ex,P} = \frac{EX_{i,P} - EX_{o,P}}{W_P}$

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

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

۴-۱-۴- بالانس قیمت

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

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

که در آن $[EX_k]$ ، $[C_k]$ و $[Z_k]$ به ترتیب ماتریس نرخ انرژی (به دست آمده از طریق تجزیه و تحلیل انرژی)، بردار هزینه انرژی 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 انرژی و در ادامه با توجه به معادله (۵۲) مقدار هزینه-تخریب انرژی 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 همه‌ی اجزاء می‌توان روابط را مشاهده کرد:

ترم آخر سمت راست معادله شامل، نرخ انهدام انرژی است که قیمت انهدام انرژی را به‌طور تقریبی فراهم می‌آورد. با فرض اینکه محصول $\dot{EX}_{p,k}$ ثابت بوده، قیمت انهدام انرژی را می‌توان با ترم آخر سمت راست معادله تعریف نمود:

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

در معادله به‌صورت نرخ قیمت سوخت اضافی که باید به جزء k ام سیستم علاوه بر نرخی تعریف می‌شود که برای تولید محصول لازم است، به سیستم داده شود تا نرخ انهدام انرژی را جبران کند.

در این مقاله، استفاده از توابع هزینه استفاده می‌شود 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 می‌شود. در صورت نبود اطلاعات جامع، می‌توان از مقدار ۱/۰۶ استفاده کرد، Z_k هزینه خرید برای مؤلفه k ام، N تعداد ساعات کارکرد در سال و هزینه سرمایه‌گذاری (CRF) که وابسته به نرخ بهره و عمر تخمین زده تجهیزات است که از رابطه (۵۴) تعیین می‌شود: [۸]

$$\frac{\dot{C}_{i,L}}{\dot{E}x_{i,L}} = \frac{\dot{C}_{e,M}}{\dot{E}x_{e,M}} \quad (۷۳)$$

$$C_{e,7} + C_{e,k} = C_{i,6} + C_{i,j} + Z_{HLS1} \quad (۷۴)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,J}}{\dot{E}x_{i,J}} = \frac{\dot{C}_{e,K}}{\dot{E}x_{e,K}} \quad (۷۶)$$

$$C_{e,6} + C_{e,L} = C_{i,5} + C_{i,K} + Z_{LPD} \quad (۷۵)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,K}}{\dot{E}x_{i,K}} = \frac{\dot{C}_{e,L}}{\dot{E}x_{e,L}} \quad (۷۷)$$

$$C_{e,4} + \dot{C}_{e,O} + C_{e,3} = C_{i,2} + C_{i,N} + Z_{FW} \quad (۷۸)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,N}}{\dot{E}x_{i,N}} = \frac{\dot{C}_{e,O}}{\dot{E}x_{e,O}} \quad (۷۹)$$

$$C_{e,2} + C_{e,P} = C_{i,1} + C_{i,O} + Z_{CPH} \quad (۸۰)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,O}}{\dot{E}x_{i,O}} = \frac{\dot{C}_{e,P}}{\dot{E}x_{e,P}} \quad (۸۱)$$

$$C_{e,5} + C_{e,8} = C_{wBFP} + C_{i,4} + Z_{BFP} \quad (۸۲)$$

$$\frac{\dot{C}_5}{\dot{E}x_5} = \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}x_8} \quad (۸۳)$$

$$C_{wBFP} \dot{W}_{ST} = \dot{C}_{ST} \dot{W}_{BFP} \quad (۸۴)$$

$$C_{e,16} + C_{wST} = C_{i,14} + C_{i,15} + Z_{ST} \quad (۸۵)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,14} + \dot{C}_{i,15}}{\dot{E}x_{i,14} + \dot{E}x_{i,15}} = \frac{\dot{C}_{e,16}}{\dot{E}x_{e,16}} \quad (۸۶)$$

$$C_{e,17} + C_{e,20} + C_q = C_{i,19} + C_{i,16} + Z_{Cond} \quad (۸۷)$$

$$C_{i,19} = 0 \quad (۸۸)$$

$$C_q = 0 \quad (۸۹)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,16}}{\dot{E}x_{i,16}} = \frac{\dot{C}_{e,17}}{\dot{E}x_{e,17}} \quad (۹۰)$$

$$C_{e,18} = C_{wCEP} + C_{i,17} + Z_{CEP} \quad (۹۱)$$

$$C_{wCEP} \dot{W}_{ST} = \dot{C}_{ST} \dot{W}_{CEP} \quad (۹۲)$$

$$C_i = C_j \quad (۹۳)$$

$$C_N = C_M \quad (۹۴)$$

$$\dot{C}_{17} \dot{E}x_{17} + \dot{C}_{22} \dot{E}x_{21} = \dot{C}_{15} \dot{E}x_{15} \quad (۹۵)$$

$$\dot{C}_{13} \dot{E}x_{13} + \dot{C}_{22} \dot{E}x_{22} = \dot{C}_{14} \dot{E}x_{14} \quad (۹۶)$$

$$C_{i,A} = 0 \quad (۵۶)$$

$$C_{e,B} = C_{wAC} + C_{i,A} + Z_{AC} \quad (۵۷)$$

$$C_{e,C} = C_{i,B} + C_{i,f-cc} + Z_{CC} \quad (۵۸)$$

$$C_{e,D} + C_{wGT} = C_{i,C} + Z_{GT} \quad (۵۹)$$

$$C_{e,C} \dot{E}x_{i,D} = C_{i,D} \dot{E}x_{e,C} \quad (۶۰)$$

$$C_{wGT} \dot{W}_{AC} = C_{wAC} \dot{W}_{GT} \quad (۶۱)$$

$$C_{e,E} = C_{i,D} + C_{i,f-DB} + Z_{DB} \quad (۶۲)$$

$$C_{i,E} \dot{E}x_{e,P} = C_{e,P} \dot{E}x_{i,E} \quad (۶۳)$$

$$C_{e,13} + C_{e,F} = C_{i,12} + C_{i,E} + Z_{HPS3} \quad (۶۴)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,e}}{\dot{E}x_{i,e}} = \frac{\dot{C}_{e,f}}{\dot{E}x_{e,f}} \quad (۶۵)$$

$$C_{e,12} + C_{e,G} = C_{i,11} + C_{i,F} + Z_{HPS2} \quad (۶۶)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,f}}{\dot{E}x_{i,f}} = \frac{\dot{C}_{e,g}}{\dot{E}x_{e,g}} \quad (۶۷)$$

$$C_{e,11} + C_{e,H} = C_{i,10} + C_{i,G} + Z_{HPD} \quad (۶۸)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,g}}{\dot{E}x_{i,g}} = \frac{\dot{C}_{e,H}}{\dot{E}x_{e,H}} \quad (۶۹)$$

$$C_{e,10} + C_{e,I} = C_{i,9} + C_{i,H} + Z_{HPC2} \quad (۷۰)$$

$$\frac{\dot{C}_{i,H}}{\dot{E}x_{i,H}} = \frac{\dot{C}_{e,I}}{\dot{E}x_{e,I}} \quad (۷۱)$$

$$C_{e,9} + C_{e,M} = C_{i,8} + C_{i,L} + Z_{HPC1} \quad (۷۲)$$

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

که τ مدت زمانی است که قطرات کوچک سوخت در محفظه احتراق می‌مانند که میزان ثابتی برابر، 0.2 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 به صورت 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. $T_{ref} = 300\text{K}$ و فشار مرجع نیز، همان فشار محیط در نظر گرفته شده است.

۶- الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک، روش یادگیری بر پایه تکامل بیولوژیک 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. بدین ترتیب فضای جست‌وجو در جهت تکامل پیدا می‌کند که به راه‌حل مطلوب برسد. در صورت انتخاب صحیح پارامترها، این روش می‌تواند بسیار مؤثر عمل نماید.

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

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

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 آب‌کنندانسور 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 NO_x و CO 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 برحسب 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} (دمای 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:

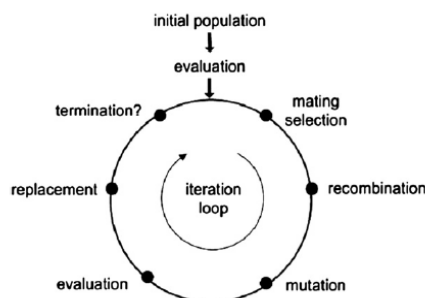
$$m_{CO} = \frac{0.18E9\exp(7800/T_{pz})}{P_3^2\tau(\Delta P_3/P_3)^{0.5}} \quad (101)$$

^۱ john Holland

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 یکره 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 [۳۲]، 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:

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

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 کاربرد موردنظر دارد.

در این پروژه، سیکل ترکیبی بر سه مبنا بهینه‌سازی شده است. مبنا اول، بر اساس بویلر بازیاب حرارتی، مبنا دوم با توجه با آنالیز انرژی صورت گرفته یکی از اجزاء بویلر بازیاب که به تغییرات دما حساسیت بالایی نشان می‌دهد و نیز دارای تخریب انرژی بالایی است، مشخص و شناسایی شد. بر این مبنا، بویلر بازیاب حرارتی با دمای اشباع بهینه، هدف‌گذاری شد و به بهینه‌سازی آن پرداخته شد و مبنا 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 مبنا بویلر بازیاب

تخریب انرژی بویلر بازیاب در رابطه (۱۰۷) بیان شده است:

$$\dot{I} = \dot{E}x_{g, in} + \dot{E}x_{q, in} - \dot{E}x_{g, vap, out} \quad (108)$$

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 بازیاب 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 بازیاب حرارتی را نشان می‌دهد و C_e درآمد تولید

^۱ fitness

۶-۲-۲- 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:

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

$$\dot{C}_{env} = \dot{C}_{CO} \dot{m}_{CO} + \dot{C}_{NO_x} \dot{m}_{NO_x} \quad (119)$$

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

که $\dot{m}_f = \dot{m}_{f,cc} + \dot{m}_{f,DB}$ 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]:

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

$T_{g,in}$ 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 $\frac{\$}{kg.CO}$ ۱/۶۸ و $\frac{\$}{kg.NO_x}$ ۴/۹۸ [۱۳] است.

در این بهینه‌سازی، سعی شده است تا توابع هدف به‌گونه‌ای 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 تأثیرپذیری آن از دمای محیط به حداقل ممکن برسد.

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

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

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

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

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

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

$f' = m_g \cdot C_{p,g@T_{air}} \cdot T_0 \cdot H \cdot \eta_{exergy} \cdot C_e$ که C_e درآمد فروش برق است. با استفاده از تابع هدف فوق، می‌توان برای بویلر باز یاب حرارتی نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند، دمای پینچ بهینه را به کمک آنالیز ترمواکونومیکی محاسبه کرد.

هدف از این بهینه‌سازی، کاهش تخریب اگزرژی بویلر باز یاب افزایش راندمان اگزرژی آن به همراه افزایش راندمان اگزرژی کل سیکل است.

جدول ۳ - قیمت اجزاء بویلر باز یاب حرارتی [۱۴]

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

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 موردنظر در این بهینه‌سازی‌ها بیان شده است.

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 بیان شده 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	$^{\circ}C$	۲۶۰/۲۳	۳۲۶/۵۷	۰/۶۵
T_D	$^{\circ}C$	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	$kJ kg^{-1}$	۲۰۶/۷۷	۲۰۳/۰۶	۱/۸
h_4	$kJ kg^{-1}$	۶۶۷/۸۶	۶۶۶/۴۵	۰/۲۱
h_7	$kJ kg^{-1}$	۲۹۰/۷۹	۲۸۳۲/۹	۲/۶
h_8	$kJ kg^{-1}$	۶۶۸/۸۳	۶۷۲/۹۶	۰/۶۲
h_{13}	$kJ kg^{-1}$	۳۴۳۶/۳۵	۳۴۳۷/۶	۰/۰۳
T_E	$^{\circ}C$	۶۰۳/۹۴	۵۹۴/۱۷	۱/۶
T_F	$^{\circ}C$	۵۵۷/۵۵	۵۶۲/۱۳	۰/۸۲
T_G	$^{\circ}C$	۴۹۴/۲۳	۴۹۷/۱۳	۰/۵۸
T_H	$^{\circ}C$	۳۱۷/۳۸	۳۱۰/۳۶	۲/۲۱
T_I	$^{\circ}C$	۲۴۴/۸۷	۲۴۱/۱۵	۱/۲۳
T_K	$^{\circ}C$	۲۴۲/۳۶	۲۳۹/۴۱	۱/۲
T_M	$^{\circ}C$	۱۸۲/۴۴	۱۷۹/۸۵	۱/۴۲
T_L	$^{\circ}C$	۲۰۱/۹۴	۲۰۱/۶۶	۰/۱۳
T_P	$^{\circ}C$	۱۰۶/۵۱	۱۰۶/۳۱	۰/۱۹
T_{17}	$^{\circ}C$	۴۸	۴۸/۰۴	۰/۰۸۳
T_1	$^{\circ}C$	۴۹	۴۸/۵۴	۰/۹۳

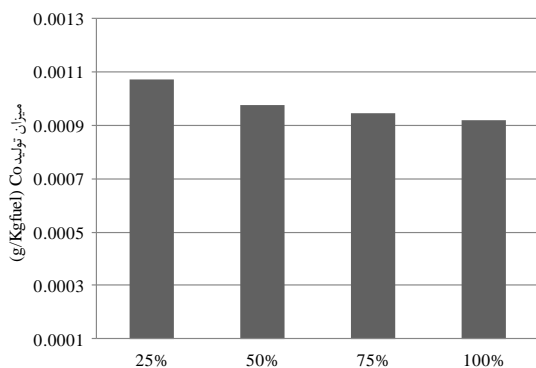
۳-۲-۶ - بهینه‌سازی بر مبنای کل سیکل ترکیبی
توابع هدف به توجه به روابط (۱۱۷) و (۱۰۷) و تابع قیمت برق (C_s)، تعیین می‌شود که از تقسیم رابطه (۱۱۸) بر کار تولیدی خالص به دست می‌آید.

۳-۶- متغیرهای تصمیم‌گیری

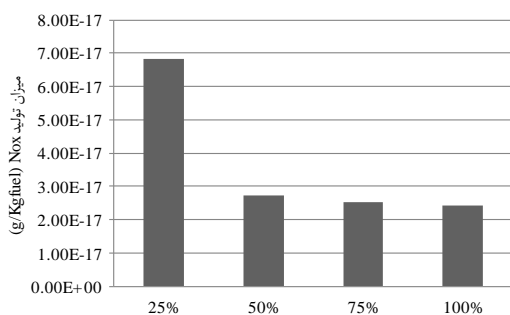
متغیرهای تصمیم‌گیری، پارامترهای طراحی هستند که البته ممکن است در روش‌های بهینه‌سازی متفاوت باشد. این متغیرها هر یک به‌طور معمول، باید در محدوده معقولی قرار داشته باشند؛ این محدوده‌ها در جدول ۴ داده شده‌اند.

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	$5^{\circ}C < T_{PP,LP} < 30^{\circ}C$
محدودیت انتقال حرارت	$5^{\circ}C < T_{PP,HP} < 30^{\circ}C$
اسیده شدن خروجی بویلر	$T_p > 105^{\circ}C$
محدودیت اقتصادی	$\eta_{CEP} < 0.9$
داده‌های نیروگاهی	$9 \text{ kPa} < P_7 < 9/8 \text{ kPa}$
میزان خنک‌سازی برج هلم	$3^{\circ}C < \Delta T_W < 11^{\circ}C$
تکنولوژی ساخت	$2/5\% < \Delta P_{Cold,DB} < 8\%$
تکنولوژی ساخت	$2/5\% < \Delta P_{Cold,CC} < 8\%$
تکنولوژی ساخت	$2 \text{ kPa} < \Delta P_{HRSG} < 8 \text{ kPa}$
تخریب پره‌های توربین بخار	$x > 0.88$
حداکثر ظرفیت برج هلم	$m_{cond} < 4500$
داده‌های نیروگاهی	$2 < P_{dear} < 9$



شکل ۷ - تولید CO در اتاق احتراق در بارهای جزئی



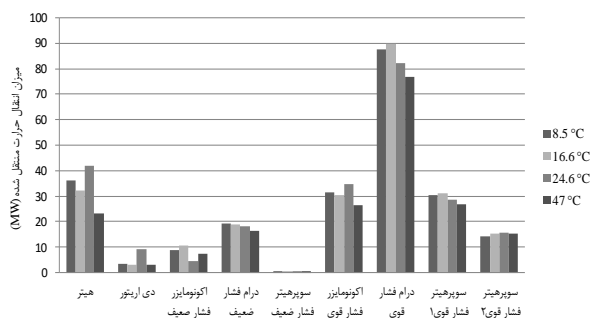
شکل ۸ - تولید NO_x در اتاق احتراق در بارهای جزئی



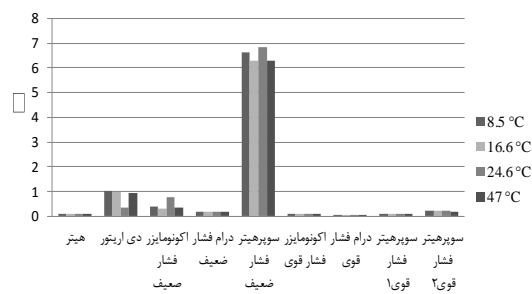
شکل ۹ - میزان انتشار گاز CO₂ در سیکل ترکیبی و سیکل توربین گازی

با افزایش دما در شکل ۱۰ به دلیل کاهش تولید به خصوص در سیکل توربین گازی، میزان تولید CO₂ نرمال 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 CO₂ از ۸/۵°C تا ۱۶/۶°C در حالت با مشعل اضافه، خیلی کمتر از افزایش میزان آن از ۱۶/۶°C تا

کافی کارآمد نیست. همچنین در دمای محیط ۱۶/۶°C، میزان تخریب آگزروی ویژه در سوپر هیتر فشار ضعیف تا حدودی کاهش یافته است. این کاهش در دمای محیط ۱۶/۶°C به واسطه‌ی نزدیک شدن به نقطه‌ی طراحی است.



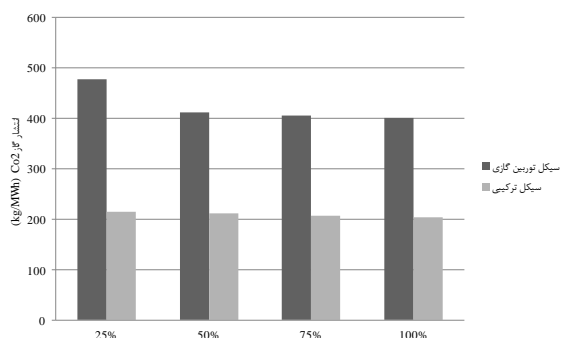
شکل ۵ - میزان انتقال حرارت منتقل شده در هر جزء از بویلر باز یاب در دماهای مختلف



شکل ۶ - تخریب آگزروی ویژه در اجزاء بویلر باز یاب در دماهای مختلف

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

در شکل های 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. نتایج حاصل از شکل ۹، میزان انتشار گاز CO₂ را نشان می‌دهد که استفاده از نیروگاه سیکل ترکیبی، نقش بسزایی در کاهش میزان انتشار گاز CO₂ نرمال شده دارد، به طوری که در مقایسه با سیکل گازی انتشار آن را $\frac{158}{67} \frac{kg}{MWh}$ کاهش می‌دهد.



شکل ۱۱ - میزان انتشار گاز CO₂ در حالت سیکل توربین گاز و سیکل ترکیبی در بارهای مختلف

۸-۳- نتایج حاصل از بهینه‌سازی

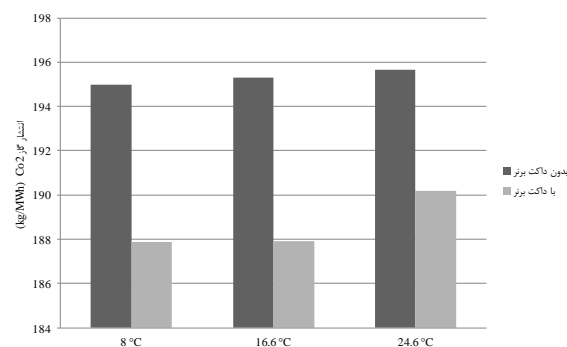
۸-۳-۱- نتایج حاصل از بهینه‌سازی بر مبنای

بویلر باز یاب

از شکل ۱۲ و شکل ۱۳، می‌توان دریافت که با افزایش دمای اشباع درام فشار ضعیف، راندمان آگزورژی کل سیکل نسبت به راندمان آگزورژی بویلر باز یاب بسیار کم تغییر می‌کند؛ زیرا در آنالیز آگزورژی کل سیکل ترکیبی، تنها ۰/۳۵۴٪ از تخریب آگزورژی کل را به خود اختصاص داده است. در شکل ۱۳، مشاهده می‌شود که حساسیت راندمان آگزورژی بویلر به دمای اشباع بویلر فشار ضعیف بالا است و این در حالی است که با افزایش دمای محیط، راندمان آگزورژی کل سیکل و بویلر باز یاب افزایش می‌یابد. افزایش دمای اشباع، موجب افزایش میزان تولید توربین بخار در بخش فشار ضعیف می‌شود (شکل ۱۴). البته این افزایش توان، همان‌طور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، تأثیر بسزایی در راندمان آگزورژی کل سیکل نمی‌گذارد. از این مشاهدات، می‌توان نتیجه گرفت دمای اشباع بویلر فشار ضعیف، برای بالا بردن راندمان آگزورژی بویلر باز یاب بدون تأثیرگذاری روی راندمان آگزورژی کل سیکل، می‌توان به‌عنوان یک پارامتر تصمیم تأثیرگذار مورد استفاده قرار گیرد.

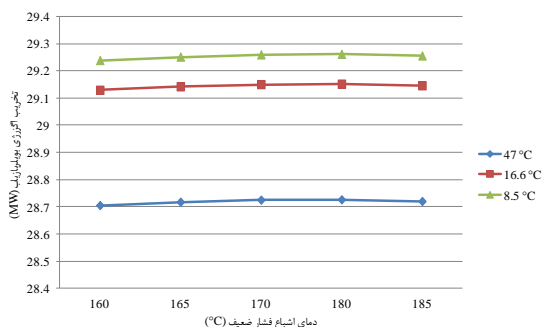
۲۴/۶°C است؛ زیرا کاهش تولید توان در توربین گاز به‌صورت خطی با دما تغییر نمی‌کند.

شکل ۱۱، نشان می‌دهد که میزان انتشار CO₂ نرمال شده در سیکل توربین گازی، وابستگی بیشتری به تغییر بار نسبت به سیکل ترکیبی دارد. چنانچه مشاهده می‌شود، میزان تولید CO₂ نرمال شده در سیکل ترکیبی تقریباً میزان ثابتی است.

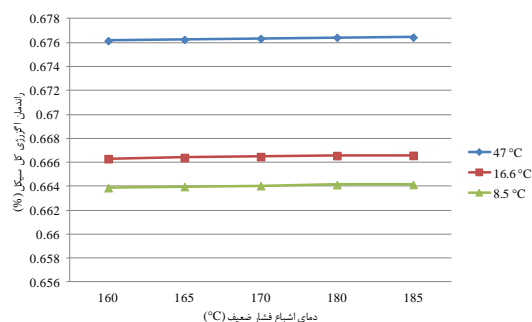


شکل ۱۰- میزان انتشار گاز CO₂ در دو حالت همراه و بدون مشعل اضافه در دماهای مختلف در بار ۱۰۰٪

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 CO₂ 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 CO₂ 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 CO₂ 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 نیروگاه در بارهای جزئی در حالتی که فقط سیکل توربین گاز در مدار باشد، خسارت بیشتری به محیط‌زیست وارد می‌شود.



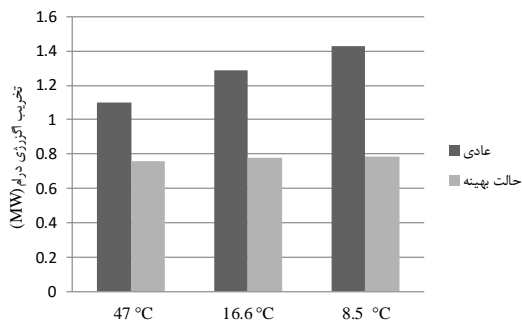
شکل ۱۵ - نحوه تغییرات تخریب اگزوزی در بویلر بازیاب با دمای اشباع بویلر فشار ضعیف



شکل ۱۲ - نحوه تغییر راندمان اگزوزی کل سیکل با دمای اشباع بویلر فشار ضعیف

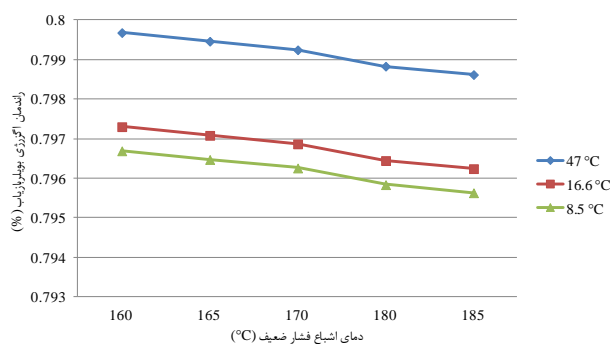
در شکل ۱۵، دمای اشباع بویلر فشار ضعیف روی تخریب اگزوزی بویلر بازیاب، تأثیر زیادی ندارد و این نشان‌دهنده تلفات اگزوزی در سمت گاز است؛ زیرا با توجه به آنالیز اگزوزی صورت گرفته، درام فشار ضعیف ۹/۵٪ از تخریب اگزوزی بویلر بازیاب را به خود اختصاص می‌دهد.

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

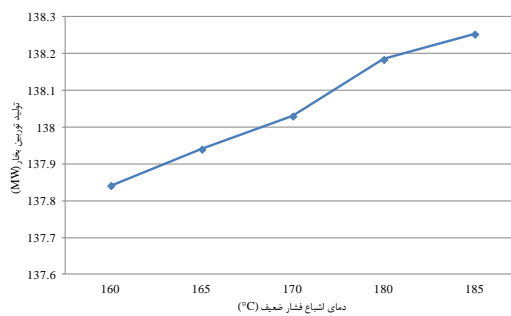


شکل ۱۶ - نحوه تغییرات تخریب اگزوزی در درام در حالت بهینه و حالت عادی نیروگاه

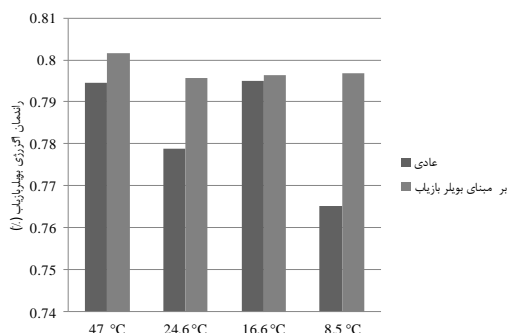
نتایج حاصل از بهینه‌سازی تک هدفه سیکل ترکیبی بر مبنای بویلر بازیاب، در شکل ۱۷ نشان داده شده است.



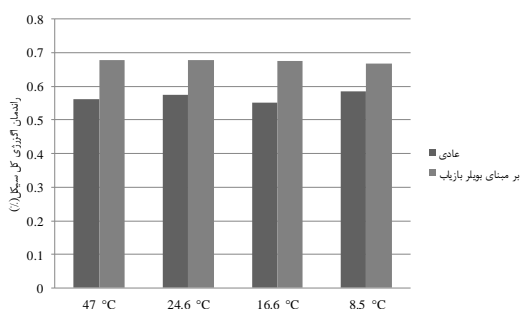
شکل ۱۳ - نحوه تغییر راندمان اگزوزی بویلر بازیاب با دمای اشباع بویلر فشار ضعیف



شکل ۱۴ - نحوه تغییرات تولید توربین بخار با دمای اشباع بویلر فشار ضعیف



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

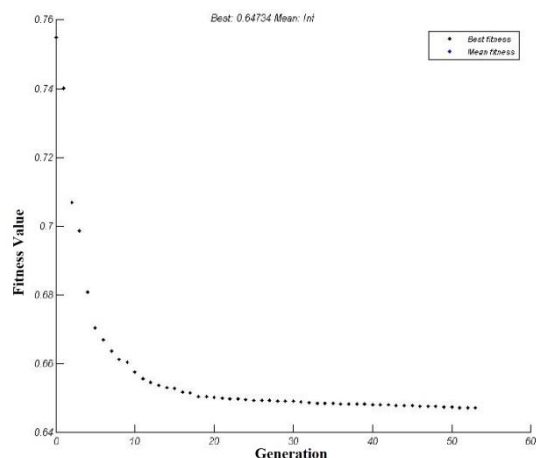


شکل ۲۰ - مقایسه راندمان آگرژی کل سیکل با حالت بهینه

راندمان آگرژی بویلر باز یاب نیز در این دما، به حداکثر مقدار خود رسیده است (شکل ۱۹)، بهینه‌سازی در این دما، راندمان آگرژی آن را به میزان ۰/۸۸٪ افزایش داده است؛ این در حالی است که راندمان کل سیکل در شکل ۲۰، به میزان ۰/۲۰۵٪ 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.

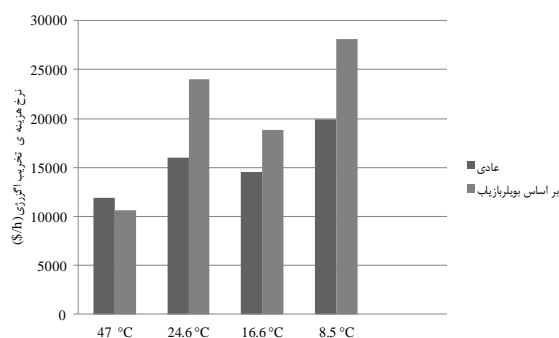
نتایج نشان می‌دهد با افزایش ۱۴/۴۸٪ هزینه‌ها، می‌توان راندمان آگرژی کل سیکل را به میزان ۱۷/۹۶٪ و راندمان آگرژی بویلر باز یاب را به اندازه‌ی ۲/۱۴٪ افزایش داد.



شکل ۱۷ - بهینه‌سازی کل سیکل ترکیبی بر مبنای بویلر باز یاب در دمای محیط ۱۶/۶ °C

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

در شکل ۱۸، مشاهده می‌شود که برای افزایش راندمان آگرژی در بویلر باز یاب و کل سیکل، باید هزینه‌ها افزایش یابند؛ دلیل این امر، نبود قید اقتصادی برای تابع هزینه است. همچنین مشاهده می‌شود، دمای محیط ۴۷ °C کمترین هزینه را دارا است و در حالت بهینه نیز، این میزان به مقدار ۴۴/۸٪ کاهش یافته است.

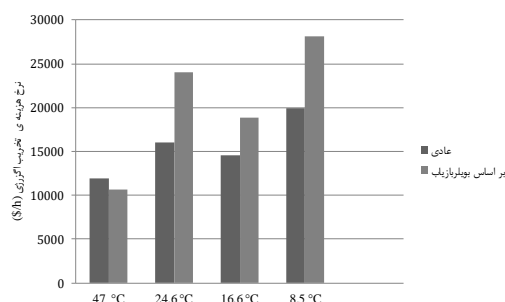


شکل ۱۸ - مقایسه نرخ هزینه کل سیکل ترکیبی با حالت بهینه

جدول ۷ - میانگین پارامترهای تصمیم از بهینه‌سازی سیکل

ترکیبی در دمای محیط ۲۴/۶ °C

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



شکل ۲۱ - میزان هزینه تخریب اگزورژی با حالت بهینه

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

نتایج حاصل، نشان می‌دهند که در دمای محیط برابر ۲۴ °C ۴۷/۸۸ و بهترین دمای ورودی به بویلر بازیاب 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 اگزورژی کل سیکل افت فشار بویلر بازیاب، در حداقل ممکن خود قرار گرفته است؛ در نتیجه می‌توان دلیل کاهش تخریب اگزورژی در شکل ۵ و حرارتی در دمای بهینه خود دانست که راندمان اگزورژی بالاتری، نسبت به دیگر دماهای دیگر محیط دارد.

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

بویلر بازیاب 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 اگزورژی ۵۷/۵۶٪ 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

در شکل ۲۱، مشخص می‌شود که تنها تابع هدف در دمای محیط ۴۷ °C، میزان تخریب اگزورژی 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 °C و ۴۷ °C، میزان تخریب اگزورژی چه در حالت بهینه و چه در حالت عادی، از دماهای مختلف کمتر است. دمای محیط ۱۶/۶ °C، نزدیک به دمای طراحی نیروگاه است.

جدول ۹ - میانگین پارامترهای تصمیم از بهینه‌سازی سیکل

ترکیبی در دمای محیط $24/6^{\circ}\text{C}$

مقادیر مقادیر واقعی	مقادیر واقعی	واحد	پارامترهای بهینه‌سازی
۶/۳	۶/۳	bar	فشار دی اریتر
۴/۲	۵	%	افت فشار سرد اتاق احتراق
۴/۹	۳	kPa	افت فشار بویلر باز یاب
۸۶/۲	۸۵	%	راندمان کمپرسور
۱۸	۱۱	-	نسبت فشار کمپرسور
۱۴۸۵	۱۳۳۳/۳	K	دمای ورودی به توربین گاز
۳/۷	۵	%	افت فشار سرد داخل مشعل اضافه
۸۶/۳	۸۶	%	راندمان توربین گاز
۹۶/۷	۹۵	%	راندمان مشعل اضافه
۸۷۱/۷	۸۶۹	K	دمای خروجی از داکت
۹/۹۳	۸/۶۷	bar	فشار خروجی از بویلر باز یاب
۸۸/۹۳	۷۸	%	راندمان توربین بخار
۴۹	۱۴	kPa	فشار کندانسور
۸۹	۸۲	%	راندمان پمپ فشارقوی
۷/۲۷	۱۹/۱	$^{\circ}\text{C}$	دمای اپروچ فشار ضعیف
۱۰/۰۳	۶	$^{\circ}\text{C}$	دمای اپروچ فشارقوی
۱۰/۱۰	۱۰	$^{\circ}\text{C}$	اختلاف دمای آب سرد و گرم
۱۷/۷۹	۷/۸	$^{\circ}\text{C}$	دمای پینچ فشارقوی
۶	۲۱	$^{\circ}\text{C}$	دمای پینچ فشار ضعیف
۸۴	۷۹	%	راندمان پمپ فشار ضعیف
۶۰/۱۶	۵۷/۵۶	%	راندمان اگزورژی سیکل ترکیبی
۳۸۶۰۵	۶۷۰۶۹	$\text{\$h}^{-1}$	هزینه

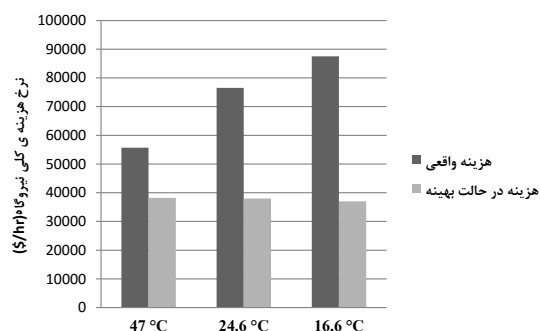
در این بهینه‌سازی، میزان تخریب اگزورژی در دو درام فشارقوی و فشار ضعیف، مورد بررسی قرار گرفته شد و مشخص گردید که با تعیین دمای اشباع با توجه به رابطه ۱۲۱، میزان این تغییر پارامتر روی تخریب اگزورژی درام فشارقوی، تأثیر بسزایی دارد (شکل ۲۲)؛ ولی تخریب اگزورژی، درام فشار ضعیف را کاهش نمی‌دهد (شکل ۲۳). این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

است، در نظر گرفته شود؛ آنگاه میانگین راندمان و هزینه در این نقاط، به صورت جدول ۷ خواهد بود.

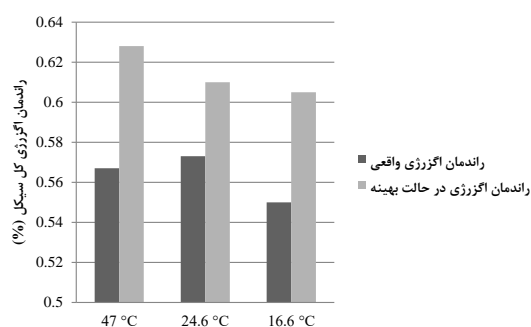
نتایج جدول ۹، نشان می‌دهد که با کاهش $43/42\%$ هزینه‌ها می‌توان، راندمان اگزورژی را به اندازه‌ی $4/3\%$ افزایش داد.

جدول ۸ - بهینه‌سازی بویلر باز یاب با توجه به دمای محیط به عنوان متغیر تصمیم

پارامترهای بهینه‌سازی	واحد	دمای محیط به عنوان متغیر
فشار دی اریتر	bar	۸/۵
افت فشار سرد مشعل اضافه	%	۲/۸۹
افت فشار بویلر باز یاب	kPa	۲/۶
راندمان کمپرسور	%	۸۸/۷۷
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۶/۲۷
دمای ورودی به توربین گاز	K	۱۵۴۶/۳۲
افت فشار سرد اتاق احتراق	%	۲/۸۹
راندمان توربین گاز	%	۸۹/۹۵
راندمان مشعل اضافه	%	۹۵/۹۲
دمای بخار خروجی از بویلر باز یاب	K	۷۹۸/۲۸
فشار ورودی به توربین بخار	MPa	۸/۷۳
راندمان توربین بخار	%	۸۹/۲۳
فشار کندانسور	kPa	۲۶
راندمان پمپ فشارقوی	%	۸۹/۹۹
دمای اپروچ فشار ضعیف	$^{\circ}\text{C}$	۳/۴
دمای اپروچ فشارقوی	$^{\circ}\text{C}$	۳/۰۹
اختلاف دمای بین آب سرد و گرم	$^{\circ}\text{C}$	۹/۰۹
دمای اشباع بویلر فشار ضعیف	$^{\circ}\text{C}$	۱۸۱/۹
دمای اشباع فشارقوی	$^{\circ}\text{C}$	۲۹۰
دمای پینچ فشارقوی	$^{\circ}\text{C}$	۳/۷۹
دمای پینچ فشار ضعیف	$^{\circ}\text{C}$	۳/۱
راندمان پمپ فشار ضعیف	$^{\circ}\text{C}$	۸۶/۱۶
دمای محیط	$^{\circ}\text{C}$	۴۷/۸۸۲
دمای ورودی به بویلر باز یاب	$^{\circ}\text{C}$	۵۸۴/۰۲
دبی جرمی مشعل اضافه	kgs^{-1}	۰/۰۱۶۴
راندمان اگزورژی بویلر باز یاب	%	۷۹/۹۱
راندمان اگزورژی کل سیکل	%	۶۸/۲۰
هزینه‌ی کل نیروگاه	$\text{\$h}^{-1}$	۴۱۸۲۴



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



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

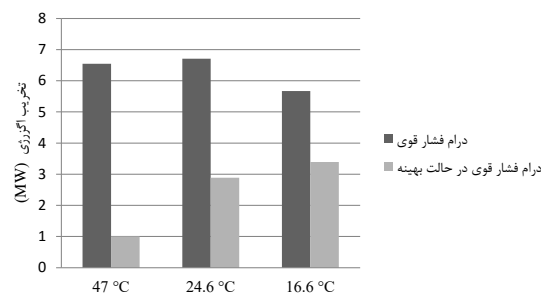
همان‌طور که در شکل ۲۶ مشخص است، در حالت واقعی دمای محیط 24.6°C با توجه به نزدیک بودن به دمای بهینه کل سیکل به دست آمده با توجه به توابع هدف، راندمان اگزورژی بالاتری، نسبت به دیگر نقاط در حالت واقعی را دارا است.

کاهش هزینه‌ها در دمای محیط 16.6°C ، به میزان $1/8$ ٪ بوده است و راندمان اگزورژی کل سیکل، به میزان $1/8$ ٪ افزایش نشان می‌دهد. بالا بودن هزینه‌ها در این دما، به واسطه تولید آلاینده‌ها NO_x و CO است.

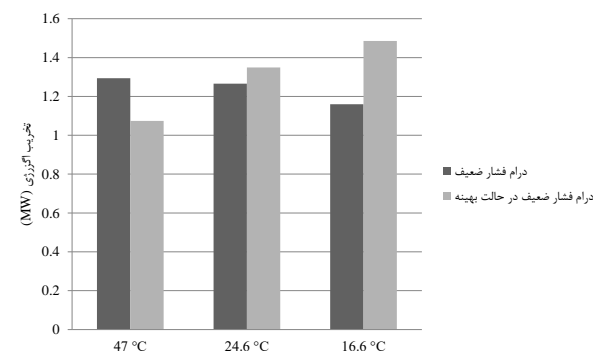
۸-۳-۳- نتایج حاصل از بهینه‌سازی کل سیکل ترکیبی

بهینه‌سازی برای سیکل ترکیبی به همراه بویلر بازتاب با توجه به توابع تعریف شده در قسمت‌های قبل صورت می‌گیرد. بهینه‌سازی در دمای ثابت ($1/5^{\circ}\text{C}$ ، $16/6^{\circ}\text{C}$ ، $32/6^{\circ}\text{C}$) و بار دیگر با در نظر گرفتن دمای محیط به‌عنوان یک متغیر تصمیم انجام شده است.

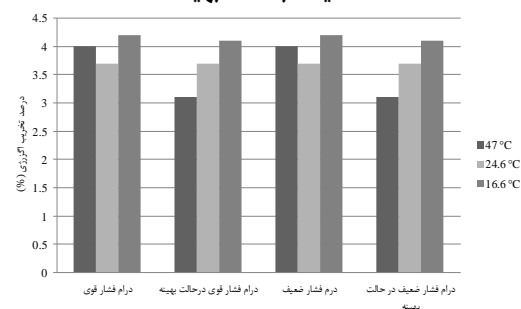
شکل ۲۵، نشان می‌دهد که تابع هدف توانسته است به خوبی هزینه‌ها را کاهش دهد و با مقایسه با شکل ۲۰ در همه حالت، راندمان اگزورژی کل سیکل افزایش داشته است. البته میزان کاهش و افزایش راندمان و هزینه‌ها، وابسته به دمای محیط بوده، برای هر دمایی پارامترهای تصمیم وابسته به دما به دست آمده است.



شکل ۲۲ - میزان تخریب اگزورژی در درام فشار قوی در مقایسه با حالت بهینه

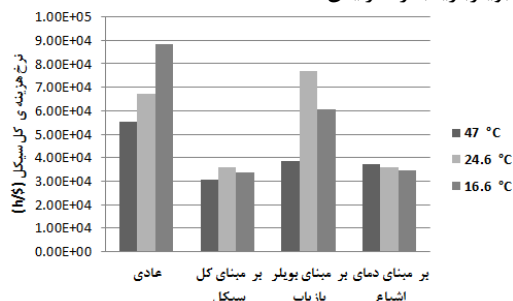


شکل ۲۳ - میزان تخریب اگزورژی در درام فشار ضعیف در مقایسه با حالت بهینه

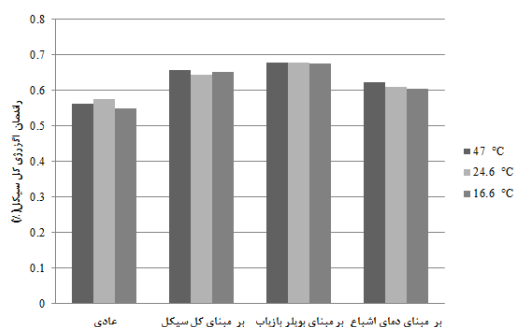


شکل ۲۴ - درصد تخریب اگزورژی در درام فشار قوی و ضعیف در مقایسه با حالت بهینه

میزان هزینه‌ها را به‌طور مطلوب کاهش داده، راندمان سیکل و بویلر باز یاب را افزایش دهد.

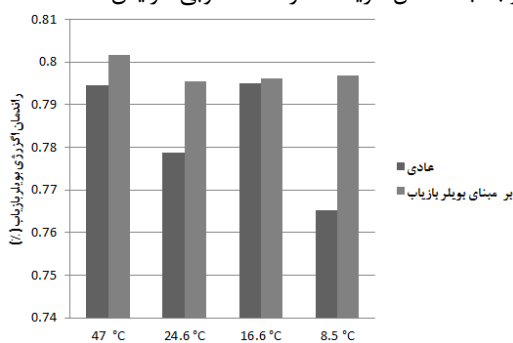


شکل ۲۸ - مقایسه هزینه‌ها بر اساس بهینه‌سازی‌های صورت گرفته‌شده



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

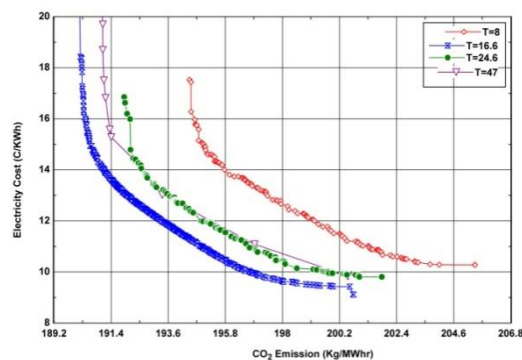
همان‌طور که در شکل ۲۹ نشان داده شده است، بهینه‌سازی بر مبنای کل سیکل ترکیبی، راندمان کل سیکل را با توجه به حداقل هزینه‌ها در حد مطلوبی افزایش داده است.



شکل ۳۰ - مقایسه افزایش راندمان آگزرژی بویلر باز یاب بر اساس بهینه‌سازی‌های صورت گرفته‌شده

با توجه به اینکه در کلیه بهینه‌سازی‌های صورت گرفته‌شده، محدوده پارامترهای تصمیم ثابت است؛ در نتیجه

شکل ۲۷، بهینه‌سازی سیکل ترکیبی بر اساس راندمان آگزرژی و هزینه‌ی تولید برق نشان می‌دهد، دمای محیط $^{\circ}\text{C}$ ۱۶/۶، 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.



شکل ۲۷ - منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی در دماهای مختلف

در دمای محیط $^{\circ}\text{C}$ ۴۷، نیروگاه از لحاظ تابع هزینه تعریف شده (هزینه‌های نگهداری، تولید آلودگی و تخریب آگزرژی) و نیز راندمان آگزرژی کل سیکل در حالت قابل قبولی قرار دارد و این روند، به‌طور متعادل تا راندمان آگزرژی ۶۶/۵٪ هم ادامه می‌یابد؛ در نتیجه می‌توان گفت، نیروگاه سیکل ترکیبی در دمای محیط $^{\circ}\text{C}$ ۴۷ 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 $^{\circ}\text{C}$ ۴۷ بعد از دمای محیط $^{\circ}\text{C}$ ۱۶، دارای بهترین ارزش پارامترهای سیکل ترکیبی است.

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 باز یاب در دمای محیط $^{\circ}\text{C}$ ۴۷ توانسته است،

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، به طوری که در مقایسه با سیکل گازی، میزان انتشار آن را به طور کلی در مقایسه با سیکل گازی، می‌تواند کمتر از سیکل گازی در مدار باشد، خسارت زیست‌محیطی بیشتر به محیط زیست 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، توجیه 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 طرفی با داشتن راندمان اگزرژی بالا، میزان انتشار گاز CO₂ در حد مطلوبی قرار می‌گیرد.

فهرست علائم

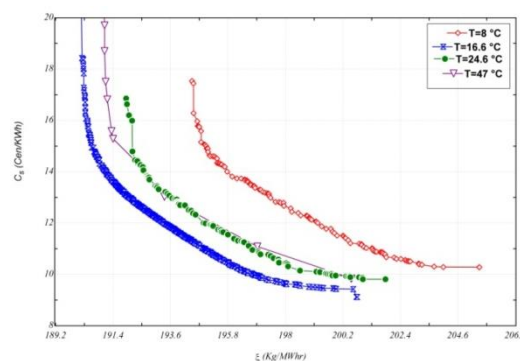
AP	نقطه‌ی ابروج °C
C	قیمت بر واحد اگزرژی \$/MJ
C _p	گرمای ویژه J/(kg.K)
\dot{C}_D	قیمت تخریب اگزرژی \$/h
c _f	قیمت سوخت \$/MJ
ex	اگزرژی ویژه kJ/kg
\dot{E}_x	نرخ جریان اگزرژی MW
\dot{E}_{x_D}	نرخ تخریب اگزرژی MW
GTTT	دمای ورودی به توربین گاز K
h	آنتالپی ویژه kJ/kg

می‌توان عامل بهبود وضعیت افزایش راندمان اگزرژی را به واسطه افزایش دمای محیط دانست.

شکل ۳۰، تأثیر هر یک از توابع هدف روی راندمان اگزرژی 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 اگزرژی کل سیکل بر مبنای بهینه‌سازی کل سیکل، مستلزم افزایش راندمان بویلر با زیاب نیست.

بهینه‌سازی با تابع هدف راندمان اگزرژی و میزان تولید CO₂، تنها یک نقطه بهینه مشخص می‌شود که راندمان اگزرژی سیکل در دمای ۴۷ °C برابر ۶۲/۶٪ میزان تولید $\frac{kg}{MWh}$ ۲۰۲، هزینه ۴۹۴۷۰ دلار بر ساعت و راندمان اگزرژی بویلر با زیاب 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. همان طور 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 اگزرژی را دارا باشند، از دیدگاه انتشار گاز CO₂ نیز، دارای بهترین عملکرد است و میزان انتشار این گاز آلاینده را کاهش می‌دهد.



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 به واسطه اختلاف دمای

e	شرایط خروجی	LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت	kJ/kg
ex	اگرژی	\dot{m}	دبی جرمی	kg/s
env	محیط زیست	P	فشار	MPa
F	سوخت	P.P	نقطه‌ی پینچ	$^{\circ}\text{C}$
FW	تانک ذخیره	P_{dear}	فشار دی‌اریتور	kPa
BFP	پمپ آب تغذیه	P_{main}	فشار بخار اصلی	bar
g	گازهای حاصل از احتراق	Q	گرما	kJ
GT	توربین گاز	R	ثابت گازها	kJ/kgK
HP	فشارقوی	S	آنتروپی ویژه	kJ/kg
HPC1	اکونومایزر فشار ضعیف	T	دما	K یا $^{\circ}\text{C}$
HPC2	اکونومایزر فشارقوی	T_{pz}	دما ناحیه اولیه اتاق احتراق	K
HPD	درام فشارقوی	T_{sat}	دمای بخار اشباع	K
HPS1	سوپر هیتر فشار ضعیف	\dot{W}	نرخ کار	MW
HPS2	سوپر هیتر فشارقوی شماره ۲	x	کیفیت بخار	%
HPS3	سوپر هیتر فشار قوی	\dot{Z}	نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری	\$/h
HRSG	بویلر باز یاب حرارتی	Z_k	قیمت خرید هر جزء	\$
i	نرخ بهره		نشانه‌ها	
in	شرایط ورودی	γ	گرمای ویژه	
is	ایزنتروپیک	ε	انتشار CO ₂ بر واحد کار خروجی	kgCO ₂ /(MWh)
k	جزء	η	راندمان	
L	افت	ϕ	ضریب تعمیر و نگهداری	
LP	فشار ضعیف	ξ	اگرژی شیمیایی	
LPD	درام فشار ضعیف	ψ	راندمان اگرژی	
PP	نقطه‌ی پینچ		زیر نویس‌ها	
r	نسبت فشار	A	هوا	
ref	مرجع	ambi	محیط	
ST	توربین بخار	AC	کمپرسور هوا	
Total	کل	CC	اتاق احتراق	
w	کار	CCPP	نیروگاه سیکل ترکیبی	
0	شرایط مرجع محیطی	CEP	پمپ کندانسور	
		Cond	کندانسور	
		CPH	پیش گرم کن آب	
		CRF	هزینه سرمایه‌گذاری	
		D	تخریب	
		DB	مشعل اضافه	

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. Int J Therm Sci 42 : 553–560
- [2] Kotas TJ, (1985) The exergy method of thermal plant analysis. Butterworths, London.

- 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: 56-449.
- [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 Convers Manage* 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 Convers Manage* 58: 47-58.
- [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. *Int J Energ Res* 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. *Int J Energ Res* 35: 389-403.
- [28] Lefebvre A. Dilip R. Ballal (2010) *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions*. 3rd edn. 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. *J Eng Gas Turb Power* 15: 609-612.
- [31] Gu"lderO" L (1986) Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels. *J Eng Gas Turb Power* 108: 376-380.
- [3] Szargut J, DR Morris, Steward FR (1988) *Exergy 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 Convers Manage* 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. *Appl Therm Eng* 28: 1580-1588.
- [11] Haseli Y, Dincer I, Naterer GF (2008) Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy. *Int J Heat Mass Tran* 51: 2462-2470.
- [12] پوریا احمدی- سپهر صنایع (دی ماه ۱۳۸۸) مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه سازی چند هدفه نیروگاه سیکل ترکیبی با مشعل اضافی با استفاده از الگوریتم ژنتیک. هفتمین همایش ملی انرژی.
- [13] Kaviri A, Mohammad Nazri MJ, Tholudin ML (2012) Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm. *Energy Convers Manage* 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

[33] Toffolo A, Lazzaretto A, (2004) Energy, economy and environment as objectives in multicriteria optimization of thermal system design. *Energy* 29: 1139-1157.

[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.