

# آنالیز انرژی، انرژی، اقتصاد و محیط‌زیستی دو روش خنک کاری هوای ورودی توربین گاز (نمونه موردی: پالایشگاه خانگیران)

پریسا کاظمیانی نجف آبادی  
 مهدی دیمی دشت بیاض\*  
 هادی احرام پوش

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران  
 کارشناس ارشد، دانشکده مدیریت دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

## چکیده

چرخه اصلی توربین گاز راندمان حرارتی پایینی دارد به همین علت بهبود راندمان توربین‌های گازی حائز اهمیت است. قدرت توربین گاز متأثر از شرایط جوی و دمای محیط است. در این پژوهش دو روش مه پاشی هوای ورودی و سیستم چیلر مکانیکی جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از روش تحلیل چهارگانه‌ی (4E) انرژی، انرژی، اقتصادی و محیط زیستی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد سیستم سرمایشی چیلر مکانیکی دمای هوای ورودی را تا  $28^{\circ}\text{C}$  و سیستم مه پاش تا  $18^{\circ}\text{C}$  کاهش می‌دهد. همچنین با استفاده از خنک کننده‌ی چیلر مکانیکی انرژی تخریبی کمپرسور در حدود ۷۵٪ کاهش می‌یابد. راندمان چرخه با سرمایش چیلر مکانیکی و مه پاش ورودی به ترتیب در حدود ۵٪ و ۲٪ افزایش داشته است. هزینه‌ی کربن دی اکسید کاهش یافته برای خنک کاری با چیلر مکانیکی در حدود  $15457\ \$$  و برای خنک کاری با مه پاشی  $7492\ \$$  است. ارزش حاضر خالص نشان می‌دهد برای مه پاش ورودی و چیلر مکانیکی به ترتیب سوددهی پس از ۴ و ۵ سال آغاز می‌شود.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، چیلر مکانیکی، مه پاشی.

## Energy, Exergy, Economic & Environmental Analysis for Two Methods of Inlet air Cooling for Gas Turbine (Case Study: Khangiran Refinery)

P. Kazemiani-Najafabadi

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University Sabzevari, Iran

M. Deymi-Dashtbayaz

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University Sabzevari, Iran

H. Ehrampoush

Faculty of Economics and Administrative Sciences, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

## Abstract

The basic gas turbine cycle has low thermal efficiency so improved efficiency of gas turbine is important. The gas turbine power is affected by atmospheric conditions and ambient temperature. In this article, two methods including fogging and mechanical chiller for inlet air cooling to the compressor by means of energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis are studied. The results show that cooling by mechanical chiller system decrease inlet air temperature to  $28^{\circ}\text{C}$  and fogging system to  $18^{\circ}\text{C}$ . Also by using mechanical chiller cooling method, the exergy destruction in compressor about 75% reduced. By using Mechanical chiller and fogging systems the gas turbine cycle efficiency increase 5% and 2% respectively. The cost of reduced carbon dioxide is  $15457\ \$$  for cooling with mechanical chiller and is  $7492\ \$$  for cooling with fogging. Net present value shows for fogging and mechanical chiller the profitability begin after 4 and 5 years respectively.

**Keywords:** Gas Turbine, Mechanical Chiller, Fogging.

## ۱-مقدمه

زیست دارد. به همین علت در این پژوهش با مقایسه‌ی سرمایش هوای ورودی به وسیله‌ی چیلر مکانیکی، مه پاشی و سیستم بدون سرمایش به تحلیل انرژی، انرژی، اثرات محیط زیستی و ترمودینامیک سیستم توربین گاز پالایشگاه خانگیران پرداخته شده است.

تحقیقات متعددی در زمینه بررسی تاثیر دمای محیط بر عملکرد توربین‌های گازی انجام شده است. استفاده از سرمایش هوای ورودی به کمپرسور به خصوص در روزهای گرم و مرطوب تابستان که زمان اوج مصرف برق است به بهبود عملکرد توربین گاز کمک می‌کند. استفاده از مه پاشی هوای ورودی به کمپرسور یکی از روش‌های مفید جهت افزایش خروجی توربین گاز است [۱]. وایت [۲] بر روی تعادل ترمودینامیکی بخار و آب مایع در هوای ورودی به کمپرسور مطالعاتی انجام داد. ایشان نرخ بی‌نهایتی برای فرآیند تبخیر فرض کرد که به معنای رسیدن به

بهبود سازی و کاهش مصرف انرژی در جهان معاصر بسیار حائز اهمیت است. توربین‌های گازی از جمله ماشین‌های تولید قدرت محسوب می‌شوند که به علت کاربرد بسیار زیاد در صنایع مختلف اعم از نیروگاه‌ها، همواره سعی بر آن است که راهکارهایی در جهت افزایش قدرت خالص خروجی و بهبود راندمان این چرخه‌ها ارائه گردد. در نیروگاه گازی اکثر گاز ورودی به توربین که مولد قدرت است هوای محیط است؛ لذا بررسی تاثیر مشخصات هوای محیط بر کارایی توربین گاز بایستی مورد بررسی قرار گیرد. در فصول گرم سال، افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور سبب افزایش کار مصرفی کمپرسور و کاهش بازده و کار خالص خروجی توربین می‌شود. به همراه این تغییرات مصرف سوخت و هزینه و همچنین مقدار  $\text{CO}_2$  تولیدی افزایش می‌یابد که متعاقباً اثرات مخربی بر محیط

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: meh\_deimi@yahoo.com

حالت اشباع (رطوبت نسبی ۱۰۰٪) در مدت زمان بسیار کوتاه پس از تزریق قطرات آب است. در تحقیق دیگری چاکر و همکاران [۳] به مطالعه‌ی فرایند مه پاشی در مجرای ورودی کمپرسور با استفاده از روش-های تحلیلی و محاسباتی پرداختند. آنان به این نتیجه دست یافتند که افت ۰/۵۴٪-۰/۹۰٪ از قدرت خروجی به ازای افزایش ۱°C (۱/۸°F) در دمای محیط اتفاق می‌افتد. افزایش دمای محیط همچنین باعث افزایش قابل توجه آهنگ انتقال گرمای توربین گاز و در نتیجه عامل افزایش نرخ هزینه‌های مصرفی می‌شود. بوناسا و همکاران [۴] چگونگی بهبود ظرفیت چرخه‌ی ترکیبی نیروگاهی با ۸ سال کار را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها از چیلر جذبی برای خنک کردن هوای ورودی و رساندن دمای ورودی به کمپرسور به دمای مطلوب استفاده کردند. این سیستم سبب افزایش ۱۰/۶٪ قدرت خروجی از توربین گاز و ۶/۲۴٪ از نیروگاه چرخه ترکیبی در سال شد. آنالیز اقتصادی در این پژوهش نشان داد که دوره‌ی بازگشت سرمایه در حدود ۳/۸۱ سال است. فرزانه گرد و دیمی دشت بیاض [۵] با استفاده از سرمایه‌ی ایجاد شده از خطوط تقلیل فشار گاز توانستند دمای هوای ورودی به کمپرسور را کاهش داده و عملکرد چرخه را در حدود ۱۰ ماه از سال ۱/۵٪-۵٪ افزایش دهند. عامری و حجازی [۶] به امکان سنجی نصب یک سیستم چیلر جذبی برای خنک کاری ورودی به توربین گاز نیروگاه چاهبار پرداختند و نشان دادند که به طور متوسط توان خروجی می‌تواند ۱۱/۳٪ افزایش یابد و دوره بازگشت سرمایه در حدود ۴/۲ سال است. مهاپاترا و همکاران [۷] تاثیر خنک کاری تبخیری را بر بازده چرخه توربین گاز سنجیدند و دریافتند که بازده چرخه ۴/۱٪ نسبت به سیستم بدون سرمایه‌ی افزایش داشته است. حسینی و همکاران [۸] با استفاده از سیستم خنک کاری مدیا دریافتند قدرت خروجی ۱۱MW افزایش داشته، این در حالیست که این سیستم در حدود ۱۹°C افت دما ایجاد می‌کند. این نتایج در حالیست که دمای محیط ۳۸°C و رطوبت نسبی آن در حدود ۸٪ است. در روش استفاده از چیلر مکانیکی هوای ورودی با تبادل حرارتی در مبادله کنی خنک می‌شود و سپس وارد کمپرسور می‌شود. در مه پاشی ورودی در واقع خنک کاری هوا بوسیله‌ی اسپری شدن آب از طریق نازل‌های اتمیزه کننده آب به درون هوای ورودی اتفاق می‌افتد. در پژوهشی اطهری و همکاران [۹] به تحلیل چرخه توربین گاز با سوخت زیست توده و خنک کاری هوای ورودی بوسیله‌ی مه پاشی ورودی پرداختند و دریافتند با استفاده از این روش نسبت به سیستم بدون سرمایه‌ی ۵٪ افزایش بازده مواجه‌اند. با توجه به اهمیت توربین گاز سعی بر آن است که حتی الامکان بازده این چرخه افزایش یابد به این منظور کاظمی کلیشمی و لکزبان [۱۰] در پژوهشی به بررسی روش‌های خنک کاری پره‌های توربین گاز پرداختند و خنک کاری تراوشی را به عنوان بهترین مدل ارائه کردند. علیگودرز و همکاران [۱۱] زبری سطح پره‌های توربین را بر کارایی توربین گاز مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که تاثیر افزایش زبری روتور و استاتور بر کاهش راندمان تقریباً یکسان است. از عوامل مهم در طراحی توربین گاز کنترل تولید اکسیدهای نیروژن در محفظه‌ی احتراق است. شوکتی و همکاران [۱۲] به بررسی پارامتری چرخه ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای با توربین گاز پرداختند. آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که چرخه ترکیبی دو مرحله‌ای پیل سوختی و توربین گاز تولید توان و راندمان بیشتری نسبت به چرخه ترکیبی یک مرحله‌ای

دارد.

تجزیه و تحلیل 4E که با ارزیابی پارامترهای مختلف انرژی، انرژی، انرژی، اقتصادی و محیط زیست انجام می‌شود روشی جدید برای بررسی عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی است [۱۳، ۱۴]. صنایع و کاتبی [۱۳] آنالیز 4E را در سلول سوختی اکسید جامد و سیستم میکرو توربین گاز (SOFC-MGT) برای تولید همزمان گرما و قدرت مورد استفاده قرار دادند. همچنین از آنالیز 4E می‌توان برای تحلیل چرخه توربین گاز نیز استفاده نمود. برای نمونه می‌توان به مطالعه‌ی احیائی و همکاران [۱۵] بر تاثیر سیستم خنک کاری با مه پاشی هوای ورودی با استفاده از تجزیه و تحلیل انرژی، اقتصاد و محیط زیست (3E) برای نیروگاه شهید رجایی مورد اشاره کرد.

در این پژوهش به آنالیز انرژی، انرژی، اقتصادی و محیط زیست (روش 4E) ۲ روش مختلف کاهش دمای هوای ورودی به چرخه توربین گازهای پالایشگاه خانگیران پرداخته شده است. تلاش بر این است که با بکارگیری آنالیز 4E تاثیر دو روش خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور شامل مه پاشی هوای ورودی و استفاده از چیلر مکانیکی، بررسی گردد.

## ۲- بررسی روش‌های خنک کاری هوای ورودی

روش‌های پیشنهادی در این پژوهش برای خنک کاری هوای ورودی و کمک به افزایش کار خالص خروجی و همچنین افزایش در مقدار راندمان چرخه به شرح زیر است:

### ۲-۱- خنک کاری بوسیله‌ی مه پاشی ورودی

در این روش آب با فشار بالا به صورت اتمیزه شده در مجرای ورودی هوا پاشیده می‌شود. قطر قطرات در حدود چند میکرون است و قطرات با گرفتن گرما از هوای محیط تبخیر می‌شوند و سبب خنک‌تر شدن جریان هوای ورودی می‌شوند. طرحواره‌ای از مه پاشی هوای ورودی در شکل ۱ نشان داده می‌شود.

### ۲-۲- خنک کاری بوسیله‌ی چیلر مکانیکی

برای خنک کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر مکانیکی از تبادل گرمای سیال‌ها داخل یک مبادل کن گرما استفاده می‌شود. سیال مورد استفاده جهت خنک کاری در مبادل کن گرما می‌تواند نوعی مبرد یا آب باشد. استفاده از چیلر مکانیکی نسبت به خنک کاری تبخیری قابل اعتمادتر است و می‌توان با این روش دمای ورودی را به دمای مطلوب و مورد نیاز نزدیک کرد. دو جز اساسی در این روش استفاده از چیلر مکانیکی و مبادل کن گرما است. شکل ۱ طرحواره‌ای از چیلر مکانیکی برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور را نشان می‌دهد.

ارائه شده توسط اردم [۱۶] و زادپور و همدانی [۱۷] می‌توان دمای هوای خنک شده را مشابه رابطه‌ی (۳) بدست آورد:

$$T_1 = T_{0,db} - E * (T_{0,db} - T_{0,wb}) \quad (3)$$

که در رابطه‌ی (۳) معرف اثر سرمایش تبخیری است. در حقیقت E نرخ واقعی حداکثر افت دمای امکان پذیر است که این مقدار معمولاً بین ۸۰٪ تا ۹۰٪ در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش اثر سرمایش تبخیری ۰٫۸۵ در نظر گرفته شده است.

### ۳-۲- کاهش دمای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر مکانیکی

برای بدست آوردن دمای هوای سرد شده ورودی کمپرسور با استفاده از چیلر مکانیکی باید دو مرحله را طی شود. در مرحله‌ی اول با فرض اینکه دمای هوای ورودی به کمپرسور دمای طراحی است بار چیلر بدست می‌آید. داوود و همکاران [۱۱] در پژوهشی دریافتند که طراحی سیستم خنک سازی هوای ورودی به کمپرسور برای جلوگیری از یخ زدگی هوای ورودی حائز اهمیت است. دمای هوای ورودی طراحی باید ۵°C بیشتر باشد تا از مشکلات یخ زدگی جلوگیری شود. شرایط ورودی طراحی در رابطه‌ی (۴) آمده است.

$$\begin{aligned} T_1 &= h_1 = 280.4 \text{ kJ/kg} \\ RH_1 = 100\% & \quad w_1 = 0.006995 \text{ kg water/kg air} \end{aligned} \quad (4)$$

به منظور برآورد سرمایشی چیلر مکانیکی از میانگین دمای منطقه‌ی خانگیان در تابستان استفاده شده است. که جزئیات آن در رابطه‌ی (۵) آورده شده است.

$$\begin{aligned} T_0 &= h_0 = 313.7 \text{ kJ/kg} \\ RH_0 = 18\% & \quad w_0 = 0.006967 \text{ kg water/kg air} \end{aligned} \quad (5)$$

با شناسایی شرایط طراحی ورودی به چیلر ظرفیت خنک کاری چیلر با استفاده از قانون اول ترمودینامیک به صورت روابط (۶) و (۷) بدست می‌آید.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{mech} &= \dot{m}_a \times (h_0 - h_1) - \dot{m}_{water} \cdot h_{water} \\ \dot{m}_{water} &= \dot{m}_a \times (\omega_2 - \omega_1) = 50.71 \\ &\quad \cdot (0.006995 - 0.006967) = 0.03437 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{mech,design} = \dot{m}_a \times (h_0 - h_1) - \dot{m}_{water} h_{water} = 1679 \text{ kW} \quad (7)$$

که  $\dot{m}_a$  دبی جرمی متوسط هوای ورودی، مقدار آب چگالیده و  $h_{water}$  مقدار انتالپی چگالیده است. ظرفیت طراحی خنک کاری چیلر در رابطه (۸) تعریف می‌شود.

$$\dot{Q}_{mech,design} = \dot{m}_a \times (h_0 - h_1) - \dot{m}_{water} h_{water} = 1679 \text{ kW} \quad (8)$$

پس از اینکه ظرفیت خنک کاری چیلر مکانیکی بدست آمد در مرحله دوم با استفاده از روابط (۴) الی (۸) می‌توان مقدار دمای هوای سرد شده برای ورودی به کمپرسور را محاسبه کرد.

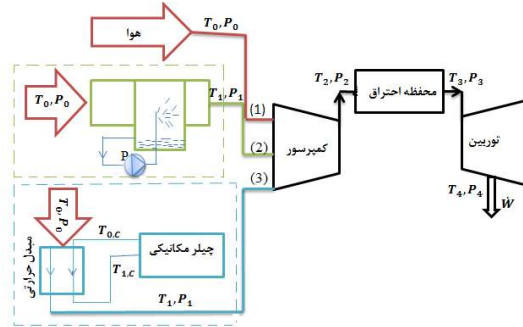
### ۳-۳- آنالیز انرژی سیستم

روابط (۹) و (۱۰) تحلیل انرژی برای کمپرسور را ارائه می‌کند.

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_c} (r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)\right) \rightarrow h_2, s_2 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} P_2 &= r_c \cdot P_1 \\ \dot{W}_c &= \dot{m}_a (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (10)$$

می‌توان موازنه‌ی انرژی در محفظه‌ی احتراق را بصورت رابطه‌ی (۱۱) نوشت.



شکل ۱- طرحواره‌ی از مدل ارائه شده، (۱) بدون خنک کاری، (۲) خنک کاری با مه پاش، (۳) خنک کاری با چیلر مکانیکی

### ۳- معادلات حاکم

روش محاسبه در پروژه حاضر با استفاده از داده‌های ثبت شده در پایلیشگاه خانگیان انجام شده است. جدول ۱ میانگین داده‌های ثبت شده‌ی روزانه را در پایلیشگاه خانگیان را نشان می‌دهد. در پایلیشگاه دبی هوای ورودی به کمپرسور اندازه‌گیری نمی‌شود برای بدست آوردن مقدار آن از مقادیر اندازه‌گیری شده در ممیزی انرژی و رابطه‌ی (۱) استفاده می‌شود.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{a,ea}[(\dot{w}_t - \dot{w}_c)]_{ea} P_e}{(\dot{w}_t - \dot{w}_c) P_{e,ea}} \quad (1)$$

جدول ۱- لیست مقادیر ثبت شده در پایلیشگاه خانگیان

مقدار نمونه	نماد	توضیحات
۴۳٫۲ °C	T <sub>0</sub>	دمای محیط
۱۸ %	RH	رطوبت نسبی
۱۰۰ kPa	P <sub>1</sub>	فشار محیط (ورودی کمپرسور)
۳۵۰٫۲ °C	T <sub>1</sub>	دمای ورودی به کمپرسور
۲۷۰٫۸ °C	T <sub>2</sub>	دمای خروجی کمپرسور
۴۴۱ kPa	P <sub>2</sub>	فشار خروجی کمپرسور
۶۶۳٫۸ °C	T <sub>3</sub>	دمای ورودی توربین
۴۴۱ kPa	P <sub>3</sub>	فشار ورودی توربین
۳۲۷٫۵ °C	T <sub>4</sub>	دمای خروجی توربین
۱۰۰ kPa	P <sub>4</sub>	فشار خروجی توربین
۳٫۱ MW	P <sub>e</sub>	قدرت خروجی ژنراتور

### ۳-۱- کاهش دمای ورودی به کمپرسور با روش مه پاشی

#### ورودی

در روش مه پاشی آب تحت فشار بالا اتمیزه شده و در مجرای هوای ورودی به کمپرسور پاشیده می‌شود. در این روش فرض بر آن است که قطرات ریز تزریق شده که بوسیله‌ی جریان هوا حمل می‌شوند و پس از تبخیر شدن سبب خنک شدن هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز می‌شود. دمای حباب تر محیط با استفاده از دمای حباب خشک و رطوبت نسبی هوا محاسبه می‌شود که رابطه‌ی (۲) آن را نشان می‌دهد:

$$\begin{aligned} T_{0,db} &\rightarrow T_{0,wb} \\ RH_0 & \end{aligned} \quad (2)$$

پس از بدست آوردن دمای حباب خشک و تر، با استفاده از روش

$$\dot{I}_c = T_0(S_1 - S_2) \quad (21)$$

$$\eta_{exc} = \frac{(\dot{E}x_2^H + \dot{E}x_2^M) - (\dot{E}x_1^H + \dot{E}x_1^M)}{W_c} \quad (22)$$

### ۳-۵- آنالیز اقتصادی

در این قسمت به تحلیل اقتصادی چرخه توربین گاز که برای افزایش بهره‌وری آن از دو روش خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور بوسیله مه پاشی ورودی و چیلر مکانیکی استفاده شده است پرداخته می‌شود. با ارائه‌ی تابع هدفی برای هزینه‌های اولیه، عملیاتی و مصرفی به برآورد هزینه‌های هر یک از روش‌ها پرداخته می‌شود. که با استفاده از تحلیل تابع هدف فرض شده و همچنین استفاده از روابط (۲۳) تا (۲۶) می‌توان مقدار سود دهی و در نهایت نرخ بازگشت سرمایه را در بازه‌ی زمانی سالیانه بدست آورد.

$$\Delta W = (\eta_{cooling} - \eta_{without}) \dot{Q}_{in} \quad (23)$$

$$= (\eta_{cooling} - \eta_{without}) \dot{m}_a (h_3 - h_2)$$

$$\Delta W(kWh/year) = \sum \Delta W(kW) \cdot 24(hours/day) \quad (24)$$

$$- \sum \Delta W_{Parasitic Load}(kW) \cdot 24(hours/day) \quad (25)$$

$$Benefit = \Delta W(kWh) * 0.06(USD/kWh) \quad (26)$$

$$Payback Ratio = Capital Cast/Benefit$$

مقدار  $\Delta W_{Parasitic Load}$  برای سیستم چیلر مکانیکی که جهت سرمایه‌ی هوای ورودی به کمپرسور در بازه‌ی سالیانه مورد استفاده می‌گیرد، محاسبه می‌شود.

در نهایت، ارزش حاضر خالص ( $NPV^1$ ) تجزیه و تحلیلی برای ارزیابی اثر بخشی سیستم‌های پیشنهادی ارائه می‌دهد. در روش  $NPV$  جریان‌های نقدی آتی منهای هزینه‌ی اولیه‌ی سرمایه‌گذاری می‌شود.  $NPV$  یک روش استاندارد برای استفاده از ارزش زمانی پول و سرمایه برای ارزیابی پروژه‌های بلند مدت است. برای بدست آوردن ارزش حاضر خالص از رابطه‌ی (۲۷) استفاده می‌شود.

$$NPV = -C_0 + \frac{C_1}{1+r} + \frac{C_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{C_T}{(1+r)^T} \quad (27)$$

که در رابطه‌ی (۲۷)  $C_0$ ،  $C$ ،  $r$  و  $T$  به ترتیب معرف سرمایه‌گذاری اولیه<sup>۲</sup>، جریان نقدی<sup>۳</sup>، نرخ نزول<sup>۴</sup> و زمان است. نرخ نزول عمدتاً برابر ۰/۱ در نظر گرفته می‌شود.

### ۶- بحث و نتایج

ترکیبات گاز طبیعی با توجه به شرایط محیطی برای هر منطقه متفاوت است. در این مطالعه که به بررسی توربین گازهای پالایشگاه خانگیران که در شمال شرقی ایران واقع شده پرداخته می‌شود. سوخت مورد استفاده در این نیروگاه گاز طبیعی بوده است که در جدول ۲ جزئیات ترکیبات آن بیان شده است. گاز طبیعی این پالایشگاه را می‌توان با حدود ۹۹٪ خلوص متان، برای سادگی محاسبات متان خالص در نظر گرفت. در ادامه به بررسی نتایج حاصل از تحقیقات و تحلیل آن‌ها پرداخته می‌شود.

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_3 + \dot{m}_f (1 - \eta_{cc}) LHV \quad (11)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

$LHV$  ارزش حرارتی پایین سوخت،  $\eta_{cc}$  راندمان احتراق و  $\dot{m}_f$  دبی سوخت است. در نهایت کار خروجی توربین از رابطه‌ی (۱۲) بدست می‌آید.

$$W_t = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \quad (12)$$

مقدار انرژی آزاد شده بوسیله‌ی احتراق سوخت در محفظه‌ی احتراق طبق معادله (۱۳) محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_f * LHV \quad (13)$$

که در نهایت کار خالص خروجی از توربین گاز برابر است با:

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (14)$$

مقدار راندمان حرارتی چرخه طبق رابطه‌ی (۱۵) تعریف می‌شود.

$$\eta_{th,I} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{cc}} \quad (15)$$

### ۳-۴- آنالیز انرژی سیستم

انرژی حد اکثر مقدار کاردهی سیستم را مشخص می‌کند. آل-دوری [۱۸] بیان کرد که جریان انرژی را می‌توان به دو شاخه‌ی انرژی حرارتی و مکانیکی تقسیم کرد. عبادی و گرگی [۱۹] انرژی شیمیایی را مربوط به جریان سوخت دانستند. رابطه (۱۶) موازنه کلی انرژی را نشان می‌دهد.

$$\dot{E}x^e = \dot{E}x^{ch} + \dot{Q}_{cv} + \left( \sum_{in} \dot{E}x_{in}^H - \sum_{out} \dot{E}x_{out}^H \right) + \left( \sum_{in} \dot{E}x_{in}^M - \sum_{out} \dot{E}x_{out}^M \right) + T_0 \left( \sum_{in} \dot{S}_{in} - \sum_{out} \dot{S}_{out} \right) \quad (16)$$

انرژی مکانیکی و حرارتی در روابط (۱۷) و (۱۸) ارائه می‌شوند.

$$\dot{E}x^H = \dot{m} C_p [(T - T_0) - T_0 \ln \left( \frac{T}{T_0} \right)] \quad (17)$$

$$\dot{E}x^M = \dot{m} R T_0 \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (18)$$

$\dot{m}$  دبی جرمی مربوط به هر کدام از حجم کنترل‌های مورد تحلیل است. رابطه‌ی (۱۹) برای بدست آوردن انرژی شیمیایی مورد استفاده قرار می‌گیرد. [۲۰]

$$\dot{E}x^{ch} = \xi \cdot LHV \cdot \dot{m}_{NG} / 1000 \quad (19)$$

که  $\xi$  نسبت انرژی شیمیایی به انرژی می‌باشد که در این پژوهش برای  $CH_4$  برابر ۱/۰۶ در نظر گرفته شده است.

در مطالعه‌ی حاضر از دو روش خنک کاری با مه پاشی و چیلر مکانیکی استفاده می‌شود. بیشترین تأثیرات استفاده از هوای ورودی خنک شده در کمپرسور مشاهده می‌شود رابطه‌ی (۲۰) موازنه‌ی انرژی را برای کمپرسور نشان می‌دهد.

$$W_c = (\dot{E}x_1^H - \dot{E}x_2^H) + (\dot{E}x_1^M - \dot{E}x_2^M) + T_0(S_1 - S_2) \quad (20)$$

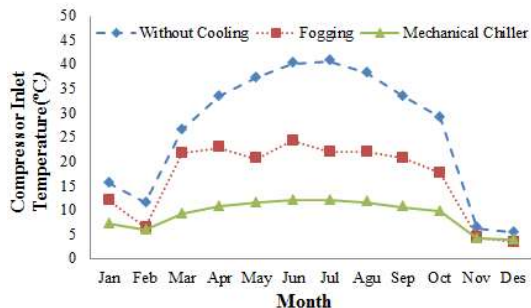
مقدار انرژی تخریبی در کمپرسور و بازده کمپرسور در روابط (۲۱) و (۲۲) بیان می‌شوند.

<sup>1</sup> Net present value

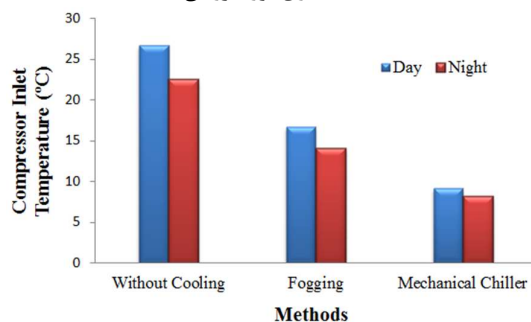
<sup>2</sup> Initial investment

<sup>3</sup> Cash flow

<sup>4</sup> Discount rate



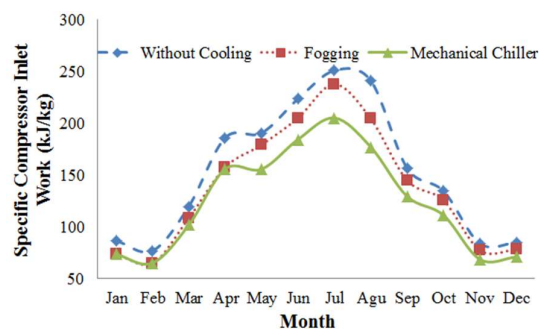
شکل ۲- میانگین ماهیانه‌ی دمای ورودی به کمپرسور برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی



شکل ۳- میانگین دمای ورودی به کمپرسور برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی در شب و روز

شکل ۶ میانگین بازده برای کمپرسور به ازای شرایط مختلف خنک کاری را نشان می‌دهد. به ترتیب بیشترین راندمان برای خنک کاری با چیلر مکانیکی، خنک کاری با مه پاش ورودی و در نهایت سیستم بدون خنک کاری است.

شکل ۷ میانگین راندمان در روش‌های مختلف مورد مطالعه را در بازه یک سال برای ۱۲ ساعت روز و شب نشان می‌دهد. بیشترین راندمان در چرخه‌ی توربین گاز مختص به زمانی است که از چیلر مکانیکی برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده می‌شود. پس از آن بازده چرخه به هنگام استفاده از مه پاش ورودی در رده‌ی دوم قرار دارد و در نهایت کمترین راندمان مختص شرایط بدون خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور است. در ساعات شب به علت خنک تر بودن هوا نتایج حاکی از راندمان بیشتر چرخه در آن بازه‌ی زمانی است.



شکل ۴- میانگین ماهیانه‌ی کار مخصوص ورودی به کمپرسور

جدول ۲- ترکیبات شیمیایی گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران [۲۱]

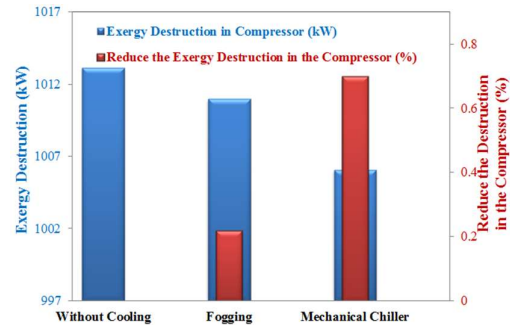
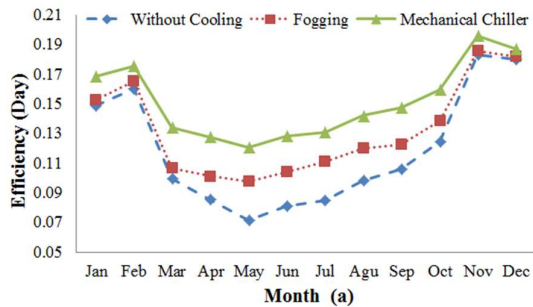
اجزا	فرمول شیمیایی	درصد کسر مولی
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	۰٫۰۵۵
Nitrogen	N <sub>2</sub>	۰٫۴۲۸
Methane	CH <sub>4</sub>	۹۸٫۶۴۰
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	۰٫۵۹۳
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	۰٫۰۶۵
Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰٫۰۱۵
Normal butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰٫۰۳۴
Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	۰٫۰۲۶
C6 +	C6 +	۰٫۱۲۵
	Total=	۱۰۰٪

شکل ۲ میانگین ماهیانه‌ی دما را برای استفاده از روش‌های مختلف خنک کاری هوای ورودی (مه پاشی و چیلر مکانیکی) و همچنین روش بدون خنک کاری هوای ورودی (دمای محیط) نشان می‌دهد. بیشترین دمای محیط در فصل گرم تابستان و در حدود ۴۰°C است که با استفاده از روش مه پاشی ورودی به حدود ۲۳°C و با استفاده از سیستم خنک کاری چیلر مکانیکی به محدوده‌ی دمایی ۱۳°C رسیده است.

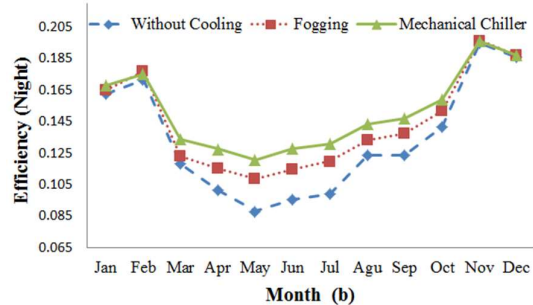
شکل ۳ میانگین دمای هوای ورودی به کمپرسور را در شرایط ۱۲ ساعت روز و ۱۲ ساعت شب برای سه حالت مورد بررسی نشان می‌دهد. در شرایط خنک کاری با استفاده از چیلر مکانیکی میانگین هوای ورودی به کمپرسور در کمترین مقدار قرار دارد.

شکل ۴ میانگین کار مخصوص مصرفی کمپرسور را در روش‌های مختلف مطالعه شده نشان می‌دهد. انتظار می‌رود با کاهش دمای ورودی به کمپرسور قدرت مخصوص مورد نیاز ورودی به آن کاهش یابد. نتایج حاکی از آن است که در خنک کاری با استفاده از چیلر مکانیکی به علت کاهش بیشتر دمای هوای ورودی به کمپرسور، کار مخصوص لازم ورودی به آن نیز بیشترین کاهش را داشته است. استفاده از چیلر مکانیکی سبب کاهش ۲۰ درصدی کار مخصوص ورودی به کمپرسور می‌شود. استفاده از روش خنک کاری تبخیری مه پاشی هوای ورودی به کمپرسور کار ورودی به آن را در حدود ۶ درصد نسبت به شرایط استفاده نکردن از سیستم‌های خنک کاری کاهش می‌دهد.

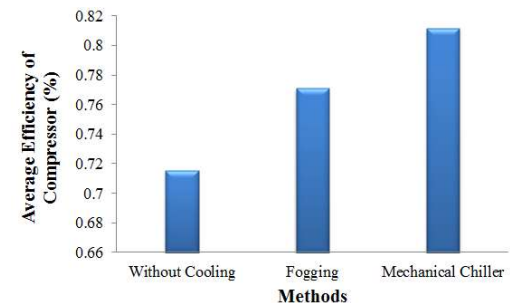
در شکل ۵ میانگین آگزرژی تخریبی کمپرسور و همچنین درصد کاهش آگزرژی تخریبی در کمپرسور نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد بیشینه‌ی کاهش کار ورودی در روش خنک کاری با چیلر مکانیکی است که بیشینه‌ی کاهش آگزرژی تخریبی نیز در این روش اتفاق می‌افتد. روش بدون خنک کاری بیشینه مقدار آگزرژی تخریبی در کمپرسور را دارد. استفاده از سیستم چیلر مکانیکی برای کاهش دمای ورودی به کمپرسور می‌تواند در حدود ۰٫۷۵٪ مقدار آگزرژی تخریبی در کمپرسور را نسبت به حالت بدون خنک کننده کاهش دهد.



شکل ۵- میانگین اگزژی تخریبی کمپرسور و درصد کاهش اگزژی تخریبی کمپرسور

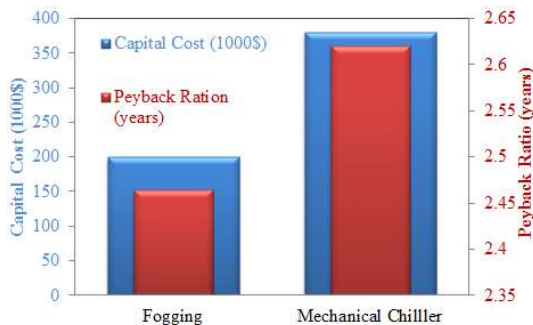


شکل ۸- میانگین ماهیانه راندمان کل برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی. (a) روز، (b) شب



شکل ۶- میانگین راندمان کمپرسور

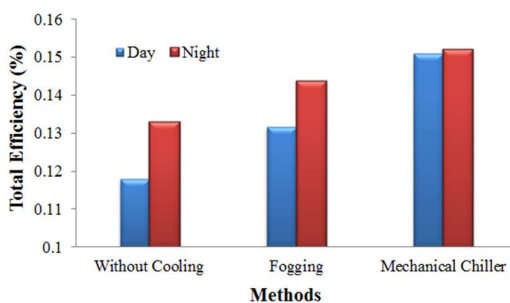
ارزش فعلی خالص که دیدگاهی از هزینه‌های اولیه و نرخ جریان نقدی و سود دهی را بیان می‌کند در شکل ۱۰ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از سیستم با سرمایه‌ش سه پاش و چیلر مکانیکی به ترتیب پس از ۴ و ۵ سال به سود دهی می‌رسند. شکل ۱۱ مقدار کاهش کربن دی اکسید را به ازای استفاده از سیستم‌های مختلف خنک کاری نسبت به چرخه‌ی بدون خنک کاری نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد در روش خنک کاری با بهره‌گیری از چیلر مکانیکی نسبت به روش استفاده از سه پاش ورودی کاهش بیشتری در تولید کربن دی اکسید حاصل شده است. شکل ۱۱ مقدار کاهش هزینه به ازای کاهش مقدار تولید کربن دی اکسید را نشان می‌دهد. که روش خنک کاری با چیلر مکانیکی کاهش بیشتری در هزینه‌ی مربوط به تولید آلاینده کربن دی اکسید دارد.



شکل ۹- هزینه سرمایه گذاری و دوره‌ی بازگشت سرمایه برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی

شکل ۸ قسمت (a) و (b) میانگین ماهیانه‌ی راندمان چرخه توربین گاز را به ترتیب در بازه‌ی زمانی ۱۲ ساعت روز و شب برای سه روش مختلف خنک کاری نشان می‌دهد. در ماه تابستان که دما بیشینه مقدار خود را دارد بازده دارای مقداری کمینه است. با استفاده از سیستم سه پاش هوای ورودی می‌توان راندمان چرخه را تا ۲٪ افزایش داد. این در حالیست که استفاده از چیلر مکانیکی سبب افزایش ۵٪ راندمان می‌شود. شکل ۹ مقدار هزینه‌های مصرفی استفاده از روش‌های مختلف را نشان می‌دهد. همان طور که انتظار می‌رود چیلر مکانیکی به علت تجهیزات گران‌تر و مصرف برق بالا هزینه سرمایه‌گذاری بیشتری نسبت به سیستم سه پاش دارد.

شکل ۹ دوره‌ی بازگشت سرمایه اولیه را برای دو روش خنک کاری مورد بررسی نشان می‌دهد. بر اساس نتایج حاصله دوره بازگشت بکارگیری چیلر مکانیکی ۲٫۶۳ سال و سیستم سه پاشی ۲٫۴۶۵ سال می‌باشد.



شکل ۷- میانگین راندمان کل برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی

turbine inlet air cooling techniques at two different locations in Oman, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 11, pp. 1579-1598, 2005.

[2] White A. J., and Meacock A. J., An evaluation of the effects of water injection on compressor performance, *Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 128, No. GT2003-38237, pp. 181-189, 2006.

[3] Chaker M., Meher-Homji C. B., and Mee III T., Inlet fogging of gas turbine engines – part A: fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations, Vol. 4, No. GT2002-30562, pp. 413-428, 2002.

[4] Boonnasa S., Namprakai P., and Muangnapoh T., Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller, *Energy*, Vol. 31, No. 12, pp. 2036-2046, 2006.

[5] Farzaneh-Gord M., and Deymi-Dashtebayaz M., A new approach for enhancing performance of a gas turbine (case study: Khangiran refinery), *Applied Energy*, Vol. 86, No. 12, pp. 2750-2759, 2009.

[6] Ameri M., and Hejazi SH., The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 1, pp. 59-68, 2004.

[7] Mohapatra A. K., Sanjay., and Prasad L., Parametric Analysis of Cooled Gas Turbine Cycle with Evaporative Inlet Air Cooling, *Scientific & Engineering Research*, Vol. 3, No. 3, 2012.

[8] Hosseini R., Beshkani A., and Soltani M., "Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 4, pp. 1055-1064, 2007.

[9] Athari H., Soltani S., Rosen M. A., Seyed Mahmoudi S. M., and Morosuk T., Thermodynamic Analysis of a power plant integrated with fogging inlet cooling and a biomass gasification, the 4th world sustainability forum, 2014.

[۱۰] کاظمی کلیشمی مجتبی، لکزبان اسماعیل، بررسی سه بعدی روش‌های خنک کاری پره‌های توربین گاز روی صفحه‌ی تخت و ارایی روشی با بالاترین راندمان خنک کاری، *مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۶، شماره ۴، صفحه ۷۷، تابستان ۱۳۹۵.

[۱۱] علیگودرز محمد رضا، احسان‌ی درخشان فائزه، کرابی هادی، تحلیل عددی تاثیر زبری سطح پره بر کارایی و میدان جریان توربین گاز، *مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۳، شماره ۱۳، صفحه ۱۱۲، زمستان ۱۳۹۲.

[۱۲] شوکتی ناصر، رنجبر سید فرامرز، محمد خانی فرزاد، مطالعه پارامتری سیکل‌های ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای با توربین گازی، *مجله مهندسی مکانیک تبریز*، جلد ۴۵، شماره ۳، صفحه ۶۹ پاییز ۱۳۹۴.

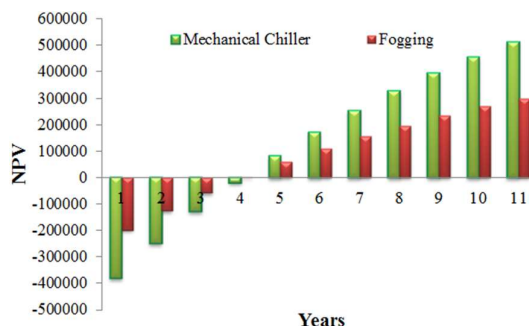
[13] Sanaye S., and Katebi A., 4E analysis and multi objective optimization of a micro gas turbine and solid oxide fuel cell hybrid combined heat and power system" *J. of Power Sources*, Vol. 247, pp. 294-306, 2014.

[14] Haghihat-Mamaghani A., Najafi B., Shirazi A., and Rinaldi F., 4E analysis and multi-objective optimization of an integrated MCFC (molten carbonate fuel cell) and ORC (organic Rankine cycle) system, *Energy*, Vol.82, pp. 650-663, 2015.

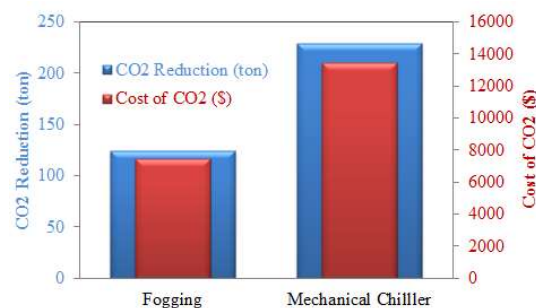
[15] Ehyaci MA., Mozafari A., and Alibiglou MH., Exergy, economic and environmental (3E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6851-6861, 2011.

[16] Huseyin-Erdem H., Thermodynamic and economic assessments of gas turbine inlet air cooling by evaporative technique, *Int. J. Exergy*, Vol. 6, No. 5, pp. 605-619, 2009.

[17] zadpoor A. A., and Hamedani-Golshan A., Performance improvement of a gas turbine cycle by using a



شکل ۱۰- آنالیز ارزش حاضر خالص برای روش‌های خنک کاری مورد بررسی



شکل ۱۱- میانگین کاهش سالیانه‌ی کربن دی اکسید (تن) و هزینه سالیانه‌ی مربوط به کاهش تولید کربن دی اکسید

## ۷- نتیجه گیری

بهینه سازی و کاهش مصرف انرژی در جهان معاصر بسیار مهم است. توربین‌های گاز از جمله ماشین آلات تولید برق هستند که با وجود کارایی بالا بازده نسبتاً کمی دارند به همین علت افزایش بازده توربین گاز حائز اهمیت است. در مطالعه حاضر، تاثیر سرمایه‌ی ورودی کمپرسور بر مصرف انرژی، بهبود بازده توربین گاز و کاهش تولید آلاینده کربن دی اکسید با استفاده از آنالیز 4E مورد بررسی قرار گرفته شده است. روش‌های خنک کاری هوای ورودی شامل: مه پاشی هوای ورودی و خنک کاری بوسیله‌ی چیلر مکانیکی است. نتایج حاصله به شرح زیر است:

- سیستم سرمایه‌ی چیلر مکانیکی دمای هوا و راندمان چرخه را به ترتیب تا  $28^{\circ}\text{C}$  کاهش و ۵٪ افزایش می‌دهد. این در حالی است که سیستم مه پاش سبب کاهش  $18^{\circ}\text{C}$  دمای هوای ورودی و ۲٪ افزایش بازده می‌شود.
- استفاده از سیستم سرمایه‌ی چیلر مکانیکی انرژی تخریبی کمپرسور را ۷۵٪ کاهش می‌دهد.
- دوره بازگشت سرمایه برای خنک کاری با چیلر مکانیکی ۶۵٪ طولانی تر از دوره بازگشت سرمایه با سیستم مه پاش است.
- سیستم خنک کاری با چیلر مکانیکی به علت خنک کردن بیشتر هوای ورودی و افزایش در قدرت خالص خروجی سبب کاهش بیشتر مقدار  $\text{CO}_2$  تولیدی می‌شود.

## ۸- مراجع

[1] Dawoud B., Zurigat Y. H., and Bortmany J., Thermodynamic assessment of power requirements and impact of different gas-

- desiccant-based evaporative cooling system, Energy, Vol. 31, No. 14, pp. 2652-2664, 2006.
- [18] Al-Doori W.H.A.R., Exergy analysis of a gas turbine performance with effect cycle temperatures, Int. J. Research and Reviews in Applied Sciences, Vol. 13, pp. 549-556, 2012.
- [19] Ebadi M. J., and Gorji-Bondpy M., Exergetic analysis of gas turbine plants, Int. J. Exergy, Vol. 2, No. 1, pp. 31-39, 2005.
- [20] Ahmadi P., Dincer I., and Rosen M. A., Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi objective optimization of combined cycle power plants, Energy, Vol. 36, No. 10, pp. 5886-5898, 2011.
- [21] مهدی زاده رخی مسعود، دیمی دشت بیاض مهدی، فرزانه گرد محمود، عباسی محمد، بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر فرایند پر شدن مخزن خودرو CNG به منظور تعیین شرایط بهینه ایستگاه سوخت رسانی، مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۳، شماره ۹، صفحه ۱۰۳، پاییز ۱۳۹۲.