

تحلیل انرژی و انرژی سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان با محرک توربین گاز با خنک‌کن ورودی به روش نوین با چرخه چیلر جذبی جریان سری دو اثره

آرمین خالوان

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران،
armin.khalvan@gmail.com

محمود مهرگان*

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، mehregan@shahroodut.ac.ir

محمدحسن کیهانی

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، h_kayhani@shahroodut.ac.ir

محمد شیخی

دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران،
mohammad.sheykhi20@gmail.com

چکیده

در این مطالعه، یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان (CCHP) با محرک توربین گاز مورد بررسی قرار گرفته است. این سیستم شامل خنک‌کن ورودی با استفاده از چرخه تبرید جذبی بوده و از روش تحلیل انرژی و انرژی برای ارزیابی عملکرد سیستم استفاده شده است. نتایج نشان داد که ترکیب سیستم پیشنهادی با چیلر جذبی، عملکرد سیستم را در شرایط اوج مصرف بهبود می‌بخشد. همچنین، تحلیل انرژی نشان داد که بیشترین میزان تخریب انرژی در محفظه احتراق رخ می‌دهد که نیاز به بهینه‌سازی این بخش را برجسته می‌سازد. این سیستم توانایی تولید ۳۰۸/۷ مگاوات توان از توربین گاز، ۹۳/۶ مگاوات از بازیاب گرمایی بخار، ۵۶ مگاوات گرمایش و ۵۳ مگاوات سرمایش را دارد و راندمان کلی آن به ۶۵/۹۸ درصد می‌رسد. این مطالعه همچنین نشان داد که استفاده از خنک‌سازی ورودی و ترکیب آن با سیستم تبرید جذبی، تأثیر قابل‌توجهی در بهبود عملکرد سیستم در شرایط آب‌وهوایی گرم دارد و موجب کاهش آهنگ تخریب انرژی و افزایش بازده سیستم می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سیستم تولید همزمان سرمایش گرمایش و توان، چرخه تبرید جذبی، توربین گاز، خنک‌کن میانی، تحلیل انرژی، تحلیل انرژی.

Energy and Exergy analysis of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system driven by a gas turbine with a novel inlet cooling method using a double-effect absorption chiller with series flow arrangement

A. Khalvan
M. Mehregan
M. H. Kayhani
M. Sheykhi

Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.

Abstract

In this study, a Combined Cooling, Heating, and Power (CCHP) system driven by a gas turbine is investigated. The system incorporates inlet cooling utilizing an absorption refrigeration cycle and employs energy and exergy analysis to evaluate its performance. The results indicate that integrating the proposed CCHP system with an absorption chiller enhances system performance during peak demand conditions. Furthermore, exergy analysis reveals that the combustion chamber accounts for the highest exergy destruction, highlighting the need for optimization in this component. The system demonstrates the capability to generate 308.7 MW of power from the gas turbine, 93.6 MW from the Heat Recovery Steam Generator (HRSG), 56 MW of heating, and 53 MW of cooling, achieving an overall efficiency of 65.98 %. The study also underscores that the use of inlet cooling combined with the absorption refrigeration cycle significantly improves system performance in hot climatic conditions, reduces the rate of exergy destruction, and enhances overall efficiency.

Keywords: Combined cooling heating and power system, Absorption refrigeration cycle, Gas turbine, Intercooler, Energy analysis, Exergy analysis.

۱- مقدمه

کلیدی در این چالش دارند [۲]. امروزه تولید توان به‌شدت وابسته به مصرف سوخت‌های فسیلی است. این در حالی است که بسیاری از کشورها، به‌دلیل نگرانی از کاهش منابع فسیلی، افزایش هزینه‌های عملیاتی و تخریب محیط زیست ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای حاصل از احتراق این سوخت‌ها، به استفاده از سیستم‌های تولید همزمان و انرژی‌های تجدیدپذیر روی آورده‌اند. در همین راستا، استفاده از سیستم‌های سنتی تولید انرژی با بازده پایین، علاوه بر اتلاف انرژی، موجب تشدید گرمایش جهانی نیز می‌شود. در مقابل، سیستم‌های

بر اساس پیش‌بینی‌های اداره اطلاعات انرژی آمریکا، تقاضای جهانی برق تا سال ۲۰۵۰ بین ۳۰ تا ۷۶ درصد افزایش خواهد یافت که ۵۴ تا ۶۷ درصد آن توسط انرژی‌های تجدیدپذیر و هسته‌ای تأمین می‌شود [۱]. ساختمان‌های مسکونی و تجاری، با مصرف حدود ۴۰ درصد از انرژی جهان و سهم یک‌سومی در انتشار گازهای گلخانه‌ای، به‌ویژه به‌دلیل سیستم‌های ناکارآمد گرمایش، سرمایش و تهویه، نقش

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mehregan@shahroodut.ac.ir

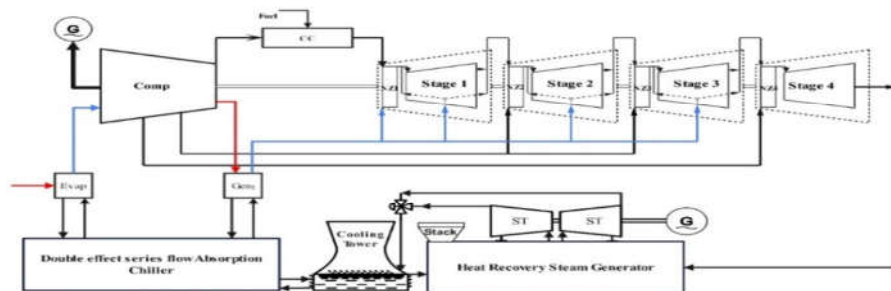
تاریخ دریافت: ۱۳/۱۲/۲۷

تاریخ پذیرش: ۰۴/۰۵/۰۶

تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش با بهره‌گیری از فناوری بازیابی گرمایی تلف‌شده، راهکاری کارآمد برای بهینه‌سازی مصرف سوخت، کاهش آلاینده‌ها و افزایش بهره‌وری انرژی ارائه می‌دهند [۳،۴]. سیستم‌های تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان به دلیل بهره‌وری انرژی بالا، انعطاف‌پذیری و قابلیت استفاده در مصارف صنعتی و عمومی، به عنوان راهکاری کلیدی در مدیریت انرژی جهانی مورد توجه قرار گرفته‌اند [۵]. این سیستم‌ها که شامل محرکه اولیه، چیلر جذبی، سیستم بازیافت گرما و ژنراتور برق هستند، به‌طور همزمان نیازهای گرمایشی، سرمایشی و الکتریکی را تأمین کرده و آلاینده‌های محیطی و هزینه‌های عملیاتی را کاهش می‌دهند [۵-۸].

وانگ و همکاران [۹] یک استراتژی عملیاتی جایگزین را برای سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش و تولید برق بررسی کرده‌اند که شامل بازگرداندن گاز دودکش به هوای محیط است. یافته‌ها نشان می‌دهند که این رویکرد در بهبود کارایی کلی، صرفه‌جویی انرژی، کاهش هوای اضافی و مهار تولید NO_x در محفظه احتراق مؤثر است. علاوه بر این، استفاده بهینه از گرما با دمای پایین و کاهش تلفات گرمایی و افت فشار در مبادله‌کن گرمایی از دیگر مزایای این روش است. وان و همکاران [۱۰] به بررسی بهبود عملکرد نیروگاه ترکیبی توربین گازی با خنک‌سازی دوگانه هوای ورودی و سیال خنک‌کننده توربین با چیلر جذبی پرداخته‌اند. نتایج نشان می‌دهد که این روش توان نیروگاه را ۸/۲ درصد افزایش می‌دهد. همچنین، افزایش دمای ورودی توربین نسبت به کاهش دبی جریان خنک‌کننده، بهبود عملکرد بیشتری ایجاد می‌کند. تحلیل اقتصادی نیز نشان می‌دهد که این روش موجب افزایش ۷/۷ درصد سود ناخالص می‌شود. چن و همکاران [۱۱] یک سیستم خنک‌سازی ترکیبی شامل چیلر جذبی و ذخیره‌سازی یخ دوغایی را برای بهبود عملکرد نیروگاه ترکیبی بررسی کردند. مدل پیشنهادی آن‌ها نشان داد که این سیستم می‌تواند نیاز کامل خنک‌سازی نیروگاه را تأمین کند. همچنین، افزایش ذخیره‌سازی انرژی خنک‌کننده تولید برق را افزایش می‌دهد، اما آهنگ رشد آن کاهش می‌یابد. در تحلیل اقتصادی حداکثر سود خالص در ذخیره‌سازی ۵۰۰ گیگاژول حاصل می‌شود. دیوان و همکاران [۱۲] یک سیستم خنک‌سازی نوین برای نیروگاه‌های ترکیبی ارائه کردند که از گرمای اتلافی بین‌خنک‌کن برای خنک‌سازی هوای ورودی کمپرسور با چیلر جذبی استفاده می‌کند. این سیستم توانست توان تولیدی را ۱۹ درصد و بازده کلی را ۳/۲ درصد افزایش دهد. همچنین، بازده نیروگاه را ۸ تا ۱۸ درصد بهبود داده و سود سالانه بیشتری ارائه کرد. دوره بازگشت سرمایه آن ۱/۷۴ سال بود که یک راهکار اقتصادی و کارآمد برای نیروگاه‌های ترکیبی در مناطق گرم معرفی شد. هو و همکاران [۱۳] یک راهکار سرمایشی ترکیبی برای بهبود عملکرد گرمایی چرخه ترکیبی گاز-بخار در دماهای بالای تابستان پیشنهاد شده است. شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که اولویت‌دادن به سرمایش هوای ورودی، باعث پایداری توان تولیدی در دماهای بالا و افزایش آن تا ۹/۱٪ و نیز بهبود بازده گرمایی سیستم تا ۱۱/۱٪ در بارهای جزئی می‌شود. کوادرو و همکاران [۱۴] عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی یک نیروگاه گازی و سرمایش هوای ورودی کمپرسور، در شرایط اقلیمی گرم و مرطوب، مورد ارزیابی قرار دادند. سوخت مصرفی ترکیبی از گاز طبیعی و هیدروژن در

نسبت‌های مختلف ۰ تا ۱۰۰ درصد می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد هزینه برق تولیدی با افزایش نسبت H_2 به بالای ۸۰٪، حدود ۱۰٪ کاهش یافته و عملکرد اقتصادی بهبود یافته است. کوکرافت و همکاران [۱۵] اثر سرمایش هوای ورودی توربین بر چرخه برایتون جریان موازی بررسی شد. نتایج نشان داد که با جابه‌جایی نقطه عملکرد بهینه به نسبت فشار بالاتر، می‌تواند توان خروجی را تا ۶۵٪ و بازده گرمایی را تا ۳۱٪ افزایش دهد. زارع و همکاران [۱۶] سه روش سرمایش هوای ورودی شامل تبخیرکننده ثابت، مه‌پاشی و چیلر جذبی برای بهبود عملکرد یک نیروگاه چرخه ترکیبی در ایران مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج نشان داد که چیلر جذبی بیشترین افزایش بازده انرژی (۲،۶٪) و توان خروجی ۴۵ مگاوات را ایجاد می‌کند، اما بالاترین مصرف آب و طولانی‌ترین دوره بازگشت سرمایه ۶،۸ سال را نیز دارد. در مقابل، سیستم تبخیرکننده با بازده اقتصادی بالاتر، مصرف آب کمتر و دوره بازگشت سرمایه ۲،۷ سال، برای مناطق خشک مناسب‌تر شناخته شد. در این پژوهش، برای نخستین‌بار، یک سیستم تولید همزمان با آرایشی کاملاً نوآورانه و متفاوت از ساختارهای پیشین ارائه شده است. آرایش پیشنهادی نه تنها در ادبیات موجود سابقه نداشته، بلکه برخلاف مطالعات پیشین که عمدتاً رویکردی کلی‌نگر نسبت به تجهیزات و فرآیندها داشته‌اند، در این سیستم کلیه اجزای فرعی و اصلی به‌صورت جزئی و دقیق مورد تحلیل قرار گرفته‌اند. یکی از مهم‌ترین نوآوری‌های این پژوهش، استفاده از نسبت فشارهای بالا در توربین گاز است. در حالی که اغلب مطالعات قبلی به بررسی عملکرد سیستم در نسبت فشارهای پایین بسنده کرده‌اند، در این تحقیق تأثیر نسبت فشار بالا بر بازدهی و رفتار ترمودینامیکی چرخه به‌صورت جامع تحلیل شده است. تحلیل انرژی و انرژی در این تحقیق به‌صورت یکپارچه، دقیق و مرحله‌به‌مرحله برای تمام اجزای سیستم انجام شده، در حالی که مطالعات پیشین عموماً به تحلیل‌های مجزا و ناپیوسته اکتفا کرده‌اند. افزون بر این، برای نخستین‌بار، چرخه چیلر جذبی مدار سری در یک چیدمان کاملاً جدید در این سیستم تلفیق و بررسی شده است؛ برخلاف مطالعات گذشته که صرفاً از ظرفیت سرمایش چیلر به‌عنوان یک مقدار عددی استفاده کرده و از تحلیل ترمودینامیکی عمیق آن صرف‌نظر کرده‌اند. همچنین خنک‌کاری پره‌ها و نازل‌های توربین گاز، که نقش بسیار مهمی در بهبود راندمان و افزایش طول عمر تجهیزات دارد، به‌صورت ترمودینامیکی دقیق مدل‌سازی و بررسی شده است؛ موضوعی که در تحقیقات پیشین کمتر مورد توجه قرار گرفته و عموماً به‌صورت تجربی یا ساده‌سازی‌شده مطرح گردیده است. در این پژوهش تأثیر متغیرهای کلیدی همچون نسبت فشار، دمای ورودی به توربین، نحوه خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، نسبت سوخت به هوای اضافه، و تأثیر عملکرد خنک‌کاری بر احتراق در محفظه احتراق به‌صورت سیستماتیک و کمی مورد ارزیابی قرار گرفته است. این تحلیل‌ها نشان می‌دهند که چگونه تغییر در پارامترهای مذکور می‌تواند بر عملکرد کلی سیستم از منظر انرژی، انرژی، و راندمان تأثیرگذار باشد. بدین ترتیب، پژوهش حاضر نه تنها یک آرایش نوین برای سیستم ترکیبی تولید انرژی ارائه می‌دهد، بلکه با رویکرد تحلیلی عمیق خود، زمینه علمی و قابل استناد برای طراحی بهینه چنین سیستم‌هایی فراهم می‌سازد.



شکل ۱- طرحواره کلی سیستم پیشنهادی

فرضیات مسئله

- در این سیستم، فرض بر این است که:
- تمامی شرایط در حالت پایا هستند.
- تغییرات در انرژی‌های جنبشی و پتانسیل نادیده گرفته شده است.
- تمامی گازها به‌عنوان گازهای ایده‌آل فرض می‌شوند.
- ترکیب هوا شامل ۲۱٪ اکسیژن و ۷۹٪ نیتروژن است.
- سوخت این سیستم متان بوده و احتراق به‌صورت کامل انجام می‌شود.
- از اتلافات گرمایی و افت فشار در لوله‌ها و اجزا صرف نظر شده است.

۲- تحلیل انرژی

۲-۱- مدل‌سازی توربین گاز

در این قسمت، یک مدل ترمودینامیکی برای تمامی اجزای سیستم پیشنهادی ارائه خواهد شد؛ بنابراین، در گام نخست، ضروری است که قوانین بنیادی ترمودینامیکی مرتبط با قوانین بقای جرم و انرژی که در ادامه به آنها اشاره شده است، موردبحث قرار گیرند.

$$\sum_k \dot{m}_i - \sum_k \dot{m}_e = \frac{dm}{dt} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) = \sum_i \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{W} \quad (2)$$

در فرایند مدل‌سازی کمپرسورهای هوا، فرض بر این است که هوای ورودی در شرایط دما و فشار محیط وارد کمپرسور شده و پس از انجام فرایند تراکم، خروجی کمپرسور در دما و فشار بالاتری نسبت به ورودی قرار می‌گیرد. با توجه به اینکه فرایند تراکم در کمپرسور به‌صورت آدیاباتیک فرض شده و راندمان آیزنتروپیک و نسبت فشار کمپرسور از پیش مشخص‌اند، می‌توان توان واقعی کمپرسور و دمای خروجی هوا را از طریق روابط ترمودینامیکی محاسبه کرد و اینکه در آن $C_{p,a}$ به عنوان یک تابع متغیر دما به شرح زیر در نظر گرفته می‌شود [۱۷].

$$T_e = T_i \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} r_c - 1 \right] \right\} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{comp} = \sum_{i=1}^{\eta_{comp}} [\dot{m}_a \times (h_{i,AC} - h_{e,AC})] \quad (4)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} (T_e - T_i) \quad (5)$$

$$\eta_{comp,AC} = \frac{(h_{e,AC,s} - h_{i,AC})}{(h_{e,AC} - h_{i,AC})} \quad (6)$$

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

محفظه احتراق با تبدیل انرژی شیمیایی سوخت به انرژی گرمایی، نقش اساسی در عملکرد توربین‌های گازی و سیستم‌های قدرت ایفا می‌کند. معادلات حاکم بر این بخش شامل بقای جرم و انرژی بوده و عوامل مهمی مانند بازده احتراق، افزایش دما و افت فشار در طراحی آن مؤثر هستند [۱۸].

$$\dot{m}_a h_i + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_e h_e + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f LHV \quad (8)$$

$$\frac{P_C}{P_B} = (1 - \Delta P_{CC}) \quad (9)$$

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{air}} \quad (10)$$

معادلات حاکم بر توربین گاز، شامل معادله انرژی و راندمان آیزنتروپیک، ابزارهایی برای تحلیل عملکرد این سیستم هستند [۱۹].

$$T_e = T_i \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - (P_r)^{\frac{1-\gamma_a}{\gamma_a}} \right] \right\} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \cdot C_{p,g} (T_i - T_e) \quad (12)$$

$$C_{p,g}(T) = 0.991615 + \left(\frac{6.99703T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.7129T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.22442T^3}{10^{10}} \right) \quad (13)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air} \quad (14)$$

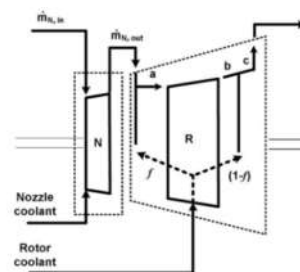
افزایش دمای ورودی توربین گاز راهکاری مؤثر برای بهبود راندمان و توان خروجی است، اما با محدودیت‌های مواد، نیاز به خنک‌کاری پیشرفته و هزینه‌های نگهداری مواجه می‌باشد. بهره‌گیری از فناوری‌های نوین در طراحی پره‌ها، پوشش‌های گرمایی و سیستم‌های خنک‌کاری مانند شکل ۲، برای غلبه بر این چالش‌ها ضروری است. برای تحلیل راندمان و توان تولیدی سیستم توربین گاز، از معادلات زیر استفاده می‌شود [۲۰].

$$\dot{W}_{Turb} = \sum_{i=1}^{n_{turb}} [(\dot{m}_{i,N} + \dot{m}_{C,N} + \dot{m}_{C,f}) \times (h_a - h_b)] \quad (15)$$

$$\eta_{Turb,AC} = \frac{(h_a - h_b)}{(h_a - h_{b,s})} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{comp}) \times \eta_{mech} \times \eta_{gen} \quad (17)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{m} \times LHV)_{fuel}} \quad (18)$$



شکل ۲- مدل سازی خنک کننده توربین [۲۰]

۲-۲- مدلسازی بازتاب گرمایی (HRSG)

گاز های خروجی از مرحله آخر توربین مقداری دمای آن پایین است ، لذا در مرحله ی بعدی با دبی سوخت ترکیب و دمای آن برای سیستم HRSG آماده می شود .

$$\dot{m}_g h_i + \dot{m}_{f,DB} LHV = (\dot{m}_g + \dot{m}_{f,DB}) h_e + (1 - \eta_{DB}) \dot{m}_{f,DB} LHV \quad (19)$$

که در اینجا LHV ارزش گرمایی پایین گاز طبیعی است و بازده مشعل کانال است که برابر ۹۵٪ در نظر گرفته شده است. در دیگ HRSG با تولید بخار فشار سه گانه و بازگرمایش که در شکل (۴) نشان داده شده است، بخار در سه سطح فشار متناظر با فشار ورودی توربین های HP^1 ، IP^2 و LP^3 تولید می شود. برای مدل سازی چرخه های پایینی، حد پایین دمای ۸۸ درجه سلسیوس برای دمای گاز خروجی از HRSG به محیط در نظر گرفته شده است تا از تشکیل اسید (به دلیل نقطه شبنم گاز خروجی) جلوگیری شود. برای محاسبه جریان های انرژی هر نیروگاه، یک تحلیل ترمودینامیکی جامع برای هر پیکربندی لازم است که با استفاده از فرمول (۱) قابل محاسبه است [۱۸].

راندمان انرژی سیستم توربین بخار از معادله ی زیر محاسبه می شود.

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{in,bot}} \quad (20)$$

۲-۳- مدلسازی چیلر جذبی

سیستم جذبی دو اثره با استفاده از لیتیوم بروماید و آب، عملکرد بهتری نسبت به چیلرهای تک اثره دارد. در این چرخه، گرما در ژنراتور باعث تبخیر آب شده، بخار به چگالنده منتقل و سپس در تبخیرکن تبخیر می شود. بخار حاصل در جاذب با لیتیوم بروماید ترکیب شده و گرما دفع می شود. این طراحی با استفاده از دو سطح دمایی، راندمان گرمایی را افزایش داده، مصرف انرژی را کاهش داده و ضریب عملکرد

(COP) را بهبود می بخشد [۲۱].

روابط حاکم بر ژنراتور نیز در روابط زیر آورده شده است [۲۲].

$$\dot{m}_{104} = \dot{m}_{105} + \dot{m}_{111} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{104} x_{104} = \dot{m}_{105} x_{105} + \dot{m}_{111} x_{105} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Gen(I)} &= \dot{m}_{105} h_{105} + \dot{m}_{111} h_{111} - \dot{m}_{104} h_{104} \\ &= \dot{m}_{121} h_{121} - \dot{m}_{120} h_{120} \end{aligned} \quad (23)$$

و همچنین راندمان مبادله کن های گرمایی از معادلات زیر محاسبه می شود.

$$Eff_{HEX,I} = \left(\frac{\dot{m}_I (h_{104} - h_{103})}{\dot{m}_{II} (h_{105} - h_{106})} \right) \quad (24)$$

$$Eff_{HEX,II} = \left(\frac{\dot{m}_I (h_{104} - h_{103})}{\dot{m}_A (h_{105} - h_{106})} \right) \quad (25)$$

که در بالا $\dot{Q}_{Gen,I}$ آهنگ انتقال گرما در ژنراتور دما بالا و Eff راندمان مبادله کن گرمایی می باشد. همچنین در پایین معادلات حاکم بر تبخیرکن، چگالنده و جاذب آمده است [۲۳].

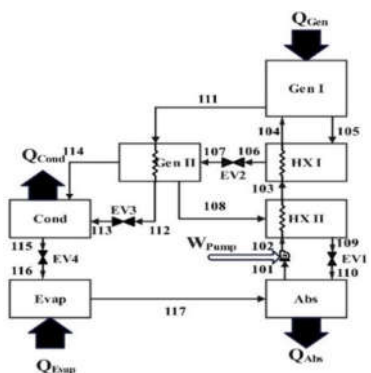
$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{117} h_{117} - \dot{m}_{116} h_{116} = \dot{m}_{119} h_{119} - \dot{m}_{118} h_{118} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Cond} &= \dot{m}_{113} h_{113} + \dot{m}_{114} h_{114} - \dot{m}_{115} h_{115} \\ &= \dot{m}_{123} h_{123} - \dot{m}_{122} h_{122} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Abs} &= \dot{m}_{101} h_{101} - \dot{m}_{117} h_{117} + \dot{m}_{110} h_{110} \\ &= \dot{m}_{125} h_{125} - \dot{m}_{124} h_{124} \end{aligned} \quad (28)$$

در اینجا $\dot{Q}_{Evap}$ ، $\dot{Q}_{Cond}$ و $\dot{Q}_{Abs}$ به ترتیب آهنگ انتقال گرما تبخیرکن ، آهنگ انتقال گرما در چگالنده و آهنگ انتقال گرما در جاذب می باشد. ضریب عملکرد (COP) چرخه تبرید، نسبت انرژی مفید به انرژی مصرفی در سیستم تبرید است [۲۵].

$$COP = \left(\frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_{Pump}} \right) \quad (29)$$



شکل ۳- طرحواره چیلر جذبی

۳- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی روشی است که از اصول پایستگی جرم و پایستگی انرژی همراه با قانون دوم ترمودینامیک برای تحلیل، طراحی و بهبود سیستم های انرژی و سایر سیستم ها استفاده می کند [۲۱]. این تأکید اکنون بر تحلیل سیستم و بهینه سازی ترمودینامیکی نیز صادق است [۲۲].

¹ High Pressure

² Intermediate Pressure

³ Low Pressure

⁴ coefficient of performance

$$\xi_{CH_4} = 1.06$$

$$\xi_{H_2} = 0.985$$

راندمان گرمایی و انرژی نیروگاه چرخه ترکیبی به شرح زیر تعریف می شود [۱۹].

$$\eta_t = \frac{\sum_n \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_f} \quad (36)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_n \dot{W}_{Rev}}{\dot{E}_{x_f}} \quad (37)$$

جایی که $\dot{Q}_f$ و $\dot{E}_{x_f}$ به ترتیب انرژی و انرژی گاز طبیعی هستند. برای محاسبه راندمان انرژی HRSR از معادله زیر استفاده شده است [۲۳].

$$\eta_{ex,HRSR} = \frac{\dot{E}_{x_{Steam,out}} - \dot{E}_{x_{Steam,in}}}{\dot{E}_{x_{fluegas,out}} - \dot{E}_{x_{fluegas,in}}} \quad (38)$$

$$\eta_{Exergy} = \left(1 - \frac{E_{dest}}{(Q_{Gen} \cdot \theta_{carnot} + W_{pump})} \right) \quad (39)$$

۳-۱- ارزیابی عملکرد سیستم تولید چندگانه پیشنهادی

روابط ضروری برای محاسبه بازده، انرژی و انرژی سیستم تولید چندگانه و زیرسیستم‌های چرخه پیشنهادی، در ادامه در معادلات (۴۱) تا (۴۵) ارائه شده‌اند [۱۸، ۱۹].

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{CH_4,in} LHV_{CH_4} \quad (40)$$

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{Comp} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{pump} \quad (41)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{in}} \times 100 \quad (42)$$

$$\eta_{System,CCHP} = \frac{\dot{W}_{Net} + \dot{Q}_{Heating} + \dot{Q}_{Cooling}}{\dot{Q}_{in,CC} + \dot{Q}_{in,DB}} \times 100 \quad (43)$$

$$\Psi_{CCHP} = \frac{\dot{W}_{Rev} + \Delta \dot{X}_{Heating} + \Delta \dot{X}_{Cooling}}{\dot{X}_{in}} \times 100 \quad (44)$$

که در بالا $\dot{Q}_{Cooling}$ ، $\dot{Q}_{Heating}$ ، $\eta_{System,CCHP}$ ، $\dot{W}_{Net}$ ، $\dot{Q}_{in}$ ، $\dot{Q}_{in,CC}$ ، $\dot{Q}_{in,DB}$ ، Ψ_{CCHP} ، $\Delta \dot{X}_{Heating}$ و $\Delta \dot{X}_{Cooling}$ به ترتیب آهنگ گرمای ورودی به سیستم، توان تولیدی خالص سیستم تولید چندگانه، راندمان سیستم تولید چندگانه، آهنگ گرمای تولیدی سیستم تولید چندگانه، آهنگ سرمایش تولیدی سیستم تولید چندگانه، آهنگ گرمای تولیدی در محفظه ی احتراق، آهنگ گرمای تولیدی در محفظه ی مشعل ورودی HRSR، راندمان انرژی سیستم تولید چندگانه، آهنگ تغییرات انرژی گرمای، آهنگ تغییرات انرژی سرمایش و انرژی ورودی به سیستم تولید چندگانه می باشد.

$$\sum \dot{E}_{x_{in}} - \sum \dot{E}_{x_{out}} + \sum \dot{E}_{x_Q} - \sum \dot{E}_{x_W} - \sum \dot{E}_D = 0 \quad (29)$$

در این مطالعه، انرژی به چهار بخش تقسیم شده که مهم‌ترین آن‌ها انرژی فیزیکی و شیمیایی هستند. انرژی فیزیکی بیانگر بیشینه کار مفید نظری در تعامل با محیط تعادلی است و انرژی شیمیایی ناشی از اختلاف ترکیب شیمیایی سیستم با حالت تعادل آن است. اجزای جنبشی و پتانسیل به دلیل تغییرات ناچیز نادیده گرفته شده‌اند. همچنین موازنه انرژی با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک استخراج شده است [۲۱]. در رابطه (۳۰) $\dot{E}_{x_{in}}$ نشان‌دهنده آهنگ انرژی ورودی، $\dot{E}_{x_{out}}$ آهنگ انرژی خروجی، $\dot{E}_{x_Q}$ انرژی مرتبط با انتقال گرما، $\dot{E}_{x_W}$ انرژی مرتبط با کار تبادل شده و $\dot{E}_D$ بیانگر آهنگ بازگشت‌ناپذیری (تلفات انرژی) است. علاوه بر این، عبارت در رابطه (۳۲) انرژی تعریف می‌شود که از مجموع انرژی‌های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل تشکیل شده است. این تعریف جامع، امکان تحلیل دقیق‌تر سیستم‌های انرژی را فراهم می‌کند [۲۱].

$$\dot{E}_x = \dot{m}(ex_{ph} + ex_{ch} + ex_{kn} + ex_{pt}) \quad (30)$$

در چرخه های تولید توان و توربین ها انرژی فیزیکی و شیمیایی مورد نظر است و از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می‌شود نتیجه ساده شده در رابطه ی زیر آمده است [۲۲].

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (31)$$

عبارت کلی برای انرژی فیزیکی در رابطه ی (۳۳) آمده است که در این رابطه دمای مرجع ۲۹۸ کلوین و فشار مرجع ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است [۲۳].

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (32)$$

که در رابطه ی بالا h و s به ترتیب انتالپی و آنتروپی دلالت دارد و زیر نویس صفر به معنی شرایط محیطی است. انرژی ناشی از کار و گرما نیز در پایین آورده شده است [۱۹].

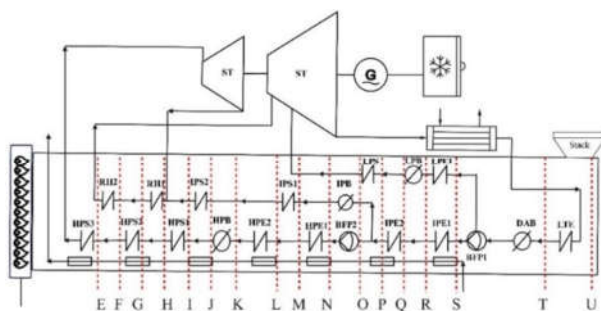
$$\sum \dot{E}_{x_W} = \dot{W}_{net} \quad (33)$$

$$\sum \dot{E}_{x_Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \dot{Q}_{net} \quad (34)$$

برای ارزیابی انرژی سوخت نمی توان از فرمول های فوق استفاده کرد. بنابراین، نسبت مربوط به انرژی ساده شده به شرح زیر تعریف می شود [۱۹].

$$\xi = \frac{\dot{E}_{x_f}}{LHV_f} \quad (35)$$

با توجه به اینکه برای اکثر سوخت های گازی معمول، نسبت انرژی شیمیایی به مقدار گرمایش پایین تر معمولا نزدیک به ۱ است، می توان نوشت [۱۹].



شکل ۴- طرحواره سیستم بازیاب گرمایی بخار

۴- بحث و نتایج

سیستم CCHP مبتنی بر سیستم توربین گاز با خنک کن ورودی که در این مقاله ارائه شده است، با استفاده از معادلات ترمودینامیکی مدل سازی شده است. معادلات مربوط تحلیل های انرژی و اگزرژی برای سیستم پیشنهادی انجام شده است. در ادامه مدل سازی انرژی و اگزرژی چیلر جذبی با کمک نرم افزار^۱ (EES) انجام شده است. فرضیات اولیه مورد نیاز برای مدل سازی توربین گاز، مطابق با مرجع [۲۴] در جدول ۱ آورده شده است. نتایج حاصل از حل توربین گاز به همراه اعتبار سنجی آن در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۱- پارامتر های ورودی توربین گاز جنرال الکتریک [۲۴]

پارامتر های ورودی	مقادیر
دبی ورودی هوا (kg/s)	۶۵۰
نسبت فشار (-)	۲۲
دمای ورودی توربین (°C)	۱۵۵۰
راندمان کمپرسور (%)	۹۰
راندمان توربین (%)	۸۷

برای اطمینان از دقت مدل سازی واحد HRSG، نتایج شبیه سازی با داده های تجربی و پژوهش های مرجع [۱۹]. در جدول ۳ مقایسه شده است. در این مطالعه، پژوهش های معتبر به عنوان معیار ارزیابی انتخاب شده اند. بررسی ها نشان می دهند که بیشترین اختلاف محاسباتی کمتر از ۲/۸ درصد است، که این مقدار نشان دهنده دقت قابل قبول مدل سازی در پیش بینی عملکرد واقعی HRSG است. این نتایج تأیید می کنند که مدل ارائه شده می تواند به طور مؤثر برای تحلیل و طراحی این سیستم ها مورد استفاده قرار گیرد [۱۹].

جدول ۲- اعتبار سنجی مدل سازی توربین گاز [۲۴]

نتایج شبیه سازی	مطالعه حاضر	مرجع	خطای نسبی
توان تولیدی خالص (MW)	۳۴۹	۳۳۷	۳/۷۸۴
راندمان گرمایی (%)	۴۳/۳۸	۴۲/۶	۱/۸۳
توان مصرفی	۳۲۰/۴	-	-
کمپرسور (MW)	-	-	-
توان تولیدی توربین (MW)	۶۷۰/۲	-	-

¹ Engineering Equation Solver

جدول ۳- اعتبار سنجی انجام شده برای چرخه تولید بخار بازیافتی

اجزا	مطالعه حاضر	مرجع	خطا نسبی
توان تولیدی توربین گاز (MW)	۲۶۳	۲۵۸	۱/۹۳
توان تولیدی توربین بخار (MW)	۱۲۱/۱	۱۲۳/۵	۱/۹
راندمان گرمایی چرخه (%)	۵۶/۱	۵۴/۵۵	۲/۸

خواص ترمودینامیکی مخلوط آب و برومید لیتیم (Water-LiBr) بر اساس روابط ارائه شده در مرجع [۲۵] محاسبه شده اند که این روابط برای دماهایی تا ۲۱۰ درجه سلسیوس برای چرخه های سه اثره مورد نیاز است، معتبر هستند. در این پژوهش، ویژگی های ترمودینامیکی نقاط چرخه با دقت ارزیابی شد و داده های ورودی همراه فرضیات پایه در جدول ۴ آورده شده اند. شرایط عملیاتی معمول سیستم های سرمایشی در نظر گرفته شد، که در آن تنها برگشت ناپذیری های اجتناب ناپذیر (با حداقل اختلاف دمای ۰/۲ کلوین در مبادله کن های گرمایی) لحاظ شدند و تلفات گرمایی و فشاری نادیده گرفته شدند [۱۹]. محدوده تغییرات دمای ژنراتور به صورت قابل قبول تنظیم شده است. حد پایین این دما که به عنوان "دمای قطع" شناخته می شود، زمانی اتفاق می افتد که اختلاف غلظت بین محلول ورودی و خروجی یکی از جذب کننده ها یا ژنراتورهای چرخه به صفر نزدیک شود و در نتیجه، آهنگ جریان محلول به میزان بسیار زیادی افزایش یابد. از سوی دیگر، حد بالای دمای ژنراتور با خطر کریستالیزاسیون محلول آب-بروماید لیتیم محدود شده است [۲۱].

جدول ۴- پارامتر های ورودی برای مدل سازی چیلر جذبی [۲۵]

پارامتر های ورودی	مقادیر
فشار بالای چرخه جذبی (kPa)	۳۲/۳
فشار پایین چرخه جذبی (kPa)	۱
فشار متوسط چرخه جذبی (kPa)	۴/۸۱
دمای کاری تبخیرکن (°C)	۷
دمای کاری ژنراتور (°C)	۱۱۰
دمای کاری جاذب (°C)	۳۲
دمای کاری چگالنده (°C)	۳۲
غلظت متوسط جریان (%)	۵۲/۲۵
غلظت قوی جریان (%)	۵۷/۹
دبی ورودی به پمپ (kg/s)	۴/۷۵

جدول ۷- دبی جرمی خنک‌کننده نسبت به جریان ورودی خنک سازی

[۱۰]	
محل ورودی	درصد جرم هوا (%)
نازل اول	۷/۸
روتور اول	۴/۵
نازل دوم	۳/۳
روتور دوم	۲/۱
نازل سوم	۰/۷
روتور سوم	۰/۵
نازل چهارم	۰/۲

جدول ۸ - پارامتر ورودی برای مدل سازی بازیاب گرمایی		
پارامتر ورودی	مقادیر	واحد
دمای ورودی فشار بالا توربین	۵۴۳	°C
فشار ورودی فشار بالا توربین	۱۲/۴	MPa
دمای ورودی فشار متوسط توربین	۵۴۳	°C
فشار ورودی فشار متوسط توربین	۲/۷۶	MPa
دمای ورودی فشار پایین توربین	۲۰۸/۳	°C
فشار ورودی فشار پایین توربین	۰/۳۳۵۱	MPa

در تحلیل اگزرژی انجام شده برای چرخه پیشنهادی، ارزیابی جامع و دقیقی از عملکرد ترمودینامیکی اجزای مختلف سیستم صورت گرفته است. این ارزیابی شامل محاسبه راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و میزان تخریب اگزرژی هر یک از اجزای سیستم است که نقش هر جزء در بازده کلی چرخه را به روشنی مشخص می‌کند. نتایج این تحلیل که در شکل ۵، ۶ و ۷ ارائه شده است. بر اساس نتایج به دست آمده، تفاوت‌های قابل توجهی در میزان تخریب اگزرژی بین اجزای مختلف سیستم مشاهده می‌شود. بالاترین آهنگ تخریب اگزرژی مربوط به محفظه احتراق است که با مقدار ۲۵۹/۸ مگاوات، سهم ۷۴/۵۳ درصدی از کلتخریب اگزرژی سیستم را به خود اختصاص داده است.

جدول ۹- نتایج سیستم پیشنهادی

پارامتر	مقدار	واحد
توان خالص تولیدی	۳۰۸/۷	MW
توان تولیدی توربین گاز	۵۹۹/۳	MW
توان مصرفی کمپرسور	۲۹۰/۵	MW
آهنگ گرمای محفظه احتراق	۷۴۷/۳	MW
دبی سوخت	۱۴/۹۴	kg/s
آهنگ گرمایش تولیدی	۵۶	MW
توان تولیدی توربین بخار	۱۰۹/۶	MW
توان مصرفی پمپ	۲	MW
توان خالص تولیدی HRSG	۹۳/۶	MW
توان استفاده جهت گرمایش	۱۴	MW
سرمایش تولیدی	۵۳/۲	MW

صحت‌سنجی سیستم سرمایش جذبی دواثره آب-لیتیوم بروماید با نتایج پژوهش‌های جبریسلاسی و همکاران [۲۵] در جدول ۵ ارائه شده است.

جدول ۵- نتایج اعتبار سنجی چرخه چیلر جذبی دواثره لیتیوم-برماید آب [۲۵]

اجزا	مطالعه حاضر	مرجع	خطای نسبی
گرمای ورودی به تیخیرکن (kW)	۹۹۵/۶۴	۱۰۰۰	۰/۰۴
گرمای ورودی به جاذب (kW)	۱۱۰۳	۱۱۰۷/۱	۰/۰۱
گرمای خروجی از ژنراتور (kW)	۶۴۱/۹	۶۲۴/۳۱	۲/۸
گرمای خروجی از چگالنده (kW)	۵۰۹/۸	۵۰۳/۷۵	۱/۲
ضریب عملکرد (%)	۱/۵۵۱	۱/۶۵	۶

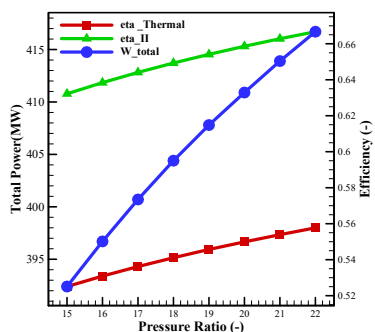
در مدل سازی توربین گاز، پارامترهای ورودی مانند دمای ورودی توربین، فشار کمپرسور، نسبت فشار، دمای محیط و ترکیب سوخت، تأثیر بسزایی در تطابق مدل با عملکرد واقعی دارند (جدول ۶). انتخاب دقیق این پارامترها، مبتنی بر داده‌های مرجع، عملکرد بهینه سیستم را تضمین می‌کند. جدول ۷ نشان می‌دهد که جریان جرمی خنک‌کننده معادل ۱۹٪ هوای ورودی است و حدود ۸۰٪ از کل هوای خنک کننده از آن در ژنراتور دما بالای چیلر خنک می‌شود.

واحد HRSG برای بازیافت گرمای گازهای خروجی توربین طراحی شده و پارامترهای ورودی آن شامل دمای گاز خروجی، دبی گاز ورودی، فشار بخار، دمای آب تغذیه و خواص سیال کاری است که در جدول ۸ ارائه شده‌اند. پارامترهای خروجی سیستم تولید چندانگانه پیشنهادی (با تحلیل انرژی و اگزرژی) در جدول ۹ نمایش داده شده‌اند.

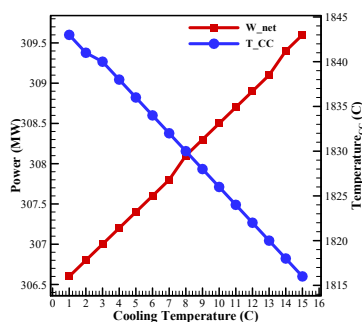
در بخش گرمایش، انرژی گرمایی تولیدشده برابر با ۵۶ مگاوات است و دبی جرمی آب گرم تولیدی ۳۸۲/۷ کیلوگرم بر ثانیه، با دمای خروجی ۶۰ درجه سلسیوس است. همچنین توان خالص تولیدی واحد HRSG برابر با ۹۳/۶ مگاوات محاسبه شده است. بخش سرمایش سیستم نیز عملکرد قابل توجهی دارد؛ با توان مصرفی کمپرسور معادل ۱۴ مگاوات، این سیستم سرمایشی برابر با ۵۳ مگاوات تولید می‌کند. سیستم سرمایشی به کاررفته در این طرح، یک سیستم تبرید تراکمی اصلاح شده است که به بهبود بازده عملکرد کمک می‌کند.

جدول ۶- پارامتر های ورودی برای تحلیل عملکرد چرخه پیشنهادی

پارامتر های ورودی	مقادیر
کاهش دمای هوای کمپرسور (°C)	۱۴
دبی ورودی هوا به کمپرسور (kg/s)	۶۵۰
نسبت فشار توربین گاز (-)	۲۲
دمای ورودی توربین (°C)	۱۵۵۰
راندمان کمپرسور (-)	۹۰
راندمان توربین (-)	۸۷

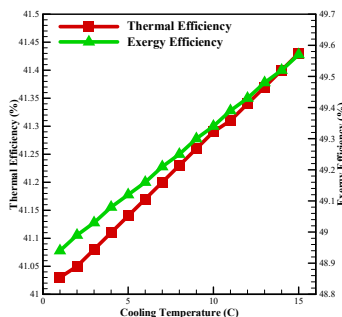


شکل ۸- تاثیر نسبت فشار بر پارامترهای عملکردی



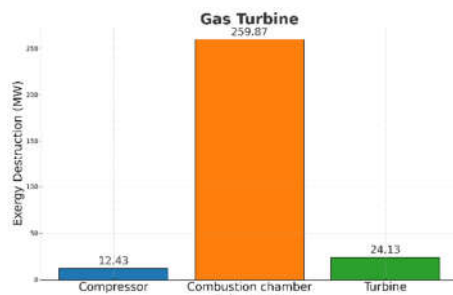
شکل ۹- تاثیر تغییرات دمای ورودی بر توان تولیدی و دمای محفظه احتراق

کاهش بیش‌ازحد دمای ورودی، دمای هوای فشرده محفظه احتراق را کاهش داده و راندمان احتراقی را کاهش می‌دهد. از سوی دیگر، افزایش بیش‌ازحد دمای ورودی کمپرسور، چگالی هوا را کاهش داده، کار کمپرسور را افزایش داده و توان خالص چرخه را کم می‌کند، که این امر دمای گازهای خروجی توربین را بالا برده و عمر قطعات را کاهش می‌دهد. کاهش دمای ورودی کمپرسور، در شرایط ثابت عملکردی، چگالی هوای ورودی را افزایش داده و کار کمپرسور را کاهش می‌دهد، که منجر به افزایش توان خالص چرخه از ۲۹۹/۷ به ۳۱۲/۱ مگاوات و بهبود راندمان گرمایی از ۴۰/۹۳٪ به ۴۱/۴۶٪ می‌شود.

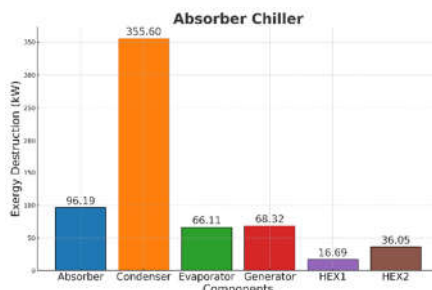


شکل ۱۰- تاثیر تغییرات دمای ورودی بر راندمان انرژی و اگزرژی

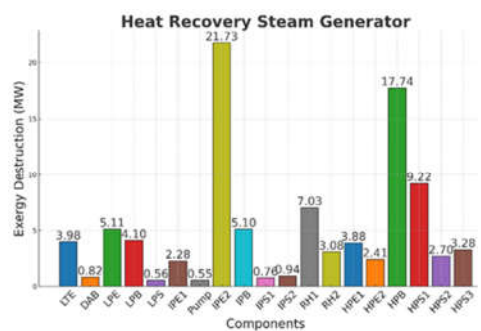
باین‌حال، باتوجه به شکل ۱۱ افزایش جرم جریان هوای ورودی، نیاز به سوخت بیشتری برای حفظ دمای ثابت محفظه احتراق ایجاد می‌کند. اگرچه این مسئله ممکن است هزینه‌های عملیاتی را افزایش



شکل ۵- آهنگ تخریب اگزرژی سیستم چیلر جذبی دو اثره



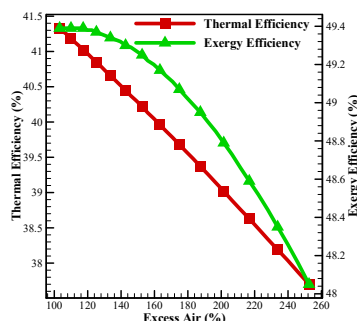
شکل ۶- آهنگ تخریب اگزرژی سیستم چیلر جذبی دو اثره



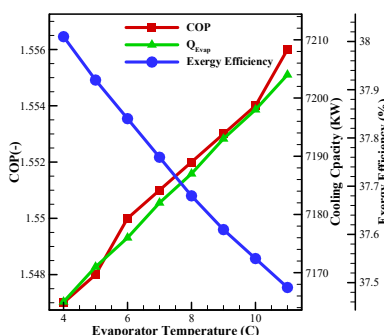
شکل ۷- آهنگ تخریب اگزرژی سیستم چیلر جذبی دو اثره

افزایش نسبت فشار در توربین گاز، با توجه به شکل ۸ دمای خروجی کمپرسور و راندمان گرمایی را بهبود می‌بخشد و توان خروجی را از ۲۸۴ به ۳۰۸ مگاوات (با افزایش نسبت فشار از ۱۵ به ۲۲) افزایش می‌دهد. با این حال، تجاوز از نسبت فشار بهینه به دلیل افزایش کار کمپرسور و محدودیت‌های دمایی، منجر به کاهش توان خالص، راندمان انرژی و افت عملکرد کلی سیستم می‌شود. راندمان اگزرژی نیز با کاهش تلفات در نسبت‌های بهینه افزایش می‌یابد، اما افزایش بیش‌ازحد آن عملکرد را مختل می‌کند.

کاهش دمای ورودی به کمپرسور نقش مهمی در بهبود عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی توربین گاز دارد. این کاهش باعث افزایش چگالی هوا، کاهش کار کمپرسور و در نتیجه افزایش توان خالص چرخه و بهبود راندمان گرمایی می‌شود. بر اساس شکل ۹ و ۱۰، با کاهش دمای ورودی از ۱۵°C به ۱°C، توان خروجی از ۳۰۶/۶ به ۳۰۹/۶ مگاوات افزایش یافته و راندمان گرمایی از ۴۱/۰۳ به ۴۱/۴۳ درصد و راندمان اگزرژی از ۴۸/۹۴ به ۴۹/۵۷ درصد ارتقا می‌یابد.



شکل ۱۳- تغییرات هوای اضافه با تغییرات دبی سوخت بر راندمان انرژی و اگزرژی



شکل ۱۴- تاثیر تغییرات دمای تبخیرکن بر عملکرد کلی چرخه چیلر جذبی

۵- نتیجه گیری

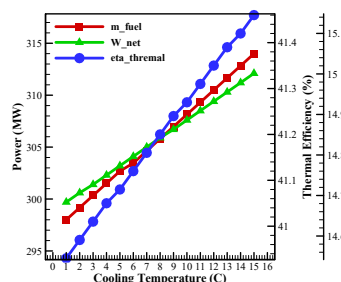
در این مقاله، یک سیستم نوین تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان (CCHP) با محرک توربین گاز مورد بررسی قرار گرفت. این سیستم شامل خنک‌کن ورودی با استفاده از چرخه تبرید جذبی بوده و از روش تحلیل انرژی و اگزرژی برای ارزیابی عملکرد سیستم استفاده گردید. هدف اصلی از این تحقیق، طراحی و ارزیابی یک سیستم CCHP پیشرفته است که بتواند هم‌زمان با افزایش ظرفیت تولید توان الکتریکی، راندمان کلی سیستم را در شرایط متغیر آب‌وهوایی تابستان و زمستان بهینه سازد. در این پژوهش تأثیر برخی متغیرهای کلیدی همچون نسبت فشار، دمای ورودی به توربین و نسبت سوخت به هوای اضافه بر عملکرد کلی سیستم از منظر انرژی، اگزرژی، و راندمان نیز بررسی شده است.

سیستم CCHP پیشنهادی شامل توربین گاز با نسبت فشار ۲۲، چیلر جذبی دواتره با دمای تبخیرکن 4°C و بازیاب گرمایی دو فشاره است که راندمان انرژی ۶۵/۹۸ درصد و توان خالص ۳۰۸/۷ مگاوات را تأمین می‌کند. تحلیل اگزرژی نشان می‌دهد بیشترین تلفات در محفظه احتراق (۷۴/۵۳ درصدی رخ می‌دهد که ضرورت بهینه‌سازی فرآیند احتراق را برجسته می‌کند. افزایش نسبت فشار توربین گاز تا ۲۲ توان خالص را افزایش می‌دهد، اما افزایش بیشتر آن منجر به کاهش راندمان به دلیل کار بیشتر کمپرسور می‌شود. کاهش دمای ورودی کمپرسور به 1°C راندمان اگزرژی را به ۴۹/۵۷٪ ارتقا می‌دهد، اما ممکن است عمر قطعات را کاهش دهد. کاهش هوای اضافی به ۱۰۳/۲ درصد راندمان

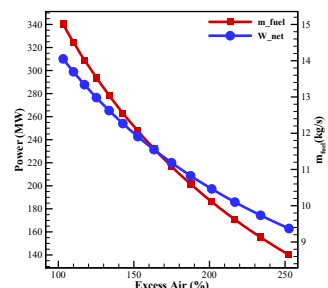
دهد، اما با توجه به بهبود توان خروجی و راندمان کلی سیستم، اثرات اقتصادی مثبتی بر جای می‌گذارد.

تأثیر کاهش هوای اضافی و افزایش دبی سوخت بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان (CCHP) بررسی شده است. نتایج شکل ۱۲ و ۱۳ نشان می‌دهد که کاهش هوای اضافی از ۲۵۲/۶ به ۱۰۳ درصد، منجر به افزایش راندمان گرمایی از ۳۷/۷٪ به ۴۱/۳۳٪ می‌شود. این بهبود ناشی از افزایش دمای محصولات احتراق، کاهش تلفات گرمایی به محیط و بهینه‌سازی فرآیند انتقال گرما است. همچنین، توان خالص سیستم به‌طور قابل‌توجهی از ۱۶۲/۹ مگاوات به ۳۱۰/۱ مگاوات افزایش یافته که ناشی از افزایش دبی سوخت (جهت حفظ تعادل احتراقی و دمای عملیاتی) و افزایش انرژی ورودی است. در این شرایط، راندمان اگزرژی نیز از ۴۸/۰۵٪ به ۴۹/۳۹٪ ارتقا پیدا کرده است که به دلیل کاهش تلفات اگزرژی مرتبط با هوای اضافی و استفاده بهینه از انرژی ورودی است.

تأثیر دمای تبخیرکن بر عملکرد چیلر جذبی از نظر COP، گرمای دریافتی و راندمان اگزرژی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش دمای تبخیرکن از ۱۱ به ۴ درجه سلسیوس با توجه به شکل ۱۴، COP از ۱/۵۴۷ به ۱/۵۵۶ افزایش می‌یابد که ناشی از افزایش تغییرات آنتالپی در چرخه تبرید است. با این حال، افزایش بیش‌ازحد دمای تبخیرکن ممکن است منجر به رفتار غیرخطی و کاهش COP شود. از سوی دیگر، راندمان اگزرژی با افزایش دمای تبخیرکن از ۴ به ۱۱ درجه سلسیوس، از ۳۷/۸۳ به ۳۷/۳۳ درصد کاهش می‌یابد که به دلیل افزایش اتلاف‌های ترمودینامیکی و کاهش کیفیت انرژی ورودی است.



شکل ۱۵- تغییرات دمای ورودی بر توان تولیدی بر پارامترهای عملکردی با حفظ دمای محفظه احتراق



شکل ۱۶- تأثیر تغییرات هوای اضافه با تغییرات دبی سوخت بر توان تولیدی

- with gas turbine inlet air cooling and condenser deep cooling. *Case Stud Therm Eng.* 2024 Aug 1 [cited 2025 Jul 11];60:104747.
- [14] Fajardo Cuadro J, Barreto D, Yabrudy D, Piña-Martinez A, Pupo O, Buelvas A. Energetic and exergoeconomic evaluation of a stig cycle and cooled inlet air gas turbine powered by mixtures of natural gas and H₂ in tropical climates. *Heliyon* [Internet]. 2024 Nov 30 [cited 2025 Jul 11];10(22).
- [15] Cockcroft CC, Le Roux WG. The influence of applying turbine inlet air cooling to a small-scale parallel-flow Brayton cycle. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2025 Feb 1 [cited 2025 Jul 11];325:119407.
- [16] Zare M, Hajinezhad A, Moosavian SF, Fattahi R. Exergy, economic, and water consumption perspectives in the comparative assessment of inlet air cooling methods. *Int J Thermofluids* [Internet]. 2025 Jul 1 [cited 2025 Jul 11];28:101292.
- [17] Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Convers Manag.* 2011 May 1;52(5):2296–308.
- [18] Ameri M, Ahmadi P, Khanmohammadi S. Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. *Int J Energy Res* [Internet]. 2008 Feb 1 [cited 2025 Mar 15];32(2):175–83.
- [19] Tajik Mansouri M, Ahmadi P, Ganjeh Kaviri A, Jaafar MNM. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. *Energy Convers Manag.* 2012 Jun 1;58:47–58.
- [20] Kwon HM, Ho Kim J, Seop Kim T. Gas Turbine Performance Enhancement by Inlet Air Cooling and Coolant Pre-Cooling Using an Absorption Chiller. *Proc ASME Turbo Expo* [Internet]. 2016 Sep 20 [cited 2025 Feb 20];3.
- [۲۱] چهارطاقی م، علی‌زاده خارکشی ب. تحلیل عملکرد یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما برپایه‌ی پیل سوختی پلیمری تحت شرایط کاری مختلف. *مهندسی مکانیک مدرس.* ۱۳۹۵؛ ۱۶(۳):۳۸۳-۹۴.
- [22] Chahartaghi M, Kharkeshi BA. Performance analysis of a combined cooling, heating and power system with PEM fuel cell as a prime mover. *Appl Therm Eng.* 2018 Jan 5;128:805–17.
- [23] Şencan A, Yakut KA, Kalogirou SA. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renew Energy.* 2005 Apr 1;30(5):645–57.
- [24] 7HA Gas Turbine | GE Vernova [Internet]. [cited 2025 Mar 15]. Available from: <https://www.governova.com/gas-power/products/gas-turbines/7ha>
- [25] Gebreslassie BH, Medrano M, Boer D. Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renew Energy.* 2010 Aug 1;35(8):1773–82.
- گرمایی را به ۴۱/۳۳ درصد می‌رساند. در بخش سرمایش، کاهش دمای تبخیرکن به ۴۰°C ضریب عملکرد (COP) را به ۱/۵۵۶ بهبود می‌بخشد، اما افزایش دما تا ۱۱°C راندمان انرژی را به ۳۷/۳ درصد کاهش می‌دهد که تعارض بین عملکرد گرمایی و کیفیت انرژی را نشان می‌دهد. پیشنهادات پژوهش شامل بهینه‌سازی چند هدفه پارامترها، ارزیابی اقتصادی-زیست‌محیطی، استفاده از سوخت‌های جایگزین (مانند هیدروژن) و مدل‌سازی پویا برای شرایط بار جزئی است. این سیستم با کاهش ۲۵٪ مصرف سوخت نسبت به سیستم‌های مجزا، پتانسیل بالایی در تأمین پایدار انرژی دارد و تأکید می‌کند که کاهش تلفات محفظه احتراق و بهینه‌سازی پارامترهای کلیدی، اساس توسعه سیستم‌های CCHP کارآمدتر در آینده است.
- ### ۶- مراجع
- [1] Energy Information Administration. Eia. 2023 [cited 2023 Dec 13]. International Energy Outlook 2023 - U.S. Energy Information Administration (EIA). Available from: <https://www.eia.gov/outlooks/ieo/>
- [۲] میراحمد ع، صدرعاملی سم. مطالعه عددی و شبیه‌سازی عملکرد یک مبدل حرارتی پر شده با ماده تغییرفاز برای سامانه تهویه مطبوع یک منزل مسکونی در مناطق گرم و خشک ایران. *مهندسی و مدیریت انرژی* ۱۴۰۲.
- [۳] عبدالعلی پورعدل م، رستمی م، محمدخانی ف، خلیل آریا ش. تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان بر مبنای توربین گازی با سوخت بیوگاز برای تولید توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز* ۱۴۰۱؛ ۵۱(۴): ۲۰۹-۱۷.
- [4] Zhu S, Yu G, Liang K, Dai W, Luo E. A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. *Appl Energy.* 2021 Jul 15;294:116965.
- [5] Al-Hallaj S, Alasfour F, Parekh S, Amiruddin S, Selman JR, Ghezal-Ayagh H. Conceptual design of a novel hybrid fuel cell/desalination system. *Desalination.* 2004 Mar 25;164(1):19–31.
- [6] Ferreira EM, Balestieri JAP, Zanardi MA. Optimization analysis of dual-purpose systems. *Desalination.* 2010 Jan 30;250(3):936–44.
- [7] Moran A, Mago PJ, Chamra LM. Thermoeconomic modeling of micro-CHP (micro-cooling, heating, and power) for small commercial applications. *Int J Energy Res* [Internet]. 2008 Jul 1 [cited 2024 Dec 5];32(9):808–23.
- [8] Khanmohammadi S, Musharavati F. Multi-generation energy system based on geothermal source to produce power, cooling, heating, and fresh water: Exergoeconomic analysis and optimum selection by LINMAP method. *Appl Therm Eng.* 2021 Aug 1;195:117127.
- [9] Wang Z, Han W, Zhang N, Liu M, Jin H. Effect of an alternative operating strategy for gas turbine on a combined cooling heating and power system. *Appl Energy.* 2017 Nov 1;205:163–72.
- [10] Kwon HM, Kim TS, Sohn JL, Kang DW. Performance improvement of gas turbine combined cycle power plant by dual cooling of the inlet air and turbine coolant using an absorption chiller. *Energy.* 2018 Nov 15;163:1050–61.
- [11] Wan A, Yang J, Chen T, Huang J. Techno-economic analysis of combined cycle power plant with waste heat-driven adsorption inlet air cooling system. *Int Commun Heat Mass Transf.* 2021 Jul 1;126:105422.
- [12] Dabwan YN, Zhang L, Pei G. A novel inlet air cooling system to improve the performance of intercooled gas turbine combined cycle power plants in hot regions. *Energy.* 2023 Nov 15;283:129075.
- [13] Hu H, Wang T, Ren Y, Zhang F, Zhang B, Li J. A case study of thermal performance of gas-steam combined cycle