



## Investigating the effect of environmental conditions and fuel type on the energy and exergy parameters of a steam power plant

Reza Babaei<sup>\*1</sup>, Meysam Mahmoudi<sup>2</sup>, Mohsen Kiamansouri<sup>3</sup>, Milad Khanchoupan<sup>4</sup>, Elham Moghadamnia<sup>5</sup>

1. Ph.D, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

2. M.Sc, Department of Mechanical Engineering, Velayat University, Iranshahr, Iran.

3. M.Sc, Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Noushahr, Iran.

4. B.Sc, Departeman of chemical engineering, faculty of engineering, university of urmia, urmia, iran.

5. M.Sc, Department of Technology Management, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

### Abstract

Due to the existence of various gas sources in various regions of the country, the extracted natural gas has different heat value, which has a significant impact on the performance of the power plant. In the current research, the effect of natural gas extracted in various regions of Iran, including Khangiran, Kangan, Pars, Bidboland, Ahvaz and Sarakhs on Ramin Ahvaz steam power plant was investigated. Power plant cycle modeling has been done using EES software and the effect of parameters such as ambient temperature and relative humidity on net power, exergy destruction rate, energy and exergy efficiency has been investigated. The amount of additional air to provide the flame temperature of 2000 °C was calculated between 12 and 17.5% for various regions. Investigating the increase in temperature from 5 to 40 °C showed that the net power output of the power plant decreases to 14 MW and of the exergy destruction rate in the condenser increases to 16 MW. At 25 °C, the maximum exergy destruction rate is related to Bidbland region with 500 MW and the lowest rate is related to Sarakhs region with 370 MW. For low relative humidity, the reduction of energy and exergy efficiency is 4.7% and 4%, respectively, and for saturated humidity, it is 9% and 8.3%, respectively, which it indicates the increasing effect of ambient humidity with increasing temperature.

### Keywords

Energy and exergy analysis  
steam power plant  
natural gas  
exergy destruction rate  
EES  
Dynamic Analysis  
Gearbox  
Remaining Useful Life  
Vibration Analysis

Received: 10.24.2024

Revised: 12.22.2024

Accepted: 01.18.2025

\*Corresponding Author

Reza Babaei

Email

[r.babaei@modares.ac.ir](mailto:r.babaei@modares.ac.ir)

## 1- Introduction

Although new energy sources such as renewable energies are growing due to technological advancements, fossil fuels account for 62% of the power generation in power plants [1]. This value shows that optimization and performance improvement are very important. Although energy analysis of power plant subsystems provides important information about the operation of

equipment, exergy analysis is used to examine the quality of the energy transfer process and find points in the system that have irreversible losses. By knowing these points, a corrective solution can be provided to reduce losses and increase the efficiency of the power plant. These corrections include adjusting the operating pressure of the equipment or replacing it with another equipment.



Haji Dolu and Vosouq [2] analyzed the energy and exergy of a supercritical power plant (Ramin, Ahvaz) by considering two assumptions of constant pressure and constant temperature for the condenser. They showed that assuming constant pressure, exergy loss in the condenser decreases with increasing temperature, but if the temperature is assumed to be constant, this process is reversed. They also reported a decrease in boiler and condenser efficiency with increasing ambient temperature. Ahmadi and Toghræi [3] studied the energy and exergy analysis of the Montazeri power plant in Isfahan and wrote the governing equations including mass, momentum and energy continuity using EES software. They showed that the condenser has the highest thermal energy loss. The condenser wastes more than 70% of the input fuel energy. Of course, this is inevitable given the need to liquefy the steam exiting the turbines. The exergy quality analysis also shows that 85% of exergy loss occurs in the power plant boiler. This high amount of loss is due to entropy and irregularities in the chemical reaction process resulting from combustion in the boiler combustion chamber. Sidor et al. [4] also showed, by analyzing the energy and exergy of an industrial boiler, that the exergy destruction in it is 65%. They increased the efficiency of the power plant through variable speed in the boiler fan and heat recovery from the exhaust smoke from the chimney. Athir et al. [5] studied the energy and exergy parameters including equipment irreversibility, exergy losses, and input energy losses in the temperature range of 5 to 30 Celsius. In this temperature range, the exergy efficiency decreases from 35.6% to 32%. Al-Jandi et al. [6], by studying the Al-Hussein power plant in Egypt, showed that the condenser with 134 MW has the largest share in the amount of losses. This amount of loss for the boiler is 13 MW. The maximum amount of exergy destruction occurs in the boiler. This amount is 77%, which can be reduced by preheating the input air .

The innovation of the present work can be stated as follows:

In the aforementioned research, the focus was on one type of fuel (coal, natural gas, etc.), but in the

present study, the effect of different types of natural gas extracted in Iran on the performance of the power plant is investigated, considering their calorific value and different compositions.

In the present work, the effect of temperature and humidity on the performance of the power plant is simultaneously investigated, and the effect of these parameters on energy and exergy efficiencies is investigated.

In the present work, the combustion process in the boiler is fully simulated, and the amount of excess air to produce an adiabatic flame temperature of 2000 Celsius is calculated for different types of natural gas.

## 2- Research Methods

The Ramin Ahvaz power plant is a supercritical steam power plant with 4 operating units (Fig. 1). Each unit consists of a single-pass boiler, high-pressure, medium-pressure and low-pressure turbines, three high-pressure heaters and four low-pressure heaters, and a feed tank. The nominal power generation capacity for each unit is 315 MW [2]. The volumetric flow rate of fuel (or natural gas) and the amount of air required for combustion are 69,000 and 690,000 cubic meters per second, respectively. For modeling the cycle system, the steady-state cycle is considered and the combustion process in the boiler is considered complete. In the present work, a limit of 2000 Celsius is considered for the adiabatic flame temperature. The superheated steam temperature and pressure are 540 Celsius and 24 MPa, respectively. The feed water flow rate to the boiler is 1017 ton/hr and the cooling water flow rate in the condenser is 10000 kg/s. The efficiency of the turbines (high, medium and low pressure) is assumed to be 80% and that of the pumps is assumed to be 75%. The temperature range is considered to be 5-40 Celsius and the relative humidity is considered to be variable between zero and 100%. The standard pressure is one atmosphere and the relative humidity is considered to be 30% in the initial design state.

### 3- Discussion and Results

Figure 2 shows the effect of ambient temperature on net power output. The output power reduction in the temperature range of 5-40°C is from 310.7 MW to 296.7 MW (a 14 MW reduction). Figure 3 also shows the effects of ambient temperature on the condenser exergy destruction rate. An increase in ambient temperature increases the temperature of the water entering the condenser (outlet of the cooling tower), which increases the exergy destruction rate.

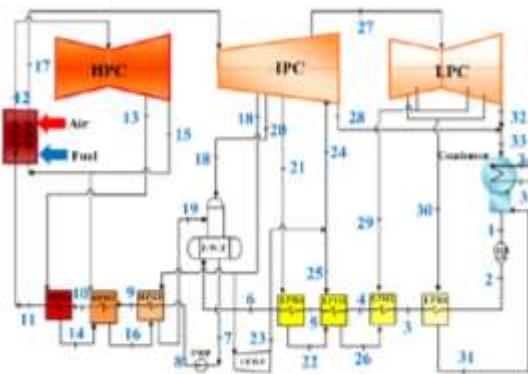


Figure 1: Schematic of the cycle of the Ramin Power Plant in Ahvaz [2]

Figure 4 and 5 show the energy and exergy efficiency values in terms of ambient temperature at different relative humidity values. It is observed that with increasing ambient temperature, the graphs diverge from each other. Also, at constant ambient temperature values, the energy and exergy efficiency values decrease with increasing ambient relative humidity. It is observed that at a temperature of 5 ° C, the changes in the energy efficiency value are between 37.86 and 37.64 percent (difference of 0.6 percent) and the exergy efficiency is between 34.61 and 34.42 (difference of 0.55 %). For a temperature of 40 ° C, the changes in the energy efficiency value are between 36.16 and 34.27 percent (difference of 5.2 percent) and the exergy efficiency is between 33.23 and 31.54 (difference of 5.1 %). It can be concluded that with increasing temperature, the effect of relative humidity on energy and exergy efficiency parameters also increases. Also, at a constant relative humidity, the energy and exergy efficiency

values decrease with increasing ambient temperature, so that at a relative humidity of 0%, the energy and exergy efficiency values decrease by 4.7% and 4%, respectively. However, at a relative humidity of 100%, the energy and exergy efficiency decreases by 9% and 8.3%, respectively, which indicates the great effect of humidity in reducing efficiency.

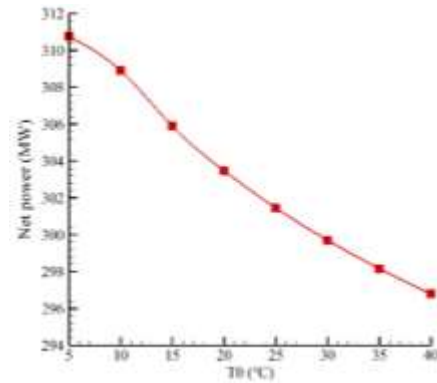


Figure 2: Effect of ambient temperature changes on the net power generation of the power plant

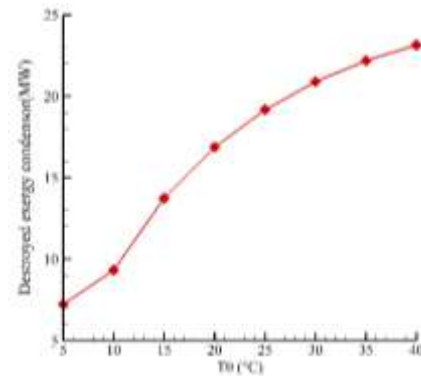


Figure 3: Effect of ambient temperature changes on the condenser exergy destruction rate

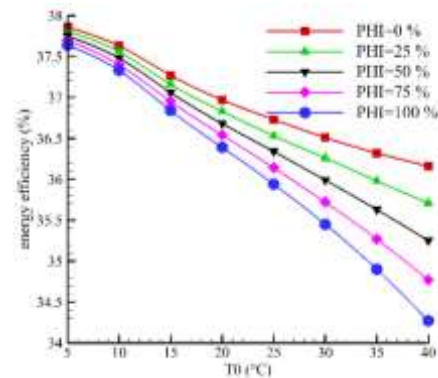


Figure 4: Effect of ambient temperature changes and relative humidity changes on energy efficiency for gas extracted from Ahvaz

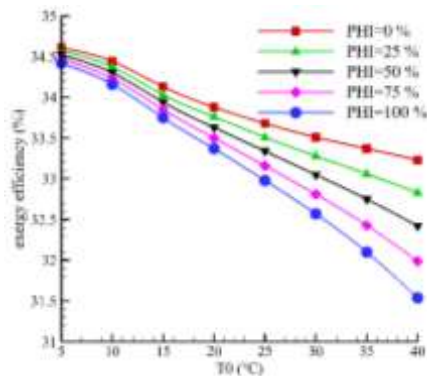


Figure 5: Effect of ambient temperature changes and relative humidity changes on exergy efficiency for gas extracted from Ahvaz

#### 4- Conclusion

As a general conclusion, it can be stated that with increasing temperature, the performance of the power plant in terms of energy and exergy efficiency decreases. The destructive effect of high ambient temperature on the low-pressure turbine is greater due to its connection to the condenser assembly. At low temperatures, the destructive effect of humidity is low, but with increasing temperature, this effect increases significantly. Given the need to produce an adiabatic flame temperature of 2000 Celsius, additional air is required in the combustion chamber, which increases the exergy destruction in the boiler.

#### 5- References

- [1] B. G. Miller, Coal as Fuel. In Clean Coal Engineering Technology, 2011. [Online]. Available: doi: [10.1016/b978-1-85617-710-8.00001-7](https://doi.org/10.1016/b978-1-85617-710-8.00001-7)
- [2] E. Hajidavalloo and A. Vosough, "Energy and exergy analyses of a supercritical power plant," *Int. J. Exergy*, vol. 9, no. 4, pp. 435–452, 2011. [Online]. Available: doi: [10.1504/IJEX.2011.044059](https://doi.org/10.1504/IJEX.2011.044059)
- [3] G. R. Ahmadi and D. Toghraie, "Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, vol. 56, pp. 454–463, 2016. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.rser.2015.11.074](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074)
- [4] R. Saidur, J. U. Ahamed, and H. H. Masjuki, "Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers," *Energy Policy*, vol. 38, no. 5, pp. 2188–2197, 2010. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.enpol.2009.11.087](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.11.087)
- [5] A. Acir, A. K. Bilginsoy, and H. Coşkun, "Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies in thermal power plant," *J. Energy Inst.*, vol. 85, no. 1, pp. 14–21, 2012. [Online]. Available: doi: [10.1179/174396711X13116932752074](https://doi.org/10.1179/174396711X13116932752074)
- [6] I. H. Aljundi, "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 324–328, 2009. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029)



## بررسی اثر شرایط محیطی و نوع سوخت بر روی پارامترهای انرژی و انرژی یک نیروگاه بخار

رضا بابایی<sup>۱\*</sup>، میثم محمودی<sup>۲</sup>، محسن کیامنصوری<sup>۳</sup>، میلاد خانچویان<sup>۴</sup>، الهام مقدم‌نیا<sup>۵</sup>

۱- دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس تهران، تهران، ایران.

۲- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولایت، ایرانشهر، ایران.

۳- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد نوشهر، نوشهر، ایران.

۴- کارشناسی، گروه فنی مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران.

۵- کارشناسی ارشد، گروه فنی مهندسی، دانشگاه آزاد تهران، تهران، ایران.

### چکیده

به دلیل وجود منابع گازی متفاوت در مناطق مختلف کشور، گاز طبیعی برداشت‌شده دارای ارزش حرارتی متفاوتی است که در عملکرد نیروگاه تأثیر بسزایی دارد. در تحقیق حاضر اثر گاز طبیعی استخراج شده در نواحی مختلف ایران شامل خانگیران، کنگان، پارس، بیدبلند، اهواز و سرخس بر روی نیروگاه بخار رامین اهواز بررسی گردید. مدل سازی سیکل نیروگاه با استفاده از نرم افزار EES انجام شده و اثر پارامترهای مؤثر مانند دمای محیط و رطوبت نسبی بر توان تولیدی، نرخ تخریب انرژی، راندمان انرژی و انرژی برگشتی بررسی شده است. میزان هوای اضافی برای تأمین دمای ۲۰۰۰ درجه سانتی‌گراد شعله بین ۱۲ تا ۱۷/۵ درصد برای مناطق مختلف محاسبه شد. بررسی افزایش دما از ۵ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد نشان داد که توان خروجی خالص نیروگاه ۱۴ مگاوات کاهش و نرخ تخریب انرژی در کندانسور به میزان ۱۶ مگاوات افزایش می‌یابد. در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد نرخ تخریب انرژی بیشینه مربوط به شهر بیدبلند با ۵۰۰ مگاوات و کمترین نرخ مربوط به شهر سرخس با ۳۷۰ مگاوات می‌باشد. با افزایش دما، میزان کاهش راندمان‌های انرژی و انرژی برگشتی برای رطوبت پایین (۰٪) به ترتیب ۴/۷ درصد و ۴ درصد و برای رطوبت اشباع (۱۰۰٪) به ترتیب ۹ درصد و ۸/۳ درصد می‌باشد که این نشان‌دهنده اثر تخریبی رطوبت محیط بر روی عملکرد نیروگاه است.

### کلمات کلیدی

آنالیز انرژی و انرژی

نیروگاه بخار

گاز طبیعی

نرخ تخریب انرژی

EES

دریافت مقاله: ۱۴۰۳/۰۸/۰۳

بازنگری مقاله: ۱۴۰۳/۱۰/۰۲

پذیرش مقاله: ۱۴۰۳/۱۰/۲۹

\* نویسنده مسئول

رضا بابایی

ایمیل

[r.babaei@modares.ac.ir](mailto:r.babaei@modares.ac.ir)

### ۱- مقدمه

شامل تنظیم فشار عملکردی تجهیز و یا جایگزینی آن با تجهیز دیگر می‌شود.

حاجی دولو و وثوق [۲] با در نظر گرفتن دو فرض فشار ثابت و دما ثابت برای کندانسور به آنالیز انرژی و انرژی برگشتی یک نیروگاه فوق بحرانی (رامین اهواز) پرداختند. آن‌ها نشان دادند که با فرض فشار ثابت با افزایش دما اتلاف انرژی در کندانسور کاهش می‌یابد، اما در صورت فرض دما ثابت این پروسه برعکس می‌گردد. آن‌ها همچنین کاهش راندمان بویلر و کندانسور را با افزایش دمای محیط گزارش دادند. احمدی و طغرابی [۳] به بررسی آنالیز انرژی و انرژی برگشتی در نیروگاه منتظری اصفهان پرداخته و معادلات حاکم شامل پیوستگی جرم،

با وجود اینکه منابع جدید انرژی مانند انرژی‌های نو با توجه به پیشرفت تکنولوژی رو به رشد می‌باشند، سوخت‌های فسیلی با ۶۲ درصد سهم اصلی تولید توان در نیروگاه‌ها را دارند [۱]. این مقدار نشان می‌دهد که بهینه‌سازی و بهبود عملکرد بسیار با اهمیت است. با وجود اینکه تحلیل انرژی زیرسیستم‌های نیروگاه اطلاعات مهمی از کارکرد تجهیزات ارائه می‌دهد، اما جهت بررسی کیفیت فرایند انتقال انرژی و پیدا کردن نقاطی از سیستم که دارای اتلافات بازگشتناپذیر هستند از تحلیل انرژی استفاده می‌شود. با اطلاع از این نقاط می‌توان راهکار اصلاحی جهت کاهش اتلافات و افزایش بهره‌وری نیروگاه ارائه داد. این اصلاحات

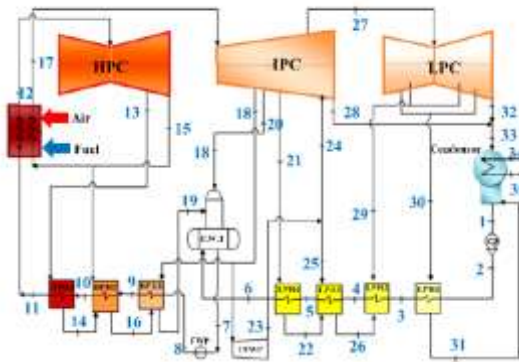


مومنتم و انرژی را با نرم‌افزار EES نوشتند. آن‌ها نشان دادند که کندانسور بیشترین اتلاف حرارتی انرژی را دارد. کندانسور بیش از ۷۰ درصد انرژی سوخت ورودی را به هدر می‌دهد. البته با توجه به لزوم مایع‌سازی بخار خروجی از توربین‌ها، این یک امر اجتناب‌ناپذیر است. آنالیز بررسی کیفیت انرژی نیز نشان می‌دهد که در بویلر نیروگاه ۸۵ درصد اتلاف انرژی رخ می‌دهد. این مقدار زیاد اتلاف به دلیل آنتروپی و بی‌نظمی‌های رخ داده در فرایند واکنش‌های شیمیایی حاصل از احتراق در محفظه احتراق بویلر است. سیدور و همکاران [۴] نیز با آنالیز انرژی و انرژی یک دیگ بخار صنعتی نشان دادند که تخریب انرژی در آن به میزان ۶۵ درصد می‌باشد. آن‌ها از طریق سرعت متغیر در فن بویلر و بازیابی حرارت از دود خروجی از دودکش میزان راندمان نیروگاه را افزایش دادند. اثیر و همکاران [۵] به بررسی پارامترهای انرژی و انرژی شامل بازگشت‌ناپذیری‌های تجهیزات، اتلافات انرژی، هدر رفت انرژی ورودی در بازه دمایی ۵ الی ۳۰ سلسیوس پرداختند. در این بازه دمایی راندمان انرژی از ۳۵/۶ درصد به ۳۲ درصد کاهش می‌یابد. الجندی و همکاران [۶] با بررسی نیروگاه الحسین مصر نشان داد که کندانسور با ۱۳۴ مگاوات بیشترین سهم را در میزان اتلافات دارد. این مقدار اتلاف برای بویلر ۱۳ مگاوات است. میزان تخریب انرژی بیشینه در بویلر رخ می‌دهد. این میزان ۷۷ درصد بوده که با پیش گرمایش هوای ورودی از مقدار آن می‌توان کاست. الترانه و همکاران [۷] با بررسی نیروگاه حرارتی ۴۰۰ مگاواتی نشان دادند که با استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت نیروگاه میزان تخریب انرژی بویلر ۶۷٪ کل نیروگاه (حدود ۳۹۰ مگاوات) و اگر از گازوییل استفاده شود میزان تخریب انرژی بویلر ۷۵٪ کل نیروگاه (معادل ۳۷۸ مگاوات) خواهد بود. مهرپویا و همکاران [۸] با بررسی یک نیروگاه ۵۹۷۰ مگاواتی نشان دادند که راندمان انرژی و انرژی سیستم به ترتیب ۵۶/۴٪ و ۵۷/۹٪ می‌باشد. آن‌ها با استفاده از یک سیستم جانبی (شامل پیل سوختی)، راندمان مجموعه سیکل ترکیبی را به ۸۰ درصد رسانیدند. امیدپناه و همکاران [۹] با بررسی سیکل ترکیبی یزد نشان دادند که با تفاوت دمایی بین فصول تابستان و زمستان مقدار راندمان نیروگاه ۱۴٪ تفاوت دارد. آن‌ها با فعال کردن سیستم کولر تبخیری در ورودی کمپرسور میزان توان تولیدی را ۱۵ درصد افزایش دادند. کمالی و همکاران [۱۰] نیز بیشترین میزان اتلاف حرارتی را برای کندانسور به میزان ۶۷٪ محاسبه نمودند. ماموریان و همکاران [۱۱] یک آنالیز انرژی و انرژی بر روی یک بویلر صنعتی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش هر ۱۰۰ کیلوپاسکال فشار ورودی به توربین بخار،

راندمان‌های انرژی و انرژی به ترتیب ۲/۷ و ۲/۶۷ درصد افزایش می‌یابند. دهقانی و همکاران [۱۲] با بررسی نیروگاه ۳۶۸ مگاواتی تبریز نشان دادند که کندانسور بیشترین مقدار اتلاف انرژی و بویلر بیشترین تلفات انرژی را دارد. راندمان انرژی و انرژی در بار نامی ۴۰ درصد و ۳۷ درصد است. کیالاشکی [۱۳] با تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه بخار بعثت در تهران نشان داد که کندانسور دارای ۷۷ درصد تلفات انرژی و بویلر دارای ۸۳ درصد تخریب انرژی کل نیروگاه است. در رتبه بعدی توربین قرار دارد. پورسید و همکاران [۱۴] به بررسی اثر سه نوع سوخت گاز طبیعی، گازوئیل و مازوت بر روی عملکرد نیروگاه پرداختند. آن‌ها نشان دادند که از منظر انرژی بیشترین راندمان برای سوخت گاز طبیعی اتفاق می‌افتد. گازوئیل به‌عنوان سوخت جایگزین و مازوت نیز به‌عنوان بدترین سوخت تعیین شد. در هر سه نوع سوخت بیشترین اتلاف انرژی در بویلر رخ داد. چن و همکاران [۱۵] یک آنالیز انرژی، انرژی و اقتصادی بر روی یک سیکل نیروگاهی زغال سوز که با یک سیستم تبرید کوپل است، انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که بهبود راندمان انرژی در سیکل جدید نسبت به سیکل فقط نیروگاهی بین ۷/۷ تا ۲۵/۸ درصد می‌باشد. رثوف و همکاران [۱۶] نشان دادند که با تنظیم فشار و دمای بویلر به ترتیب ۱۷۵ بار و ۶۲۰ درجه سانتی‌گراد عملکرد نیروگاه بهینه خواهد شد. عادل و همکاران [۱۷] نشان دادند که بیشترین تخریب انرژی مربوط به محفظه احتراق است. آن‌ها نشان دادند که با بهینه‌سازی حداکثر می‌توان ۳ درصد به راندمان انرژی افزود. اگوار و همکاران [۱۸] به بررسی اثر دمای محیط بر راندمان انرژی یک نیروگاه ۱۵۳ مگاواتی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که بهترین دما برای عملکرد بهینه نیروگاه دمای ۲۷/۸۵ سلسیوس خواهد بود. کومار و همکاران [۱۹] با بررسی یک نیروگاه ۲۱۰ مگاواتی نشان دادند که کندانسور با ۶۴/۲۴ درصد بیشترین اتلاف انرژی و بویلر با ۸۸/۹۱ درصد بیشترین اتلاف انرژی را دارا است. آن‌ها نشان دادند که با افزایش دما از ۲۵ تا ۴۵ سلسیوس مصرف زغال‌سنگ ۱۹/۰۱ کیلوگرم کاهش می‌یابد. الوردانی و همکاران [۲۰] با بررسی یک نیروگاه ۷۵۰ مگاواتی نشان دادند که محفظه احتراق و HRSG منابع اصلی تخریب انرژی (به ترتیب با ۵۳ و ۳۲ درصد) هستند.

نوآوری کار حاضر را می‌توان به‌صورت زیر بیان نمود:

- در تحقیقات مذکور تمرکز بر روی یک نوع سوخت (زغال‌سنگ، گاز طبیعی و ...) بوده ولی در تحقیق حاضر اثر انواع گاز طبیعی استخراجی در ایران با توجه به ارزش



شکل ۱: شماتیک سیکل نیروگاه رامین اهواز [۲]

## ۲-۲- معادلات حاکم بر تئوری مسئله

معادلات بقای جرم و انرژی به صورت زیر بیان می‌گردد [۴]:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (2)$$

$\dot{Q}$ ،  $\dot{W}$ ،  $\dot{m}$  و  $h$  میزان انتقال حرارت و توان (تولیدی یا مصرفی)، دبی جرمی و آنتالپی می‌باشد.

اگرژی<sup>۴</sup> به عنوان حداکثر کار مفید قابل استخراج با توجه به دمای محیط برای یک سیستم تعریف می‌گردد. تخریب اگرژی نیز به عنوان معیار برگشت‌ناپذیری سیستم معرفی می‌گردد [۳]. معادله تعادل اگرژی به صورت زیر بیان می‌گردد که در آن  $\dot{E}x_D$  نرخ تخریب اگرژی<sup>۵</sup>،  $\dot{E}x_W$  نرخ اگرژی توان و  $\dot{E}x_Q$  نرخ اگرژی انتقال گرما است [۳]:

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (3)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (4)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q} \quad (5)$$

$ex$  نرخ اگرژی واحد جرم بوده که مجموع اگرژی فیزیکی ( $ex_{ph}$ ) و اگرژی شیمیایی ( $ex_{ch}$ ) می‌باشد [۴]:

حرارتی و ترکیبات متفاوت آن‌ها بر روی عملکرد نیروگاه بررسی می‌شود.

- در کار حاضر به صورت هم‌زمان اثر دما و رطوبت بر روی عملکرد نیروگاه بررسی شده و تأثیر این پارامترها بر روی راندمان‌های انرژی و اگرژی تحقیق می‌شود.
- در کار حاضر فرایند احتراق در بویلر به طور کامل شبیه‌سازی شده و میزان هوای اضافی برای تولید دمای آدیاباتیک شعله به میزان ۲۰۰۰ سلسیوس برای انواع گاز طبیعی محاسبه می‌گردد.

## ۲- روش‌شناسی

### ۲-۱- تشریح سیستم

نیروگاه رامین اهواز یک نیروگاه بخار فوق بحرانی<sup>۱</sup> با ۴ واحد بهره‌برداری می‌باشد (شکل ۱). هر واحد متشکل از یک بویلر یک بار-گذر<sup>۲</sup>، توربین فشار قوی، فشار متوسط و فشار ضعیف، سه هیتر فشار قوی و چهار هیتر فشار ضعیف و یک تانک تغذیه می‌باشد. ظرفیت اسمی تولید توان برای هر واحد ۳۱۵MW [۲] است. دبی حجمی سوخت (یا همان گاز طبیعی) و میزان هوای مورد نیاز احتراق به ترتیب ۶۹۰۰۰ و ۶۹۰۰۰ مترمکعب بر ثانیه می‌باشد. جهت مدل‌سازی سیستم سیکل به صورت پایا در نظر گرفته شده و فرایند احتراق در بویلر کامل در نظر گرفته می‌شود. در کار حاضر محدودیت ۲۰۰۰ سلسیوس برای دمای شعله آدیاباتیک<sup>۳</sup> در نظر گرفته می‌شود. دما و فشار بخار سوپرهیت به ترتیب ۵۴۰ سلسیوس و ۲۴ مگاپاسکال است. دبی آب تغذیه ورودی به بویلر ۱۰۱۷ton/hr و دبی آب خنک‌کن در کندانسور ۱۰۰۰۰ kg/s است. راندمان توربین‌ها (فشار قوی، متوسط و ضعیف) ۸۰ درصد و پمپ‌ها ۷۵ درصد در نظر گرفته می‌شود. بازه دمایی بین ۴۰-۵ سلسیوس و رطوبت نسبی بین صفر تا ۱۰۰ درصد متغیر در نظر گرفته شده است. فشار استاندارد یک اتمسفر و رطوبت نسبی در حالت طراحی اولیه ۳۰ درصد در نظر گرفت می‌شود.

<sup>4</sup> Exergy

<sup>5</sup> Destroyed exergy

<sup>1</sup> Supercritical

<sup>2</sup> Once-through

<sup>3</sup> Adiabatic flame temperature

$$\dot{m}_f ex_f + \dot{m}_a ex_a = \dot{m}_g ex_g + \dot{m}_{12} ex_{12} + \dot{m}_{17} ex_{17} - \dot{m}_{12} ex_{11} - \dot{m}_{17} ex_{15} + \dot{E}_{d, boiler} \quad (11)$$

$$etha_{2, boiler} = \frac{\dot{m}_{17} \cdot ex_{15} + \dot{m}_{12} \cdot ex_{11} - \dot{m}_{17} \cdot ex_{17}}{\dot{m}_f ex_f + \dot{m}_a ex_a - \dot{m}_g ex_g} \quad (12)$$

اگرژی سوخت ورودی برحسب مقدار  $LHV$  توسط رابطه زیر بیان می‌گردد [۲]:

$$ex_f = 1.06 LHV \quad (13)$$

جدول ۱: اجزای گاز طبیعی استخراج شده از نواحی مختلف ایران [۲۱]

ترکیب سوخت	خانگیان	کنگان	پارس	بیدبلند	اهواز	سرخس
CH <sub>4</sub>	0.9879	0.9426	0.9155	0.8573	0.8533	0.9634
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.0081	0.0386	0.0568	0.0946	0.0907	0.0121
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.0018	0.0097	0.0179	0.0351	0.0351	0.0035
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0004	0.0020	0.0031	0.0034	0.0036	0.0013
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0005	0.0030	0.0047	0.0065	0.0081	0.0042
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.0003	0.0015	0.0013	0.0010	0.0081	0.0042
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.0002	0.0008	0.0011	0.0009	0.0081	0.0042
n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.0008	0.0014	0.0007	0.0009	0.0081	0.0042
N <sub>2</sub>	0.0056	0.4481	0.0313	0.0044	0.000	0.0127
CO <sub>2</sub>	0	0	0.0185	0.001	0.004	0.0028

جدول ۲: اجزای هوای ورودی به بویلر [۲]

ترکیبات	مقدار مول
N <sub>2</sub>	$n_{N_2, a} = \sum 3.76 a f_i (C_i + \frac{H_i}{4})$
O <sub>2</sub>	$n_{O_2, a} = \sum a f_i (C_i + \frac{H_i}{4})$
H <sub>2</sub> O	$n_{H_2O, a} = \frac{w (MW_{N_2} \cdot n_{N_2, a} + MW_{O_2} \cdot n_{O_2, a})}{(1-w) MW_{H_2O}}$

مقادیر ارزش حرارتی سوخت برای مناطق اهواز، خانگیان، کنگان، پارس، بیدبلند و سرخس به ترتیب ۴۸۵۲۶، ۵۰۱۵۱، ۴۲۵۸۲، ۴۷۷۵۲ و ۴۹۰۵۰ کیلوژول بر کیلوگرم است.

$$ex = (ex_{ch} + ex_{ph}) \quad (6)$$

$$ex_{ph} = [h - h_0 - T_0 (s - s_0)] \quad (7)$$

$$ex_{ch} = (\sum x e_0^{ch} + R T_0 \sum x \ln x) \quad (8)$$

$x$  درصد مولی و  $e_0^{ch}$  اگرژی شیمیایی می‌باشد. در ادامه روابط (۶-۱) برای همه تجهیزات نیروگاه ارائه می‌گردند.

### ۲-۳- بویلر

بویلر به علت فرایند پیچیده احتراق و تولید دمای بالا جزء پیچیده‌ترین تجهیزات نیروگاه است. سوخت ورودی به بویلر گاز طبیعی با ترکیب هیدروکربن، نیتروژن و دی‌اکسید کربن و هوای ورودی به بویلر با ترکیب نیتروژن، اکسیژن و بخار آب می‌باشد. گاز خروجی از دودکش نیز شامل دی‌اکسید کربن، آب، نیتروژن و اکسیژن است. در کار حاضر چهار نوع گاز طبیعی استخراج شده از شش منطقه مختلف کشور ایران به‌عنوان سوخت ورودی به بویلر بررسی خواهد شد. اجزای گاز طبیعی استخراج شده در نواحی مختلف ایران شامل خانگیان، کنگان، پارس، بیدبلند، اهواز و سرخس در جدول ۱ آمده است.  $f_i$  درصد مولی اجزای بخش هیدروکربن سوخت می‌باشد. کسر مولی هوای ورودی به بویلر در جدول ۲ آمده است. مقدار  $a$  نسبت مقدار هوای واقعی به مقدار هوای استوکیومتری،  $MW$  جرم مولکولی و  $w$  رطوبت مخصوص بوده که تابعی از فشار بخار ( $P_g$ )، دمای محیط ( $T_0$ ) و رطوبت نسبی ( $\Phi$ ) است. معادله انرژی و راندمان انرژی برای بویلر در ادامه آمده است که  $LHV$  ارزش حرارتی سوخت<sup>۱</sup> و  $Q_{loss, boiler}$  اتلاف حرارتی بویلر است.

$$\dot{m}_f LHV + \dot{m}_a h_a = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15} + Q_{loss, boiler} \quad (9)$$

$$etha_{1, boiler} = \frac{\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15}}{\dot{m}_f LHV} \quad (10)$$

معادله اگرژی و راندمان اگرژی نیز در ادامه آمده است که  $\dot{E}_{d, boiler}$  نرخ تخریب اگرژی بویلر می‌باشد.

<sup>1</sup> Lower heating value

## ۳- روش حل و صحت‌سنجی

در کار حاضر از نرم‌افزار EES<sup>1</sup> جهت حل همزمان معادلات انرژی و انرژی و از نتایج کار [۲] جهت اعتبارسنجی نتایج استفاده می‌شود. در جدول ۳ مقادیر انرژی و انرژی برای نقاط مختلف سیکل نیروگاه محاسبه شده و با نتایج مقاله مرجع [۲] مقایسه و اعتبارسنجی شده است. مشاهده می‌شود که در اکثر نقاط تطابق خوبی بین نتایج کار حاضر و مرجع [۲] وجود دارد.

## ۴- نتایج و بحث

هر چه دمای شعله در محفظه احتراق بویلر بالاتر باشد، بخار تولیدی درجه سوپرهیت و فشار بالاتری خواهد داشت که منجر به توان تولیدی بالاتری خواهد شد؛ اما محدودیت متالورژی مواد و تنش حرارتی و مقاومت خزشی پره‌های توربین گاز و جداره بویلر سبب می‌شود که یک مقدار بیشینه و مجاز برای دمای شعله آدیباتیک تعریف می‌شود. مقدار مجاز دمای شعله برای نیروگاه رامین اهواز ۲۰۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. با کاهش هوای ورودی به محفظه احتراق احتمال کامل نشدن فرایند احتراق و ایجاد آلودگی‌های ناکس و مونوکسیدکربن افزایش می‌یابد. در حالت استوکیومتری<sup>۲</sup> کمترین مقدار هوای موردنیاز جهت ایجاد فرایند احتراق کامل محاسبه می‌شود. مقدار هوای اضافی نسبت به حالت استوکیومتریک سنجیده می‌شود. شکل ۲ تغییرات دمای شعله در محفظه احتراق را براساس تغییرات هوای اضافه برای گاز طبیعی استخراج شده از نواحی مختلف ایران نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که به‌طور کلی با افزایش درصد هوای اضافه دمای شعله نیز کاهش می‌یابد. میزان هوای اضافه برای رسیدن به دمای شعله ۲۰۰۰ سلسیوس در شهرهای خانگیران، کنگان، پارس، بیدبلند، اهواز و سرخس به ترتیب ۰.۱۵٪، ۰.۱۲٪، ۰.۱۶٪، ۰.۱۷٪، ۰.۱۷/۵٪ و ۱۵ درصد می‌باشد. کمترین میزان هوای اضافه مورد نیاز مربوط به کنگان و بیشترین مربوط به اهواز است.

شکل ۳ اثر میزان هوای اضافه را بر نرخ تخریب انرژی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش مقدار هوای اضافه اندکی بر مقدار تخریب انرژی افزوده می‌شود که این نشان‌دهنده افزایش بازگشت‌ناپذیری‌ها می‌باشد. همچنین در یک مقدار هوای اضافه ثابت کمترین میزان تخریب انرژی برای گاز استخراجی منطقه سرخس و بیشترین میزان تخریب انرژی مربوط به گاز استخراجی منطقه بیدبلند است. جدول ۴ نتایج آنالیز انرژی و انرژی را برای نقاط

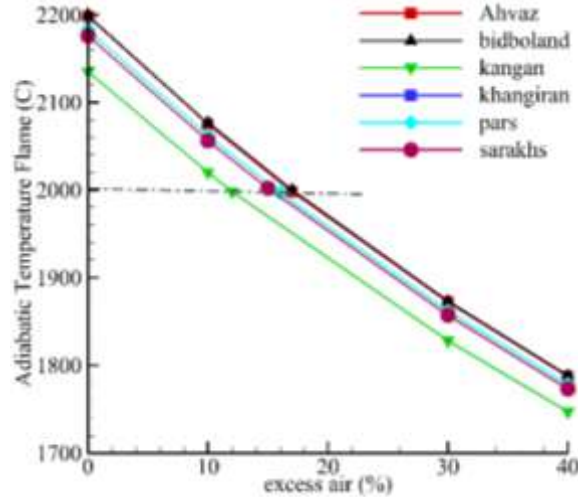
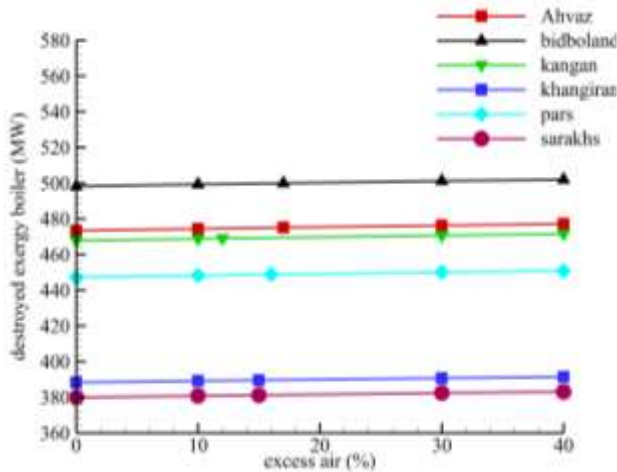
مختلف نیروگاه رامین اهواز در شرایط استاندارد و رطوبت نسبی ۳۰ درصد نشان می‌دهد.

جدول ۳: مقایسه نتایج مقادیر آنتالپی و انرژی با نتایج [۲] برای نقاط مختلف نیروگاه

نقاط سیکل	آنتالپی (kJ/kg)		انرژی (kJ/kg)	
	مرجع [۲]	کار حاضر	خطا (%)	خطا (%)
1	205.00	205.21	0	3.93
2	215.5	215.52	0	7.39
3	244.5	242.52	1.5	9.17
4	382.5	382.61	0.02	27.18
5	504.8	504.81	0	54.31
6	628.6	628.49	0	87.54
7	693.00	692.89	0.01	106.7
8	730.1	746.11	2.1	120.89
9	857.9	870.73	1.6	165.8
10	1095.1	1098.2	0.05	262.5
11	1243.2	1242.12	0.15	328.98
12	3316.3	3319.19	0.12	1482.0
13	3047.5	3046.14	0.05	1180.0
14	1139.0	1140.15	0.11	282.15
15	2952	2962.11	0.31	1080
16	889.4	889.42	0	178.2
17	3536	3537.01	0.031	1396.0
18	3282	3284.05	0.07	1127.0
19	763.6	763.43	0.03	130.70
20	3166	3167.10	0.04	1005
21	2988	2990.12	0.07	818.9
22	637	636.5	0.08	89.38
23	2901	2904.2	0.11	673.05
24	2941	2942.1	0.04	683.6
25	2901	2902.2	0.04	663.9
26	427.6	427.7	0.02	35.95
27	2830	2831.14	0.04	638.95
28	2442.2	2528.2	3.1	162.99
29	2693	2672.1	0.81	482.6
30	2501	2493.2	0.35	263.1
31	255.4	260.15	1.9	8.47
32	2440	2415.21	1.1	159.01
33	2441	2415.31	1.2	158.03
34	113.3	113.45	0.1	0.26
35	146.6	151.2	2.85	1.25

<sup>2</sup> Stoichiometric

<sup>1</sup> Equation engineering solver



شکل ۳: اثر هوای اضافه بر میزان تخریب انرژی در شرایط استاندارد  $T_0 = 25^\circ\text{C}$

شکل ۲: اثر هوای اضافه بر دمای آدیاباتیک شعله برای شهرهای مختلف

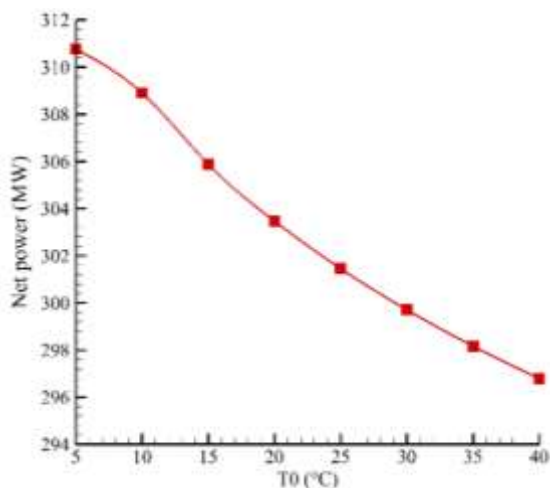
جدول ۴: نتایج آنالیز انرژی و انرژی برای نیروگاه رامین اهواز در شرایط استاندارد

تجهیزات	مقدار ورودی LHV (MW)	مقدار مصرف LHV (MW)		تخریب انرژی (MW)	راندمان قانون اول (%)	راندمان قانون دوم (%)
		* توان تولیدی	** توان مصرفی			
بوiler	خانگیران	735	11***	390	98	48
	سرخس	727	10***	382	99	49
	اهواز	815	78***	486	89	43
	بیدبلند	839	100***	500	87	44
	پارس	791	54***	449	93	46
	کنگان	810	73***	470	90	45
توربین	HPC		98*	12	88	79
	IPC		50*	23	87	81
	LPC		171*	7	86	85
	جمع		319*	42	-	-
پمپ			17**	4.7	86	62
	LPH1		2***	2.3	88	84
هیترها	LPH2		1***	2.9	71	68
	LPH3		1.5***	0.7	93	87
	LPH4		0.15***	1.5	98	85
	HPH1		0.35***	1.7	97	86
	HPH2		2.1***	0.5	97	95
	HPH3		2.4***	0.2	98	93
	DA		6.5***	1.3	95	92
	جمع		16***	11.3	-	-
کندانسور			339***	17	90	37

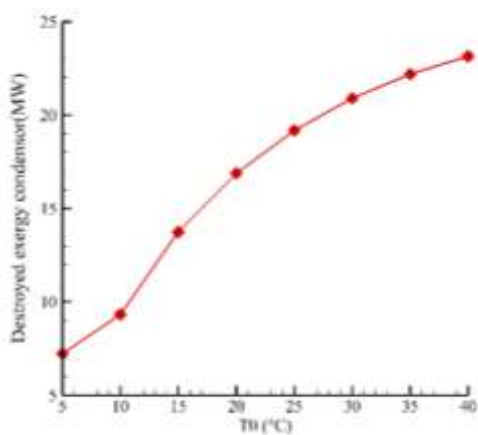
سوخت گاز طبیعی استخراج شده از مناطق مختلف ایران محاسبه شده است. مشاهده می‌شود که میزان تولید توان در توربین LPC حدود

در این جدول سهم مصرف انرژی هر یک از تجهیزات شامل توان تولیدی، توان مصرفی و اتلاف انرژی حرارتی از انرژی ورودی حاصل از

انرژی و انرژی را برحسب دمای محیط در مقادیر مختلف رطوبت نسبی نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای محیط نمودارها نسبت به هم واگرا می‌شوند. همچنین در مقادیر دمای ثابت محیط، مقادیر راندمان انرژی و انرژی با افزایش رطوبت نسبی محیط کاهش می‌یابد. مشاهده می‌شود که در دمای ۵ درجه سانتی‌گراد تغییرات مقدار راندمان انرژی بین ۳۷/۸۶ و ۳۷/۶۴ درصد (اختلاف ۰/۶ درصد) و راندمان انرژی بین ۳۴/۶۱ و ۳۴/۴۲ (اختلاف ۰/۱۵۵ درصد) می‌باشد.



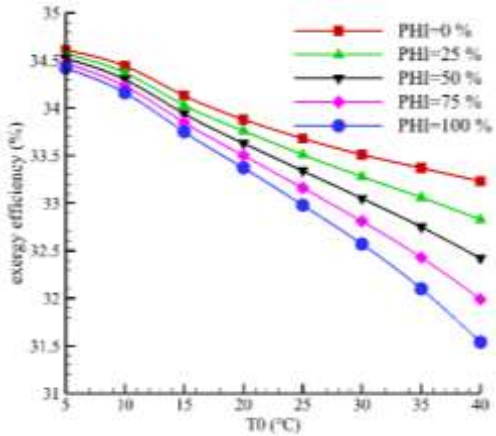
شکل ۴: اثر تغییرات دمای محیط بر توان خالص تولیدی نیروگاه



شکل ۵: اثر تغییرات دمای محیط بر نرخ تخریب انرژی کندانسور

برای دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد نیز تغییرات مقدار راندمان انرژی بین ۳۶/۱۶ و ۳۴/۲۷ درصد (اختلاف ۵/۲ درصد) و راندمان انرژی بین ۳۳/۲۳ و ۳۱/۵۴ (اختلاف ۵/۱ درصد) می‌باشد. می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دما اثر رطوبت نسبی بر روی پارامترهای راندمان انرژی و انرژی نیز افزایش می‌یابد. همچنین در یک رطوبت نسبی ثابت، مقادیر راندمان انرژی و انرژی با افزایش مقدار دمای محیط

۱۷۱ مگاوات می‌باشد که بیشترین سهم در تولید توان (۵۴ درصد) می‌باشد. توربین IPC با ۵۰ مگاوات کمترین سهم در تولید توان (۱۶ درصد) دارد. توربین HPC نیز وظیفه تولید ۳۰ درصد توان کلی نیروگاه را داراست. مشاهده می‌شود که مقادیر مربوط به تخریب انرژی برای بویلر نسبت تجهیزات دیگر قابل‌ملاحظه‌تر می‌باشد. مشاهده می‌شود که توربین و کندانسور بیشترین سهم را در مصرف انرژی سوخت ورودی دارند. سهم توربین جهت تولید توان و سهم کندانسور مربوط به دریافت انرژی از بخار مرده و انتقال آن به برج خنک‌کن جهت مایع سازی جهت پمپاژ به سمت بویلر است. شکل ۴ اثر دمای محیط را بر روی توان خالص تولیدی نشان می‌دهد. میزان کاهش توان خروجی در بازه دمای ۵-۴۰ درجه سانتی‌گراد از ۳۱۰/۷ مگاوات به مقدار ۲۹۶/۷ مگاوات (۱۴ مگاوات کاهش) می‌باشد. شکل ۵ نیز اثرات دمایی محیط را بر میزان نرخ تخریب انرژی کندانسور نشان می‌دهد. افزایش دمای محیط سبب افزایش دمای آب ورودی به کندانسور (خروجی از برج خنک‌کن) شده و این سبب افزایش نرخ تخریب انرژی می‌شود. شکل ۶ اثر دمای محیط را بر روی تخریب انرژی توربین‌های فشار قوی (HPC)، فشار متوسط (IPC) و فشار ضعیف (LPC) نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که میزان تخریب انرژی در توربین فشار متوسط (IPC) بیشتر از بقیه توربین‌ها است. دلیل آن نیز سهم بیشتر تولید توان برای این توربین می‌باشد. این شکل نشان می‌دهد که تغییرات تخریب انرژی برای انرژی توربین‌های فشار قوی (HPC) و فشار متوسط (IPC) افزایشی و البته ناچیز می‌باشد، در حالیکه تغییرات تخریب انرژی برای توربین فشار ضعیف (LPC) بسیار بیشتر از دو توربین دیگر است. دلیل آن نیز در تماس بودن این توربین با کندانسور بوده که در نتیجه آن تغییرات محیطی شامل تغییرات دما را سریع‌تر درک می‌کند. همچنین مشاهده می‌شود که تخریب انرژی در توربین فشار ضعیف (LPC) کاهش یافته است. دلیل آن نیز کاهش توان تولیدی با افزایش دما است، به طوری که افزایش دما سبب کاهش توان تولیدی و در نتیجه کاهش اثرات تخریب انرژی می‌باشد. شکل ۷ اثر دمای هوای محیط را بر روی تخریب انرژی بویلر با توجه به نوع گاز طبیعی استخراجی از مناطق مختلف نشان می‌دهد. دلیل افزایش در بویلر افزایش بازگشت‌ناپذیری‌ها و اتلافات سیستم به دلیل افزایش دمای ورودی به بویلر می‌باشد. مشاهده می‌شود که در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد نرخ تخریب انرژی بیشینه مربوط به شهر بیدبلند با ۵۰۰ مگاوات و کمترین نرخ مربوط به شهر سرخس با ۳۷۰ مگاوات می‌باشد. شکل ۸ و شکل ۹ مقادیر راندمان



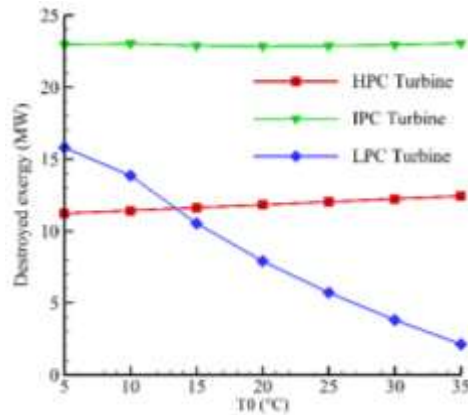
شکل ۹: اثر تغییرات دمای محیط و رطوبت نسبی بر راندمان انرژی برای گاز استخراجی از اهواز

### ۵- نتیجه گیری

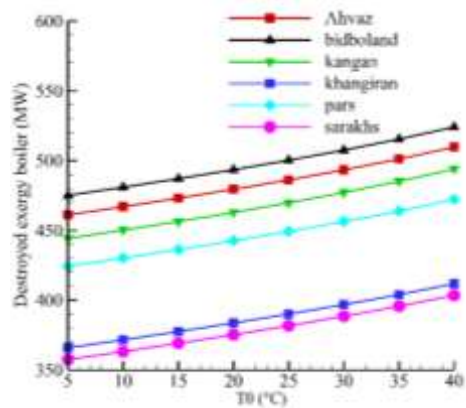
مقاله حاضر به آنالیز انرژی و انرژی اثر گاز طبیعی استخراج شده در نواحی مختلف ایران شامل خانگیران، کنگان، پارس، بیدبلند، اهواز و سرخس بر روی نیروگاه بخار رامین اهواز پرداخته است. گاز طبیعی استخراجی شامل ترکیبات مختلف از هیدروکربن‌ها، نیتروژن و دی‌اکسید کربن می‌باشد که هر کدام مقادیر ارزش حرارتی متفاوت دارند. سوخت با هوا (شامل ترکیبی از نیتروژن، اکسیژن و بخار آب) ترکیب شده و تحت یک فرایند احتراق کامل ترکیبات دی‌اکسید کربن، آب، نیتروژن و اکسیژن را تولید می‌کند. پژوهش حاضر پس از مطالعه و مدل‌سازی سیکل نیروگاه با استفاده از نرم‌افزار EES به بررسی پارامترهای مؤثر مانند دمای محیط و رطوبت نسبی بر توان تولیدی، نرخ تخریب انرژی، راندمان انرژی و انرژی پرداخته است که نتایج آن به صورت زیر بیان می‌گردد.

- جهت تأمین دمای شعله آدیاباتیک محفظه احتراق بویلر نیروگاه برای سوخت‌های مایع استخراجی از مناطق خانگیران، کنگان، پارس، بیدبلند، اهواز و سرخس نیاز به هوای اضافی به میزان ۱۵٪، ۱۲٪، ۱۶٪، ۱۷٪، ۱۷٪/۵ و ۱۵ درصد می‌باشد. افزایش میزان هوای اضافه سبب افزایش جزئی نرخ تخریب انرژی می‌گردد.
- نتایج نشان داد که با افزایش دما از ۵ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد، توان خروجی خالص نیروگاه از ۳۱۰/۷ مگاوات به مقدار ۲۹۶/۷ مگاوات (۱۴ مگاوات کاهش) می‌رسد. افزایش دما در این بازه سبب افزایش نرخ تخریب انرژی در کندانسور به میزان ۱۶ مگاوات می‌شود. در مجموعه توربین‌ها افزایش دما اثر ناچیزی بر روی نرخ تخریب انرژی بر توربین‌های توربین‌های فشار قوی (HPC) و فشار متوسط (IPC) دارد، اما سبب کاهش فوق‌العاده

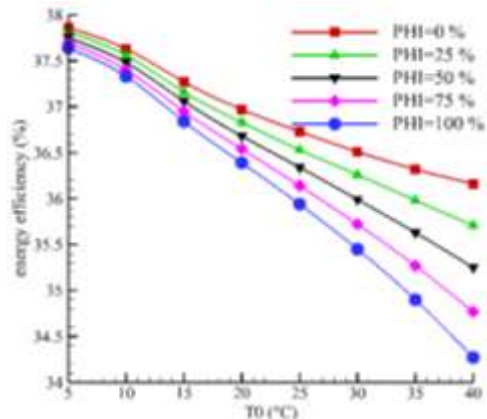
کاهش می‌یابد، به طوری که در مقدار رطوبت نسبی صفر درصد مقدار راندمان انرژی و انرژی به ترتیب ۴/۷ درصد و ۴ درصد کاهش می‌یابد؛ اما در رطوبت نسبی ۱۰۰ درصد مقدار کاهش راندمان انرژی و انرژی به ترتیب ۹ درصد و ۸/۳ درصد می‌باشد که نشان‌دهنده اثر زیاد رطوبت در کاهش راندمان است.



شکل ۶: اثر تغییرات دمای محیط بر نرخ تخریب انرژی مجموعه توربین



شکل ۷: اثر تغییرات دمای محیط بر نرخ تخریب انرژی بویلر برای گاز استخراجی از مناطق مختلف



شکل ۸: اثر تغییرات دمای محیط و رطوبت نسبی بر راندمان انرژی برای گاز استخراجی از اهواز

[2] E. Hajidavalloo and A. Vosough, "Energy and exergy analyses of a supercritical power plant," *Int. J. Exergy*, vol. 9, no. 4, pp. 435–452, 2011. [Online]. Available: doi: [10.1504/IJEX.2011.044059](https://doi.org/10.1504/IJEX.2011.044059)

[3] G. R. Ahmadi and D. Toghraie, "Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, vol. 56, pp. 454–463, 2016. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.rser.2015.11.074](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074)

[4] R. Saidur, J. U. Ahamed, and H. H. Masjuki, "Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers," *Energy Policy*, vol. 38, no. 5, pp. 2188–2197, 2010. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.enpol.2009.11.087](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.11.087)

[5] A. Acir, A. K. Bilginsoy, and H. Coşkun, "Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies in thermal power plant," *J. Energy Inst.*, vol. 85, no. 1, pp. 14–21, 2012. [Online]. Available: doi: [10.1179/174396711X13116932752074](https://doi.org/10.1179/174396711X13116932752074)

[6] I. H. Aljundi, "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 324–328, 2009. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029)

[7] O. R. Altarawneh, A. A. Alsarayreh, A. M. Al-Falahat, M. J. Al-Kheetan, and S. S. Alrwashdeh, "Energy and exergy analyses for a combined cycle power plant in Jordan," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 31, p. 101852, 2022. [Online]. Available: doi: [10.1016/j.csite.2022.101852](https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101852)

[8] M. Mehrpooya, M. M. M. Sharifzadeh, and S. A. Mousavi, "Evaluation of an optimal integrated design multi-fuel multi-product electrical power plant by energy and exergy analyses," *Energy*, vol. 169, pp. 61–78, 2019.

[9] M. Omidpanah, S. Amir, A. Elomee, and M. A. Malayer, "Process Simulation and Extraction of Parameters Affecting the Production Capacity and Efficiency of a Combined Cycle Power Plant Unit (Case study: Yazd Combined Cycle Power Plant)," *Quarterly Sci. J. Tech.*, vol. 18, no. 3, pp. 55–77, 2021.

میزان نرخ تخریب انرژی توربین فشار ضعیف (LPC) می‌گردد. مشاهده شد که با افزایش دما میزان نرخ تخریب انرژی در هر شش منطقه افزایشی بوده است، در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد نرخ تخریب انرژی بیشینه مربوط به شهر بیدبلند با ۵۰۰ مگاوات و کمترین نرخ مربوط به شهر سرخس با ۳۷۰ مگاوات می‌باشد.

- نتایج بررسی رطوبت نسبی نشان داد که اثر رطوبت محیط بر روی راندمان انرژی و انرژی با افزایش دما بیشتر می‌شود، به طوری که مقدار کاهش راندمان انرژی و انرژی برای رطوبت نسبی صفر به ترتیب ۴/۷ درصد و ۴ درصد و برای رطوبت نسبی ۱۰۰ درصد مقدار کاهش راندمان انرژی و انرژی به ترتیب ۹ درصد و ۸/۳ درصد می‌باشد.

به‌عنوان یک نتیجه‌گیری کلی می‌توان بیان نمود که با افزایش دما عملکرد نیروگاه از نظر راندمان‌های انرژی و انرژی کاهش می‌یابد. اثر تخریبی دمای بالای محیط بر روی توربین فشار ضعیف به علت اتصال آن به مجموعه کندانسور بیشتر است. در دماهای پایین اثر تخریبی رطوبت کم بوده، ولی با افزایش دما این اثر به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. با توجه به لزوم تولید دمای آدیاباتیک شعله ۲۰۰۰ سلسیوس، در محفظه احتراق نیاز به هوای اضافه بوده که این هوای اضافه سبب افزایش تخریب انرژی در بویلر می‌گردد.

## ۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
$LHV$	ارزش حرارتی سوخت، kJ/kg
$h$	آنتالپی مخصوص، kJ/kg
$\dot{E}_X$	نرخ انرژی، kJ/s
$\dot{E}_{X_D}$	تخریب انرژی، kJ/kg
$T_0$	دمای مرجع، k
$P_0$	فشار مرجع، kPa
علائم یونانی	
$\phi$	رطوبت نسبی، %
زیرنویس	
$f$	سیال
$g$	گاز یا دود

## ۷- منابع

[1] B. G. Miller, *Coal as Fuel*. In *Clean Coal Engineering Technology*, 2011. [Online]. Available: doi: [10.1016/b978-1-85617-710-8.00001-7](https://doi.org/10.1016/b978-1-85617-710-8.00001-7)

- [16] R. M. Radhi, H. N. Mohammed, and A. Basem, "Power plant systems performance assessment with applications of combined pinch and exergy analysis," *J. Eng. Res.*, 2024.
- [17] A. A. M. Omara, A. A. M. Mohammedali, and R. Dhivagar, "Energy, exergy and advanced exergy analyses on Garri "1" combined cycle power plant of Sudan," *Int. J. Thermofluids*, vol. 24, p. 100930, 2024.
- [18] H. O. Egware and O. O. Ighodaro, "Evaluating the effect of ambient air temperature on the exergy sustainability of a 153MW gas turbine power plant," *Int. J. Thermofluids*, vol. 18, p. 100375, 2023.
- [19] V. Kumar, V. K. Saxena, R. Kumar, and S. Kumar, "Energy, exergy, sustainability and environmental emission analysis of coal-fired thermal power plant," *Ain Shams Eng. J.*, vol. 15, no. 2, p. 102416, 2024.
- [20] M. Elwardany, A. M. Nassib, H. A. Mohamed, and M. R. Abdelaal, "Energy and exergy assessment of 750 MW combined cycle power plant: A case study," *Energy Nexus*, vol. 12, p. 100251, 2023.
- [21] A. H. Kakaee, A. Paykani, and M. Ghajar, "The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, vol. 38, pp. 64–78, 2014. [Online]. Available: doi:[10.1016/j.rser.2014.05.080](https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.080)
- [10] K. Kamali, M. Saleh, B. Jahromi, and M. Sefid, "Energy and Exergy Analysis of a Direct Solar Steam Power Plant with Solar Parabolic Concentrator for Yazd City with Several Water Preheaters," *Quarterly Sci. J. Tech.*, vol. 19, no. 1, pp. 333–355, 2022.
- [11] M. Mamourian, A. Akbari, and Y. Javanashir, "Energy and exergy analysis of an organic Rankine cycle used for waste heat recovery in the cement industry," *Sci. Res. J. Sci. Technol. Mech. Eng.*, vol. 2, no. 1, pp. 7–25, 2023 (in Persian).
- [12] S. A. Dehghani and A. R. Khosroshahi, "Energy and exergy analysis of Tabriz steam thermal power plant," *Iranian Energy J.*, vol. 18, no. 3, 2015 (in Persian).
- [13] Y. Kialashki, "Energy and exergy performance analysis of Be'sat steam power plant," *Quarterly J. Energy Policy Res. and Planning*, vol. 2, no. 3, pp. 179–193, 2016 (in Persian).
- [14] M. H. Poursaid, G. Shahriyari, P. Azhari, and A. Mehrpanahi, "Exergy and energy analysis of fuel regime change in a combined cycle power plant," *Energy Eng. and Management*, vol. 5, no. 1, pp. 32–43, 2022 (in Persian).
- [15] Y. Chen et al., "Energy, exergy and economic (3E) analysis of a novel integration process based on coal-fired power plant with CO<sub>2</sub> capture & storage, CO<sub>2</sub> refrigeration, and waste heat recovery," *Energy*, vol. 299, p. 131443, 2024. [Online]. Available: doi:[10.1016/j.energy.2023.131443](https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.131443)