

# شبیه‌سازی پارامتری و مطالعه عملکرد یک نیروگاه توربین‌گاز خورشیدی از دیدگاه ترمودینامیکی و انرژی

جاماسب پیرکندی\*

مهدی جهرمی

شهرام خداپرست

دانشیار، مهندسی مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، تهران، ایران

استادیار، مهندسی مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، تهران، ایران

کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، تهران، ایران

## چکیده

هدف از ارائه این مقاله تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه توربین‌گاز خورشیدی در سه شرایط مختلف آب و هوایی می‌باشد. پارامترهای طراحی و متغیرهای تصمیم‌گیری در این سیستم نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و شدت تابش خورشید انتخاب شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید، راندمان الکتریکی سیستم افزایش پیدا کرده و حداکثر راندمان الکتریکی در نسبت فشارهای کمتر رخ می‌دهد. از سوی دیگر بررسی‌ها نشان می‌دهد که افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین علی‌رغم افزایش راندمان و توان خالص تولیدی در سیستم، همواره سبب بالا رفتن آهنگ انرژی تلف شده و تخریب شده و در نتیجه آهنگ بازگشت ناپذیری در آن خواهد شد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که از دیدگاه ترمودینامیکی سیستم باید تا حد ممکن در فشار کاری کمتر کار کند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که بیشترین نرخ تخریب انرژی در محفظه احتراق و کمترین آن در دریافت کننده خورشیدی اتفاق افتاده است. از دیدگاه آلاینده‌گی نیز مشخص گردید که با افزایش شدت تابش خورشید، میزان تولید دی-اکسیدکربن در محصولات احتراق کاهش می‌یابد.

**واژه‌های کلیدی:** توربین‌گاز، انرژی خورشیدی، راندمان، بازگشت ناپذیری.

## Parametric Modeling and Performance Study of a Gas Turbine Power Station in Thermodynamic Viewpoint

J. Pirkandi

M. Jahromi

Sh. Khodaparast

Department of Aerospace Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

Department of Aerospace Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

Department of Aerospace Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

## Abstract

The purpose of this paper is the thermodynamic performance analysis of a solar turbine cycle in three different weather conditions. The design parameters and decision variables in this system are compressor pressure ratio, temperature inlet turbine and the intensity of the sun's radiation. The results show that by increasing the intensity of the solar radiation, the electrical efficiency of the system increases and the maximum electrical efficiency occurs at a lower pressure ratio. Investigations show that by increasing the working pressure and the temperature inlet turbine, in spite of increasing the efficiency and net power of production, it will increase the lost exergy and destroyed which increases the rate of irreversibility. Therefore, from the thermodynamic point of view, the system should work as little as possible at lower working pressures. The results show that the highest rate of exergy destruction in the combustion chamber and the lowest in the solar receiver has occurred. It was found that by increasing the intensity of the sun's radiation, the amount of carbon dioxide production in combustion products decreases.

**Keywords:** Gas turbine, Solar energy, Efficiency, Irreversibility.

## ۱- مقدمه

را بچرخاند (توربوژنراتور)، به هوا سرعت دهد (توربوپمپ و توربوپمپ) و یا مستقیماً (یا بعد از تغییر سرعت چرخش توسط جعبه دنده) به همان صورت مصرف شود (توربوشفت، توربوپمپ و توربوپمپ) [۱]. با توجه به رشد روز افزون مصرف انرژی در دنیا، محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش آلاینده‌گی‌های زیست محیطی، نیاز به جایگزینی روش‌های نو در تولید انرژی از منابع موجود امری ضروری و حیاتی به نظر می‌رسد. استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر از جمله انرژی خورشیدی، انرژی باد، انرژی زمین گرمایی و انرژی جزر و مد در تولید انرژی الکتریکی از جمله ایده‌هایی است که در سال‌های اخیر توسط محققان مورد مطالعه قرار گرفته است. در سال‌های اخیر استفاده از توربین‌گاز به جای توربین بخار در نیروگاه خورشیدی به

توربین‌گاز یکی از منابع تامین توان الکتریکی در بخش‌های مختلف صنعت هوافضا، واحدهای تولید توان کمکی در هواپیماها، پروژه‌های صنعتی، صنعت حمل و نقل، سیستم‌های تولید همزمان و ... می‌باشد. این دستگاه یک ماشین دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. هر توربین‌گاز شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن هوا، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و محترق کردن آن و یک توربین برای تبدیل کردن انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی می‌باشد. بخشی از انرژی مکانیکی تولید شده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربرد توربین‌گاز، ممکن است ژنراتور برق

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: j\_pirkandi@dena.kntu.ac.ir

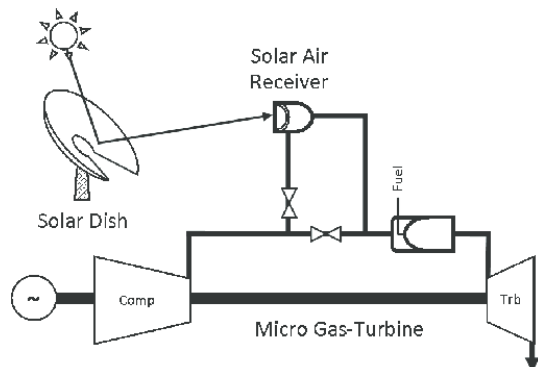
تاریخ دریافت: ۹۴/۰۳/۰۷

تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۹/۱۱

شدت مورد توجه پژوهشگران کشورهای مختلف قرار گرفته و این مساله به نوبه خود سبب افزایش بازده چرخه و کاهش آب مصرفی در آن می‌گردد.

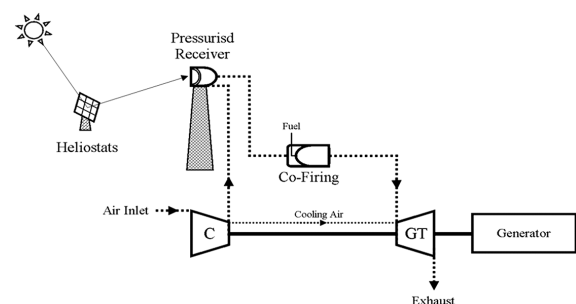
استفاده از انرژی تابشی خورشید در چرخه توربین‌گاز از روش‌های نوین در افزایش راندمان این چرخه می‌باشد. استفاده از منعکس‌کننده‌های خورشیدی هلیوستات و جانمایی یک دریافت‌کننده خورشیدی قبل از محفظه احتراق می‌تواند سبب بالارفتن دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و کاهش مصرف سوخت گردد (شکل ۱). کاهش تزریق سوخت به محفظه احتراق به نوبه خود سبب افزایش راندمان، کاهش آلاینده‌گی و کاهش نرخ بازگشت‌ناپذیری در چرخه خواهد شد. در این سیستم جمع‌کننده خورشیدی در بالای یک برج نصب شده و انرژی صادره از صفحات خورشیدی نصب شده در روی سطح زمین را جذب می‌کند. هوای فشرده شده از طریق لوله‌هایی به بالای برج ارسال شده و پس از گرم شدن در این جمع‌کننده‌ها به سمت محفظه احتراق ارسال می‌گردد. در مسیر بین کمپرسور و جمع‌کننده خورشیدی دمای هوا افزایش و فشار آن کاهش می‌یابد. در مسیر خروجی جمع‌کننده‌ها تا محفظه احتراق دما و فشار کاهش ناچیزی دارد که این مساله تاثیر زیادی در عملکرد سیستم ندارد. عایق کاری لوله‌های هوای برگشت برج می‌تواند تا حد امکان این کاهش دما را جبران کند.

تابش در برخی از ساعات شبانه‌روز می‌تواند عملکرد این سیستم‌ها را مختل کند و کارایی آنها را پایین آورد. در این حالت می‌توان از دو مسیر متفاوت برای گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور استفاده کرد: در ساعات پرتابش، بدون نیاز به محفظه احتراق هوا را گرم کرد و در ساعات با شدت تابش کم از مسیر شامل محفظه احتراق بهره برد.



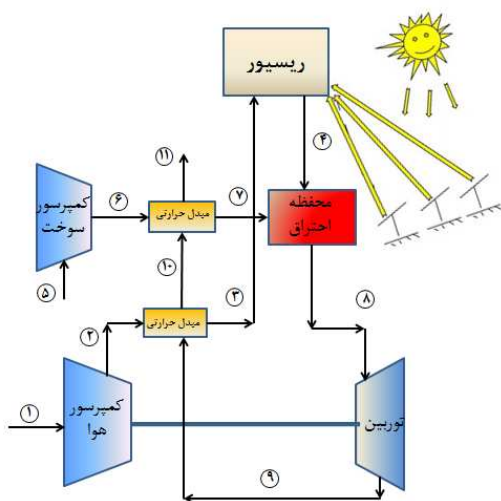
شکل ۲- طرحواره چرخه یک توربین گاز خورشیدی بدون محفظه احتراق [۴]

در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی در زمینه این نوع سیستم‌های هیبریدی انجام شده است که در ادامه به برخی از آنها اشاره خواهد شد. استافس و همکاران در سال ۲۰۰۲ به بررسی و طبقه‌بندی استفاده از انرژی خورشیدی در موتورهای مختلف از جمله موتورهای توربین‌گاز، دورانی و رفت و برگشتی پرداختند. آنها همچنین توانستند از گرمای دریافت شده در دریافت‌کننده گرمای لازم برای کارکرد موتور اریکسون را نیز فراهم کنند [۵]. میلز و همکاران در سال ۲۰۰۴ به بررسی و تاثیر گردآورنده خورشیدی در جذب انرژی خورشیدی و افزایش توان تولیدی توربین‌گاز پرداختند. آنها با انجام سه مرحله آزمایش میزان انرژی دریافتی و توان تولیدی توربین را مورد مقایسه قرار دادند. در این تحقیق آنها برای سه نرخ شدت تمرکز ضعیف، متوسط و قوی که در آنها دمای خروجی کلکتور به ترتیب کمتر از ۱۰۰ درجه سلسیوس، بین ۱۰۰ تا ۴۵۰ درجه سلسیوس و بیشتر از ۴۵۰ درجه سلسیوس می‌باشد، شدت تابش خورشید و گرمای دریافتی توسط رسیپور را مورد مطالعه قرار دادند [۶]. بونت و همکاران در سال ۲۰۰۶ به تحلیل ترمودینامیکی تبدیل انرژی خورشیدی و بهینه‌سازی میزان بازتابش از دریافت‌کننده پرداختند. آنها همچنین توانستند با بهینه‌سازی میزان بازتابش، نرخ شدت تابش خورشیدی را افزایش داده و میزان گرمای دریافتی را از دریافت‌کننده بالا ببرند. در ادامه با انتقال این گرما به موتور استرلینگ در حدود ۲۵۰ کیلووات توان الکتریکی تولید کردند. بازده الکتریکی موتور پیشنهادی آنها در حدود ۳۰ تا ۴۲ درصد بوده و با گاز هیدروژن کار می‌کرد [۷]. فریر و همکاران در سال ۲۰۰۵ به طراحی و نصب یک سیستم هیبریدی توربین‌گاز خورشیدی با سوخت فسیلی، در یکی از مناطق گرمسیر فرانسه پرداختند آنها همچنین با استفاده از یک بازیاب گرمایی و میزان گرمای خروجی از توربین هوای ورودی به محفظه احتراق را گرم می‌کردند. در این تحقیق آنها برای سه شدت تابش خورشید تحلیل ترمودینامیکی انجام داده و نشان دادند که بازده الکتریکی



شکل ۱- طرحواره طرح یک توربین گاز خورشیدی [۲]

در صورت وجود شدت تابش بالا می‌توان محفظه احتراق را به طور کلی حذف نموده و یک دریافت‌کننده خورشیدی را جایگزین آن نمود (شکل ۲). در این حالت راندمان سیستم به طرز چشمگیری بالا رفته و نرخ بازگشت‌ناپذیری در آن به حداقل مقدار ممکن خواهد رسید. ترکیب این نوع دریافت‌کننده‌های خورشیدی و چرخه توربین‌گاز اصطلاحاً توربین‌گاز خورشیدی نامیده می‌شود [۳]. این سیستم در مناطق با شدت تابش بالا بسیار کارآمد است و میزان مصرف سوخت آن بسیار پایین می‌باشد. نکته مهم دیگر کاهش هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگهداری آن است. مشکل عمده حذف محفظه احتراق در این چرخه‌ها عدم کنترل مناسب دمای گازهای ورودی به توربین است. با توجه به اینکه پره‌های توربین تا حد مشخصی از دما را تحمل می‌کنند، افزایش شدت تابش خورشیدی سبب بالارفتن بیش از حد دما در خروجی متمرکزکننده شده و سبب آسیب دیدن پره‌های توربین می‌شود. در صورت استفاده از این روش لازم است یک سیستم کنترل مناسب روی چرخه نصب شود. از سوی دیگر، کاهش شدت



شکل ۳- طرحواره سیستم هیبریدی پیشنهادی

هوای به کار رفته در سیستم پیشنهادی ابتدا به وسیله کامبرسور هوا متراکم گردیده و سپس در ادامه مسیر با عبور از بازیاب هوا و دریافت کننده خورشیدی گرم شده و وارد محفظه احتراق می‌شود. از سوی دیگر گاز طبیعی نیز بعد از متراکم شدن در کامبرسور و عبور از بازیاب سوخت وارد محفظه احتراق می‌شود. پس از انجام واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق، محصولات خروجی از آن در ادامه وارد توربین شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید می‌کنند. گازهای داغ پس از خروج از توربین و در ادامه مسیر خود وارد دو بازیاب معرفی شده می‌شوند. همانطور که در بالا به آن اشاره شد، بازیاب اول جهت پیش‌گرم کردن هوا و بازیاب دوم نیز جهت پیش‌گرم کردن سوخت ورودی به محفظه احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرند.

### ۳- فرضیات

- در مدل‌سازی و تحلیل سیستم پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:
- کلیه اجزا چرخه پیشنهادی آدیباتیک فرض شده‌اند.
  - از نشتی گاز داخل سیستم به بیرون صرف‌نظر شده است.
  - از تغییرات انرژی‌های پتانسیل و جنبشی و انرژی‌های مربوط به آنها در چرخه صرف‌نظر شده است.
  - جریان سیال در کلیه اجزاء چرخه پایدار در نظر گرفته شده است.
  - شرایط محیطی (دما و فشار) با شرایط ورود به کامبرسور یکسان فرض شده است.
  - رفتار تمامی گازهای موجود در چرخه به صورت گاز ایده‌آل فرض شده است.
  - واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق کامل فرض شده است.
  - از افت فشار تجهیزات در قسمت‌های مختلف سیکل صرف‌نظر شده است.
  - در این پژوهش هوا و سوخت در شرایط استاندارد و با دما و فشار ورودی یکسان (دمای ۲۵ درجه سلسیوس و فشار ۱ بار) وارد سیستم می‌شوند.

سیستم ۳۵/۲ درصد بوده و انرژی خورشیدی سالانه ۱۶/۳ کل انرژی الکتریکی این منطقه را تامین خواهد کرد [۸]. گرینچ و همکاران در سال ۲۰۱۳ یک سیستم هیبریدی توربین‌گاز خورشیدی با منبع ذخیره را شبیه‌سازی نموده و مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. آنها همچنین توانستند با استفاده از این روش میزان توان تولیدی نیروگاه را افزایش دهند. هدف آنها از اضافه کردن انبار ذخیره تثبیت دمای هوا در ورودی محفظه احتراق و همچنین حفظ شرایط طراحی آن بود [۹]. مریچ و همکاران در سال ۲۰۱۴ به طراحی و ارزیابی عملکرد یک نیروگاه توربین‌گاز خورشیدی در جنوب غربی الجزایر پرداختند. آنها به معرفی و تحلیل پارامترهای مختلف سیستم از جمله نسبت فشار کامبرسور، نرخ جریان هوا، نسبت هوا به سوخت و نرخ شدت تمرکز خورشید پرداختند. هدف آنها محاسبه بازده الکتریکی و توان خالص خروجی از سیستم برای دو نمونه پیکربندی مختلف از این نوع سیستم‌های هیبریدی بود. نتایج آنها نشان داد که در صورت استفاده از بازیاب بازده سیستم و توان تولیدی آن افزایش می‌یابد [۳]. فریمارک و همکاران در سال ۲۰۱۵ به بررسی و مطالعه رفتار دینامیکی یک سیستم هیبریدی توربین‌گاز خورشیدی پرداختند آنها در این مطالعه ترکیب محفظه احتراق و دریافت کننده خورشیدی را به دو صورت موازی و سری مورد بررسی قرار دادند و در ادامه از دو توربین فشار بالا و فشار پایین در تحلیل سیستم استفاده کردند نتایج آنها نشان داد که در صورتی که محفظه احتراق و دریافت کننده خورشیدی به طور موازی با هم ترکیب شوند سیستم هیبریدی بیشترین بازده را خواهد داشت [۱۰].

هدف از ارائه این مقاله معرفی و شبیه‌سازی یک چرخه توربین‌گاز خورشیدی جهت تولید توان الکتریکی با راندمان بالا می‌باشد. در سیستم پیشنهادی ابتدا یک توربین‌گاز همراه با تجهیزات جانبی آن در نظر گرفته شده و سپس یک دریافت کننده خورشیدی در بالادست آن اضافه می‌گردد. در ادامه برای تمام اجزای مورد نظر سیکل یک تحلیل ترمودینامیکی و انرژی‌های کامل انجام می‌شود. با مطالعه پارامتری سیستم هیبریدی معرفی شده، تاثیر نسبت فشار کامبرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و شدت تابش خورشیدی بر روی عملکرد آن بررسی می‌شود.

### ۲- پیکربندی سیستم هیبریدی

طرحواره سیستم هیبریدی که در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفته در شکل ۳ نشان داده شده است. سیستم پیشنهادی شامل دو بازیاب، کامبرسور هوا، کامبرسور سوخت، محفظه احتراق، دریافت کننده خورشیدی و توربین می‌باشد. سوخت به کار رفته در این سیستم گاز طبیعی با ترکیب ۹۷ درصد متان، ۱/۵ درصد دی‌اکسیدکربن و ۱/۵ درصد نیتروژن بوده و ترکیب هوای به کار رفته نیز شامل ۲۱ درصد اکسیژن و ۷۹ درصد نیتروژن می‌باشد.

#### ۴- روابط حاکم بر مدل سازی

در این بخش ابتدا با استفاده از روابط موجود عملکرد تمامی اجزاء به کار رفته در چرخه معرفی شده و سپس سیستم پیشنهادی به صورت مجزا و تحت شرایط پایدار مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. جهت این کار یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده و عملکرد ترمودینامیکی سیستم با تغییر چند پارامتر موثر مانند نسبت فشار کاری کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و شدت تابش خورشیدی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است.

#### ۴-۱- کمپرسور

همانطور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود هوای محیط در یک فشار و دمای معین وارد کمپرسور شده و پس از تراکم در فشار و دمای بالاتری آن را ترک می‌کند. با فرض آدیاباتیکی بودن فرایند تراکم و با مشخص بودن نسبت فشار و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور، نسبت گرمای ویژه هوا و دبی هوای عبوری از کمپرسور می‌توان دمای گازهای خروجی از کمپرسور و کار واقعی مورد نیاز آن را طبق روابط (۱) تا (۳) به دست آورد [۱۱]:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} \quad (1)$$

$$\eta_{is,c} = \frac{w_{c,s}}{w_{c,a}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

$$\dot{W}_C = \dot{n}_a \cdot w_{c,a} \quad (3)$$

با توجه به وابسته بودن راندمان ایزنتروپیک کمپرسور به نسبت فشار و ثابت نماندن آن با تغییرات فشار، در حالتی که در تحلیل سیستم تغییرات نسبت فشار مد نظر باشد، به جای راندمان ایزنتروپیک از راندمان پلی‌تروپیک استفاده شده است (روابط (۴) و (۵)).

$$\eta_{is,ca} = \frac{\left( r_{p,a} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1}{\left( r_{p,a} \right)^{k_a \cdot \eta_{p,ca}} - 1} \quad (4)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( r_{p,a} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a \cdot \eta_{p,ca}}} \quad (5)$$

نرخ آنتروپی تولید شده و آگزژی تخریب شده در کمپرسور و همچنین راندمان آگزژی آن طی فرایند تراکم نیز طبق روابط (۶) تا (۸) محاسبه شده است [۱۲]:

$$\dot{S}_{gen,ca} = \dot{n}_a \cdot (\bar{s}_2 - \bar{s}_1) \quad (6)$$

$$\dot{E}_{D,ca} = \dot{W}_{ca} - \dot{n}_a \cdot (e_2 - e_1) \quad (7)$$

$$\eta_{ex,comp} = \frac{\dot{n}_a \cdot (e_2 - e_1)}{\dot{W}_{ca}} \quad (8)$$

محاسبات مربوط به کمپرسور سوخت نیز مشابه محاسبات کمپرسور هوا می‌باشد.

#### ۴-۲- دریافت کننده خورشیدی

دریافت کننده با دریافت گرما از منعکس کننده‌های خورشیدی هیلوستات باعث افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق می‌گردد. شدت تابش خورشید پارامتر مهمی است که تاثیر چشمگیری بر روی عملکرد دریافت کننده خورشیدی دارد. در این تحقیق شدت تابش خورشید برای سه منطقه مختلف آب و هوایی محاسبه شده و بر اساس روابط موجود انرژی ورودی به دریافت کننده طبق رابطه (۹) محاسبه می‌گردد [۳].

$$Q_{solar,in} = \dot{n}_3 C_p (T_4 - T_3) = Q_r \quad (9)$$

مقدار گرمای دریافتی توسط دریافت کننده به پارامترهایی از جمله بازتاب‌پذیری آئینه  $\rho_{Mirr}$ ، اثر کسینوسی  $\eta_{cos}$ ، اثر سایه بان‌ها  $\eta_{Block,shad}$ ، اثر اتمسفری  $\eta_{Atmos}$  و اثر منقطع تابیدن خورشید  $\eta_{Int}$  بستگی دارد. که هر یک از پارامترها بوسیله روابط (۱۰) تا (۱۴) بدست می‌آیند [۳].

$$\eta_{field} = \rho_{Mirr} \times \eta_{cos} \times \eta_{Block,shad} \times \eta_{Atmos} \times \eta_{Int} \quad (10)$$

$$\eta_{cos} = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[ \frac{\sin(\alpha) \cos(\lambda) - \cos(\theta_H - A) \cos(\alpha) \cos(\lambda) + 1}{2} \right]^{0.5} \quad (11)$$

$$\eta_{Atmos} = \begin{cases} 0.99321 - 0.000176S_0 & ; S_0 \leq 1000m \\ +1.97 \times 10^{-8} S_0^2 & ; S_0 > 1000m \\ \exp(-0.0001106S_0) & ; S_0 > 1000m \end{cases} \quad (12)$$

$$\eta_{intercept} = \frac{1}{2\pi\sigma_{tot}^2} \int (x) \int (y) \exp\left(-\frac{x^2+y^2}{2\sigma_{tot}^2}\right) dx dy \quad (13)$$

$$\sigma_{tot} = (\sigma_{solaire}^2 + \sigma_{miroir}^2 + (2\sigma_{track})^2)^{0.5} \quad (14)$$

با استفاده از پارامترهای تعریف شده مقدار گرمای جذب شده توسط گردآورنده‌های خورشیدی با استفاده از رابطه (۱۵) بدست می‌آید [۳].

$$\dot{Q}_c = \eta_{field} \times SR \times S_c \quad (15)$$

در رابطه (۱۵) آن  $S_c$  مساحت سطح گردآورنده ( $m^2$ ) و  $SR$  شدت تابش نور خورشید ( $W/m^2$ ) می‌باشد. مقداری از این انرژی تابشی در اثر انعکاس از گردآورنده و مقداری دیگر نیز در تجهیزات خود گردآورنده تلف می‌شود از این‌رو مقدار خالص انرژی دریافتی توسط دریافت کننده با استفاده از معادله انتقال گرما به روش جابجایی طبیعی و تابشی محاسبه می‌شود. بنابراین می‌توان طبق رابطه زیر حرارت دریافتی توسط دریافت کننده را محاسبه کرد.

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_c - h_{cv} A_r (T_r - T_0) - \sigma \varepsilon A_r (T_r^4 - T_0^4) \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)  $h_{cv}$  ضریب انتقال گرمای جابجایی،  $\sigma$  ثابت بولتزمن و  $\varepsilon$  ضریب جذب می‌باشد.

نرخ آگزژی تخریب شده و بازده آگزژی دریافت کننده خورشیدی با استفاده از روابط (۱۷) و (۱۸) محاسبه می‌شوند.

$$\dot{E}_{D,rec} = \dot{E}_{rec,abs} + \dot{E}_{rec,lous} + IR_{rec} \quad (17)$$

$$\eta_{ex,rec} = \frac{\dot{E}_{rec,abs}}{\dot{E}_{D,rec}} \quad (18)$$

$$\left(\frac{P_8}{P_9}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} = \left(\frac{T_8}{T_{9s}}\right) \quad (25)$$

$$\eta_{gt} = \frac{W_{gt,a}}{W_{gt,s}} = \frac{\bar{h}_8 - \bar{h}_9}{\bar{h}_8 - \bar{h}_{9s}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_{9s}} \quad (26)$$

$$\dot{W}_{gt} = \dot{n}_8(\bar{h}_8 - \bar{h}_9) \quad (27)$$

چنان که پیش‌تر اشاره شد، با توجه به وابسته بودن راندمان آیزونروپیک به نسبت فشار و در حالتی که در تحلیل سیستم تغییرات نسبت فشار مد نظر باشد، به‌جای راندمان آیزونروپیک از راندمان پلی‌تروپیک استفاده شده است. در این حالت راندمان پلی‌تروپیک توربین طبق روابط (۲۸) و (۲۹) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{is,gt} = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}}}{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \quad (28)$$

$$\frac{T_8}{T_9} = r_{p,gt} \frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g} \quad (29)$$

نرخ تولید آنتروپی و اگزرژی تخریب شده در توربین و همچنین راندمان اگزرژی آن طبق روابط (۳۰) تا (۳۲) حاصل می‌شود [۱۲].

$$\dot{S}_{gen,gt} = \dot{n}_8(\bar{s}_9 - \bar{s}_8) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{D,gt} = \dot{n}_8(e_8 - e_9) - \dot{W}_{gt} \quad (31)$$

$$\eta_{ex,tur} = \frac{\dot{W}_{gt}}{\dot{n}_8(e_8 - e_9)} \quad (32)$$

#### ۴-۵- بازباب

پیش‌تر اشاره شد که در چرخه پیشنهادی از انرژی گرمایی موجود در گازهای خروجی توربین برای گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌شود. دمای گازهای خروجی از بازباب‌ها براساس راندمان یا ضریب کارایی ( $\epsilon_{reg}$ ) آنها طبق روابط (۳۳) و (۳۴) محاسبه می‌شود [۱۳].

$$\epsilon_{reg,a} = \frac{T_3 - T_2}{T_9 - T_2} \quad (33)$$

$$\epsilon_{reg,f} = \frac{T_7 - T_6}{T_{10} - T_6} \quad (34)$$

با به‌کار بردن معادله بقای انرژی (روابط (۳۵) و (۳۶)) می‌توان دمای گازهای خروجی از بازباب‌های گرمایی را به دست آورد.

$$\dot{n}_2(h_3 - h_2) = \dot{n}_9(h_9 - h_{10}) \quad (35)$$

$$\dot{n}_5(h_7 - h_6) = \dot{n}_{10}(h_{10} - h_{11}) \quad (36)$$

نرخ آنتروپی تولید شده و اگزرژی تخریب شده و بازده اگزرژی در بازباب اول مطابق روابط (۳۷) تا (۳۹) به دست می‌آید [۱۲].

$$\dot{S}_{gen,reg,a} = \dot{n}_2(\bar{s}_3 - \bar{s}_2) - \dot{n}_9(\bar{s}_9 - \bar{s}_{10}) \quad (37)$$

$$\dot{E}_{D,reg,a} = \dot{n}_9(e_9 - e_{10}) - \dot{n}_2(e_3 - e_2) \quad (38)$$

در روابط فوق  $\dot{E}_{rec,abs}$  اگزرژی جذب شده،  $\dot{E}_{rec,lous}$  اگزرژی تخریب شده و  $IR_{rec}$  مقدار بازگشت‌ناپذیری در دریافت کننده خورشیدی می‌باشند.

#### ۴-۳- محفظه احتراق

همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، هوای خروجی از کمپرسور ابتدا از طریق یک بازباب گرمایی و سپس در ادامه مسیر از طریق دریافت کننده خورشیدی گرم شده و سپس وارد محفظه احتراق می‌شود. در این محفظه هوا به همراه سوخت ورودی که آن نیز از طریق یک مبادله کن دیگر گرم شده، با یکدیگر واکنش می‌دهند. در این محدوده دمایی و فشاری بدون آنکه خطائی جدی در محاسبات وارد شود، هوا و محصولات احتراق به عنوان گاز کامل در نظر گرفته می‌شوند. در ادامه با فرض اینکه جریان‌های ورودی به محفظه احتراق کاملاً با هم مخلوط می‌شوند، تمام سوخت ورودی به دی‌اکسید کربن و بخار آب تبدیل می‌شود. مجموع واکنش‌های فوق گرماده بوده و دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق را بالا می‌برند. با نوشتن معادله بقای انرژی و با در نظر گرفتن راندمان محفظه، می‌توان طبق رابطه (۱۹) دمای گازهای خروجی را محاسبه کرد.

$$\dot{n}_7\bar{h}_7 + \dot{n}_4\bar{h}_4 - \dot{n}_8\bar{h}_8 - \dot{Q}_{Loss,cc} = 0 \quad (19)$$

در رابطه فوق  $\dot{Q}_{Loss,cc}$  تلفات گرمایی محفظه احتراق بوده و مقدار آن به راندمان محفظه ( $\eta_{cc}$ ) و ارزش حرارتی سوخت ( $LHV$ ) بستگی دارد [۱۲]. مقدار تلفات گرمایی در محفظه احتراق با استفاده از رابطه (۲۰) بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{Loss,cc} = \dot{n}_f \times (1 - \eta_{ab}) \times LHV \quad (20)$$

نرخ آنتروپی تولیدی و اگزرژی تخریب شده در این محفظه و راندمان اگزرژی آن براساس روابط (۲۱) تا (۲۳) به دست می‌آید [۱۲].

$$\dot{S}_{gen,cc} = \dot{n}_8\bar{s}_8 - \dot{n}_4\bar{s}_4 - \dot{n}_7\bar{s}_7 + \frac{\dot{Q}_{Loss}}{T_{surr}} \quad (21)$$

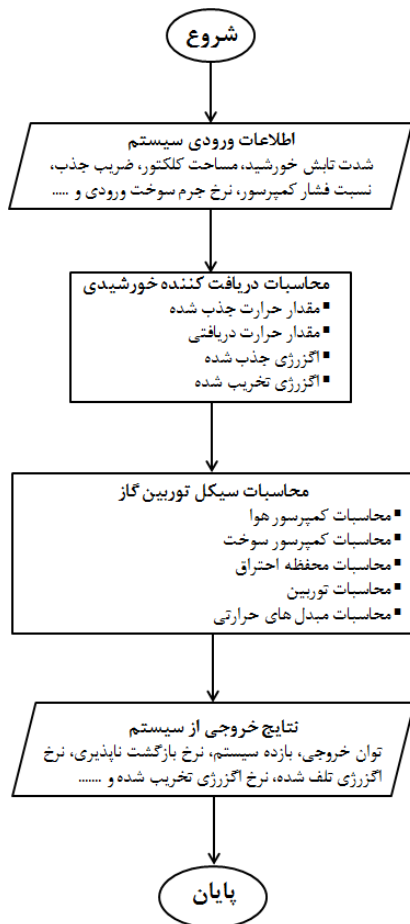
$$\dot{E}_{D,cc} = \dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{Q}_{cc} \quad (22)$$

$$\eta_{ex,cc} = \frac{\dot{n}_8 e_8}{\dot{n}_1 e_4 + \dot{n}_f e_f} \quad (23)$$

#### ۴-۴- توربین

گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق در ادامه وارد توربین شده و در آن جریان الکتریکی تولید می‌کنند. بخشی از توان الکتریکی تولید شده تأمین کننده توان مصرفی کمپرسورهای سوخت و هوا بوده و توان باقی مانده نیز به عنوان توان خالص خروجی از توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. گرمای لازم برای پیش گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق از طریق گازهای داغ خروجی از توربین و از طریق بازباب‌های اول و دوم تأمین می‌شود. با محاسبه کار ایده‌آل و در نظر گرفتن راندمان آیزونروپیک توربین می‌توان مقادیر کار و دمای خروجی از آن را طبق روابط (۲۴) تا (۲۷) محاسبه کرد [۱۳ و ۱۲].

$$r_{p,gt} = \frac{P_8}{P_9} \quad (24)$$



شکل ۴- الگوریتم حل مساله

## ۷- نتایج

در این بخش اثر نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و شدت تابش خورشید بر روی عملکرد سیستم پیشنهادی بررسی شده است. محاسبات چرخه در سه نمونه شدت تابش خورشید ۷۰۰، ۸۰۰ و ۹۰۰ وات بر مترمربع انجام گرفته است. پارامترهای ثابت استفاده شده در تحلیل سیستم در جداول ۲ و ۳ ارائه شده است. در تحلیل‌های انجام شده مقدار نرخ جریان هوای ورودی ۱۰۰ کیلومول بر ساعت فرض شده و همچنین مقدار فشار و دمای هوای ورودی به کمپرسور نیز به ترتیب ۱ بار و ۲۹۸/۱۵ کلوین در نظر گرفته شده است. همچنین سوخت مورد استفاده متان با ارزش حرارتی ۴۵۱۱۹ کیلوژول بر کیلوگرم خواهد بود.

جدول ۲- پارامترهای فرض شده در سیستم پیشنهادی

پارامتر	مقدار فرض شده
افت فشار بازیاب	۴ درصد
افت فشار محفظه احتراق	۵ درصد
راندمان آیزونتروپیک کمپرسور	۸۱ درصد
راندمان بازیاب	۸۰ درصد
راندمان محفظه احتراق	۹۵ درصد
راندمان آیزونتروپیک توربین	۸۴ درصد
راندمان ژنراتور	۹۵ درصد

$$\eta_{ex,reg} = \frac{\dot{n}_2(e_3 - e_2)}{\dot{n}_9(e_9 - e_{10})} \quad (39)$$

برای بازیاب دوم نیز از روابط مشابه بازیاب اول استفاده شده است.

## ۴-۶- سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم به عنوان یک حجم کنترل، راندمان الکتریکی و انرژی آن با استفاده از روابط (۴۰) و (۴۱) به دست خواهد آمد:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (40)$$

$$\Psi_{sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5} \quad (41)$$

در رابطه (۴۰) توان خالص خروجی از سیستم برابر توان خالص خروجی از توربین بوده و مقدار انرژی ورودی به سیستم نیز برابر انرژی آزاد شده ناشی از مصرف سوخت در محفظه احتراق است (رابطه (۴۲)).

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{AC})_{gt} - (\dot{W}_{C,a} + \dot{W}_{C,f}) \quad (42)$$

## ۵- روش حل

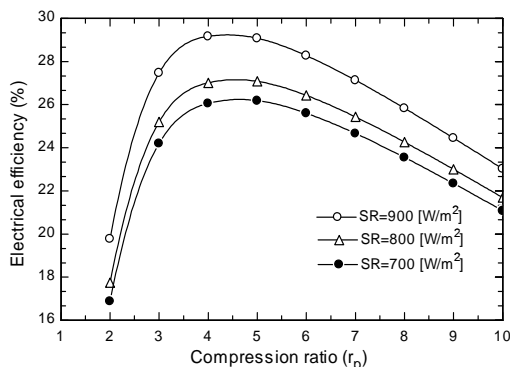
با توجه به معادلات ذکر شده در بخش‌های قبل، جهت تحلیل مساله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده است. در بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم شامل نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و مقدار انرژی دریافتی از خورشید وارد می‌گردند. خروجی برنامه شامل راندمان الکتریکی و انرژی سیستم، توان خالص تولیدی سیستم، نرخ انرژی تخریب و تلف شده در سیستم و نرخ بازگشت ناپذیری در سیستم است. لازم به ذکر است که تحلیل سیستم در سه ناحیه مختلف آب و هوایی با سه شدت تابش مختلف انجام شده است. الگوریتم پیشنهادی برای حل مساله در شکل ۴ نشان داده شده است.

## ۶- اعتبار سنجی

جهت اعتبارسنجی برنامه تهیه شده چرخه پیشنهادی مریچین و همکاران [۳] مدل‌سازی گردیده و نتایج به دست آمده با نتایج تحقیق آنها مقایسه گردید. راندمان الکتریکی سیستم و دریافت کننده و توان خالص تولیدی چرخه سه پارامتری بودند که در این بخش مورد بررسی قرار گرفتند. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود، همخوانی نزدیک بین این نتایج و درصد اختلاف کم صحت روش حاضر و کد تهیه شده را تایید می‌کند.

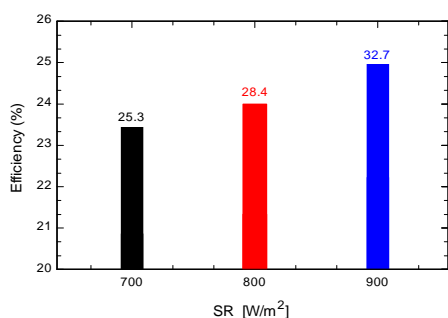
جدول ۱- مقایسه نتایج کد حاضر با نتایج مریچ [۳]

توان تولیدی توربین [kW]	تحقیق مریچین [۳]	کد حاضر
۱۷۵۲۰	۱۶۱۶۸	
۳۲/۹۲	۳۱/۵۹	
۷۹/۱۷	۷۶/۱۲	



شکل ۶- نمودار تغییرات راندمان الکتریکی سیستم نسبت به شدت تابش خورشید و تغییر فشار کاری

همان‌طور که در بالا اشاره شد با افزایش شدت تابش خورشید بازده الکتریکی سیستم افزایش می‌یابد. در شکل ۷ مقایسه‌ای بین راندمان الکتریکی حاصل از سیکل توربین‌گاز خورشیدی در سه شدت تابش مختلف ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در شدت تابش ۹۰۰ وات بر متر مربع سیستم توربین‌گاز خورشیدی پیشنهادی بیشترین بازده الکتریکی را خواهد داشت.



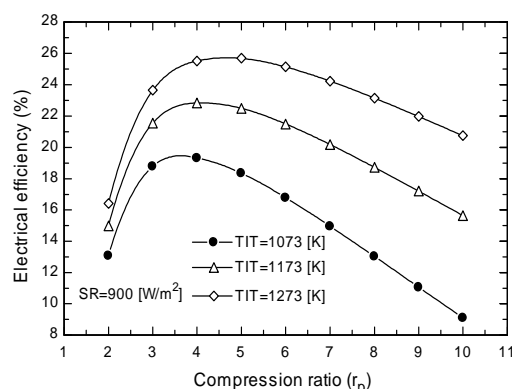
شکل ۷- نمودار تغییرات راندمان الکتریکی سیستم نسبت به تغییر شدت تابش خورشید

با توجه به اینکه در بیشتر تحلیل‌های انجام شده دمای گازهای ورودی به توربین ثابت فرض شده است، در این قسمت تاثیر فشار کاری کمپرسور بر روی دمای گازهای ورودی به دریافت‌کننده خورشیدی بررسی شده است. افزایش دمای گازهای ورودی به دریافت‌کننده خورشیدی سبب بالا رفتن دمای گازهای ورودی به محفظه احتراق شده و این مساله سبب کم شدن میزان سوخت تزریقی به سیستم خواهد شد. کاهش مصرف سوخت نیز به نوبه خود به شدت بر روی راندمان الکتریکی سیستم تاثیرگذار می‌باشد. در شکل ۸ نمودار تغییرات دمای هوای خروجی از دریافت‌کننده (هوای ورودی به محفظه احتراق) نسبت به شدت تابش خورشید و نسبت فشار کمپرسور نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید دمای هوای خروجی از دریافت‌کننده نیز افزایش می‌یابد. از سوی دیگر نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور این دما سیر نزولی خواهد داشت. افزایش دمای هوای خروجی از دریافت‌کننده سبب کاهش مصرف سوخت در محفظه احتراق خواهد شد.

جدول ۳- پارامترهای مربوط به گرمای دریافتی توسط رسیور

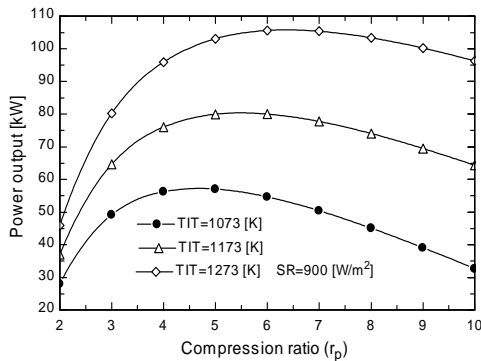
(%) $\rho_{Mirr}$	(%) $\eta_{cos}$	(%) $\eta_{Block,shad}$	(%) $\eta_{Atmos}$	(%) $\eta_{Int}$
۸۹/۳	۸۹/۵	۹۴/۳۵	۹۵/۲۳	۹۷/۳۷

همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود افزایش فشار کاری کمپرسور سبب افزایش راندمان الکتریکی سیستم می‌گردد. این افزایش تا یک حد معین صورت گرفته و سپس با افزایش بیشتر راندمان الکتریکی کاهش خواهد یافت. دلیل عمده این کاهش افزایش توان مورد نیاز کمپرسور و مصرف بخش عمده‌ای از کار تولیدی توربین در آن می‌باشد. از سوی دیگر نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای گازهای ورودی به توربین سبب افزایش راندمان الکتریکی سیستم می‌گردد که این مساله نیز کاملاً قابل انتظار می‌باشد. نکته دیگری که باید به آن توجه کرد این است که با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین حداکثر راندمان الکتریکی سیستم در نسبت فشارهای بالاتر رخ می‌دهد. در تحلیل انجام شده شدت تابش خورشید ۹۰۰ وات بر مترمربع فرض شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در شدت تابش ۹۰۰ وات بر مترمربع و حداکثر دمای کاری ۱۲۷۳ کلوین، بیشینه راندمان چرخه ۲۶ درصد خواهد شد. کاهش حداکثر دمای کاری سیستم به میزان ۱۰۰ کلوین، سبب کاهش سه الی چهار درصدی راندمان الکتریکی آن خواهد شد.



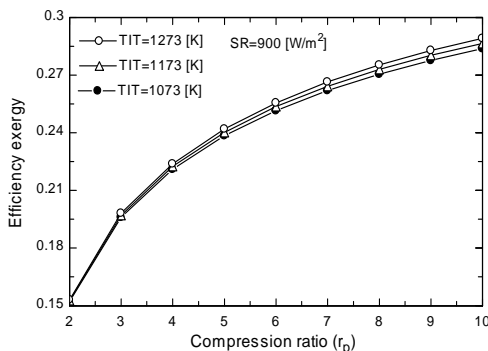
شکل ۵- نمودار تغییرات راندمان الکتریکی سیستم نسبت به تغییرات فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین

در شکل ۶ نیز نمودار تغییرات راندمان الکتریکی سیستم در سه منطقه مختلف آب و هوایی نشان داده شده است. با افزایش شدت تابش خورشید دمای هوای ورودی به محفظه احتراق افزایش یافته و این مساله منجر به کاهش مصرف سوخت در آن و افزایش راندمان الکتریکی سیستم می‌شود. همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید، راندمان الکتریکی سیستم افزایش می‌یابد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید حداکثر راندمان الکتریکی سیستم در نسبت فشارهای کمتر رخ می‌دهد که این مساله یک مزیت برای سیستم پیشنهادی محسوب می‌گردد. در هر دو شکل به خوبی مشخص است نسبت فشار کاری مناسب برای سیستم پیشنهادی در بالاترین راندمان الکتریکی در محدوده ۴ تا ۵ بار می‌باشد.



شکل ۱۰- نمودار تغییرات توان خالص تولیدی سیستم نسبت به تغییرات فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین

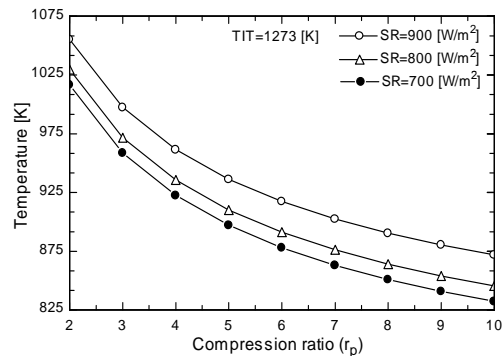
شکل ۱۱ نمودار تغییرات بازده اگزورژی سیستم را نسبت به تغییر فشار کاری کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده اگزورژی سیر صعودی داشته و افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین بازده اگزورژی سیستم افزایش ناچیزی می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود حداکثر بازده اگزورژی سیستم در حدود ۲۸ تا ۲۹ درصد می‌باشد. بررسی‌ها نشان می‌دهد در نسبت فشارهای پایین، تاثیر دمای گازهای ورودی به توربین بر روی راندمان اگزورژی کم می‌باشد.



شکل ۱۱- نمودار تغییرات بازده اگزورژی نسبت به تغییر فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین

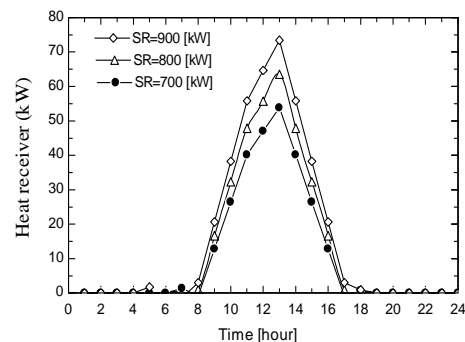
تعیین یک نقطه کارکرد بهینه برای سیستم معرفی شده که دارای راندمان و توان تولیدی بالا و همچنین نرخ بازگشت‌ناپذیری و همچنین نرخ تولید آنتروپی کمتر باشد، از اهداف اصلی طراحان می‌باشد. در شکل ۱۲ نمودار تغییرات نرخ بازگشت‌ناپذیری سیستم نسبت به تغییر فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالا رفتن نرخ تولید بازگشت‌ناپذیری در سیستم می‌گردد.

نرخ بازگشت‌ناپذیری پارامتری است که از مجموع نرخ‌های تخریب و اتلاف اگزورژی حاصل می‌شود. در این بخش این دو پارامتر به صورت مجزا مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته‌اند. در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ به ترتیب نرخ تغییرات اگزورژی تلف شده و تخریب شده در سیستم نسبت به تغییر فشار کاری آن و دمای گازهای ورودی به توربین نشان



شکل ۸- نمودار تغییرات دمای خروجی از دریافت کننده خورشیدی نسبت به شدت تابش خورشید و تغییر فشار کاری سیستم

مقدار گرمای دریافتی توسط دریافت کننده بستگی به تابش خورشید دارد و در طول روز و در ساعات ۱۲ تا ۱۴ به علت تابش بالای خورشید مقدار گرمای دریافتی بیشتر خواهد بود. شکل ۹ نمودار تغییرات گرمای دریافتی توسط دریافت کننده در طول شبانه‌روز را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با طلوع خورشید و با گذشت زمان، گرمای دریافتی توسط دریافت کننده افزایش یافته و در نیمه روز به بیشینه مقدار خود می‌رسد. همچنین با نزدیک شدن به زمان غروب خورشید گرمای دریافتی دریافت کننده کاهش می‌یابد و با غروب خورشید و در طول شب به کمترین مقدار خود می‌رسد.

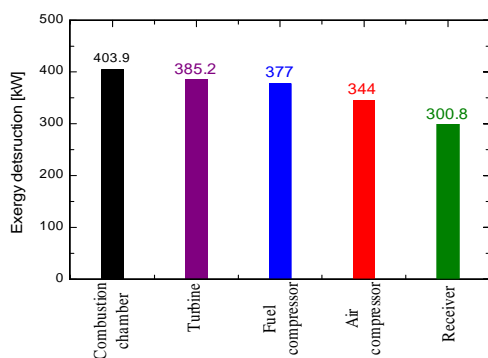


شکل ۹- نمودار تغییرات گرمای دریافتی توسط دریافت کننده در طول شبانه‌روز

توان خالص تولیدی سیستم پیشنهادی یکی از پارامترهای مهم در تحلیل آن می‌باشد. در شکل ۱۰ تغییرات توان خالص تولیدی سیستم در نسبت فشارهای کاری مختلف نشان داده شده است. مشابه رفتار راندمان الکتریکی، افزایش نسبت فشار کاری سیستم تا یک حد معینی سبب بالا رفتن توان خالص تولیدی در سیستم شده و سپس به دلیل افزایش کار مصرفی کمپرسور، مقدار آن سیر نزولی خواهد داشت. مشابه تغییرات راندمان الکتریکی با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، بیشینه توان تولیدی سیستم در نسبت فشارهای بالاتر رخ می‌دهد. از سوی دیگر با توجه به اینکه توان تولیدی توربین با دمای گازهای ورودی به آن نسبت مستقیم دارد، افزایش دمای گازهای ورودی به توربین باعث افزایش توان خالص خروجی از سیستم خواهد شد. در تحلیل انجام شده شدت تابش خورشید ۹۰۰ وات بر مترمربع فرض شده است.

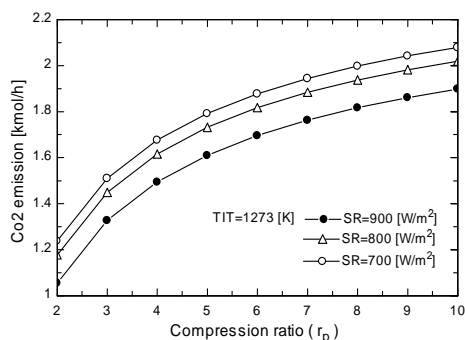


تعیین میزان تخریب اگزورژی در اجزای مختلف یک چرخه و تلاش در جهت در کاهش آن یکی دیگر از اهداف طراحان سیستم‌های انرژی می‌باشد. در این راستا در شکل ۱۵ میزان تخریب اگزورژی در اجزای مختلف سیکل تحلیل شده در این تحقیق ارائه شده است. در این شکل شدت تابش خورشید ۹۰۰ وات بر مترمربع و دمای گازهای ورودی به توربین ۱۲۷۳ کلوین فرض شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین نرخ تخریب اگزورژی در محفظه احتراق اتفاق افتاده است. دلیل عمده این مساله تزیق سوخت و افزایش اگزورژی شیمیایی در آن می‌باشد. استفاده از دریافت کننده خورشیدی و افزایش دمای گازهای ورودی به محفظه احتراق شدت میزان سوخت مصرفی سیستم را کاهش می‌دهد. کاهش سوخت مصرف شده به نوبه خود سبب کاهش نرخ تخریب اگزورژی در محفظه احتراق می‌گردد. نکته مهم دیگر این است که دریافت کننده خورشیدی در کنار پایین آوردن نرخ تخریب اگزورژی در محفظه احتراق، خود کمترین مقدار مربوط به این تخریب را داراست.



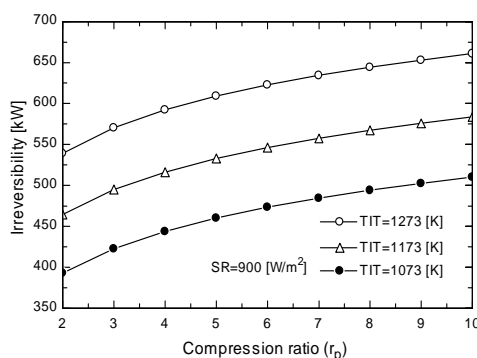
شکل ۱۵- نمودار نرخ اگزورژی تخریب شده در بخش‌های مختلف سیستم پیشنهادی

همان‌طور که اشاره شد افزایش شدت تابش خورشید باعث افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق شده و کاهش مصرف سوخت و در نتیجه کم شدن تولید دی‌اکسیدکربن در محصولات خروجی از آن می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید میزان تولید دی‌اکسیدکربن در محصولات احتراق کاهش می‌یابد. این مساله بیانگر این است که در مناطق با شدت تابش بالا استفاده از این سیستم سبب کاهش آلاینده‌گی محیط خواهد شد.

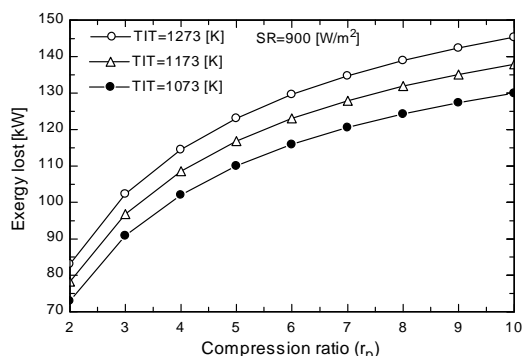


شکل ۱۶- نمودار تغییرات نرخ تولید دی‌اکسیدکربن نسبت به شدت تابش خورشید و تغییر فشار کاری سیستم

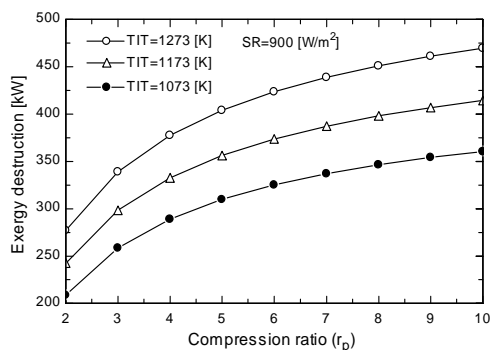
داده شده است. همان‌طور که در هر دو شکل مشاهده می‌شود افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین علی‌رغم افزایش راندمان و توان خالص تولیدی در سیستم، همواره سبب بالا رفتن نرخ اگزورژی تلف شده و تخریب شده در آن خواهد شد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که تا حد ممکن سیستم باید در فشار کاری کمتر کار کند. جهت کاهش اگزورژی تلف شده در سیستم نیز می‌توان از گرمای گازهای خروجی از توربین استفاده کرده و با قراردادن یک مبادله کن گرمای، انرژی گرمایی مورد نظر را جهت تولید آب گرم یا داغ بازیابی کرد. این انرژی بازیابی شده می‌تواند در قالب سیستم‌های تولید همزمان جهت تامین بارهای گرمایشی و سرمایشی استفاده شود.



شکل ۱۲- نمودار تغییرات نرخ بازگشت‌ناپذیری سیستم نسبت به تغییر فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین



شکل ۱۳- نمودار تغییرات نرخ اگزورژی تلف شده سیستم نسبت به تغییر فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین



شکل ۱۴- نمودار تغییرات نرخ اگزورژی تخریب شده سیستم نسبت به تغییر فشار کاری و دمای گازهای ورودی به توربین

## ۹- نتیجه‌گیری

با توجه به مطالب ارائه شده در این مقاله، می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع‌بندی بحث در تحلیل چرخه توربین‌گاز خورشیدی ارائه کرد:

- با افزایش شدت تابش خورشید، راندمان الکتریکی سیستم افزایش می‌یابد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید حداکثر راندمان الکتریکی سیستم در نسبت فشارهای کمتر رخ می‌دهد که این مساله یک مزیت برای سیستم پیشنهادی محسوب می‌گردد.

- با افزایش شدت تابش خورشید بازده الکتریکی سیکل توربین‌گاز خورشیدی تا حداکثر ۳۲ درصد افزایش می‌یابد. کاهش شدت تابش خورشید به میزان ۱۰۰ وات بر مترمربع، سبب افت راندمان الکتریکی سیستم به میزان سه الی چهار درصد خواهد شد.

- افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین علی‌رغم افزایش راندمان و توان خالص تولیدی در سیستم، همواره سبب بالا رفتن نرخ آگزروی تلف شده و تخریب شده و در نتیجه نرخ بازگشت ناپذیری در آن خواهد شد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که تا حد ممکن سیستم باید در فشار کاری کمتر کار کند.

- استفاده از دریافت کننده خورشیدی و افزایش دمای گازهای ورودی به محفظه احتراق شدت میزان سوخت مصرفی سیستم را کاهش می‌دهد. کاهش سوخت مصرف شده به نوبه خود سبب کاهش نرخ تخریب آگزروی در محفظه احتراق می‌گردد.

- دریافت کننده خورشیدی در کنار پایین آوردن نرخ تخریب آگزروی در محفظه احتراق، خود کمترین مقدار مربوط به این تخریب را داراست.

- افزایش شدت تابش خورشید سبب کاهش تزریق سوخت به محفظه احتراق و در نتیجه پایین آمدن میزان تولید دی‌اکسیدکربن در آن خواهد شد. این مساله بیانگر این است که در مناطق با شدت تابش بالا استفاده از این سیستم سبب کاهش آلاینده‌گی محیط خواهد شد.

- مقدار گرمای دریافتی توسط دریافت کننده بستگی به تابش خورشید دارد و در طول روز و در ساعات ۱۲ تا ۱۴ به علت تابش بالای خورشید مقدار گرمای دریافتی بیشتر خواهد بود.

- جهت کاهش آگزروی تلف شده در سیستم نیز می‌توان از گرمای گازهای خروجی از توربین استفاده کرده و با قراردادن یک مبادله کن گرمای انرژی گرمایی مورد نظر را جهت تولید آب گرم یا داغ بازیابی کرد.

## ۱۰- نمادها

A	سطح [m <sup>2</sup> ]
C <sub>p</sub>	گرمای ویژه در فشار ثابت [kJ/kg.K]
D	قطر کلکتور [m]
$\dot{E}$	نرخ برگشت‌ناپذیری [kW]
H	آنتالپی [kJ/kg.K]
h <sub>cv</sub>	ضریب انتقال گرمای جابجایی [kW/m <sup>2</sup> .K]
k	نسبت گرمای ویژه
Q	میزان انتقال گرما [kW]
Q <sub>r</sub>	گرمای ورودی دریافت کننده [kW]

R	ثابت گازی [J/(kg.K)]
r <sub>p</sub>	نسبت فشار
SR	شدت تابش خورشید [W/m <sup>2</sup> ]
S <sub>c</sub>	مساحت سطح کلکتور [m <sup>2</sup> ]
S <sub>0</sub>	فاصله دریافت کننده تا هلیوستات [m]
$\dot{S}$	آنتروپی [kJ/K]
T <sub>r</sub>	دمای دریافت کننده [K]
$\dot{W}_c$	کار کمپرسور [kW]
$\dot{W}_T$	کار توربین [kW]
$\dot{W}_{net}$	توان خالص تولیدی [kW]
$\dot{n}_{air}$	دبی هوا [kg/s]
$\dot{n}_{fuel}$	دبی سوخت [kg/s]
$\sigma$	ثابت بولتوزمن [5.670×10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]
$\epsilon_{reg}$	بازده بازیاب گرمایی
$\epsilon$	ضریب جذب

## ۱۱- مراجع

- [1] Oyedepo S. O., Kilanko O., Thermodynamic analysis of a gas turbine power plant modeled with an evaporative cooler, International Journal of Thermodynamics, Vol. 17 (No. 1), pp. 14-20, 2014.
- [2] A.C. Fernandez, Economic study of solar thermal plant based on gas turbines, Master Thesis, Department of Energy Sciences Faculty of Engineering LTH, Lund University, Sweden, 2013.
- [3] Meriche I. M., Baghidja A., Boukelia T. E., Design and performance evaluation of solar gas turbine power plant in south western algeria, international journal of renewable energy research, Vol.4, No.1, pp.224-232, 2014.
- [4] J.P.Meyer, T.Bello-Ochende, Solar thermal power generation using the Brayton cycle, German South African Research Lecture Series, Thermofluids Research Group, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, 2013.
- [5] Stouffs P., Does the ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine, Proceedings of the European Stirling Forum 2002, Osnabrück, Germany, 2002.
- [6] Mills D., Advances in solar thermal electricity technology, Solar Energy, Vol. 76 pp. 19-31, 2004.
- [7] Bonnet S., Alaphilippe M., Stouffs P., Thermodynamic solar energy conversion: Reflections on the optimal solar concentration, ratio, International Journal of Energy Environment and Economics, Vol. 12, No 3, pp141-152, 2006.
- [8] Ferriere A., Flamant G., Costerg PH., Gagnepain B., Solar Field Efficiency and Electricity Generation Estimations for a Hybrid Solar Gas Turbine Project in France, ASME J. Sol. Energy Eng., Vol 130 pp 22-24, 2008.
- [9] Grange B., Dalet C., Falcoz Q., Siros F., Ferriere A., Simulation of hybrid solar gas turbine cycle with storage integration, Energy Procedia 49, 1147-1156, 2013.
- [10] Freimark M., Felsmann C., Gampe U., Dynamic behavior of a solar hybrid gas turbine system, Turbine Technical Conference and Exposition GT, 121-130, 2015
- [11] پیرکندی جاماسب، قاسمی مجید، حامدی محمد حسین، مقایسه عملکرد سیستم‌های هیبریدی مستقیم و غیر مستقیم توربین گاز و پیل‌سوختی اکسیدجامد از دیدگاه ترمودینامیکی و آگزروی، مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، شماره ۳، صفحات ۱۳۳-۱۱۷، تابستان ۱۳۹۱.
- [12] Haseli Y., Dincer I., Naterer G.F., Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide Fuel Cell. Hydrogen energy, Vol. 33, pp. 5811-5822, 2008.
- [13] Cengel, Y.A. and Boles, M.A. Thermodynamics an engineering approach. McGraw-Hill, New York, 1998.