



# Field Study of the Effect of Various Gas Turbine and Supplementary Firing Operating Modes on the Performance of a Real Combined Cycle Power Plant

## ARTICLE INFO

### Article Type

Original Research

### Authors

Abdollahian A.<sup>1</sup> MSc,  
Ameri M.<sup>2\*</sup> PhD

### How to cite this article

Abdollahian A, Ameri M. Field Study of the Effect of Various Gas Turbine and Supplementary Firing Operating Modes on the Performance of a Real Combined Cycle Power Plant. Modares Mechanical Engineering. 2021;21(5):285-295.

<sup>1</sup> Mechanical Engineering Faculty, azad university of kerman, kerman, iran

<sup>2</sup> Department of Mechanic Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

### \*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

Phone: -

Fax: -

ameri\_mm@uk.ac.ir

### Article History

Received: March 23, 2020

Accepted: February 20, 2021

ePublished: April 07, 2021

## ABSTRACT

The Supplementary firing system is one of the common methods to compensate for the lack of thermal energy sent by gas turbines and increase the power generation of combined cycle units. The low cost of investment relative to the increase in power generation has encouraged designers to use this method in mentioned power plants. In this paper, the field study of the performance changes of a real combined cycle unit is investigated in different modes of operation with and without using supplementary firing system from the energy and exergy viewpoints. Studies show that in all modes of operation of the research subject, the supplementary firing system causes the power generation and the energy efficiency of the steam cycle to increase to 26.3 MW and 2.43%, respectively. However, this system has a negative effect on the energy and exergy efficiency of the whole combined cycle, and these cause decrease about 1.7% and 1.13% in the worst case, respectively. Also, it was specified that the operation of the power plants at the partial loads causes high exergy destruction in the cycle, which higher exergy efficiencies and steam cycle due the use of supplementary firing system cannot fully compensate for it.

**Keywords** Combined Cycle Power Plant, Heat Recovery Steam Generator, Supplementary Firing, Exergy

## CITATION LINKS

[1] Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant [2] Energetic and exergetic analysis of combined cycle power plant... [3] Cziesla F, Tsatsaronis G, Gao Z. Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant [4] Kaviri AG, Jaafar MN, Lazim TM. Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm [5] Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit [6] An exergy-based multi-objective optimization of a heat recovery steam generator (HRSG) in a combined cycle power plant (CCPP) using evolutionary algorithm [7] Exergy analysis of a natural gas fired combined cycle power generation unit [8] Performance improvement of combined cycle power plant based on the optimization of the bottom cycle and heat recuperation [9] The efficiency analysis of different combined cycle power plants based on the impact of selected parameters [10] Exergy Analysis of NEKA-IRAN Heat Recovery Steam Generator at Different Ambient Temperatures [11] Rohani V, Ahmadi M. Using double pressure heat recovery steam generator equipped with duct burner for full repowering a steam power plant and its analysis by exergy method [12] Ameri M, Ahmadi P. The study of ambient temperature effects on exergy losses of a heat recovery steam generator [13] Advanced exergy analysis applied to an externally-fired combined-cycle power plant integrated with a biomass gasification unit [14] Heat Recovery Boilers [15] Combined-cycle gas & steam turbine power plants [16] Advanced engineering thermodynamics [17] A new method to boost performance of heat recovery steam generators by integrating pinch and exergy analyses [18] Assessment of a real combined cycle power plant with supplementary firing based on advanced exergy/exergoeconomic methods.

## مطالعه میدانی اثر حالت‌های مختلف بهره‌برداری از توربین‌های گازی و سیستم احتراق اضافه بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی واقعی

افشین عبداللهیان MSc

دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد کرمان

مهران عامری\* PhD

استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

### چکیده

سیستم احتراق اضافه یکی از روش‌های مرسوم برای جبران کمبود انرژی حرارتی ارسال شده توسط توربین‌های گازی و افزایش توان تولیدی واحدهای سیکل ترکیبی است. هزینه پایین سرمایه‌گذاری نسبت به میزان افزایش توان تولیدی، موجب شده است که طراحان تشویق به استفاده از این روش در نیروگاه‌های فوق شوند. در این مقاله به بررسی میدانی تغییرات عملکرد یک واحد سیکل ترکیبی واقعی در حالت‌های مختلف بهره‌برداری از توربین‌های گازی، با در نظر گرفتن وجود یا عدم وجود سیستم احتراق اضافه از دیدگاه انرژی و انرژی پرداخته شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که در تمامی حالات بهره‌برداری موضوع تحقیق، مکانیزم احتراق اضافه موجب افزایش توان تولیدی تا مقادیر ۲۶/۳ MW، افزایش راندمان انرژی سیکل بخار در حدود ۲/۴۳٪ می‌گردد ولی این سیستم بر راندمان انرژی و انرژی کل سیکل ترکیبی تأثیر منفی دارد. به گونه‌ای که در بدترین حالت مورد مطالعه، مقدار ۱/۷٪ افت در راندمان انرژی و ۱/۱۳٪ افت در راندمان انرژی سیکل ترکیبی بوقوع پیوست. همچنین مشخص شد، بهره‌برداری از نیروگاه در بارهای جزئی موجب افزایش قابل توجه تخریب انرژی در سیکل می‌گردد که حتی افزایش راندمان‌های انرژی و انرژی سیکل بخار در اثر استفاده از سیستم احتراق اضافه، قادر به جبران آن نمی‌باشد.

**کلیدواژه‌ها:** نیروگاه سیکل ترکیبی- مبدل بازیاب حرارتی- احتراق اضافه- انرژی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۱/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۰۲

\*نویسنده مسئول: ameri\_mm@uk.ac.ir

### ۱- مقدمه

نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به دلیل بالا بودن راندمان آنها نسبت به نیروگاه‌های انفرادی حرارتی یا گازی، یکی از جذاب‌ترین روش‌های تولید الکتریسته در دنیا می‌باشند. برخی پیش‌بینی‌ها حاکی از آن است که این روش تولید توان الکتریکی در حال تبدیل شدن به رتبه اول تولید توان در دنیا است<sup>[1]</sup>. بنابراین امروزه طراحی بهینه سیکل‌های فوق اهمیت بالایی پیدا کرده و این موضوع به‌خصوص با توجه به افزایش قیمت سوخت، بزرگترین چالش در امر طراحی آنها محسوب می‌شود. در این بین بهبود پارامترهای عملکردی به منظور استفاده حداکثری از گازهای ورودی به مبدل بازیاب حرارتی سیکل و در نتیجه تولید هرچه بیشتر بخار مورد نیاز، یکی از جذاب‌ترین زمینه‌های تحقیقاتی روز شده است. از سوی دیگر

تفاوت میزان مصرف و قیمت برق در فصول مختلف سال، موجب شده است تا طراحان استفاده از راهکارهای افزایش موقت توان تولیدی نیروگاه‌ها در مواقع اوج مصرف را بیش از پیش مد نظر قرار دهند. در ایران بخش اعظمی از توان الکتریسته توسط نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تولید می‌شود. از سوی دیگر تفاوت در میزان مصرف برق طی فصول گرم و سرد سال موجب شده است که انتخاب بهینه راهکارهای افزایش موقت توان تولیدی در این گونه واحدها به یکی از چالش‌های مهندسی در بحث طراحی و بهره‌برداری آنها تبدیل شود. افزایش سطح انرژی در مبدل‌های بازیاب حرارتی با سازوکارهایی همچون احتراق اضافه یکی از روش‌های مرسوم است که موجب شده مطالعه در مورد میزان تأثیر این روش بر عملکرد اجزاء یک نیروگاه سیکل ترکیبی مورد توجه محققان قرارگیرد.

در بررسی تحقیقات گذشته، مدل‌سازی‌ها، تحلیل‌های عملکرد نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، تحلیل تجهیزات بالا دستی و پایین دستی سیکل و تأثیر پارامترهای مختلف بر نیروگاه را می‌توان یافت. که در ادامه به‌طور خلاصه از مطالعات انجام شده و نتایج حاصله اشاره می‌گردد:

تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه سیکل ترکیبی و بررسی میزان تأثیر عوامل مختلف بر عملکرد آن، از مطالب مرتبط با موضوع این مقاله است. عبدالرحمان موتاری و همکاران<sup>[2]</sup>، تحلیل انرژی و انرژی برای یک نیروگاه سیکل ترکیبی را انجام دادند. در این تحقیق آنها دریافتند که بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق توربین‌های گازی رخ می‌دهد و این تخریب را می‌توان با بهبود دادن فرآیند احتراق همانند پیش‌گرم کردن هوای احتراق کاهش داد. همچنین نشان دادند که توربین بخار کمترین تخریب انرژی را بین تمامی اجزا سیکل دارد. یا در پژوهشی دیگر ارزیابی و تعیین ناکارآمدی‌ها و هزینه‌های قابل اجتناب در یک نیروگاه سیکل ترکیبی با احتراق خارجی توسط فرانک سیزلا و همکاران<sup>[3]</sup>، انجام شد. آنها در تحقیق خود ثابت کردند که می‌توان عملکرد سیکل را با بهبود فرآیندهایی چون کاهش اختلاف دما در مبدل‌های حرارتی، افزایش دمای بخار در بخش فشار بالا و حتی افزودن سیستم بازگرمایش، بهبود بخشید.

مدل‌سازی بر پایه اصول ترمودینامیکی و با استفاده از الگوریتم‌های مشخص، یکی دیگر از راه‌های بررسی عملکرد یک نیروگاه، تحت تأثیر عوامل مختلف است. برای نمونه، گنج کویری و همکاران<sup>[4]</sup>، با مدل‌سازی و بهبود چند وجهی بر پایه انرژی یک نیروگاه سیکل ترکیبی با استفاده از الگوریتم ژنتیک، برای ارزیابی عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی استفاده نمودند. آنها به منظور راستی‌آزمایی محاسبات، نتایج حاصله را با اطلاعات استخراج شده از یک نیروگاه واقعی مقایسه کردند. در این تحقیق آنها دریافتند که هزینه تخریب انرژی در محفظه‌های احتراق توربین‌های گازی نسبت به سایر اجزا بیشتر است و افزایش دمای ورودی به توربین

مبدل بازیاب حرارتی می‌شود. در پژوهشی دیگر، روحانی و احمدی<sup>[11]</sup>، اثر احتراق اضافه بر عملکرد سیکل در فرایند ارتقاء و تبدیل نیروگاه قدیمی به سیکل ترکیبی را مورد بررسی قرار داده و دریافته‌اند که علی‌رغم افزایش تولید توان نیروگاه باز طراحی شده، استفاده از احتراق اضافه موجب کاهش بهره‌وری می‌گردد. از سوی دیگر عامری و احمدی<sup>[12]</sup>، به مطالعه تأثیر دمای محیط بر عملکرد مبدل بازیاب حرارتی دارای احتراق اضافه در یک نیروگاه سیکل ترکیبی پرداختند. مطالعات آنها نشان می‌دهد که در هر دو حالت با و بدون احتراق اضافه، بیشترین تخریب آگرژی در اولین تبخیرکن فشار بالا رخ می‌دهد. همچنین سلطانی و همکاران<sup>[13]</sup>، یک نیروگاه سیکل ترکیبی دارای سیستم احتراق اضافه با زیست سوخت را مورد تحلیل پیشرفته آگرژی قرار دادند. آنها در این تحقیق دریافته‌اند که برهم کنش بین اجزای نیروگاه چندان قوی نبوده و در نتیجه تخریب درون‌زای آگرژی در اجزا خیلی بیشتر از برون‌زای آنها می‌باشد. همچنین نشان دادند که استفاده از تحلیل پیشرفته آگرژی نسبت به تحلیل متداول آن در عیب‌یابی سیکل، بسیار مفیدتر عمل می‌کند. برای مثال، این تحلیل نشان داد که جهت بهبود عملکرد سیکل بایستی بر مبدل‌های حرارتی تمرکز داشت تا محفظه‌های احتراق. از سوی دیگر دریافته‌اند که تقریباً در تمامی اجزاء، بخش غیر قابل اجتناب تخریب آگرژی بیش از بخش قابل اجتناب آن است.

با مرور سوابق کارهای گذشته مشخص می‌شود، محفظه‌های احتراق و مبدل‌های حرارتی موجود در بخش‌های مختلف یک نیروگاه سیکل ترکیبی، گلوگاه‌های تخریب آگرژی و بازگشت ناپذیری هستند و توربین بخار دارای کمترین میزان تخریب آگرژی و بازگشت ناپذیری است. از سوی دیگر مشخص شد سیستم احتراق اضافه موجب افزایش تخریب آگرژی در مبدل‌های بازیاب حرارتی می‌گردد. هدف از مقاله حاضر مطالعه میدانی اثر حالت‌های مختلف بهره‌برداری از توربین‌های گازی و سیستم احتراق اضافه بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی واقعی از دیدگاه انرژی و آگرژی است. این تحقیق برای اولین بار تأثیر استفاده از مکانیزیم احتراق اضافه در حالت‌های مختلف بهره‌برداری در یک نیروگاه سیکل ترکیبی همانند قرارگیری توربین‌های گازی در بار جزئی و بار کامل و حالت نیم باری سیکل ترکیبی به صورت تک توربین گاز را مورد بررسی ترمودینامیکی قرار می‌دهد. تمامی اطلاعات و داده‌های مورد نیاز به صورت واقعی از سیستم کنترل نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان استخراج شده‌اند تا بتوان نتایج عملی و کاربردی برای تصمیم‌گیری بهره‌برداران این نوع نیروگاه‌ها در دسترس قرار گیرد.

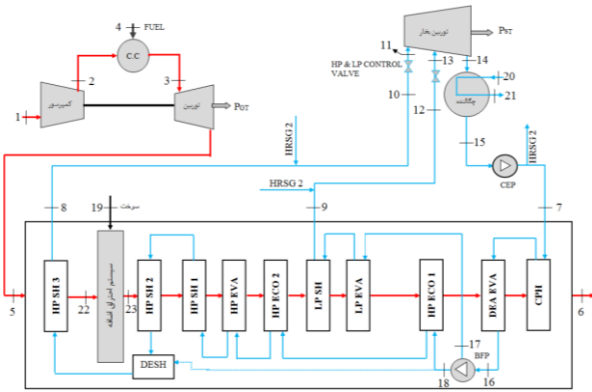
## ۲- سیستم احتراق اضافه

سیستم احتراق اضافه با استفاده از اکسیژن موجود در دود خروجی برای افزایش تولید مبدل بازیاب، انعطاف‌پذیری بیشتر و بازده

موجب کاهش تخریب آگرژی می‌گردد. از سوی دیگر افزایش دمای نقطه پینچ در مبدل بازیاب حرارتی موجب کاهش راندمان آگرژی سیکل خواهد شد. همچنین احمدی و دینسرا<sup>[5]</sup>، یک نیروگاه سیکل ترکیبی را در ابتدا از دیدگاه ترمودینامیکی تحلیل و سپس با یک الگوریتم ژنتیک مدل‌سازی نمودند تا تأثیر تغییر پارامترهای مختلف را بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار دهند. آنها همچنین به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی خود نتایج را با داده‌های واقعی نیروگاه مقایسه نمودند. در یکی دیگر از نمونه‌های مدل‌سازی یک نیروگاه، حاج عبداللهی و همکاران<sup>[6]</sup>، با استفاده از یک الگوریتم تکاملی به تحلیل آگرژی و بهینه‌سازی مبدل بازیاب حرارتی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی پرداختند. آنها نیز به منظور اعتبارسنجی محاسبات خود نتایج را با اطلاعات واقعی نیروگاه سیکل ترکیبی در ایران مقایسه نمودند. بررسی آنها نشان داد که افزایش فشار در هر دو مسیر بخار فشار بالا و فشار پایین موجب افزایش راندمان آگرژی مبدل بازیاب حرارتی می‌شود در حالیکه افزایش دمای پینچ موجب کاهش آن خواهد شد.

بحث ارزیابی عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی در بسیاری از موارد معطوف به تجهیزات خاص آن نیروگاه، همانند تجهیزات بالادستی سیکل می‌گردد. در این روش بایستی با استفاده از ارزیابی تجهیزات بالادستی سیکل، و شناخت عوامل اصلی افزایش بازگشت ناپذیری‌ها، در راستای بهبود عملکرد آنها گام برداشت. بدین منظور، ردی و محمد<sup>[7]</sup> در بررسی‌های خود دریافته‌اند محفظه احتراق توربین‌های گازی مهم‌ترین منبع تخریب آگرژی در تجهیزات بالادستی سیکل ترکیبی است که این تخریب در نسبت فشار ثابت، با افزایش دمای گاز داغ ورودی به توربین کاهش خواهد یافت. از سوی دیگر عملکرد تجهیزات پایین دستی نیز همانند تجهیزات بالا دستی، نقش کلیدی در ارزیابی کیفیت عملکرد آن ایفا می‌کنند. برای مثال در تحقیق انجام شده توسط زانگ و چن<sup>[8]</sup> مشخص شد افزایش دمای گاز داغ ورودی به مبدل بازیاب حرارتی تا مقادیر معین موجب بهبود عملکرد سیکل گردیده و حتی افزایش بیش از مقدار تعیین شده اثرات منفی در پی خواهد داشت. برای مثال مقدار تعیین شده در مورد مطالعاتی این تحقیق 590°C بود.

در بحث تأثیر استفاده از سیستم احتراق اضافه بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی نیز می‌توان به پژوهش تین و همکاران<sup>[9]</sup>، اشاره کرد. در این تحقیق که تأثیر عوامل مختلف بر بهره‌وری یک نیروگاه سیکل ترکیبی مورد ارزیابی قرار گرفت؛ اعلام شد در یک مبدل بازیاب حرارتی تک فشاره به ازاء هر 1k افزایش دما به وسیله احتراق اضافه، 0.588٪ افت بهره‌وری به وجود خواهد آمد. پژوهش قربانزاده و همکاران<sup>[10]</sup>، نیز بر کاهش بهره‌وری نیروگاه در استفاده از احتراق اضافه تأکید دارد. در این تحقیق نیز اعلام شد، افزایش توان تولیدی یک نیروگاه سیکل ترکیبی به روش احتراق اضافه موجب افزایش بسیار زیاد تخریب آگرژی در بخش‌های



شکل ۱) شماتیک نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان

مبدل‌های بازیاب حرارتی به کار رفته در این نیروگاه از نوع دو فشاره با تعاریف فشار بالا و فشار پایین می‌باشند. آب تغذیه مبدل‌ها که محصول عمل میعان در چالنده می‌باشد به وسیله یک دستگاه الکتروپمپ به پیش‌گرم‌کن آب وارد شده و پس از آن به هوازدا تزریق می‌گردد. در هوازدا عمل حذف گازهای نامحلول به ویژه اکسیژن و گرمایش آب با مکانیزم مبدل حرارتی نوع باز از طریق بخار تزریق شده به آب و گرمایش از طریق جذب حرارت گاز داغ عبوری، همزمان انجام می‌پذیرد. آب تغذیه پس از خروج از این بخش، وارد پمپ آب تغذیه مبدل شده و در این دستگاه فشار آن تا مقادیر مورد نیاز برای بخش‌های فشار بالا و فشار پایین مبدل افزایش یافته و به این قسمت‌ها تزریق می‌شود. آب در مسیر فشار بالا، ابتدا در صرفه‌جو گرم و سپس در دیگ به حالت اشباع تبدیل گردیده و نهایتاً در بخش فوق‌گرم‌زا به بخار فوق‌گرم تبدیل و از مسیر لوله‌کشی‌های موجود به سمت توربین بخار هدایت می‌گردد. فرآیند تبدیل مایع به بخار فوق‌گرم در مسیر فشار پایین مبدل بازیاب حرارتی همانند مسیر فشار بالا بوده با این تفاوت که بخش صرفه‌جو در این مسیر وجود ندارد. بخار پس از طی مسیر مربوطه و قبل از ورود به توربین بخار، به شیرهای کنترل دبی بخار در هر دو مسیر فشار بالا و پایین وارد می‌شود. این شیرها بر اساس منطق سیستم کنترل نیروگاه، وظیفه تنظیم میزان دبی بخار ورودی به توربین در شرایط مختلف بهره‌برداری را بر عهده دارند. سیستم احتراق اضافه در مبدل‌های بازیاب حرارتی این نیروگاه در بخش فوق‌گرم‌زای فشار بالا تعبیه شده‌اند. این سیستم متشکل از دو ردیف مشعل گاز سوز بوده که بین مراحل دوم و سوم فوق‌گرم‌زا در دو ارتفاع مشخص از مبدل نصب شده‌اند. میزان دبی سوخت تزریقی به این مشعل‌ها با توجه به ملاحظات بهره‌برداری و توسط سیستم کنترل، تنظیم می‌گردند.

#### ۴- حالت‌های بهره‌برداری

در طبقه‌بندی انواع نیروگاه‌ها، نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به عنوان نیروگاه بار پایه و یا نیروگاه کنترل فرکانس، در شبکه برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. در زمان استفاده از آنها به عنوان نیروگاه بار

اقتصادی بالاتر مبدل بازیاب استفاده می‌شود. در بسیاری از واحدها که نیاز به تولید بخار با شرایط ثابت دارند، استفاده از این سیستم آنها را قادر به جبران کمبود تولید ناشی از تغییر شرایط محیطی و به تبع آن تغییر عملکرد توربین گاز می‌نماید. در محفظه احتراق توربین گاز تنها ۲۵ تا ۳۵ درصد از اکسیژن موجود در هوا در احتراق شرکت می‌کند.<sup>[14]</sup> از بقیه این اکسیژن که در دود خروجی توربین گاز وجود دارد می‌توان در احتراق اضافه برای مبدل بازیاب استفاده کرد. مشعل احتراق اضافه بر اساس اینکه به فن هوای اضافه نیاز داشته باشد یا اکسیژن موجود در دود برای احتراق کافی باشد به دو دسته تقسیم می‌شود:

- سیکل ترکیبی با احتراق اضافه محدود
- سیکل احتراق با بیشینه احتراق اضافه

در حالت احتراق اضافه محدود، مقدار سوخت مشعل‌ها به گونه‌ای تنظیم می‌شود که اکسیژن موجود در دود پس از مشعل‌ها ۱۰٪ تا ۱۲ درصد حجمی کمتر نشود زیرا موجب ناپایداری شعله می‌گردد. البته این محدودیت می‌تواند تحت تاثیر درجه حرارت دود نیز باشد. با افزایش درجه حرارت، نیاز به مواد و عایق‌ها با تحمل درجه حرارت بالا می‌باشد. در صورت افزایش بیش از اندازه درجه حرارت دود، عایق‌های موجود قابلیت تحمل دمای فوق را نداشته و نیاز به دیواره‌های خنک شونده با آب وجود دارد.

واحدهای سیکل ترکیبی با بیشینه احتراق اضافه به یک فن هوای اضافه نیز مجهز می‌باشند. این فن وظیفه تأمین اکسیژن مورد نیاز برای احتراق پایدار در مشعل‌ها را بر عهده دارد. این نوع مشعل‌ها می‌تواند به گونه‌ای طراحی شوند که در حالت خارج از مدار بودن توربین گاز، با هوای تأمین شده توسط فن‌های دمنده، بهره‌برداری از مبدل بازیاب ممکن گردد. محل قرارگیری مشعل‌های هوای اضافه در یک مبدل بازیاب بستگی به فلسفه استفاده از آن دارد برای مثال اگر نیاز به دبی بخار زیاد با درجه فوق‌گرم‌زا کم باشد، مشعل‌ها می‌توانند بعد از بخش فوق‌گرم‌زا قرار گیرند.<sup>[14]</sup>

#### ۳- نیروگاه هدف

نیروگاه مورد بررسی در این مقاله نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان است. بخش گاز این نیروگاه مشتمل بر ۸ واحد گاز از نوع زیمنس V94.2 با ظرفیت نامی 160MW و بخش بخار آن نیز مشتمل بر ۴ واحد 160MW ساخت شرکت زیمنس است. سوخت اصلی نیروگاه، گاز طبیعی و سوخت جایگزین گازوئیل است. دود خروجی از هر توربین گازی وارد یک دستگاه مبدل بازیاب حرارتی تولید بخار گردیده و بخار تولیدی از هر دو مبدل به یک توربین بخار تزریق می‌شود. مبدل‌های بازیاب این نیروگاه به سیستم احتراق اضافه مجهز شده‌اند که در مواقع لزوم مورد استفاده قرار می‌گیرند. سیستم چگالنده سیکل بخار در این نیروگاه از نوع چگالنده هوایی است. شماتیک از این نیروگاه را می‌توان در شکل ۱ مشاهده کرد.

جدول (۱) اطلاعات کاری واحد سیکل ترکیبی در حالت اول

داده		بدون احتراق اضافه با احتراق اضافه	
دمای محیط = ۳۲ °C			
توربین گازی			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۰۳۱۳/۵	۱۰۲۷۴۸	
مصرف سوخت (kg/s)	۷/۰۵	۷/۰۷	
مبدل بازیاب حرارتی			
مصرف سوخت سیستم احتراق اضافه (kg/s)	۰/۰	۰/۹	
توربین بخار			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۵۰۲۵۵	۶۵۳۳۱/۶۳	
فشار خروجی توربین بخار (bar)	۰/۱۲	۰/۱۳	
سیکل ترکیبی			
مجموع توان خروجی از ژنراتورها (kW)	۱۵۱۵۶۸/۲	۱۶۸۰۷۹/۶۳	

جدول (۲) اطلاعات کاری واحد سیکل ترکیبی در حالت دوم

داده		بدون احتراق اضافه با احتراق اضافه	
دمای محیط = ۲۴ °C			
توربین گازی ۱			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۰۲۴۲۶/۲	۱۰۲۱۲۰/۸۹	
مصرف سوخت (kg/s)	۶/۹۴	۶/۸۸	
توربین گازی ۲			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۰۱۹۵۱/۳۹	۱۰۱۷۶۳/۵۷	
مصرف سوخت (kg/s)	۶/۷۸	۶/۷۸	
مبدل بازیاب حرارتی ۱			
مصرف سوخت سیستم احتراق اضافه (kg/s)	۰/۰	۰/۷۵	
مبدل بازیاب حرارتی ۲			
مصرف سوخت سیستم احتراق اضافه (kg/s)	۰/۰	۰/۷۵	
توربین بخار			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۰۶۸۹۱	۱۲۷۹۰۵	
فشار خروجی توربین بخار (bar)	۰/۱۱۷	۰/۱۱۳	
سیکل ترکیبی			
مجموع توان خروجی از ژنراتورها (kW)	۳۰۶۸۴۰/۳	۳۳۲۳۳۵	

جدول (۳) اطلاعات کاری واحد سیکل ترکیبی در حالت سوم

داده		بدون احتراق اضافه با احتراق اضافه	
دمای محیط = ۲۰ °C			
توربین گازی ۱			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۱۳۲۳۲/۶۴	۱۱۷۱۱۰/۵	
مصرف سوخت (kg/s)	۷/۶۳	۷/۶۴	
توربین گازی ۲			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۱۸۶۳۶/۵	۱۱۹۱۸۵	
مصرف سوخت (kg/s)	۷/۸۶	۷/۸۹	
مبدل بازیاب حرارتی ۱			
مصرف سوخت سیستم احتراق اضافه (kg/s)	۰/۰	۰/۷۵	
مبدل بازیاب حرارتی ۲			
مصرف سوخت سیستم احتراق اضافه (kg/s)	۰/۰	۰/۷۵	
توربین بخار			
توان خروجی از ژنراتور (kW)	۱۲۳۸۷۴/۵	۱۴۸۸۴۹	
فشار خروجی توربین بخار (bar)	۰/۰۹۸	۰/۱۳	
سیکل ترکیبی			
مجموع توان خروجی از ژنراتورها (kW)	۳۵۵۷۴۳	۳۸۲۲۹۴	

پایه، توربین‌های گازی در بار پایه قرار خواهند گرفت و طبق توضیحات قبل، سیستم احتراق اضافه جهت جبران کمبودهای انرژی به منظور تولید حداکثری توان در توربین بخار مورد استفاده قرار می‌گیرند. اگر نیروگاه در حالت کنترل فرکانس یا جبران ساز کمبودهای شبکه برق قرار داشته باشد، توان تولیدی واحدهای گازی کاهش و یا حتی یکی از آنها خاموش شده و لذا مجموعه سیکل ترکیبی تنها با یک مبدل بازیاب حرارتی مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرد. به دلیل تأکید سازوکار کنترل فرکانس بر سرعت بالا در پاسخ دهی به نیازهای شبکه برق و وجود این خاصیت در سیکل توربین‌های گازی، در اغلب موارد تغییرات سریع نیاز شبکه به افزایش یا کاهش تولید، توسط توربین‌های گازی پاسخ داده می‌شود و سیستم احتراق اضافه به دلیل کند بودن پاسخ آنها در این نقش شرکت داده نمی‌شوند مگر در کنترل‌های کلی‌تر و تغییر در میزان انرژی تولیدی. در این تحقیق به منظور بررسی میزان و چگونگی تأثیر سیستم احتراق اضافه بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی واقعی، سه حالت از پرکاربردترین حالات بهره‌برداری از نیروگاه مزبور انتخاب شده‌اند:

- حالت اول: بلوک سیکل ترکیبی در حالت بار جزئی با شرایط استفاده از یک دستگاه توربین گاز قرار گرفته در بار جزئی
  - حالت دوم: بلوک سیکل ترکیبی در حالت بار جزئی با شرایط استفاده از دو دستگاه توربین گاز قرار گرفته در بار جزئی
  - حالت سوم: بلوک سیکل ترکیبی در حالت بار کامل با شرایط استفاده از دو توربین گاز قرار گرفته در بار پایه
- اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل عملکرد نیروگاه به‌طور مستقیم از سیستم کنترل نیروگاه استخراج و در جدول‌های (۱) الی (۳) گنجانده شده‌اند

## ۵- مدل‌سازی ترمودینامیکی

بخش اول این مطالعه شامل آنالیز انرژی و آگرژی می‌باشد. این مدل بر اساس فرضیات صورت گرفته در مراجع [16-18] انجام شده است:

- تمامی فرآیندهای موجود در تحلیل‌ها به صورت جریان پایدار- حالت پایدار در نظر گرفته شده‌اند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرفه نظر شده است.
- توربین‌ها، کمپرسور و پمپ‌ها آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند.
- شرایط اولیه در این تحلیل  $T_0=298K$  و  $P_0=1bar$  می‌باشد. معادلات اساسی بالانس انرژی و آگرژی در حالت پایا برای اجزاء مختلف نیروگاه بر اساس روابط ۱ و ۲ نوشته شده‌اند

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} \times h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \times h_{out} - \dot{W} + \dot{Q} = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \times e - \sum_{out} \dot{m} \times e = \dot{E}_D \quad (2)$$

جدول ۷) خواص سوخت مصرفی در نیروگاه

Component	molar %	M(kg/kmol)	energy (MJ/kg)	exergy (MJ/kg)
CH <sub>4</sub>	۸۹/۶	۱۶/۰۴۳	۴۰/۰۴۵	۴۱/۵۰۳
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	۳/۷	۳۰/۰۷	۲/۹۴۲	۳/۰۸۳
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	۱/۱۹	۴۴/۰۹۷	۱/۳۵۶	۱/۴۲۸
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰/۲۳	۵۸/۱۲۴	۰/۳۴۱	۰/۳۵۹
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰/۳۲	۵۸/۱۲۴	۰/۴۷۴	۰/۵
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	۰/۰۷	۷۲/۱۵۱	۰/۱۲۸	۰/۱۳۵
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	۰/۰۴	۷۲/۱۵۱	۰/۰۷۳	۰/۰۷۷
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	۰/۰۴	۸۶/۱۷۸	۰/۰۸۷	۰/۰۹۲
N <sub>2</sub>	۳/۸	۲۸/۰۱۳	۰/۰	۰/۰۰۲
CO <sub>2</sub>	۱/۰۱	۴۴	۰/۰	۰/۰۱۱
Total	۱۰۰		۴۵/۴۴۵	۴۷/۱۸۹

جدول ۸) عملکرد سیکل در حالت اول

Parameter	با احتراق اضافه	بدون احتراق اضافه
$\dot{E}_{P,GT}$ (kW)	۱۰۴۳۱۲/۶۹	۱۰۲۸۵۶/۳۰
$\dot{E}_{F,GT}$ (kW)	۳۳۳۶۲۶/۲۳	۳۳۲۶۸۲/۴۵
$\dot{Q}_{GT}$ (kW)	۳۲۱۲۹۶/۱۵	۳۲۰۳۸۷/۲۵
$\eta_{th,GT}\%$	۳۲/۵	۳۲/۱
$\epsilon_{GT}\%$	۳۱/۳۰	۳۰/۹۰
$\dot{Q}_{EXH}$ (kW)	۲۱۶۹۸۳/۴۶	۲۱۷۵۳۰/۸۸
<b>مبدل بازتاب حرارتی</b>		
$\dot{Q}_{SF}$ (kW)	۴۰۶۷۳/۲۸	۰/۰
EF,SF (kW)	۴۲۲۳۴/۱۶	۰/۰
$\dot{Q}_{EXH} + \dot{Q}_{SF}$ (kW)	۲۵۷۶۵۶/۷۴	۲۱۷۵۳۰/۸۸
<b>توربین بخار</b>		
$\dot{E}_{P,ST}$ (kW)	۶۶۳۲۶/۵۳	۵۱۰۲۰/۴۱
$\dot{E}_{F,ST}$ (kW)	۸۲۱۳۱/۰	۶۶۱۲۲/۰
$\dot{E}_{D,ST}$ (kW)	۱۵۸۰۴/۴۷	۱۵۱۰۱/۵۹
$\epsilon_{ST}\%$	۸۷/۴۶	۸۶/۶۲
$\eta_{th,SC}\%$	۲۵/۷۴	۲۳/۴۵
<b>مجموع سیکل ترکیبی</b>		
$\epsilon_{CC}\%$	۴۵/۴۰	۴۶/۲۵
$\eta_{th,CC}\%$	۴۷/۱۰	۴۸

### ۶- تحلیل نتایج

با بررسی تحلیل‌های انرژی و انرژی‌های مختلف بهره‌برداری این نتایج حاصل می‌گردد:

شکل ۲ عملکرد سیستم احتراق اضافه در سه حالت بهره‌برداری را نشان می‌دهد. میزان افزایش توان ناشی از اعمال سیستم احتراق اضافه در حالت‌های سه‌گانه بهره‌برداری، به ترتیب ۱۵/۳۱، ۲۶/۳۷ و ۲۵/۳۶ مگاوات می‌باشد که طبق پیش‌بینی مقادیر افزایش توان تولید سیکل نسبت مستقیم با میزان تزریق سوخت به سیستم احتراق اضافه دارد. این موضوع درحالی است که بازده انرژی سیستم احتراق اضافه در سه رژیم فوق به ترتیب مقادیر ۳۶/۲۴ %، ۳۶/۴۲ % و ۳۵/۶۵ % بوده و بسیار نزدیک به یکدیگر می‌باشند. در مقایسه دقیق‌تر، بازده انرژی حالت اول که تنها یک توربین گاز با بار جزئی (کمتر از بار پایه) در تزریق انرژی حرارتی به مبدل بازتاب حرارتی نقش بازی می‌کند ۰/۵۹ % بیشتر از بازده

با انتخاب سیکل‌های گازی (سیکل برایتون) و بخاری (رانکین) نیروگاه به صورت حجم کنترل‌های مستقل، معادلات بقا انرژی و انرژی مربوطه در جدول‌های ۴ و ۵ خلاصه شده‌اند.

با در نظر گرفتن یک واحد کامل نیروگاه سیکل ترکیبی متشکل از دو دستگاه توربین گازی و مبدل‌های بازتاب حرارتی متصل به آنها، توربین بخار و چگالنده به عنوان یک حجم کنترل کامل، معادلات بالانس انرژی و انرژی به شرح جدول ۶ ارائه شده‌اند.

سوخت مصرفی در تحلیل حالت‌های مختلف بهره‌برداری مورد اشاره، گاز طبیعی با  $LHV=45445\text{kJ/kg}$  و  $Exergy=47189\text{kJ/kg}$  می‌باشد که دارای خواص شیمیایی مطابق جدول ۷ است.

اطلاعات موجود در جدول‌ها ۱ الی ۳ در محاسبات ترمودینامیکی جدول‌های ۴ الی ۶ مورد استفاده قرار گرفته‌اند که نتایج آنها در جدول‌های ۸ الی ۱۰ قابل مشاهده می‌باشند. لازم به توضیح است در کلیه محاسبات، بازده ژنراتور ( $\eta_{Generator}$ )، مقدار ۹۸/۵ % در نظر گرفته شده است و از کلیه مصارف تجهیزات داخلی همانند پمپ آب تغذیه، پمپ زیرکش میعان‌کننده و غیره صرف نظر شده‌است.

جدول ۴) معادلات بالانس انرژی و انرژی سیکل برایتون

$\dot{Q}_{H,GT} = \dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}$	انرژی ورودی
$\eta_{GT} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{H,GT}}$	راندمان انرژی
$\dot{Q}_{EXH} \cong \dot{Q}_{H,GT}(1 - \eta_{GT})$	انرژی خروجی از آگروز
$P_{GT} = W_{NET,GT} = \text{Generator power} / \eta_{Generator}$	توان خالص
$\dot{E}_{F,GT} = \dot{m}_{fuel} \times \dot{e}_{CH,FUEL}$	انرژی سوخت
$\dot{E}_{P,GT} = W_{NET,GT}$	انرژی محصول
$\dot{E}_{F,GT} - \dot{E}_{P,GT} = \dot{E}_{D,GT}$	بالانس انرژی
$\epsilon_{GT} = \frac{\dot{E}_{P,GT}}{\dot{E}_{F,GT}}$	راندمان انرژی

جدول ۵) معادلات بالانس انرژی و انرژی سیکل رانکین

$\dot{Q}_{IN,SC} \cong \dot{Q}_{H,GT}(1 - \eta_{GT}) = \dot{Q}_{EXH,GT}$	انرژی ورودی از سیکل برایتون
$\dot{Q}_{SF} = \dot{m}_{SF} \times LHV_f$	انرژی ورودی از سیستم احتراق اضافه
$W_{NET,SC} = \dot{Q}_{IN} + \dot{Q}_{SF} - \dot{Q}_{COND}$	بالانس انرژی
$W_{NET,ST} = W_{ST} - W_{BFP} - W_{CEP}$	کار خالص
$\eta_{SC} = \frac{W_{NET,ST}}{\dot{Q}_{SC}}$	راندمان انرژی
$\dot{E}_{F,SC} = \dot{E}_{P,SC} + \dot{E}_{D,SC}$	بالانس انرژی
$\dot{E}_{P,SC} = W_{NET,ST}$	انرژی محصول
$\dot{E}_{F,SC} = \dot{m}_{SF} \times e_{fuel} + \dot{E}_{flue\ gas, in} - \dot{E}_{flue\ gas, out}$	انرژی سوخت
$\epsilon_T = \frac{\dot{E}_{P,SC}}{\dot{E}_{F,SC}}$	راندمان انرژی

جدول ۶) معادلات بالانس انرژی و انرژی سیکل ترکیبی

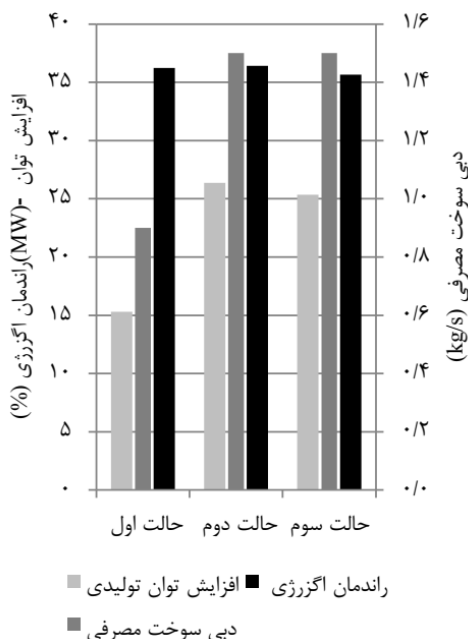
$\dot{Q}_{CC} = (\dot{m}_{FUEL,GT1} + \dot{m}_{FUEL,GT2} + \dot{m}_{SF,HRS,GT1} + \dot{m}_{SF,HRS,GT2}) \times LHV_{FUEL}$	انرژی ورودی
$W_{NET,CC} = W_{NET,SC} + W_{NET,GT1} + W_{NET,GT2}$	توان تولیدی
$\eta_{CC} = \frac{W_{CC}}{\dot{Q}_{CC}}$	راندمان انرژی
$\dot{E}_{P,CC} = W_{NET,CC}$	انرژی محصول
$\dot{E}_{F,CC} = (\dot{m}_{19,HRS,GT1} + \dot{m}_{19,HRS,GT2}) \times e_{fuel} + \dot{E}_{F,GT1} + \dot{E}_{F,GT2}$	انرژی سوخت
$\dot{E}_{F,CC} = \dot{E}_{P,CC} + \dot{E}_{D,CC}$	بالانس انرژی
$\epsilon_{CC} = \frac{\dot{E}_{P,CC}}{\dot{E}_{F,CC}}$	راندمان انرژی

جدول ۱۰) عملکرد سیکل در حالت سوم

توربین گازی ۱		
Parameter	با احتراق اضافه	بدون احتراق اضافه
$\dot{E}_{P,GT}$ (kW)	۱۱۶۰۰۰	۱۱۴۹۵۷
$\dot{E}_{F,GT}$ (kW)	۳۶۰۵۲۳/۹۶	۳۶۰۰۵۲/۰۷
$\dot{Q}_{GT}$ (kW)	۳۴۷۱۹۹/۸۰	۳۴۶۷۴۵/۳۵
$\eta_{th,GT}\%$	۳۳/۴	۳۳/۲
$\epsilon_{GT}\%$	۳۲/۲	۳۱/۹
$\dot{Q}_{EXH}$ (kW)	۲۳۱۱۹۹/۸۰	۲۳۱۷۸۸/۳۵
توربین گازی ۲		
$\dot{E}_{P,GT}$ (kW)	۱۲۱۰۰۰	۱۲۰۴۴۳
$\dot{E}_{F,GT}$ (kW)	۳۷۲۳۲۱/۲۱	۳۷۰۹۰۵/۵۴
$\dot{Q}_{GT}$ (kW)	۳۵۸۵۶۱/۰۵	۳۵۷۱۹۷/۷۰
$\eta_{th,GT}\%$	۳۳/۷	۳۳/۷
$\epsilon_{GT}\%$	۳۲/۵	۳۲/۵
$\dot{Q}_{EXH}$ (kW)	۲۳۷۵۶۱/۰۵	۲۳۶۷۵۴/۷۰
مبدل بازیاب حرارتی ۱		
$\dot{Q}_{SF}$ (kW)	۳۵۵۳۷/۹۹	۰/۰
EF,SF (kW)	۳۶۹۰/۱۸۰	۰/۰
$\dot{Q}_{EXH} + \dot{Q}_{sf}$ (kW)	۲۶۶۷۳۷/۷۹	۲۳۱۷۸۸/۳۵
مبدل بازیاب حرارتی ۲		
$\dot{Q}_{SF}$ (kW)	۳۲۹۵۲/۱۷	۰/۰
EF,SF (kW)	۳۴۲۱۶/۷۴	۰/۰
$\dot{Q}_{EXH} + \dot{Q}_{sf}$ (kW)	۲۷۰۵۱۳/۲۲	۲۳۶۷۵۴/۷۰
توربین بخار		
$\dot{E}_{P,ST}$ (kW)	۱۵۱۱۱۶	۱۲۵۷۶۱
$\dot{E}_{F,ST}$ (kW)	۱۷۱۴۵۸	۱۴۵۰۷۵
$\dot{E}_{D,ST}$ (kW)	۲۰۳۴۲	۱۹۳۱۴
$\epsilon_{ST}\%$	۸۸/۴۵	۸۷/۸۱
$\eta_{th,sc}\%$	۲۸/۱۳	۲۶/۸۴
مجموعه سیکل ترکیبی		
$\epsilon_{cc}\%$	۴۸/۲۸	۴۹/۴۱
$\eta_{th,cc}\%$	۵۰/۱۳	۵۱/۳

جدول ۹) عملکرد سیکل در حالت دوم

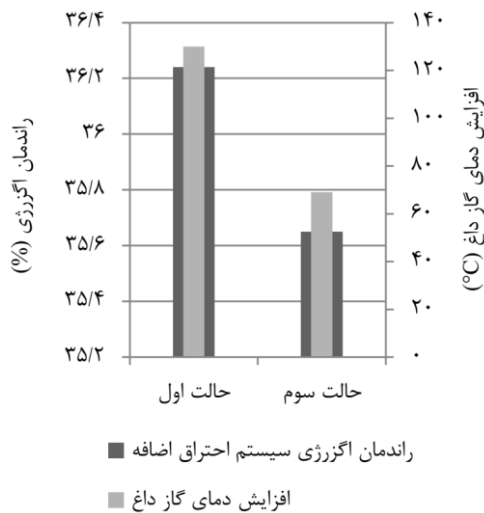
توربین گازی ۱		
Parameter	با احتراق اضافه	بدون احتراق اضافه
$\dot{E}_{P,GT}$ (kW)	۱۰۲۵۷	۱۰۱۵۵۸
$\dot{E}_{F,GT}$ (kW)	۳۲۴۶۶۰/۳۲	۳۲۷۴۹۱/۶۶
$\dot{Q}_{GT}$ (kW)	۳۱۲۶۶۱/۶۰	۳۱۵۳۸۸/۳۰
$\eta_{th,GT}\%$	۳۲/۴۰	۳۲/۲۰
$\epsilon_{GT}\%$	۳۱/۲۰	۳۱/۰
$\dot{Q}_{EXH}$ (kW)	۲۱۱۴۰۴/۶۰	۲۱۳۸۳۰/۳۰
توربین گازی ۲		
$\dot{E}_{P,GT}$ (kW)	۱۰۱۲۵۱/۰	۱۰۱۴۳۶/۰
$\dot{E}_{F,GT}$ (kW)	۳۱۹۹۴۱/۴۲	۳۱۹۹۴۱/۴۲
$\dot{Q}_{GT}$ (kW)	۳۰۸۱۱۷/۱۰	۳۰۸۱۱۷/۱۰
$\eta_{th,GT}\%$	۳۲/۹۰	۳۲/۹۰
$\epsilon_{GT}\%$	۳۱/۶	۳۱/۷
$\dot{Q}_{EXH}$ (kW)	۲۰۶۸۶۶/۱۰	۲۰۶۶۸۱/۱۰
مبدل بازیاب حرارتی ۱		
$\dot{Q}_{SF}$ (kW)	۳۴۷۴۲/۷۰	۰/۰
EF,SF (kW)	۳۶۰۷۵/۹۹	۰/۰
$\dot{Q}_{EXH} + \dot{Q}_{sf}$ (kW)	۲۴۶۱۴۷/۳۰	۲۱۳۸۳۰/۳۰
مبدل بازیاب حرارتی ۲		
$\dot{Q}_{SF}$ (kW)	۳۴۹۹۲/۶۵	۰/۰
EF,SF (kW)	۳۶۳۳۵/۵۳	۰/۰
$\dot{Q}_{EXH} + \dot{Q}_{sf}$ (kW)	۲۴۱۸۵۸/۷۵	۲۰۶۶۸۱/۱۰
توربین بخار		
$\dot{E}_{P,ST}$ (kW)	۱۳۴۸۸۸/۰	۱۰۸۵۱۹/۰
$\dot{E}_{F,ST}$ (kW)	۱۵۳۷۱۶/۰	۱۲۵۴۳۱/۰
$\dot{E}_{D,ST}$ (kW)	۱۸۸۲۸/۰	۱۶۹۱۲/۰
$\epsilon_{ST}\%$	۸۸/۱۴	۸۹/۱۵
$\eta_{th,sc}\%$	۲۷/۶۴	۲۵/۸۱
مجموعه سیکل ترکیبی		
$\epsilon_{cc}\%$	۴۷/۰۶	۴۸/۱۲
$\eta_{th,cc}\%$	۴۸/۹	۵۰/۰



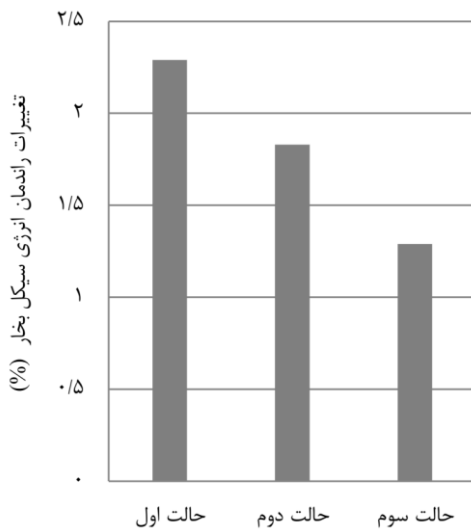
شکل ۲) عملکرد سیستم احتراق اضافه در سه حالت بهره‌برداری

اگرچه حالت سوم با دو توربین گاز و در بار پایه است. که در توضیحات ادامه، علت‌یابی شده است.

طبق اطلاعات استخراج شده از جدول‌های ۲ و ۳، توربین‌های گازی حالت سوم در دمای محیط کمتر از حالت دوم کار می‌کنند. از سوی دیگر بهره‌برداری از توربین‌های گازی در بار جزئی موجب بسته‌تر شدن پره‌های تنظیم‌کننده جریان هوا در ورودی کمپرسور آنها خواهد شد که این موضوع موجب کاهش دبی جرمی هوای ورودی به توربین‌های می‌گردد، بنابراین دبی هوای ورودی به توربین‌های گازی و در نتیجه دبی گاز داغ ورودی به مبدل‌های بازیاب حرارتی متصل به هر توربین در حالت سوم بیشتر از حالت دوم است. حال اگر مقدار معینی سوخت در سیستم احتراق اضافه سوزانده شود میزان افزایش دمای گاز داغ در مبدل‌های بازیاب حرارتی حالت سوم از حالت دوم کمتر خواهد بود. با توجه به یکسان بودن فشار چگالنده سیکل بخار در هر دو حالت بهره‌برداری مورد اشاره و در نتیجه حذف اثر آن بر عملکرد سیکل، وابستگی تأثیر عملکرد مکانیزم احتراق اضافه در مبدل‌های بازیاب حرارتی



شکل ۴) مقایسه میزان افزایش دمای گاز داغ و بازده اگزرژی سیستم احتراق اضافه در حالت‌های اول و سوم



شکل ۵) تأثیر سیستم احتراق اضافه بر بازده انرژی سیکل بخار

تاکیدی بر کاهش میزان تأثیر مثبت سیستم احتراق اضافه بر عملکرد سیکل بخار با افزایش میزان انرژی ورودی از سوی توربین-های گازی به مبدل‌های بازیاب حرارتی است. در این شرایط نیز همانند گذشته نتایج تأکید بر پررنگ بودن نقش توربین‌های گازی بر میزان تأثیر گذاری سیستم احتراق اضافه در عملکرد سیکل ترکیبی دارند.

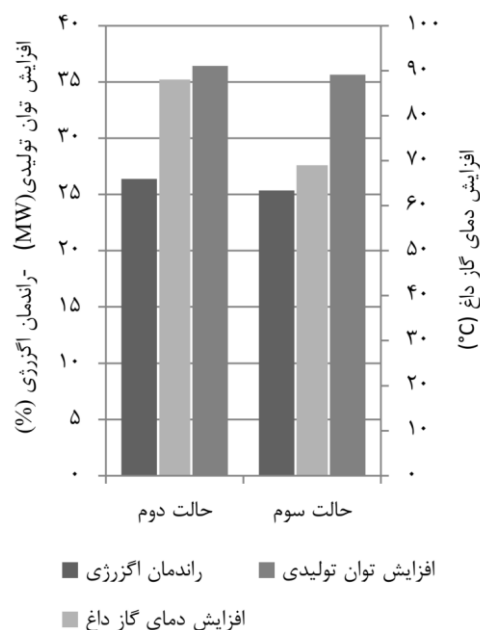
مقادیر بازده انرژی سیکل بخار در حالت بدون استفاده از سیستم احتراق اضافه را می‌توان از اطلاعات موجود در شکل ۶ استخراج نمود. اطلاعات فوق نشان می‌دهد که هرچه سیکل به سمت بار کامل پیش می‌رود بازده انرژی آن افزایش پیدا می‌کند که دلیلی بر کاهش بازگشت ناپذیری‌ها ناشی از نزدیک شدن به نقطه طراحی نیروگاه است.

شکل ۷، ترکیب اطلاعات شکل‌های ۵ و ۶ است. با دقت در داده‌های این شکل به وضوح می‌توان دریافت که حتی در صورت استفاده از سیستم احتراق اضافه در حالت اول بهره‌برداری که بلوک

یک نیروگاه سیکل ترکیبی به میزان انرژی ورودی به آنها از سمت توربین‌های گازی قابل توجه می‌باشد. با استفاده از اطلاعات استخراج شده از شکل ۳، می‌توان دریافت که علی‌رغم یکسان بودن دبی سوخت مصرفی سیستم احتراق اضافه در هر دو حالت، میزان افزایش دما گاز داغ در حالت دوم حدود 19°C بیش از حالت سوم بوده و افزایش توان تولیدی در حالت دوم نسبت به حالت سوم 1.014MW و بازده اگزرژی سیستم احتراق اضافه ۰/۷۷٪ بیشتر است.

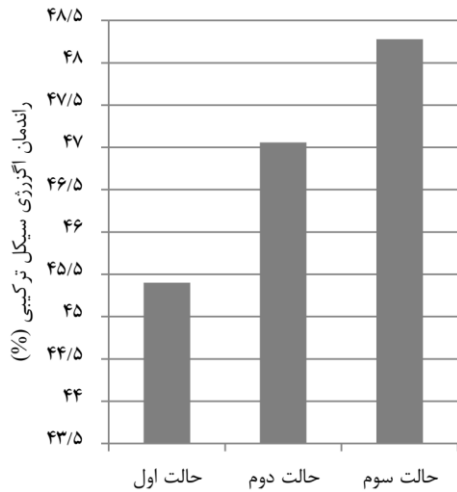
در مقایسه بین حالات اول و سوم هم به وضوح این شرایط حاکم است. با توجه به اطلاعات شکل ۴، در حالت اول هم که توربین گاز در حالت بار جزئی و دمای محیط کاری آن بیشتر از حالت سوم است، سیستم احتراق اضافه موجب افزایش دمای گاز داغ به میزان 130°C شده است که این افزایش در حالت سوم، 69°C می‌باشد. در این حالت نیز بازده اگزرژی سیستم احتراق اضافه ۰/۵۹٪ بیشتر از حالت سوم می‌باشد. توضیحات فوق نشان می‌دهد در شرایط یکسان استفاده از سیستم احتراق اضافه هر چه توربین‌های گازی سیکل، امکان تزریق انرژی بیشتری به مبدل‌های بازیاب داشته باشند، توانایی سیستم احتراق اضافه، در افزایش انرژی گاز داغ موجود کاهش یافته و از توان تولیدی و بازده کاری آن کاسته می‌شود.

شکل ۵ تأثیر استفاده از احتراق اضافه بر عملکرد سیکل بخار را نشان می‌دهد. از این اطلاعات مشخص می‌شود در هر سه حالت بهره‌برداری اول تا سوم به ترتیب ۲/۲۹٪، ۱/۸۳٪ و ۱/۲۹٪ بهبود بازده انرژی در سیکل بخار ایجاد شده است. روند نزولی این بهبود از حالت اول که تنها یک توربین گازی و با بار جزئی در سیکل فعال است تا حالت سوم که دو توربین گازی با بار پایه، خود



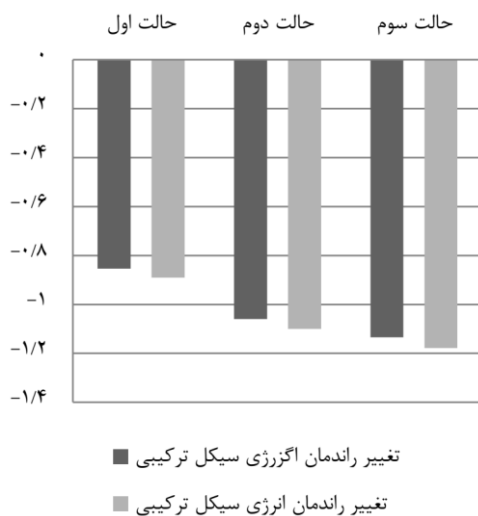
شکل ۳) مقایسه میزان افزایش دمای گاز داغ، توان تولیدی و بازده اگزرژی سیستم احتراق اضافه در حالت‌های دوم و سوم



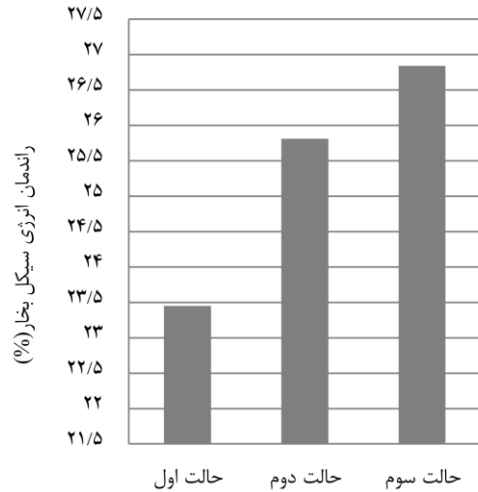


شکل ۸) بازده آگرزری سیکل ترکیبی در حالات مختلف بهره‌برداری بدون استفاده از سیستم احتراق اضافه

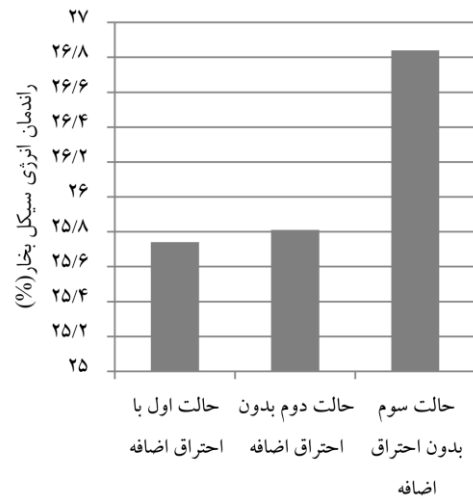
میزان تأثیر پذیری سیکل ترکیبی از سیستم احتراق اضافه آخرین موضوع مورد بحث می‌باشد. با بررسی نتایج حاصل از شکل ۹ می‌توان دریافت زمان استفاده از احتراق اضافه در هر سه حالت یاد شده موجب افت در بهره‌وری های انرژی و آگرزری می‌گردد. علت اینکه علی‌رغم افزایش توان تولیدی سیکل ترکیبی در زمان استفاده از سیستم احتراق اضافه، بازده سیکل افت می‌کند این است که سوخت در سیکل بخار با راندمان حدوداً ۲۵/۵٪ مصرف می‌شود و کار تولید می‌کند در حالیکه اگر همین سوخت در توربین گازی مصرف می‌شد با بازده حدوداً ۳۳٪ تولید کار می‌نمود. لذا استفاده از سیستم احتراق اضافه موجب کاهش بازده سیکل ترکیبی می‌شود. نکته قابل توجه اینکه افت بازده از حالت اول به سوم روند افزایشی دارد زیرا همان‌گونه که پیشتر بحث شد هر چه نقش توربین‌های گازی در سیکل پررنگ‌تر باشد از میزان تأثیر مثبت سیستم احتراق اضافه بر سیکل کاسته می‌شود.



شکل ۹) تأثیر سیستم احتراق اضافه بر بازده آگرزری و انرژی سیکل ترکیبی



شکل ۶) بازده انرژی سیکل بخار در سه حالت مختلف بهره‌برداری و بدون استفاده از سیستم احتراق اضافه



شکل ۷) مقایسه بازده انرژی سیکل بخار در حالت اول بهره‌برداری با سیستم احتراق اضافه و حالت‌های دوم و سوم بدون استفاده از سیستم احتراق اضافه

سیکل ترکیبی در حالت بار جزئی و تنها با یک توربین گازی و در نتیجه یک مبدل بازیاب حرارتی در مدار است نیز نمی‌توان بازگشت ناپذیری‌های ناشی از بهره‌برداری در بار جزئی را جبران نمود و کماکان راندمانی کمتر از حالت‌های دوم و سوم بدون استفاده از سیستم احتراق اضافه دارد.

مقادیر بازده آگرزری سیکل ترکیبی در حالات مختلف بهره‌برداری در شکل ۸ نشان داده شده‌است. اطلاعات این شکل به خوبی مشخص می‌نماید بازده آگرزری نیروگاه سیکل ترکیبی در حالت بهره‌برداری بار جزئی، کمتر از زمان بهره‌برداری با بار کامل است. لازم به توضیح است روند صعودی مقادیر بازده از حالت اول تا سوم که نیروگاه هر چه بیشتر به حالت بار کامل هدایت شده‌است خود تأییدی کاهش بازگشت ناپذیری‌ها در زمان بهره‌برداری در بار پایه می‌باشد.

## ۸- بحث و نتیجه گیری

در پژوهش حاضر، مطالعه میدانی اثر حالت‌های مختلف بهره‌برداری از توربین‌های گازی و سیستم احتراق اضافه بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی واقعی از دیدگاه انرژی و آگرژی انجام گردید که نتایج به دست آمده با استفاده از اطلاعات نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان به این شرح می‌باشد:

- در هر سه حالت مختلف بهره‌برداری از نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان، استفاده از سیستم احتراق اضافه، موجب افزایش توان خروجی سیکل ترکیبی می‌گردد. این افزایش تا مقادیر 26.3MW متناسب با بیشترین دبی سوخت مصرف شده در زمان داده‌برداری موضوع پژوهش بوده است. ولی سیستم مزبور موجب کاهش راندمان‌های انرژی و آگرژی سیکل می‌شود.
- بهبود راندمان انرژی سیکل بخار، یکی دیگر از مزایای استفاده از سیستم احتراق اضافه است ولی این بهبود با افزایش میزان انرژی ورودی از توربین‌های گازی به مبدل بازیاب حرارتی، کاهش می‌یابد.
- استفاده از سیستم احتراق اضافه تنها در زمانی مقرون به صرفه است که قیمت فروش برق به میزانی بالا یا نیاز به تولید بیشتر برق به حدی باشد که اثرات افت راندمان‌های سیکل نیروگاه در درجه دوم اهمیت قرار گیرند.
- تأثیر بهره‌برداری از نیروگاه سیکل ترکیبی در حالت‌های کنترل فرکانس و بار جزئی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج گویای این مطلب است که بهره‌برداری در شرایط مزبور به میزانی تخریب آگرژی را افزایش می‌دهد که افزایش بازده سیکل بخار در اثر استفاده از سیستم احتراق اضافه نیز قادر به جبران آن نمی‌باشد.

**تشکر و قدردانی:** بدین وسیله نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از حمایت‌های شرکت مدیریت تولید برق کرمان برای انجام این پژوهش، قدردانی نمایند.

**تأییدیه اخلاقی:** این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده و همچنین جهت بررسی یا چاپ برای نشریه دیگری فرستاده نشده است.

**تعارض منافع:** بدینوسیله نویسندگان اعلام می‌کنند که این اثر حاصل یک پژوهش مستقل بوده و هیچگونه تضاد منافی با سازمان‌ها و اشخاص دیگری ندارد.

**سهم نویسندگان:** افشین عبداللهیان (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری (۵۰٪) مه‌ران عامری نویسنده دوم، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۵۰٪)

**منابع مالی:** بدینوسیله از حمایت مالی شرکت مدیریت تولید برق کرمان در انجام این تحقیق کمال تشکر و قدردانی را داریم.

## فهرست علائم

th	انرژی	th	انرژی
EXH	آگرژی	EXH	آگرژی
D	تخریب شده	D	تخریب شده
GT	توربین گازی	GT	توربین گازی
ST	توربین بخار	ST	توربین بخار
STEAM	جریان بخار	STEAM	جریان بخار
out	خروجی	out	خروجی
F	سوخت	F	سوخت
CC	سیکل ترکیبی	CC	سیکل ترکیبی
SC	سیکل بخار	SC	سیکل بخار
SF	احتراق اضافه	SF	احتراق اضافه
AMB	محیط	AMB	محیط
BFP	پمپ آب تغذیه	BFP	پمپ آب تغذیه
P	محصول	P	محصول
CEP	پمپ زیرکش	CEP	پمپ زیرکش
in	وروی	in	وروی
	حروف یونانی		حروف یونانی
$\eta$	راندمان انرژی	$\eta$	راندمان انرژی
$\varepsilon$	راندمان آگرژی	$\varepsilon$	راندمان آگرژی

## منابع

- 1- Ameri M, Ahmadi PO, Khanmohammadi SH. Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. International journal of energy research. 2008;32(2):175-83.
- 2- Almutairi A, Pilidis P, Al-Mutawa N. Energetic and exergetic analysis of combined cycle power plant: Part-1 operation and performance. Energies. 2015;8(12):14118-35.
- 3- Cziela F, Tsatsaronis G, Gao Z. Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant. Energy. 2006;31(10-11):1472-89.
- 4- Kaviri AG, Jaafar MN, Lazim TM. Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm. Energy Conversion and Management. 2012 ;58:94-103.
- 5- Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. Energy Conversion and Management. 2011 ;52(5):2296-308.
- 6- Hajabdollahi H, Ahmadi P, Dincer I. An exergy-based multi-objective optimization of a heat recovery steam generator (HRSG) in a combined cycle power plant (CCPP) using evolutionary algorithm. International Journal of Green Energy. 2011;8(1):44-64.
- 7- Reddy BV, Mohamed K. Exergy analysis of a natural gas fired combined cycle power generation unit. International Journal of Exergy. 2007;4(2):180-96.
- 8- Xiang W, Chen Y. Performance improvement of combined cycle power plant based on the optimization of the bottom cycle and heat recuperation. Journal of Thermal Science. 2007;16(1):84-9.
- 9- Hoang T, Pawluskiewicz DK. The efficiency analysis of different combined cycle power plants based on the

impact of selected parameters. *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*. 2016;5(2):77-85.

10- Ghorbanzadeh D, Ghashami B, Masoudi S, Khanmohammadi Sh. Exergy Analysis of NEKA-IRAN Heat Recovery Steam Generator at Different Ambient Temperatures. *Proc. of the 3rd IASME/WSEAS Int. Conf. on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable Development*, Agios Nikolaos, 2007; Greece.

11- Rohani V, Ahmadi M. Using double pressure heat recovery steam generator equipped with duct burner for full repowering a steam power plant and its analysis by exergy method. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*. 2014;2:309-16.

12- Ameri M, Ahmadi P. The study of ambient temperature effects on exergy losses of a heat recovery steam generator. In *Challenges of Power Engineering and Environment 2007* (pp. 55-60). Springer, Berlin, Heidelberg.

13- Soltani S, Yari M, Mahmoudi SM, Morosuk T, Rosen MA. Advanced exergy analysis applied to an externally-fired combined-cycle power plant integrated with a biomass gasification unit. *Energy*. 2013;59:775-80.

14- Sharifaty H. *Heat Recovery Boilers*. Tehran: Pendar Pars; 2011 [Persian].

15- Kehlhofer R, Hannemann F, Rukes B, Stirnimann F. *Combined-cycle gas & steam turbine power plants*. Pennwell Books; 2009.

16- Bejan A. *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons; 2016.

17- Moosazadeh Moosavi SA, Mafi M, Kaabi Nejadian A, Salehi G, Torabi Azad M. A new method to boost performance of heat recovery steam generators by integrating pinch and exergy analyses. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018;10(5):1687814018777879.

18- Azizi T, Ahmadi Boyaghchi F. Assessment of a real combined cycle power plant with supplementary firing based on advanced exergy/exergoeconomic methods. *Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of the ISME*. 2014;15(2):28-58.