



# 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)

Mohamad Omidpanah<sup>1\*</sup>, Seyed Amir Abbas Elomee<sup>2</sup>, Mehdi Ashtian Malayer<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

<sup>2</sup>Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran.

<sup>3</sup>MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran.

## ARTICLE INFO

**Received:** 01.02.2021

**Revised:** 05.12.2021

**Accepted:** 05.17.2021

### Keyword:

Combined cycle power plant  
Thermodynamic modeling  
Thermoflow  
Media system  
Heat Recovery Steam Generator (HRSG)  
Energy efficiency

### \*Corresponding Author:

Mohamad Omidpanah

Email: [Momidpanah@tvu.ac.ir](mailto:Momidpanah@tvu.ac.ir)

## ABSTRACT

Given the increasing importance of energy management, optimizing power generation systems and reducing their energy consumption are of great importance, particularly recognizing the parameters affecting the performance of these units. In the present study, ANSALDO unit was investigated as a combined cycle unit commonly applied in Iran. To this end, the ANSALDO unit of Yazd Combined Cycle Power Plants was modeled and analyzed. This was followed by obtaining the efficiency and production capacity of the power plant, determining the thermal balance of all power plant equipment and investigating the impact of effective parameters on gas and steam units. Based on the findings, each gas unit of this power plant had a thermal efficiency of 34% and a production capacity of 134 MW. When these units were coupled to the steam unit in the design, the total thermal efficiency of the power plant reached 50% and its production capacity reached 422 MW. An examination of the impact of effective parameters on thermal efficiency and production capacity showed that increasing ambient temperature decreased the thermal efficiency of power plant by 14%, which can be compensated by activating the evaporator system and total production by 10 to 15 MW.





# شبیه‌سازی فرایندی و استخراج پارامترهای مؤثر بر توان تولیدی و راندمان حرارتی یک واحد نیروگاه چرخه ترکیبی مطالعه موردی: نیروگاه چرخه ترکیبی یزد

محمدامیدپناه<sup>۱\*</sup>، سیدامیرعباس علمی<sup>۲</sup>، مهدی آشتیان ملایر<sup>۳</sup>

- ۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.
- ۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران.
- ۳- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران.

## چکیده

## اطلاعات مقاله

به دلیل اهمیت روزافزون انرژی، بهینه‌سازی و کاهش مصرف انرژی سیستم‌های تولید قدرت با شناخت پارامترهای مؤثر بر عملکرد واحد، امری ضروری می‌باشد. در تحقیق حاضر، واحد آنسالدو، یکی از واحدهای چرخه ترکیبی رایج کشور بررسی شده است. در این پژوهش، واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به‌طور کامل مدل‌سازی و تحلیل شد و پس از به‌دست آمدن راندمان و توان تولید نیروگاه، بالانس حرارتی مربوط به تمام تجهیزات نیروگاه مشخص گردید و سپس تأثیر پارامترهای مؤثر بر عملکرد واحدهای گازی و بخار آن پرداخته شده است. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که هرکدام از واحدهای گازی این نیروگاه دارای راندمان ۳۴ درصد و توان تولیدی ۱۳۴ مگاوات در شرایط طراحی می‌باشند که با کوپل شدن به واحد بخار راندمان کل نیروگاه به ۵۰ درصد و توان تولیدی آن به ۴۲۲ مگاوات می‌رسد و با بررسی تأثیر پارامترهای مؤثر بر راندمان و توان تولیدی مشاهده گردید که با افزایش دمای محیط، راندمان نیروگاه ۱۴ درصد کاهش یافت که می‌توان با فعال کردن سیستم کولر تبخیری، این کاهش را جبران کرد و تولیدی کل را حدود ۱۰ الی ۱۵ مگاوات افزایش داد.

دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۱۰/۱۳

بازنگری مقاله: ۱۴۰۰/۰۲/۲۲

پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۲/۲۷

## کلید واژگان:

نیروگاه چرخه ترکیبی  
مدل‌سازی ترمودینامیکی  
ترموپلوف  
سیستم مدیا  
بویلر بازیاب حرارت  
بازده انرژی

\*نویسنده مسئول: محمدامیدپناه

پست الکترونیکی:

Momidpanah@tvu.ac.ir



## مقدمه

امروزه انرژی الکتریکی به دلیل پاکی و راحتی انتقال و تبدیل آسان به دیگر انرژی‌ها جزو بهترین انرژی‌ها می‌باشد؛ به طوری که روزبه‌روز بر تقاضای استفاده از این انرژی در جهان افزوده می‌شود. واحدهای گازی و سیکل ترکیبی، یکی از مهم‌ترین منابع تولیدکننده انرژی الکتریکی در صنعت نیروگاهی دنیا هستند. نیروگاه سیکل ترکیبی در واقع ترکیبی از توربین بخار و توربین گازی است؛ به نحوی که ژنراتور توربین گازی برق را تولید می‌کند و درعین حال انرژی حرارتی تلف‌شده از توربین گاز (توسط محصولات احتراق) برای تولید بخار موردنیاز توربین بخار استفاده می‌شود و به این طریق برق اضافی تولید می‌گردد. با ترکیب کردن این دو با یکدیگر، سیکل بهره‌وری نیروگاه افزایش می‌یابد. بازده الکتریکی از یک چرخه ساده نیروگاه برق بدون استفاده از اتلاف گرما به‌طور معمول راندمانی بین ۲۵ تا ۴۰ درصد دارد، در حالی که همان نیروگاه در حالت چرخه ترکیبی، راندمان الکتریکی حدود ۴۵ تا ۶۰ درصد را دارا است. تجزیه و تحلیل عددی ترمودینامیکی که شامل انرژی و انرژی می‌باشد و یکی از راه‌حل‌های افزایش راندمان و توان تولیدی چرخه‌های تولید توان است [۱-۴].

با توجه به مطالب بیان شده و به دلیل اهمیت روزافزون انرژی و قانون هدفمندسازی یارانه‌ها که حاصل تغییر نگرش بازار انرژی و تمایل به سمت بازار آزاد در این عرصه می‌باشد و افزایش مصرف انرژی، محدود بودن منابع طبیعی، حرکت در راستای طرح توسعه پایدار و حفظ محیط‌زیست باید تا حد امکان از هدررفت و اتلاف انرژی جلوگیری کند و در زمینه استفاده بهینه از منابع انرژی در کشور قدم‌هایی برداشته شود؛ بنابراین بهینه‌سازی سیستم‌های تولید قدرت و کاهش مصرف انرژی آنها، امری ضروری است؛ لذا بررسی پارامترهای مؤثر و تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی بسیار مؤثر است و پژوهش‌های بسیار زیادی در این زمینه صورت گرفته که در ادامه به معرفی آنها می‌پردازیم. نخستین پیشرفت‌های تئوری در زمینه نیروگاه‌های گازی-بخاری را سیپلو بروتر در سال ۱۹۶۰ ایجاد کرد [۵]. محققان بسیاری مانند زرماک و وونش، آنالیز مقدماتی ترمودینامیکی برای یک نیروگاه سیکل ترکیبی عملی ۱۲۵ مگاواتی را انجام دادند و تلفات را در اجزای مختلف محاسبه کردند [۶]. احمدی و دنسر، یک نیروگاه سیکل ترکیبی با بویلر اضافی را از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک و همچنین از منظر انرژی اقتصادی بررسی کردند. سپس آنها با تعریف تابع هدف هزینه کلی و با روش الگوریتم ژنتیک، به بهینه‌سازی سیکل پرداختند و مقادیر بهینه پارامترهای طراحی را به‌منظور کمینه کردن تابع هدف مربوطه به‌دست آوردند [۷-۹].

سیکل‌های ترکیبی دارای تنوع ساختاری قابل‌توجهی هستند که از آن جمله تفاوت از لحاظ تعداد سطوح فشاری بویلر بازیاب حرارت است که چنین تفاوت‌هایی در کیفیت برق تولیدی از جنبه‌های فنی و اقتصادی مؤثر است. باسلی در تحقیقی به نقش پارامترهای تأثیرگذار بر کیفیت برق تولیدی یک نیروگاه ترکیبی سه‌فشاره براساس راندمان سیکل پرداخت [۶]. ردی و محمد (۲۰۰۷) یک نیروگاه سیکل ترکیبی گاز طبیعی را تحلیل کردند تا تأثیر دمای ورودی و نسبت فشار توربین گاز را بر کارایی انرژی بررسی کنند [۱۰]. سو و چانگ (۲۰۰۴) طراحی مهندسی و تحلیل انرژی سیستم‌های تولید قدرت را براساس توربین گاز انجام دادند [۱۱]. احمدی و طغرایبی نیز (۲۰۱۶) تحلیل انرژی نیروگاه بخار شهید منتظری در اصفهان را هدف‌گذاری کردند [۱۲].

در زمینه تولید منحنی پارتو، گنجی کویری و همکارانش به بهینه‌سازی یک سیکل ترکیبی دوفشاره براساس تابع هدف پرداختند که تابع اول نرخ هزینه واحد و تابع دوم راندمان انرژی سیکل ترکیبی موجود بوده است. با در نظر گرفتن نوع سیکل موردنظر در این تحقیق، نسبت فشار کمپرسور، دمای محفظه احتراق و اختلاف دمایی نقطه پینچ از پارامترهایی با بیشترین تأثیر بر خصوصیات فنی و اقتصادی چرخه در بهینه‌یابی چرخه ترکیبی بیان شده است [۱۳].

حبیب و همکاران با تحلیل انرژی و انرژی یک چرخه برایتون دریافتند که خنک‌کاری با استفاده از کولرهای تبخیری، مقدار NOx را به‌طور قابل‌توجهی از ۱۰۰۰ ppm به ۱۰۰ ppm کاهش می‌دهد [۱۴]. فاروک و همکاران به تأثیر دمای هوای ورودی به کمپرسور بر میزان تولید الکتریسیته و مصرف سوخت در نیروگاه پرداخته‌اند و نتایج حاکی از آن بود که افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور (کاهش چگالی هوای ورودی)، کاهش جریان جرم به کمپرسور و افزایش کار مصرفی کمپرسور را در پی دارد [۱۵].

در این پژوهش، ابتدا به بررسی ساختار واحد آنسالدو نیروگاه چرخه ترکیبی پرداخته و سپس از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک (تحلیل ترمودینامیکی) بررسی شد. به‌منظور مدل‌سازی سیکل مربوطه با استفاده از نرم‌افزار ماژولار ترموفلو<sup>۱</sup> و داده‌های واقعی، طراحی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی انجام شد و سپس برای مدل‌سازی چرخه از دیدگاه قانون اول، از موازنه انرژی برای حجم کنترل در شرایط پایه، استفاده گردید و در نهایت با داده‌های واقعی موجود در آزمون کارایی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی اعتبارسنجی صورت گرفت و در ادامه کار با توجه به اهمیت بهینه‌سازی سیستم‌های تولید قدرت و کاهش مصرف انرژی آنها در تولید برق کشور، به تحلیل و بررسی بازده حرارتی نیروگاه مذکور و پارامترهای مؤثر بر راندمان واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط خارج از نقطه طراحی پرداخته شد. نوآوری تحقیق حاضر را می‌توان مدل‌سازی دقیق و نزدیک به واقعیت یکی از واحدهای رایج کشور دانست که با استفاده از تجربیات عملی به بررسی پارامترهای مؤثر و پرکاربرد پرداخته است که به بهره‌برداران نیروگاه‌های چرخه ترکیبی کمک شایانی در زمینه پیش‌بینی عملکرد سیستم در صورت تغییر پارامترهایی مانند دمای هوای محیط، دبی خروجی، انرژی توربین‌ها، فشار کندانسور و غیره می‌کند.

### مطالعه موردی: واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

نیروگاه سیکل ترکیبی یزد، در عرض جغرافیایی ۳۱/۹۴ درجه شمالی و طول جغرافیایی ۵۴/۰۴ درجه شرقی است که اطلاعات مهم سایت در جدول ۱ آورده شده و در شکل ۱ نمایی از نقشه هوایی این نیروگاه نشان داده شده است. واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی به‌عنوان یکی از رایج‌ترین واحدهای نیروگاهی کشور که شامل ۲ واحد گازی، دو عدد بویلر بازیاب حرارتی، یک عدد توربین بخار، یک عدد کندانسور تماس مستقیم و یک عدد برج خنک‌کن خشک (هلمر) می‌باشد. در این واحد از توربین‌های گازی V94.2 ساخت شرکت توگا مینا تحت لیسانس آنسالدو ایتالیا و توربین بخار E-Type استفاده شده است.

جدول ۱. اطلاعات سایت نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

<b>Latitude</b>	31.94° N
<b>Longitude</b>	54.04° E
<b>Altitude</b>	1200 m
<b>Wind Velocity</b>	125 Kilometer per hour
	Average 19 °C
	Maximum 26 °C
<b>Ambient Temperature</b>	(Average) .3 °C
	Minimum 11 °C
	(Average) .4 °C
	Maximum 46 °C
	(Absolute)

<sup>1</sup> Thermoflow

<b>Humidity</b>	Minimum (Absolute)	- 16°C
	Average	32 %
	Maximum	95 %
	Minimum	13 %



شکل ۱. نقشه هوایی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

سوخت اصلی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد گاز طبیعی و سوخت جایگزین آن گازوئیل می‌باشد. ترکیب اجزا و خواص سوخت‌های مورد استفاده در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در جدول ۲ آورده شده است:

جدول ۲. اطلاعات سوخت مصرفی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

Natural Gas		Gas Oil	
METHANE (% MOLE)	84.55	DENSITY (kg/m <sup>3</sup> )	820 to 860
ETHANE (% MOLE)	9.92	CARBON RESIDUE (% WEIGHT)	0.1
PROPANE (% MOLE)	3.87	ASH (% WEIGHT)	0.01
ISO BUTANE (% MOLE)	0.37	ASH (% WEIGHT)	0.05
NORMAL BUTANE (% MOLE)	0.67	SULPHUR (% WEIGHT)	1
NORMAL BUTANE (% MOLE)	0.09	LOW CALORIFIC VALUE (kJ/kg)	42700
NORMAL PENTANE (% MOLE)	0.09	DIESEL INDEX	55
CARBON DIOXIDE (% MOLE)	0.35	CETANE INDEX	50

Natural Gas	Gas Oil
NITROGEN (% MOLE)	0.09
MOLECULAR WEIGHT	19.17
LOW CALORIFIC VALUE (kJ/sm <sup>3</sup> )	38154
DEW POINT (°C)	-46.6

بویلرهای بازیاب مورد استفاده در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد از نوع دو فشاره با جریان طبیعی آب/بخار و ساخت شرکت کره‌ای DUSAN & MASBA می‌باشد. اطلاعات جریانی در بویلر بازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در جدول ۳ و در جدول ۴ نیز اطلاعات توربین بخار نشان داده شده است.

جدول ۳. اطلاعات بویلر بازیاب واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

Site Yazd Solar			
HRSG			
HP Section			
Temperature of Water/Steam			
1	Inlet/Outlet of Superheater 3	°C/°C	456.3 / 523
2	Inlet/Outlet of Superheater 2	°C/°C	390.8 / 464.9
3	Inlet/Outlet of Superheater 1	°C/°C	310.3 / 390.8
4	Inlet/Outlet of Economizer 4	°C/°C	282.7 / 306.2
5	Inlet/Outlet of Economizer 3	°C/°C	212.8 / 282.7
6	Inlet/Outlet of Economizer 2	°C/°C	179 / 212.8
7	Inlet/Outlet of Economizer 1	°C/°C	141.3 / 179
LP Section			
Temperature of Water/Steam			
1	Inlet/Outlet of Superheater	°C/°C	180 / 236.5
2	Inlet/Outlet of Deaerator	°C/°C	124.8 / 143.1
3	Inlet/Outlet of Preheater	°C/°C	
Pressure Drop of Water/Steam			
1	Across Superheater	mbar	1.2
2	Across Preheater	mbar	0.4
Operating Pressure			
			L P H P
1	Outlet of Final Superheater	bar	9.6 95.1
2	Drum	bar	10.6 98.9
Pinch Point & Approach Point Temperature			
1	HP	°C	7.7 / 4.3
2	LP	°C	18 / 37.3
Duct Burner			
1	Outlet Temp.	°C	612.1

جدول ۴. اطلاعات توربین بخار واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

Steam Turbine			
Rated Capacity 159 MW			
HP Turbine Stop Valve Inlet			
Item No.	Particular	Units	Value
1	Flow Rate	kg/s	133.93
2	Press.	bar	90
3	Temp.	°C	520
LP Turbine Stop Valve Inlet			
Item No.	Particular	Units	Value
1	Flow Rate	kg/s	18
2	Press.	bar	8.5
3	Temp.	°C	230
Exhaust Steam Pressure: 0.14 bar			

اطلاعات توربین گاز نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در جدول ۵ نشان داده شده است.

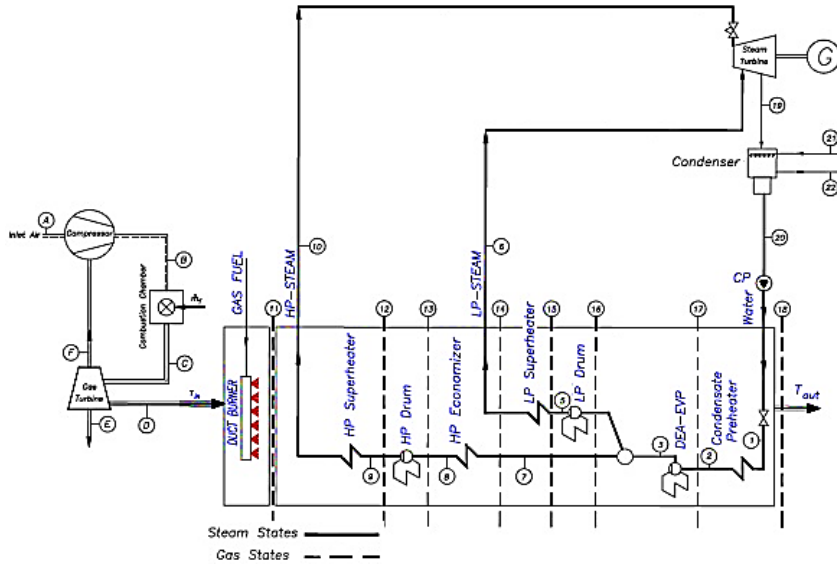
جدول ۵. اطلاعات توربین گاز واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

Gas Turbine Type: V94.2		
Item No.	Particular	
1	No of GTs	2
2	Rated Power Output(kW)	154500
3	Turbine Inlet Temperature(°C)	1060
4	Efficiency at Rating Power Output (%)	0.339
5	Mass Flow rate at Compressor(kg/s)	505
6	Emissions (ppmvd)	NO <sub>x</sub> = 25 CO = 10
7	Inlet Pressure Loss (mbar)	10
8	Outlet Pressure Loss (mbar)	7.5

با استفاده از اطلاعات استخراج شده از واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به مدل سازی و شبیه سازی ترمودینامیکی سیکل در نرم افزار ماژولار ترموفلو پرداخته شده است.

#### معادلات حاکم بر تئوری مسئله

برای تحلیل ترمودینامیکی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد از معادلات بقا انرژی در حجم کنترل استفاده شده است. معادلات حاکم برای یک سیکل دوفشاره نمونه که شماتیک آن در شکل ۲ نمایش داده شده نیز نوشته شده است.



شکل ۲. شماتیک یک نمونه نیروگاه سیکل ترکیبی دوفشاره

قانون بقای جرم حاکم بر حجم کنترل در شرایط پایا

$$\sum m_i = \sum m_e \quad (1)$$

قانون بقای انرژی حاکم بر حجم کنترل در شرایط پایا

$$Q - W = \sum m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum m_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) \quad (2)$$

قانون بقای انرژی حاکم بر اجزای سیکل ترکیبی

توان مصرفی کمپرسور

قانون اول ترمودینامیک برای کمپرسور که نشان‌دهنده توان مصرفی کمپرسور است در معادله زیر بیان شده است:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{air} (h_B - h_A) = \dot{m}_{air} c_p (T_B - T_A) \quad (3)$$

که در آن  $\dot{m}_{air}$  دبی هوای ورودی و  $c_p$  گرمای ویژه هوا در فشار ثابت و  $T_A$  دمای هوای ورودی به کمپرسور و  $T_B$  دمای خروجی از کمپرسور می‌باشد که طبق رابطه (۳) به‌دست می‌آید.



**توان حرارتی محفظه احتراق**

قانون اول ترمودینامیک برای هیتز که نشان‌دهنده توان حرارتی اضافه شده به هوا می‌باشد در معادله زیر بیان شده است [۱۶]:

$$T_B = T_A \times \left[ \left( 1 + \frac{1}{\eta_{com}} \right) \times (r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right] \quad (۴)$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{air}(h_c - h_B) = \dot{m}_{air}c_p(T_c - T_B) \quad (۵)$$

که در روابط فوق  $\gamma$  وزن مخصوص سیال،  $r_c$  نسبت تراکم کمپرسور و  $\eta_{com}$  بازده آیزنتروپیک کمپرسور می‌باشد.

**توان تولیدی توربین**

قانون اول ترمودینامیک برای توربین که نشان‌دهنده توان تولیدی در توربین است در معادله زیر بیان شده که  $T_D$  از رابطه (۷) به دست می‌آید [۱۶]:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{air}(h_c - h_D) = \dot{m}_{air}c_p(T_c - T_D) \quad (۶)$$

$$T_D = T_c \times \left( 1 - \eta_{gt} \times \left( 1 - r_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right) \quad (۷)$$

که در روابط فوق  $T_c$  دمای گازهای ورودی به توربین گاز،  $r_T$  نسبت فشار توربین و  $\eta_{gt}$  بازده آیزنتروپیک توربین گاز می‌باشد. کل کار خاص تولید شده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$W_{net} = W_{Turbine} - W_{compressor} \quad (۸)$$

و در نهایت راندمان سیکل موردنظر از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\eta_{NET} = \frac{W_{NET}}{\dot{Q}_{IN}} \quad (۹)$$

در چرخه‌های ترکیبی، گاز داغ حاصل از احتراق پس از عبور از توربین گاز وارد بویلر بازیاب می‌شود و حرارت خود را توسط مبدل‌های حرارتی به آب داخل بویلر می‌دهد. بخار یا آب گرم تولید شده برای تولید برق در توربین بخار استفاده می‌گردد. بویلر بازیاب حرارت از چندین بخش تشکیل شده است که در ادامه به مدل‌سازی هریک از این بخش‌ها می‌پردازیم:

در روابط زیر منظور از  $\dot{m}_g$  دبی گازهای داغ عبوری از ماژول‌های بویلر و  $\dot{m}_s$  دبی بخار عبوری از ماژول‌های بویلر بازیاب می‌باشد.

**سوپر هیتز فشار بالا**

در رابطه زیر  $\dot{m}_{s,HP}$  دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی می‌باشد.

$$\dot{m}_g C_p (T_d - T_{12}) = \dot{m}_{s,HP} (h_{10} - h_9) \quad (۱۰)$$

**درام فشار بالا**

$$\dot{m}_g C_p (T_{12} - T_{13}) = \dot{m}_{s,HP} (h_9 - h_8) \quad (۱۱)$$

## اکونومایزر فشار بالا

$$\dot{m}_g C_p (T_{13} - T_{14}) = \dot{m}_{s,HP} (h_8 - h_7) \quad (۱۲)$$

## سوپرهیتر فشار پایین

$$\dot{m}_g C_p (T_{14} - T_{15}) = \dot{m}_{s,lp} (h_6 - h_5) \quad (۱۳)$$

## درام فشار پایین

$$\dot{m}_g C_p (T_{15} - T_{16}) = \dot{m}_{s,LP} (h_5 - h_3) \quad (۱۴)$$

## دی اربتور

$$\dot{m}_g C_p (T_{16} - T_{17}) = \dot{m}_{s,lp} (h_3 - h_2) \quad (۱۵)$$

## پیش‌گرمکن

$$\dot{m}_g C_p (T_{17} - T_{18}) = \dot{m}_{s,lp} (h_2 - h_1) \quad (۱۶)$$

## توان توربین بخار

$$\dot{W}_{st} = \dot{m}_{st,in} (h_{st,in} - h_{st,out}) \quad (۱۷)$$

## بازده ایزنتروپیک توربین بخار

$$\eta_{ise,st} (h_{st,in} - h_{st,out,ise}) = (h_{st,in} - h_{st,out}) \quad (۱۸)$$

$$(\dot{m}_{s,HP} h_{10} + \dot{m}_{s,LP} h_6 - \dot{m}_s h_{19}) = \dot{W}_{ST,i} \quad (۱۹)$$

که داریم:

$$\dot{m}_{s,HP} + \dot{m}_{s,LP} = \dot{m}_s \quad (۲۰)$$

و برای راندمان توربین بخار نیز داریم:

$$\eta_{ST} = \frac{W_{act}}{W_{ise}} \quad (۲۱)$$

## کندانسور

$$\dot{m}_s(h_{19} - h_{20}) = \dot{m}_{cooling}(h_{22} - h_{21}) \cdot \eta_{cond} \quad (22)$$

## پمپ

هر بویلر بازیاب حرارت، از دو پمپ سانتریفوژ فشار بالا و فشار پایین که از مخزن ذخیره هوازدا تغذیه می‌شوند تشکیل شده است. از این پمپ‌ها برای انتقال و افزایش فشار سیال استفاده می‌شود. هد، ظرفیت و دمای سیال در این پمپ‌ها به کارکرد آن بستگی دارد. پارامترهای مؤثر در پمپ، آنتالپی ورودی، خروجی و آنتالپی اینترتروپیک خروجی هستند.

$$W_{p1} = \frac{\dot{m}_s(h_1 - h_{20})}{\eta_{pump}} \quad (23)$$

$$W_{BFP,HP} = \frac{\dot{m}_{S,HP}(h_{out} - h_{in})}{\eta_{BFP}} \quad (24)$$

$$\dot{m}_s(h_{19} - h_{20}) = \dot{m}_{cooling}(h_{22} - h_{21}) \quad (25)$$

## راندمان حرارتی سیکل گاز

$$\eta_{gas,cycle} = \frac{W_{GT} - W_{Com}}{Q_{in}} \quad (26)$$

## راندمان سیکل توربین بخار

$$\eta_{st} = \frac{W_{ST} - W_{PUMP}}{Q_{HRSG}} \quad (27)$$

## راندمان سیکل ترکیبی

$$\eta_{CCPP} = \frac{W_{ST} + W_{GT} - W_{Com} - W_{pump}}{Q_{in,ccpp}} \quad (28)$$

در این روابط، زیرنویس‌های  $GT$ ،  $Com$ ،  $ST$  به ترتیب به معنای توربین گاز، کمپرسور و توربین بخار و  $CCPP$  به معنای سیکل ترکیبی می‌باشد.

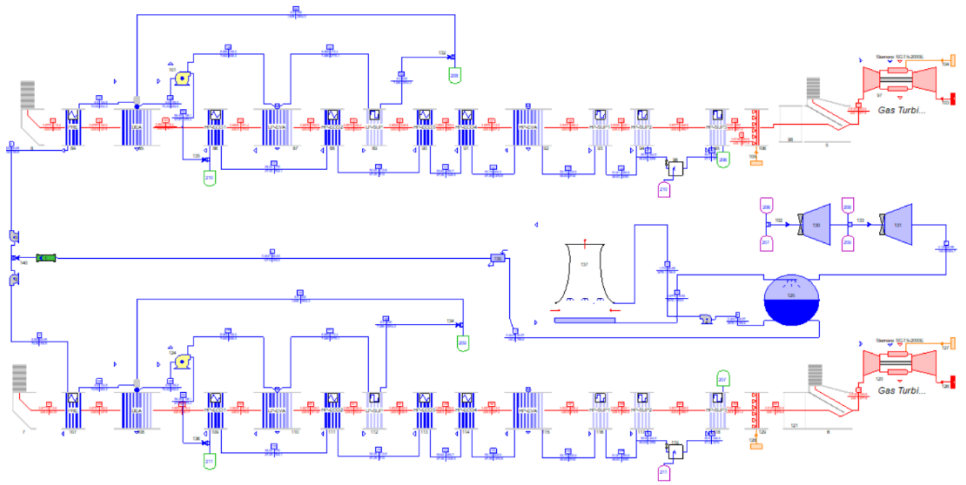
$Q_{in,ccpp}$  در رابطه بالا شامل حرارت انتقالی در محفظه احتراق و حرارت مصرفی در بویلر کمکی (در صورت استفاده) است.

تمامی فرمول‌های استفاده شده در این قسمت برگرفته از مرجع [۱۶] می‌باشد.

## مدل‌سازی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در نرم‌افزار ترموفلو

در تحقیق حاضر به مدل‌سازی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد با استفاده از دیاگرام موجود در آرشیو فنی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به وسیله نرم‌افزار قدرتمند ترموفلو پرداخته شده است. در این پژوهش با استفاده از ماژول

ترموفلکس که انعطاف‌پذیرترین ماژول نرم‌افزار ترموفلو می‌باشد شبیه‌سازی چرخه موردنظر صورت گرفته است. در شکل ۳ طراحی واحد آنسالدو نیروگاه چرخه ترکیبی یزد در محیط ترموفلکس نمایش داده شده است:

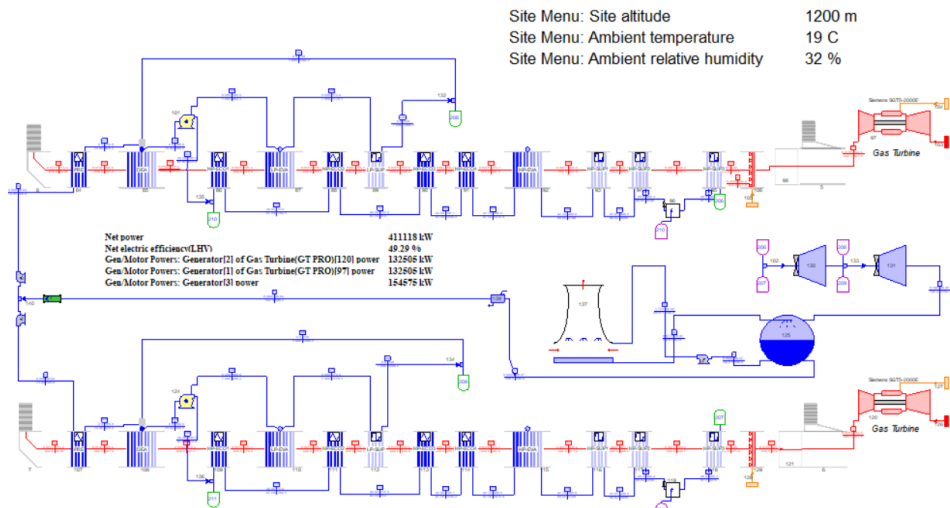


شکل ۳. طراحی واحد آنسالدو نیروگاه چرخه ترکیبی یزد در محیط ترموفلکس

## نتایج

### خروجی نرم‌افزار ترموفلو

پس از شبیه‌سازی چرخه مذکور، مقادیر فشار، دما، دبی آب و بخار، آنتالپی نقاط مختلف سیکل، مقدار توان و سایر پارامترهای ترمودینامیکی مطابق شکل‌های ۴ و ۵ نیز استخراج شده است.



شکل ۴. خروجی نرم‌افزار ترموفلو به صورت دیاگرام سیکل

SYSTEM SUMMARY			
Steam Property Formulation - IFC-67			
Ambient pressure = 0.8772 bar Temperature = 19 C RH = 32 %			
Program revision date: February 25, 2013			
	Unit	LHV	HHV
Net fuel input	[kW]	834029	922355
Gross heat rate	[kJ/kWh]	7156	
Net heat rate	[kJ/kWh]	7303	8085
Gross electric efficiency	[%]	50.31	
Net electric efficiency	[%]	49.29	44.52
CHP efficiency	[%]	49.29	
PIRPA efficiency	[%]	49.29	
Gross power	[kW]	419588	
Net power	[kW]	411121	
Total auxiliaries	[kW]	8467	
Net process heat output	[kW]	0	

شکل ۵. خروجی نرم‌افزار ترموفلو به صورت جدول

### اعتبارسنجی شبیه‌سازی انجام شده

نتایج شبیه‌سازی حاضر با داده‌های موجود در آزمون کارایی واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد طبق جدول ۵ اعتبارسنجی گردید و اختلاف ایجاد شده بین نتایج شبیه‌سازی و آزمون کارایی در واقع به دلیل بعضی از افت فشارها در خط لوله و فرسودگی تجهیزات می‌باشد که در این شبیه‌سازی در نظر گرفته نشده است (شرایط مرزی آزمون کارایی: دمای محیط ۱۹ درجه سانتی‌گراد، رطوبت نسبی ۳۲ درصد، فشار محیط: ۰.۹ بار، راندمان مکانیکی تجهیزات ۹۵ درصد فرض شده است).

جدول ۵. اعتبارسنجی مقادیر شبیه‌سازی شده با مقادیر واقعی

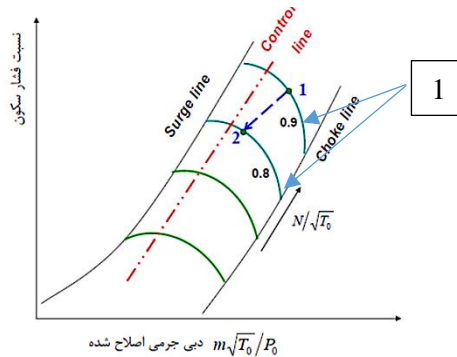
درصد خطا	نتایج آزمون کارایی	نتایج حاصل از شبیه‌سازی	
۰.۳۷ درصد	۱۳۳۰۰۷	۱۳۲۵۰۵	توان تولیدی توربین گاز (کیلووات)
۳ درصد	۱۵۹۰۰۰	۱۵۴۵۷۵	توان تولیدی توربین بخار (کیلووات)
۰.۵ درصد	۴۲۱۹۹۹	۴۱۹۵۸۸	توان تولیدی خالص نیروگاه (کیلووات)

### بررسی نقش پارامترهای مؤثر بر توان تولیدی و راندمان

بررسی تأثیر پارامترهای مستقل مختلف در پارامترهای مهمی مانند راندمان، توان، افت انرژی و ... در بهینه‌سازی سیستم نقش مهمی را ایفا می‌کند. در واقع با بررسی آنالیز حساسیت یک پارامتر، تأثیر و مقدار اثر آن پارامتر مشخص می‌گردد و این در انتخاب روش‌های مناسب برای بهبود عملکرد سیستم قابل توجه می‌باشد. در این بخش به معرفی، تحلیل و بررسی تأثیر پارامترهای مؤثر بر راندمان واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد می‌پردازیم:

### تأثیر دمای هوای ورودی بر عملکرد توربین گاز

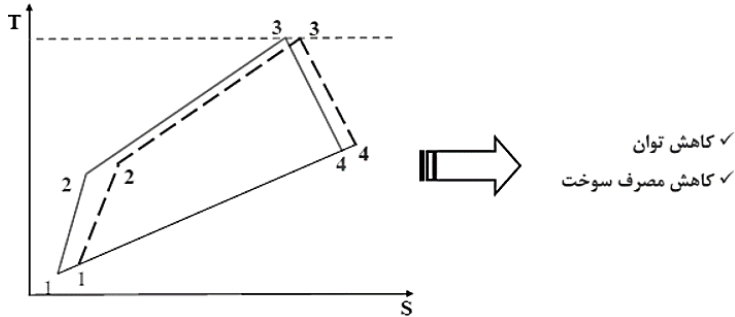
با افزایش دما چگالی هوا کاهش می‌یابد و به همان دلیل بیان شده در بررسی دو پارامتر زیر، از دبی هوای ورودی به کمپرسور کاسته می‌شود. اما این تنها تأثیر افزایش دما بر عملکرد توربین گاز نیست. تغییرات دما باعث تغییر در نسبت فشار کمپرسور می‌شود. بررسی مفهومی این تأثیر در شکل ۶ نمایش داده شده است.



شکل ۶. بررسی مفهومی تأثیر دمای محیط بر نسبت فشار کمپرسور

محدوده کاری کمپرسور بین دو خط سرج و چوک قرار دارد. برای جلوگیری از خطرات ناشی از وقوع سرج در مقادیر پایین دبی، عملکرد کمپرسور توسط سیستم آنتی‌سرج روی خط کنترل قرار می‌گیرد. خطوط سبز پرننگ (خطوط شماره ۱) نشان داده شده بیانگر مقادیر بی بعد دور کمپرسور هستند. در اینجا عملکرد کمپرسور در محدوده پایدار بین خط کنترل و خط چوک با توجه به تغییرات دمای هوای ورودی به آن مورد توجه است.

$N$  دور کمپرسور همان‌گونه که بیان شد خطوط سبز پرننگ بیانگر مقدار دور بی بعد (خطوط شماره ۱) هستند که و  $T_0$  دمای هوای ورودی به کمپرسور است. نقطه ۱ را در شکل ۶ در نظر بگیرید. با توجه به ثابت بودن دور کمپرسور (توربین گاز با دور ثابت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه که به‌واسطه ژنراتور اعمال می‌شود تحت بهره‌برداری است) با افزایش دما، دبی بی‌بعد کاهش می‌یابد. از طرفی همان‌گونه که بیان شد با افزایش دمای هوا دبی جرمی هوای ورودی نیز کاهش می‌یابد؛ به‌گونه‌ای که در محور افقی این نمودار میزان دبی بی‌بعد کم می‌شود. اکنون با کاهش دبی بی‌بعد از یک سو و همچنین کاهش مقدار دور بی‌بعد، نقطه کاری کمپرسور از نقطه ۱ به سمت نقطه ۲ حرکت می‌کند و این جهت حرکت یکتاست و حالت دیگری برای مکان نقطه ۲ وجود ندارد. حرکت از نقطه ۱ به ۲ که به دلیل افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور اتفاق می‌افتد، همان‌گونه که در شکل ۷ نشان داده شده است باعث کاهش در نسبت فشار کمپرسور می‌شود و کاهش نسبت فشار منجر به کاهش تولید توان می‌گردد. بنابر آنالیز مفهومی ارائه شده، هم به دلیل کاهش دبی و هم به دلیل کاهش نسبت فشار توان توربین گاز کاهش می‌یابد. شکل ۷ تغییر در عملکرد توربین گاز به دلیل افزایش دمای هوا محیط را در دیاگرام دما-آنتروپی نشان می‌دهد. مانند دو پارامتر پیشین، در این حالت نیز با تغییرات به‌وجودآمده سیستم کنترلی دمای گاز را در ورودی توربین گاز در مقدار نامی طراحی کنترل می‌کند. به دلیل افزایش دمای خروجی کمپرسور و نیز کاهش دبی هوای ورودی در اثر افزایش دمای محیط، میزان مصرف سوخت نیز کم می‌شود.

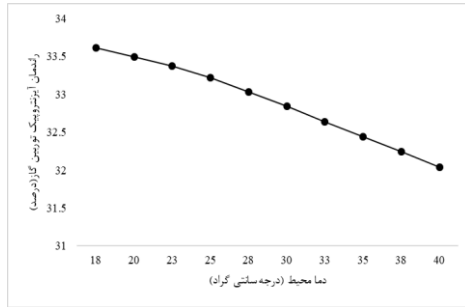


شکل ۷. در دیاگرام دما- آنترپوی توربین گاز

با توجه به شکل‌های ۸ و ۹ با افزایش دمای محیط از ۱۸ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد شاهد کاهش توان تولید توربین گاز از ۱۳۴ به ۱۱۴ مگاوات می‌باشیم و بازده آیزنتروپیک توربین گاز ۲ درصد کاهش یافت.



شکل ۹. تأثیر افزایش دما محیط بر توان تولیدی توربین گاز



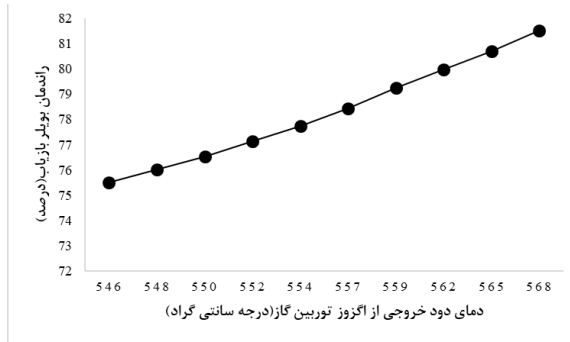
شکل ۸. تأثیر افزایش دما محیط بر راندمان توربین گاز

### تأثیر دمای دود خروجی توربین گاز بر بویلر بازیاب

راندمان بویلر بازیاب براساس رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\text{Heat recovery boiler efficiency} = \frac{\text{Actual heat recovered}}{\text{Energy from GT exhaust \& duct burner fuel}} \quad (29)$$

که در این حالت، انرژی سوخت مشعل اضافی براساس ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد و انرژی دود خروجی توربین گاز شامل مؤلفه گرمای نهان نمی‌باشد. در این حالت، انرژی گرفته شده از دود، اختلاف بین آنتالپی محسوس در خروجی توربین گاز و آنتالپی محسوس در دمای محیط پایگاه می‌باشد. براساس قانون اول ترمودینامیکی، افزایش دمای دود خروجی توربین گاز یا به عبارت دقیق‌تر افزایش دمای دود ورودی به بویلر بازیاب، موجب کاهش سوخت داکت برنر و افزایش کارایی راندمان بویلر بازیاب خواهد شد که در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۱۰. تأثیر دمای دود خروجی از توربین گاز بر راندمان بویلر بازیاب

### تأثیر دمای دود خروجی داکت برنر بر بویلر بازیاب

حرارت موردنیاز برای تأمین بخار تغذیه توربین توسط توربین‌های گاز و داکت برنر تأمین می‌گردد. مقدار ایده‌آل این حرارت وابستگی زیادی به دبی آب تغذیه ورودی به بویلر بازیاب حرارت دارد. اگر برای یک دبی بخار ثابت مقدار حرارت بیش‌ازحد موردنیاز باشد؛ راندمان بویلر بازیاب کاهش می‌یابد؛ زیرا بخشی از حرارت بدون استفاده به دودکش هدایت می‌گردد و اگر این حرارت کمتر از مقدار موردنیاز باشد، وارد محدودیت‌های بویلر بازیاب حرارت می‌شود که نباید چنین اتفاقی بیفتد. این امر در شکل ۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۱. تأثیر دمای دود خروجی داکت برنر بر راندمان بویلر بازیاب

### بررسی تأثیر بازده آیزنتروپیک توربین بخار بر راندمان

انبساط توربین واقعی با توجه به یک افزایش در آنتروپی، دارای افت‌ها یا برگشت‌ناپذیری‌هایی می‌باشد که می‌توان آن را در دیگرام مولیر برای انبساط بین دو فشار دید. زیاد شدن مقدار آنتروپی (یعنی افت‌های بیشتر) کم شدن انرژی قابل حصول برای تولید کار را موجب می‌شود. خط انبساط در توربین واقعی شامل افت‌های اصلی زیر می‌باشد:

۱- افت خفکان HP از طریق شیر گاورنر و خط لوله مربوطه

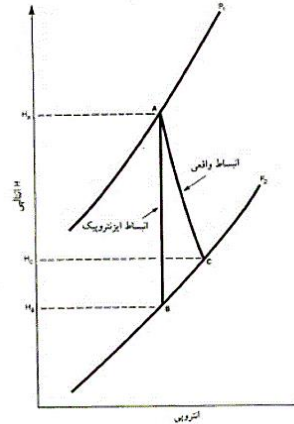
۲- افت‌های خروجی در آخرین مرحله توربین LP

مزیت بازگشت‌ناپذیری‌ها در توربین LP کاهش در رطوبت بخار خروجی است که باعث کاهش ساییدگی در پره‌های طبقه آخر می‌شود؛ بنابراین در ادامه به تأثیر بازده آیزنتروپیک توربین HP، LP و تأثیر بازده آیزنتروپیک توربین LP بر کیفیت بخار خروجی آن می‌پردازیم.





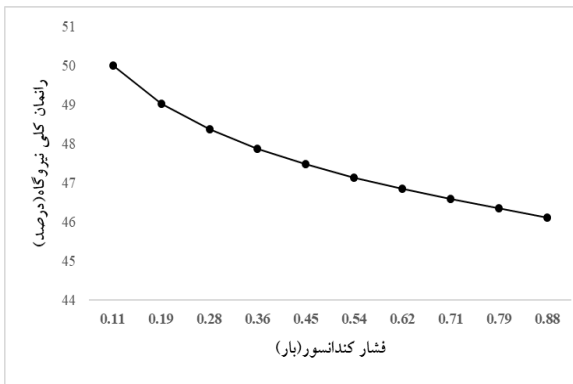
شکل ۱۳. تأثیر بازده آیزنتروپیک توربین بخار بر راندمان



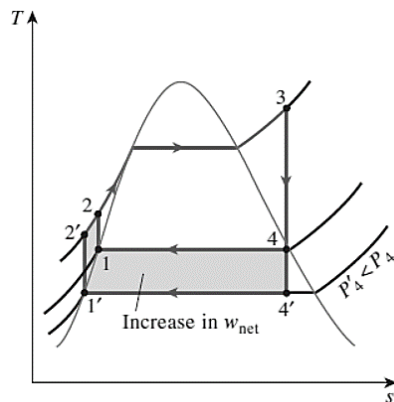
شکل ۱۲. مقایسه انبساط‌های توربین واقعی و آیزنتروپیک

### بررسی اثر کاهش فشار کندانسور

بخار آب در کندانسور به صورت مخلوط اشباع است و دمای آن برابر با دمای اشباع متناظر با فشار در کندانسور می‌باشد. بنابراین، کاهش فشار کندانسور باعث می‌شود دمای بخار آب و دمایی که تحت آن گرما دفع می‌شود، کاهش یابد. تأثیر کاهش فشار کندانسور بر بازده چرخه در شکل ۱۴ که بیانگر دیاگرام دمایی آنتروپی سیکل رانکین ساده می‌باشد نشان داده شده است. برای مقایسه، حالت ورودی توربین را ثابت در نظر گرفته‌ایم. مساحت سایه خورده در این نمودار، افزایش کار خالص خروجی را بر اثر کاهش دادن فشار کندانسور از  $P_4$  تا  $P_4'$  نشان داده است. گرمای ورودی مورد نیاز نیز افزایش می‌یابد اما این افزایش بسیار کم می‌باشد. به طور کلی کاهش فشار کندانسور این است که بازده گرمایی چرخه افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه از لحاظ تئوری با کاهش فشار کندانسور کار خالص افزایش می‌یابد ولی در عوض هم امکان آسیب دیدن توربین وجود دارد و هم کار مصرفی پمپ افزایش می‌یابد؛ معمولاً از این کار صرف نظر می‌کنند (شکل ۱۵).



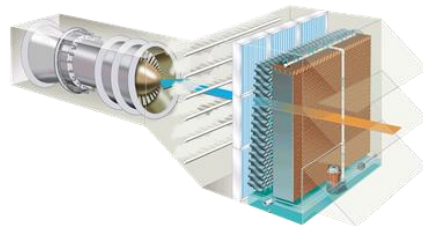
شکل ۱۵. تأثیر فشار کندانسور بر راندمان نیروگاه



شکل ۱۴. تأثیر کاهش فشار کندانسور بر سیکل ایدال رانکین

### بررسی تأثیر سیستم خنک‌کن مدیا هوای ورودی کمپرسور

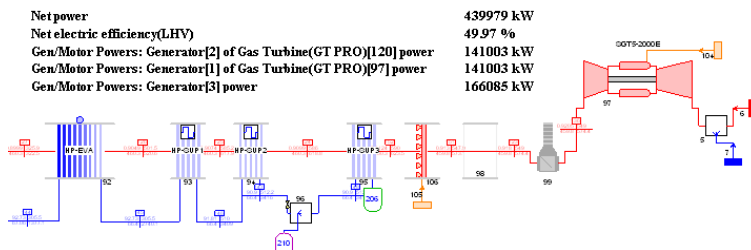
اثرات افزایش دما به‌مراتب وسیع‌تر از پارامترهای تأثیرگذار محیطی دیگر است ولی راه‌هایی برای جلوگیری از اثرات منفی آن وجود دارد که در اینجا به معرفی آنها و بررسی یکی از روش‌ها می‌پردازیم. برای جلوگیری از اثرات منفی ناشی از افزایش دمای هوای محیط، از خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده می‌شود. سیستم خنک‌کن مدیا یک کولر بزرگ تبخیری می‌باشد که قبل از فیلتر هوای ورودی به کمپرسور نصب می‌شود. این سیستم در نیروگاه چرخه ترکیبی یزد دارای تعدادی پد خنک‌کننده در ۶ طبقه با ابعاد کلی ۱۵×۱۳.۵ متر است که در مسیر هوای ورودی قرار گرفته است و با مصرف یک مترمکعب آب به‌ازای افزایش تولید هر مگاوات ساعت، باعث توزیع یکنواخت آب و افزایش سطح تماس آب و هوا گردیده و موجب کاهش دمای هوای ورودی کمپرسور به میزان ۱۵ درجه سانتی‌گراد در شرایط طراحی شده که راندمان خنک‌کاری را افزایش می‌دهد و باعث افزایش توان تولیدی می‌گردد که در شکل ۱۶ شماتیک این سیستم نمایش داده شده است و در شکل ۱۷ سیستم مدیا بالادستی نصب شده در واحد آنسالدو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد نشان داده شده است.



شکل ۱۶. شماتیک سیستم مدیا

شکل ۱۷. سیستم مدیا نیروگاه سیکل ترکیبی یزد

با افزودن سیستم مدیا به سیکل مدل‌سازی شده مشاهده شد که توان تولیدی کل سیکل از ۴۲۲ مگاوات به ۴۴۰ مگاوات افزایش یافت که در شکل ۱۸ نمایش داده شده است.

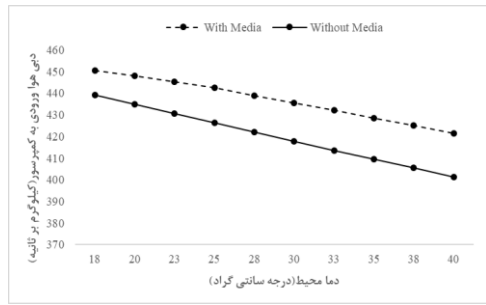
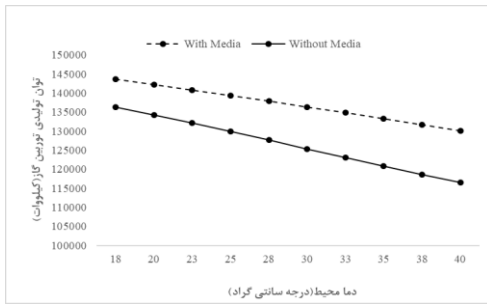


شکل ۱۸. سیکل مدل‌سازی شده با سیستم مدیا

سیستم مدیا به طور مستقیم بر دمای هوای ورودی به کمپرسور تأثیر می‌گذارد که با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور باعث افزایش توان خروجی و راندمان مولد می‌شود که تحلیل فیزیکی این پدیده در ادامه نیز بیان شده است.

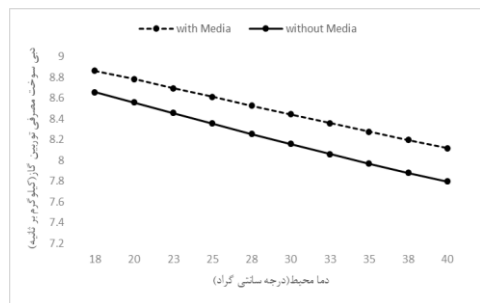
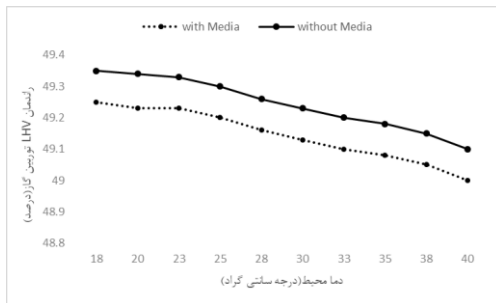
$$P \dot{V} = \dot{m}RT \rightarrow \dot{m} = \frac{P \dot{V}}{RT} \quad (30)$$

با توجه به معادله ۲۸ مقدار گذر حجمی هوای ورودی به علت جریان صوتی موجود در نازل‌های توربین ثابت می‌باشد؛ بنابراین همان‌طور که مشاهده می‌شود دبی هوای ورودی توربین با فشار دارای نسبت مستقیم و با دما دارای نسبت عکس می‌باشد. بنابراین طبق رابطه فوق با کاهش دما، دبی جرمی نیز افزایش می‌یابد که این پدیده در نمودارهای ارائه شده در این قسمت نشان داده شده است. با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، شاهد افزایش دبی هوای ورودی به کمپرسور توان می‌باشیم که در نمودارهای شکل‌های زیر نشان داده شده است.



شکل ۱۹. تأثیر سیستم مدیا بر دبی هوای ورودی به کمپرسور

شکل ۲۰. تأثیر سیستم مدیا بر توان تولیدی توربین گاز



شکل ۲۱. تأثیر سیستم مدیا بر دبی سوخت ورودی به توربین گاز

شکل ۲۲. تأثیر سیستم مدیا بر راندمان LHV توربین گاز

با توجه به شکل ۲۱ با در مدار قرار گرفتن سیستم مدیا، دبی سوخت مصرفی توربین گاز با توجه به افزایش دبی هوای ورودی افزایش می‌یابد و همچنین با توجه به فرمول ۳۱ [۱۷] و همان‌گونه که در نمودار ۲۲ نشان داده شده است راندمان LHV توربین گاز، کاهش جزئی می‌یابد.

$$GT\ LHV\ Eff. = \frac{\text{Electricity output at Generator}}{\text{Fuel Input}} \quad (31)$$

### نتیجه‌گیری

مقاله حاضر به مطالعه کلی ساختار یک نیروگاه گازی و یک نیروگاه سیکل ترکیبی دوفشاره پرداخته است. به‌طور کلی نیروگاه‌های گازی در صنایع مختلف پرکاربردتر است و قابلیت به‌کارگیری برای اهداف مختلف را دارند اما نیروگاه‌های سیکل ترکیبی برای تولید برق با راندمان قابل قبول احداث شده‌اند. اگرچه نیروگاه‌های گازی، قابلیت‌های گسترده‌ای دارند، دارای مشکلات عمده‌ای می‌باشند که این نوع نیروگاه‌ها را از درجه صرفه اقتصادی خارج کرده است. مشکل اصلی این نیروگاه‌ها راندمان پایین آنها نسبت به سایر نیروگاه‌های حرارتی می‌باشد. نتایج پژوهش حاضر که بر مبنای مدل‌سازی و تحلیل انرژی دو توربین گاز V94.2 ارائه شده است نشان می‌دهد که راندمان حرارتی توربین‌های گاز برابر با ۳۳/۴۵ درصد به دست آمده است که با ترکیب با واحد بخار به راندمانی حدود ۵۰ درصد دست یافتیم. توان تولیدی به دست آمده واحد آنسالو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد برابر با ۴۲۱ مگاوات است که راندمان آن حدود ۵۰ درصد می‌باشد.

پژوهش حاضر پس از مطالعه و مدل‌سازی این نیروگاه، به بررسی تأثیر پارامترهای مؤثر بر توان تولیدی و راندمان مجموعه توربین گاز، بخار و ترکیبی پرداخته است که نتایج آن به صورت زیر بیان می‌شود.

- با افزایش دما، دبی بی‌بعد کمپرسور کاهش می‌یابد و از طرفی همان‌گونه که بیان شد با افزایش دمای هوا دبی جرمی هوای ورودی به آن نیز کاهش می‌یابد که در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد با افزایش دمای محیط از ۱۸ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد، توان تولید توربین گاز از ۱۳۴ به ۱۱۴ مگاوات کاهش یافت و همچنین راندمان حرارتی نیز با افزایش دمای محیط با نرخ کمتری از توان به میزان ۲ درصد کاهش یافت.
- استفاده از سیستم مدیا موجب کاهش دمای ورودی به کمپرسور و همچنین افزایش توان تولیدی توربین گاز به میزان ۱۰ الی ۱۵ مگاوات می‌شود و فعال کردن سیستم مدیا در مواقعی دمای هوا بسیار بالا می‌باشد ضروری است.
- افزایش دمای خروجی داکت برنر موجب افزایش راندمان بویلر بازیاب می‌شود و در نتیجه باعث افزایش راندمان کلی نیروگاه می‌گردد.
- کاهش فشار کندانسور باعث افزایش راندمان و توان تولیدی سیکل ترکیبی می‌شود که البته کاهش فشار کندانسور اثرات جانبی دارد؛ برای مثال امکان نشت هوا به داخل کندانسور را فراهم می‌کند و مهم‌تر این که رطوبت بخار آب را در طبقات نهایی توربین افزایش می‌دهد و وجود رطوبت زیاد موجب کاهش بازده توربین و فرسودگی پره‌های توربین می‌شود.

## فهرست نمادهای انگلیسی

کار بر واحد زمان	$\dot{W}$
کار	$W$
دبی جرمی	$\dot{m}$
جرم	$m$
ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت	$c_p$
دما	$T$
وزن مخصوص	$\gamma$
بازده آیزنتروپیک	$\eta$
انتالپی	$h$
انتقال حرارت بر واحد زمان	$\dot{Q}$
انتقال حرارت	$Q$
فشار	$P$
حجم مخصوص	$\dot{V}$
ثابت جهانی گازها	$R$
سرعت	$\underline{V}$
شتاب گرانش	$g$

## زیرنویس‌ها

ورودی	$i$
خروجی	$e$
کمپرسور	$com.$
توربین	$T$
توربین گاز	$gt$
خالص	$net$
گاز داغ	$g$
بخار	$s$
فشار بالا	$HP$
فشار پایین	$LP$
آیزنتروپیک	$ise$
واقعی	$act$
کندانسور	$cond.$
پمپ تغذیه بویلر	$BFP$
نیروگاه سیکل ترکیبی	$CCPP$
بویلر بازباب	$H$ $RSG$

## References

- [1] Hoseinzadeh, S., Ghasemiasl, R., Havaei, D., & Chamkha, A. J. (2018). Numerical investigation of rectangular thermal energy storage units with multiple phase change materials. *Journal of Molecular Liquids*, 271, 655-660. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.08.128>
- [2] Hoseinzadeh, S., Heyns, P. S., Chamkha, A., & Shirkhani, A. (2019). Thermal analysis of porous fins enclosure with the comparison of analytical and numerical methods. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 138(1), 727-735. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08203-x>
- [3] Hoseinzadeh, S., Moafi, A., Shirkhani, A., & Chamkha, A. J. (2019). Numerical validation heat transfer of rectangular cross-section porous fins. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 33(3), 698-704. <https://doi.org/10.2514/1.T5583>
- [4] Yari, A., Hosseinzadeh, S., Golneshan, A. A., & Ghasemiasl, R. (2015, July 26–31). *Numerical Simulation for Thermal Design of a Gas Water Heater With Turbulent Combined Convection*. ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference, Seoul, South Korea <https://doi.org/10.1115/AJKFluids2015-3305>
- [5] Ghasemiasl, R., Hoseinzadeh, S., & Javadi, M. (2018). Numerical analysis of energy storage systems using two phase-change materials with nanoparticles. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 32(2), 440-448. <https://doi.org/10.2514/1.T5252>
- [6] Bassily, A. (2007). Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle. *Energy*, 32(5), 778-794. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.04.017>
- [7] Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*, 31(14), 2529-2540. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.018>
- [8] Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Management - ENERG CONV MANAGE*, 52(5), 2296-2308. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.023>
- [9] Ahmadi, P., & Dincer, I. (2018). 1.8 Exergoeconomics. *Comprehensive energy systems*, 340-376. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00107-3>
- [10] Reddy, B., & Issa, K. (2007). Exergy analysis of a natural gas fired combined cycle power generation unit. *International Journal of Exergy - INT J EXERGY*, 4, 180-196. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2007.012065>
- [11] Sue, D.-C., & Chuang, C.-C. (2004). Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy*, 29(8), 1183-1205. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.02.027>
- [12] Ahmadi, G. R., & Toghraie, D. (2016). Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 454-463. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074>
- [13] Payganeh, G., Mehrpanahi, A., Nikbakht Naserabad, S., & Rezapour, K. (2017). Techno-Economic Analysis Of Rehabilitating And Repowering Of Thermal Power Plants In Iran. *Journal Of Energy Management*, 6(4), 32-43 .
- [14] Habib, M. A., Rashwan, S. S., Haroon, S., & Khaliq, A. (2018). Thermodynamics and emission analysis of a modified Brayton cycle subjected to air cooling and

- evaporative after cooling. *Energy Conversion and Management*, 174, 322-335 .  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.051>
- [15] Farouk, N., Sheng, L., & Hayat, Q. (2013). Effect of ambient temperature on the performance of gas turbines power plant. *International Journal of Computer Science Issues (IJCSI)*, 10(1), 439 .
- [16] Mohtaram, S., Sun, H., Lin, J., Chen, W., & Sun, Y. (2020). Multi-Objective Evolutionary Optimization & 4E analysis of a bulky combined cycle power plant by CO<sub>2</sub>/CO/NO<sub>x</sub> reduction and cost controlling targets. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 128 ,109898. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109898>
- [17] Kehlhofer, R., Rukes, B., Hannemann, F., & Stirnimann, F. (2009). *Combined-cycle gas & steam turbine power plants*. PennWell Books, LLC. [https://books.google.com/books/about/Combined\\_Cycle\\_Gas\\_Steam\\_Turbine\\_Power\\_P.html?id=aLcfEAAAQBAJ](https://books.google.com/books/about/Combined_Cycle_Gas_Steam_Turbine_Power_P.html?id=aLcfEAAAQBAJ)