

تحلیل ترمودینامیکی یک توربین کوچک گازی - خورشیدی ۳۰ کیلوواتی براساس شرایط تابش در استان قم

سید سعید موسویان^{۱*}، مهدی محسنی^۲ و انوشه لطیفی^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۰۵/۰۵	در این مقاله، یک توربین گازی کوچک ۳۰ کیلوواتی که با یک متمرکزکننده سهموی خورشیدی ترکیب شده، در سه شرایط تابش مختلف در استان قم به صورت ترمودینامیکی تحلیل گردیده است. در سیستم فوق از یک بازیاب حرارت نیز به منظور افزایش کارایی چرخه استفاده شده است. برنامه مربوط به مدل سازی ترمودینامیکی در محیط نرم افزار حلگر معادلات مهندسی نوشته شده است. اثر پارامترهای تأثیرگذار مانند دمای محیط، نسبت فشار کمپرسور، دمای گاز ورودی به توربین، شدت تابش خورشید، مساحت دریافت کننده و وجود بازیاب حرارتی بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور، بازده الکتریکی و مکانیکی سیستم، ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد و برای اینکه بازده کلی سیستم مقدار حداکثر را داشته باشد، لازم است نسبت فشار کمپرسور در محدوده ۳ تا ۴ باشد. همچنین توربین گازی - خورشیدی در ماه مرداد، مصرف ویژه سوخت را تا حدود ۵۸ درصد نسبت به توربین گازی کوچک ساده کاهش و هم زمان بازده الکتریکی و مکانیکی سیستم را حدود ۲۰ درصد افزایش می دهد. علاوه بر این، با افزایش مساحت دریافت کننده به ازای هر ۲۰ متر مربع، مصرف ویژه سوخت ۳۸ درصد کاهش می یابد.
پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۶/۱۴	
واژگان کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی، میکروتوربین گازی، انرژی خورشیدی، بازیاب حرارت.	

۱- مقدمه

دسترس نبودن در ۲۴ ساعت شبانه روز و ذخیره سازی آن است. به این دلیل، برای تولید برق به صورت پراکنده و محلی برای مکان های دور از مرکز می توان از توربین گازی در مقیاس کوچک و متمرکزکننده انرژی خورشیدی به صورت هم زمان استفاده کرد [۶]. درباره عملکرد توربین گازی در مقیاس کوچک با گازهای فسیلی، مطالعات متعددی انجام شده که از جمله می توان به بررسی آثار رطوبت [۷]، هندسه احتراق [۸]، آثار افزایش دمای محیط [۹]، استفاده از بیوگاز جهت افزایش بازده حرارتی سیستم [۱۰]، استفاده از بازیاب حرارتی جهت پیش گرمایش هوای ورودی و سبک تر شدن محفظه احتراق

امروزه انرژی به میزان قابل توجهی در زندگی، سلامت و رفاه مردم و استقلال اقتصادی کشورها نقش دارد [۱]. در سال های اخیر، سیستم های زیادی بر مبنای انرژی تجدیدپذیر اختراع [۲] و به عنوان جایگزین مناسب برای سیستم هایی با سوخت فسیلی شامل گاز مایع، گاز ترش و بیوگاز در نظر گرفته شده است [۳]. مهار و استفاده از انرژی تجدیدپذیر، راهی اساسی برای جلوگیری از انتشار گازهای گلخانه ای [۴] و تغییرات آب و هوایی است [۵]. انرژی تجدیدپذیر شامل انواع انرژی حاصل از باد، آب، زیست توده و انرژی خورشیدی است. مشکلات انرژی خورشیدی، در

*پست الکترونیک نویسنده مسئول: mousaviyansaeed@yahoo.com

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم

۲. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم

۳. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم

بررسی می‌شود:

- محاسبه میانگین عملکرد سیستم در یک چرخه ۲۴ ساعته با فشار و دمای محیطی استان قم.
- در نظر گرفتن آثار رطوبت هوا در محفظه احتراق که روی عملکرد کلی تأثیر می‌گذارد.
- اثر تغییر مساحت متمرکزکننده بر میزان سوخت مصرفی سیستم و مقایسه عملکرد آن در سه شرایط آب‌وهوایی مختلف با و بدون بازیاب حرارت.
- مقایسه عملکرد سیستم توربین ترکیبی گازی-خورشیدی با و بدون بازیاب در شدت تابش‌های مختلف.

۲- بیان مسئله و فرضیات حاکم

یکی از قابلیت‌های توربین گازی کوچک ترکیب شدن آن با انرژی خورشیدی است؛ بدین صورت به جای اینکه تمام انرژی مورد نیاز توربین توسط سوخت‌های فسیلی تأمین شود، بخشی از حرارت توسط انرژی خورشیدی تأمین می‌گردد. شکل (۱) شماتیک سیستم مورد بررسی در این مطالعه را نشان می‌دهد. این سیستم به ترتیب شامل کمپرسور، بازیاب حرارت، گیرنده سهموی، محفظه احتراق و توربین است. فرایندهای مختلف در این توربین به شرح زیر می‌باشد:

فرایند ۱ تا ۲: فشار و دمای هوای محیط توسط کمپرسور بالا می‌رود.

فرایند ۲ تا ۳: در این بخش دمای هوای خروجی از کمپرسور توسط گازهای داغ خروجی از توربین (نقطه ۶) در بازیاب حرارتی افزایش می‌یابد.

فرایند ۳ تا ۴: در این بخش، مجدداً دمای هوا توسط انرژی تابشی خورشید در گیرنده افزایش پیدا می‌کند.

فرایند ۴ تا ۵: با ورود هوای داغ به محفظه احتراق همراه با تزریق سوخت، عمل احتراق در فشار ثابت انجام می‌گیرد. در نتیجه هوا با دمای بسیار بالا اتاق احتراق را ترک می‌کند و وارد بخش توربین می‌شود.

فرایند ۵ تا ۶: در این فرایند، محصولات داغ خروجی از محفظه احتراق وارد توربین می‌شود و باعث تولید کار مکانیکی و در نهایت از طریق ژنراتور منجر به تولید برق می‌گردد.

فرایند ۶ تا ۷: گازهای خروجی توربین که هنوز انرژی بالایی

[۱۱]، مقایسه اقتصادی با پیل سوختی [۱۲] و بررسی هم‌زمان از دیدگاه انرژی و اقتصادی [۱۳] اشاره کرد.

یکی از مزایای توربین گازی مقیاس کوچک، قابلیت ترکیب شدن آن با متمرکزکننده خورشیدی است. درباره عملکرد ترمودینامیکی ترکیب توربین گازی-خورشیدی بر پایه متمرکزکننده سهموی مطالعات متعددی انجام شده که می‌توان به موارد زیر اشاره کرد: افزایش دمای ورودی توربین با کمک یک گرم‌کن^۱ بین گیرنده و محفظه احتراق [۱۴]، آثار شدت تابش خورشیدی در چهار فصل سال برای بهبود کارایی سیستم [۱۵]، مقایسه دو نوع سوخت بیوگاز و گاز طبیعی جهت افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق [۱۶]، آثار افزایش بازده سیستم با شدت تابش [۱۷]، مقایسه آثار دو نوع پیکربندی، یکی تحت فشار (گیرنده قبل از توربین) و یکی تحت اتمسفر (گیرنده بعد از توربین) [۱۸]، مقایسه آثار ترکیب سری و موازی محفظه احتراق و دریافت‌کننده [۱۹]، تحلیل تجربی یک گیرنده لوله‌ای و سیستم ذخیره‌سازی انرژی حرارتی با آثار مستقیم تابش خورشیدی [۲۰]، تأثیرات بازده کمپرسور، اختلاف بین دمای محیط و گازهای خروجی توربین [۲۱]، آثار میزان بازتابش از دریافت‌کننده [۲۲]، مقایسه عملکرد اقتصادی با دریافت‌کننده استرلینگ [۲۳]، آثار بازتابش آینه متمرکزکننده، زاویه شیب و سرعت باد [۲۴]، آثار میزان تخریب انرژی و میزان انتشار CO₂ [۲۵]، بهینه سازی فنی اقتصادی [۲۶] و کنترل انتشار NOx [۲۷].

با مرور کارهای قبل می‌توان به این نتیجه رسید که مواردی همچون افت فشار در تجهیزات چرخه، مانند بازیاب حرارت و گیرنده، اثر مساحت دریافت‌کننده خورشیدی بر مصرف ویژه سوخت، اثر بازده بازیاب، در نظر گرفتن اثر رطوبت در معادلات احتراق، مقایسه عملکرد توربین ترکیبی گازی-خورشیدی کوچک با و بدون بازیاب بررسی نشده است.

هدف از ارائه این مقاله، تحلیل ترمودینامیکی ترکیب یک توربین گازی کوچک ۳۰ کیلوواتی و یک متمرکزکننده خورشیدی سهموی برای تولید برق در سه شرایط آب و هوایی استان قم است، به طوری که اثر نسبت فشار کمپرسور، دمای گاز ورودی به توربین، میزان تابش خورشید، تغییر مساحت دیش و بازده بازیاب حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد. به طور خاص در این پژوهش موارد زیر

¹ Auxiliary Heater

با فرض فرایند آیزونتروپیک در کمپرسور و با داشتن نسبت فشار کمپرسور r_{com} و گرمای ویژه هوا k_a می‌توان نسبت دما را از رابطه زیر محاسبه کرد [۲۷]:

$$\frac{T_2}{T_1} = (r_{com})^{\left(\frac{k_a-1}{k_a}\right)} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{k_a-1}{k_a}\right)} \quad (1)$$

T_1 ، T_2 به ترتیب دمای ورودی و خروجی و p_1 ، p_2 فشار ورودی و فشار خروجی از کمپرسور هستند. معادله (۲) توان مصرفی کمپرسور را نشان می‌دهد که از طریق توربین تأمین می‌گردد [۲۸].

$$\dot{W}_{com} = \dot{m} a \bar{C}_{p,a} (T_2 - T_1) = \frac{T_1 \bar{C}_{p,a} [(r_{com})^{\left(\frac{k_a-1}{k_a}\right)} - 1]}{\eta_{com}} \quad (2)$$

$\dot{m} a$ ، $\bar{C}_{p,a}$ ، η_{com} به ترتیب دبی جرمی، متوسط گرمای ویژه هوا و بازده کمپرسور هستند. گرمای ویژه هوا در حالت کلی، تابعی از دماست و از رابطه (۳) محاسبه می‌شود [۲۹].

$$\bar{C}_{p,a}(T) = 1.04841 - \left(\frac{3.3871T}{10^4}\right) + \left(\frac{9.4537T^2}{10^7}\right) - \left(\frac{5.49031T^3}{10^{10}}\right) + \left(\frac{7.9298T^4}{10^{14}}\right) \quad (3)$$

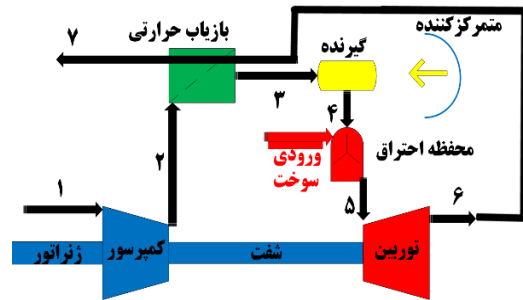
۴-۲- بازایب حرارت

در بازایب حرارت که در حقیقت یک مبدل حرارتی است، گازهای داغ خروجی از توربین برای پیش‌گرم کردن هوا قبل از ورود به اتاق احتراق و گیرنده خورشیدی مورد استفاده قرار می‌دهد. پیش‌گرم کردن هوا احتراق باعث کاهش مصرف سوخت و بهبود کارایی سیستم می‌گردد. معمولاً برای این کار از مبدل‌های حرارتی غیر همسو استفاده می‌شود [۳۰]. دمای هوایی که از بازایب حرارتی خارج می‌گردد (T_3) کمتر از دمای خروجی توربین (T_6) است؛ اما در حالت‌های ایدئال می‌توانند بسیار نزدیک باشند. بنابراین با فرض اینکه گرمای تلف‌شده ناچیز باشد، می‌توان با در نظر گرفتن بازده حرارتی بازایب، دمای گازهای خارج شده (T_7) را طبق رابطه (۴) محاسبه کرد [۳۱].

$$\dot{m} a \bar{C}_{p,a} (T_3 - T_2) = \dot{m} g \bar{C}_{p,g} (T_6 - T_7) \eta_{recu} \quad (4)$$

در روابط فوق، $\bar{C}_{p,g}$ ، $\dot{m} g$ به ترتیب متوسط گرمای ویژه و دبی جرمی گازها و T_3 دمای هوای خروجی از بازایب حرارتی و T_6 دمای گازهای داغ خروجی از توربین است.

دارد، به بازایب حرارت انتقال داده می‌شود تا برای گرم کردن هوای خروجی کمپرسور استفاده گردد.



شکل ۱- شماتیک سیستم توربین گازی- خورشیدی مورد استفاده [۲۶]

سوخت به کاررفته در این سیستم با ترکیب ۹۷ درصد متان، ۱،۵ درصد دی‌اکسید کربن و ۱،۵ درصد نیتروژن است. همچنین ترکیب هوای به کاررفته شامل ۲۱ درصد اکسیژن و ۷۹ درصد نیتروژن می‌باشد. برای مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل فوق، فرض‌های زیر در نظر گرفته شده است:

۱. جریان سیال در توربین و کمپرسور آدیاباتیک است.
۲. تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل در ورودی و خروجی وسایل ناچیز است.
۳. فرایندها پایا هستند.
۴. با توجه به محدوده دما و فشار در چرخه توربین گاز مورد بررسی و مقایسه آن با خواص متناظر در نقطه بحرانی، ضریب تراکم‌پذیری گاز حدود ۱ به دست می‌آید. در نتیجه، رفتار گازهای موجود در چرخه به صورت گاز ایدئال است.
۵. واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق کامل است.
۶. شرایط ورود به کمپرسور همان شرایط دما و فشار محیط است.

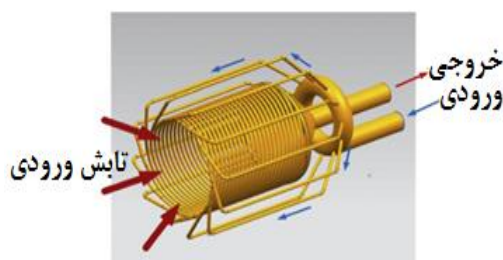
۳- روابط حاکم

در این بخش، روابط ترمودینامیکی حاکم بر تمام اجزای سیستم شامل کمپرسور، بازایب حرارت، گیرنده خورشیدی، محفظه احتراق و توربین تحت شرایط پایا نشان شده است.

۴-۱- کمپرسور

۳-۴- گیرنده خورشیدی

در این مطالعه از دریافت‌کننده سهموی برای تمرکز پرتوهای خورشید در کانون دریافت‌کننده استفاده می‌شود. گیرنده لوله‌ای در کانون دریافت‌کننده قرار دارد. در داخل لوله، هوا در جریان است که بر اثر حرارت پرتوهای خورشیدی متمرکز شده گرم می‌شود [۳۲]. شماتیک یک گیرنده لوله‌ای در شکل (۲) نشان داده شده است. معمولاً جنس لوله‌ها از فولاد ضد زنگ است که تحمل دمای بالای ۹۰۰ درجه سانتی‌گراد را داشته باشد و بین لوله و پوسته از مواد متخلخل جهت کاهش تلفات حرارتی در گیرنده استفاده می‌شود [۳۳].



شکل ۲- شماتیک گیرنده لوله‌ای خورشیدی [۳۳]

در این پژوهش، دریافت‌کننده و گیرنده خورشیدی به‌عنوان یک مجموعه واحد در نظر گرفته شده است. انرژی دریافت شده توسط گیرنده از رابطه ۵ به دست می‌آید و با صرف نظر کردن از تلفات گرما، این مقدار انرژی کاملاً به هوای عبوری از گیرنده طبق رابطه ۶ داده می‌شود [۳۴].

$$\dot{Q}_{rec} = \eta_{opt} \eta_{rec} A_{dish} I \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a \bar{c}_{p,a} (T_4 - T_3) \quad (6)$$

در روابط فوق، T_3 دمای هوای ورودی به گیرنده، T_4 دمای هوای خروجی از گیرنده، I شدت تابش خورشید، A_{dish} مساحت دیش، η_{rec} بازده گیرنده و η_{opt} بازده نوری است. با معلوم بودن همه کمیت‌های ثابت در روابط ۵ و ۶، دمای خروجی از گیرنده به دست می‌آید.

۴-۴- محفظه احتراق

در محفظه احتراق، هوا با سوخت متان مخلوط شده، احتراق صورت می‌گیرد. در این مطالعه، هوا و محصولات احتراق به‌صورت گاز کامل در نظر گرفته می‌شود. با نوشتن معادله بقای انرژی و با در نظر گرفتن بازده محفظه احتراق می‌توان از رابطه (۱۵) دمای گازهای خروجی را محاسبه کرد [۳۳].

$$\dot{m}_a h_4 + \dot{m}_g LHV = \dot{m}_g h_5 + \dot{Q}_{L,C.C} \quad (15)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}_{L,C.C}$ ، LHV ، h_4 ، h_5 به ترتیب بیانگر تلفات حرارتی، ارزش حرارتی پایین سوخت، آنتالپی ورودی و آنتالپی خروجی محفظه احتراق هستند. در این مطالعه، ارزش حرارتی پایین سوخت ۵۰۰۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم در نظر گرفته شده است [۳۶]. تلفات حرارتی محفظه احتراق، به بازده ($\eta_{C.C}$) و ارزش حرارتی پایین سوخت بستگی دارد. مقدار تلفات حرارتی در محفظه احتراق با استفاده از رابطه (۱۶) به دست می‌آید [۳۳].

$$\dot{Q}_{L,C.C} = \dot{m}_f LHV (1 - \eta_{C.C}) \quad (16)$$

از پایستاری جرم نیز در محفظه احتراق، دبی سوخت به دست می‌آید.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_g - \dot{m}_a \quad (17)$$

در رابطه فوق \dot{m}_f ، دبی جرمی سوخت است.

در ادامه فرض می‌شود هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق کاملاً با هم مخلوط می‌شوند و تمام سوخت ورودی به بخار آب و دی‌اکسید کربن تبدیل می‌گردد. بخار آب تولید شده سبب تغییر نسبت هوای عبوری در محفظه احتراق می‌شود. با مجهول بودن میزان رطوبت گازهای خروجی در محفظه احتراق، امکان حل معادله (۱۵) وجود ندارد. بنابراین برای حل این مسئله باید مقادیر رطوبت گازهای خروجی (ω_5) را با استفاده از روابط استوکیومتری زیر محاسبه کرد [۳۳]:

$$\dot{m}_{V,C} = 2 \times \dot{m}_f \quad (18)$$

$$\dot{m}_{V,5} = \dot{m}_{V,4} + \dot{m}_{V,C} \quad (19)$$

$$\omega_4 = \frac{\dot{m}_{V,4}}{\dot{m}_a - \dot{m}_{V,4}} \quad (20)$$

$$\omega_5 = \frac{\dot{m}_{V,5}}{\dot{m}_g - \dot{m}_{V,5}} \quad (21)$$

در معادلات بالا $\dot{m}_{V,C}$ ، $\dot{m}_{V,4}$ ، $\dot{m}_{V,5}$ ، به ترتیب دبی جرمی بخار آب تولید شده، دبی جرمی بخار آب ورودی و دبی جرمی بخار آب خروجی هستند و ω_4 رطوبت هوای ورودی به محفظه احتراق است.

۴-۵- توربین

وظیفه توربین، تبدیل انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است. بخشی از انرژی مکانیکی تولید شده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور شده، بقیه صرف چرخاندن ژنراتور برای تولید برق می‌گردد. توان خروجی و

یک برنامه در محیط نرم افزار EES (حلگر معادلات مهندسی) نوشته شده است. فلوجارت برنامه در شکل ۳ و اطلاعات مورد نیاز برنامه در جدول ۱ نشان داده شده است.



شکل ۳- فلوجارت برنامه

۶- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی برنامه تهیه شده، چرخه پیشنهادی آندریا جیستری [۴۳] که اطلاعات آن در جدول ۲ آمده، مدل سازی گردیده است. به همین منظور، سه کمیت بازده الکتریکی، بازده مکانیکی و توان تولیدی خالص به دست آمده از کد حاضر، با نتایج چرخه مذکور در جدول ۳ مقایسه شده که حاکی از همخوانی نزدیک آن‌ها با یکدیگر است.

بازده آیزونتروپیک توربین از روابط (۲۲) و (۲۳) محاسبه می‌شود [۳۷].

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m} g \bar{C}_{p,g} (T_5 - T_6) \quad (22)$$

$$\eta_{is,tur} = \frac{(T_5 - T_6)}{(T_5 - T_{is,6})} \quad (23)$$

در معادلات بالا $T_5, T_6, T_{is,6}, \bar{C}_{p,g}$ به ترتیب دمای ورودی توربین، دمای خروجی توربین، دمای آیزونتروپیک و متوسط گرما ویژه گازها در توربین هستند. دمای آیزونتروپیک و متوسط گرمای ویژه گازها در توربین براساس روابط (۲۴) و (۲۵) به دست می‌آید [۳۸].

$$\frac{T_5}{T_{is,6}} = (r_{tur})^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \quad (24)$$

$$\bar{C}_{p,g}(T) = 0.991615 - \left(\frac{6.99703T}{10^5}\right) + \left(\frac{2.7129T^2}{10^7}\right) - \left(\frac{1.2244T^3}{10^{10}}\right) \quad (25)$$

در معادلات بالا r_{tur} نسبت فشار توربین و $k_g = C_p/C_v$ ثابت گاز است.

با توجه به مقادیر قبل، بازده الکتریکی [۳۹]، بازده مکانیکی [۴۰] و مصرف ویژه سوخت [۳۶] با استفاده از روابط (۲۶) تا (۲۸) به دست می‌آید.

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{elec}}{\dot{m} f \times LHV} \quad (26)$$

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{W}_{mech}}{\dot{Q}_{total}} \quad (27)$$

$$SFC = \frac{\dot{m} f}{\dot{W}_{elec}} \quad (28)$$

در روابط فوق $\dot{Q}_{total}, SFC, \dot{W}_{elec}, \dot{W}_{mech}$ به ترتیب توان خالص مکانیکی، توان خالص الکتریکی، مصرف ویژه سوخت و مقدار کل انرژی ورودی به سیستم هستند. مقدار کل انرژی ورودی سیستم را که شامل انرژی سوخت محفظه احتراق و انرژی مفید دریافت شده توسط گیرنده می‌شود، می‌توان با استفاده از رابطه (۲۹) محاسبه کرد.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{rec} + \dot{Q}_{c.c} \quad (29)$$

۵- اطلاعات ورودی و روش حل مسئله

به منظور مدل سازی ترمودینامیکی با استفاده از روابط قبل،

جدول ۱- اطلاعات ترمودینامیکی سیکل توربین گازی-

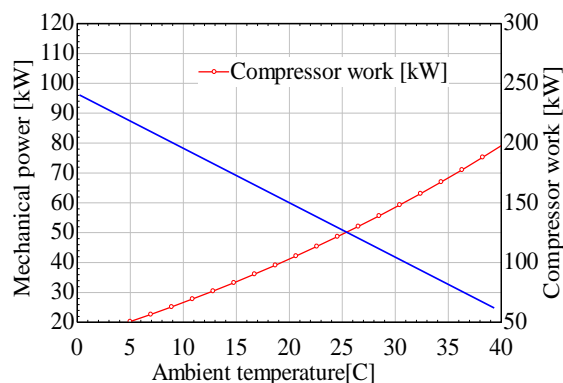
خورشیدی

مرجع	مقدار	مشخصات
[۳۰]	۰,۰۳	افت فشار گازی بازیاب حرارتی
[۳۰]	۰,۰۲	افت فشار هوای بازیاب حرارتی
[۳۳]	۵۶,۸[m ²]	مساحت دریافت کننده
[۳۴]	۰,۰۱	افت فشار در ژنراتور
[۳۷]	۰,۹۸	بازده محفظه احتراق
[۳۷]	۰,۰۲	افت فشار محفظه احتراق
[۳۷]	۸۲۵ [C]	دمای گازی ورودی به توربین
[۴۰]	۰,۸۲	بازده نوری
[۴۰]	۰,۸۳	بازده گیرنده خورشیدی
[۴۰]	۰,۰۳	ضریب افت فشار گیرنده
[۴۱]	۳,۶۴	نسبت تراکم کمپرسور
[۴۱]	۰,۸۳	بازده آیزوتروپیک توربین
[۴۱]	۰,۸۶	بازده بازیاب حرارتی
[۴۱]	۰,۷۸	بازده آیزوتروپیک کمپرسور
[۴۲]	۰,۹۵	بازده ژنراتور
--	۳۵ [c]	دمای محیط
--	۹۰ [kpa]	فشار محیط

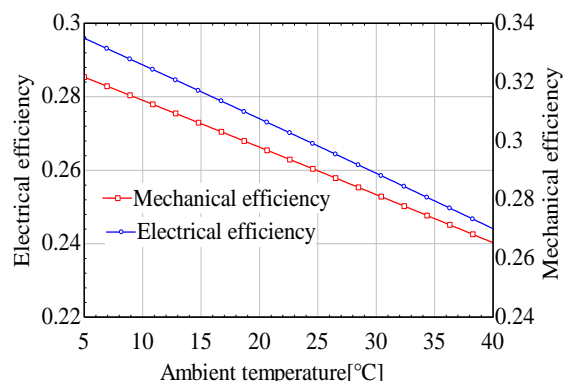
۷- نتایج

در این بخش، عملکرد یک توربین گازی کوچک ۳۰ کیلوواتی همراه با یک متمرکزکننده سهموی خورشیدی مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل سیستم برای سه شرایط آب‌وهوایی مختلف متناظر با سه شدت تابش مختلف برای استان قم انجام شده است.

در شکل (۴) اثر تغییر دمای محیط بر کار خالص خروجی و توان مصرفی کمپرسور نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، با ثابت در نظر گرفتن دبی جرمی هوا و کار تولیدی توربین با افزایش دمای محیط، کار مصرفی کمپرسور افزایش و کار مکانیکی سیکل به صورت خطی کاهش می‌یابد. این موضوع سبب کاهش خطی بازده مکانیکی سیکل می‌گردد که نتایج آن در شکل (۵) همراه با بازده الکتریکی رسم شده است. طبق رابطه (۲۶) با ثابت در نظر گرفتن کار الکتریکی، با افزایش دمای محیط، دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق افزایش می‌یابد و در نهایت، موجب کاهش خطی بازده الکتریکی سیستم می‌شود.



شکل ۴- اثر دمای محیط بر توان مکانیکی و کار مصرفی کمپرسور



شکل ۵- تأثیر دمای محیط بر بازده مکانیکی و الکتریکی سیستم

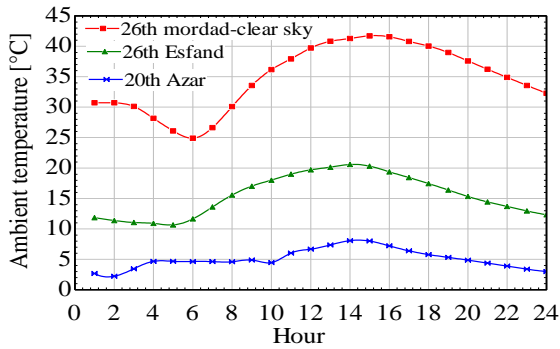
جدول ۲- مشخصات فرض شده در سیستم پیشنهادی [۴۳]

مقدار	مشخصات
۳,۶۴	نسبت فشار کمپرسور
۰,۸۸۳	بازده نوری
۰,۸۶	بازده بازیاب حرارتی
۳۵[c]	دمای محیط
۱[atm]	فشار محیط
۸۵۰[c]	دمای ورودی توربین
۱۷۶,۷ [m ²]	مساحت دریافت کننده
۹۰۰[w/m ²]	شدت تابش خورشیدی
۰,۸۶	بازده آیزوتروپیک توربین
۰,۷۹	بازده آیزوتروپیک کمپرسور
۰,۰۱	افت فشار در ژنراتور
۰,۰۲	افت فشار محفظه احتراق
۰,۹۴	بازتاب آینه
۰,۰۳	افت فشار هوای بازیاب حرارتی
۰,۰۵	افت فشار گازی بازیاب حرارتی
۰,۰۵	افت فشار گیرنده

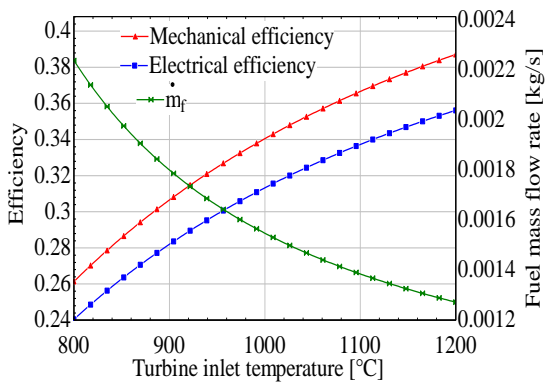
جدول ۳- مقایسه نتایج کد حاضر با نتایج آندریا جیستری

[۴۳]

درصد خطا	کد حاضر	تحقیق [۴۳]	
٪۳,۴	۳۲,۶ [kw]	۳۱,۵ [kw]	توان تولیدی خالص
٪۲,۱	٪۲۴,۱	٪۱۹,۸	بازده الکتریکی
٪۰,۷	٪۲۶,۳	٪۲۴,۵	بازده مکانیکی



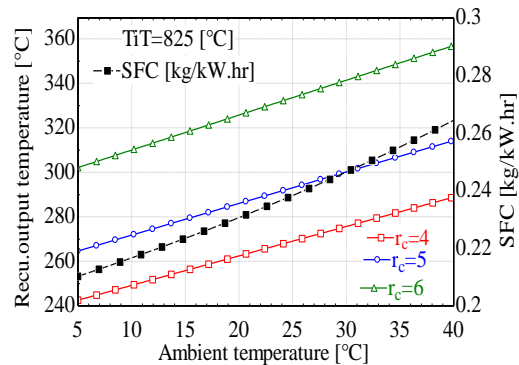
شکل ۸- تغییرات دمای هوا در سه روز مورد بررسی در شکل ۷ توان و بازده یک توربین گازی، ارتباط مستقیمی با دمای گازهای داغ ورودی به توربین دارند. از طرفی، نسبت فشار کاری کمپرسور و عوامل محیطی همچون دما، فشار و رطوبت ورودی نیز تأثیرگذارند. دمای گاز ورودی به توربین از جمله عواملی است که کنترل آن در دست ما بوده، می‌تواند بر توان و بازده توربین گازی تأثیر مستقیمی داشته باشد. شکل (۹) اثر تغییر دمای گاز ورودی به توربین را بر دبی جرمی سوخت و بازده کل چرخه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، دبی جرمی سوخت سیر نزولی دارد و در نهایت این عامل موجب می‌شود بازده‌های الکتریکی و مکانیکی چرخه افزایش یابد؛ اما به دلیل محدودیت ساختاری جنس پره‌ها، نمی‌توان دمای گازهای ورودی به توربین را بیشتر از مقدار مجاز افزایش داد.



شکل ۹- اثر تغییر دمای گاز ورودی به توربین بر دبی جرمی سوخت و بازده کل سیستم

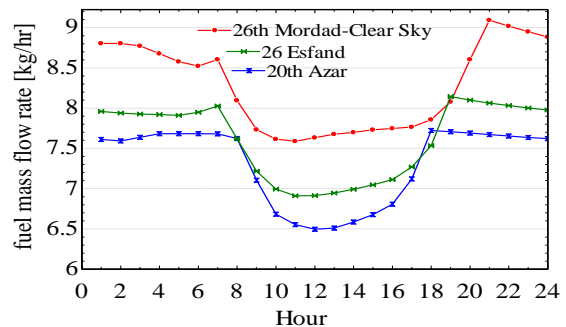
یکی دیگر از پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد توربین، بازده بازتاب حرارت است که در شکل (۱۰) اثر آن بررسی شده است. مشاهده می‌گردد با افزایش بازده بازتاب حرارت، دمای هوای ورودی به اتاق احتراق به صورت خطی افزایش می‌یابد که این خود باعث کاهش سوخت ورودی به اتاق احتراق می‌شود (شکل ۱۱). این موضوع همچنین باعث

شکل (۶) اثر دمای محیط و نسبت فشار کمپرسور را بر سوخت مصرفی ویژه و دمای گازهای خروجی از بازتاب حرارت نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، در یک نسبت فشار مشخص، افزایش دمای محیط موجب افزایش خطی دمای گازهای خروجی از بازتاب حرارتی می‌گردد. با در نظر گرفتن رابطه (۲۸) با ثابت در نظر گرفتن توان الکتریکی با افزایش دمای محیط، مصرف ویژه سوخت در سیستم به صورت خطی افزایش می‌یابد؛ زیرا با افزایش دمای محیط، دبی جرمی سوخت بیشتر شده، هوای کمتری وارد اتاق احتراق می‌گردد.

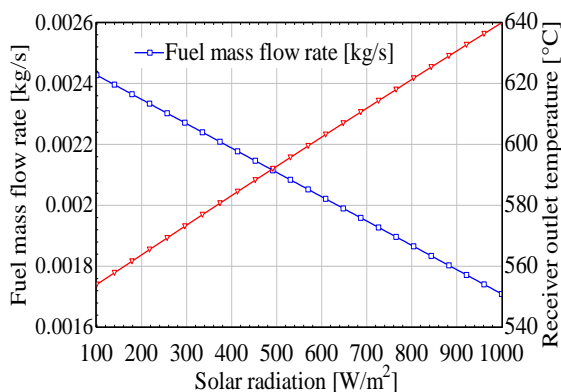


شکل ۶- اثر دمای محیط و نسبت تراکم کمپرسور بر دمای خروجی از بازتاب حرارتی و سوخت مصرفی ویژه

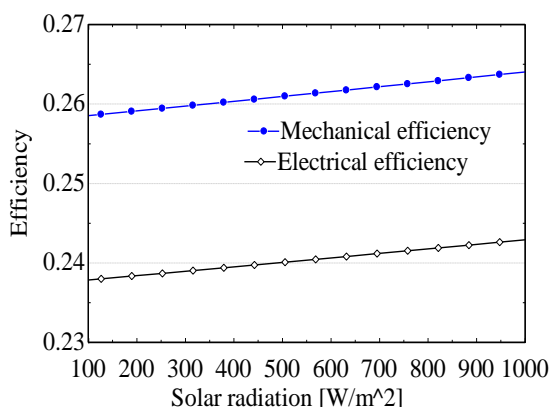
با توجه به اینکه در عمل، دمای محیط در طول شبانه‌روز متغیر است، در شکل (۷)، نمودار تغییرات دبی جرمی سوخت در طول ۲۴ ساعت در روزهای ۲۶ مرداد، ۲۶ اسفند و ۲۰ آذر رسم شده است. شدت تابش خورشید در این سه روز به ترتیب برابر ۴۷۷، ۳۱۸ و ۲۴۳ وات بر متر مربع است. از نمودارهای این شکل مشاهده می‌شود که در ساعاتی از طول روز که شدت تابش خورشید زیاد است (تقریباً بین ساعت‌های ۹ تا ۱۴) دبی جرمی سوخت کمتری وارد اتاق احتراق می‌شود. این نمودار براساس تغییرات دمایی که در شکل (۸) نشان داده شده، حاصل گردیده است.



شکل ۷- نمودار تغییرات دبی جرمی سوخت برحسب ساعت‌های مختلف روزهای ۲۶ مرداد، ۲۶ اسفند و ۲۰ آذر



شکل ۱۲- نمودار تغییرات دمای هوای خروجی گیرنده و دبی جرمی سوخت برحسب شدت تابش خورشیدی



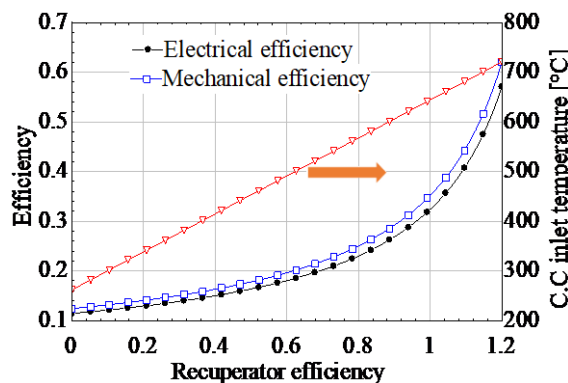
شکل ۱۳- نمودار تغییرات بازده الکتریکی و مکانیکی کل

سیستم برحسب تغییر شدت تابش خورشید

گازی در مقیاس کوچک، برابر است با نسبت دبی جرمی سوخت بر توان الکتریکی سیستم.

در شکل (۱۴) مقایسه‌ای بین مصرف ویژه سوخت برای حالت توربین گازی ساده، توربین گازی با بازیاب حرارت و توربین گازی با متمرکزکننده خورشیدی برای سه شدت تابش استان قم انجام شده است. از این شکل مشاهده می شود که در سیستم توربین گازی- خورشیدی، مصرف ویژه سوخت در ماه مرداد نسبت به سایر ماه‌ها کمتر است؛ زیرا در این ماه، تابش خورشید شدت بیشتری نسبت به دیگر ماه‌ها دارد. همچنین یک توربین گازی کوچک دارای مصرف سوخت ویژه بیشتری نسبت به یک توربین گازی کوچک، از یک بازیاب حرارتی بهره می‌برد یا ترکیب یک توربین گازی و یک متمرکزکننده خورشیدی دارد.

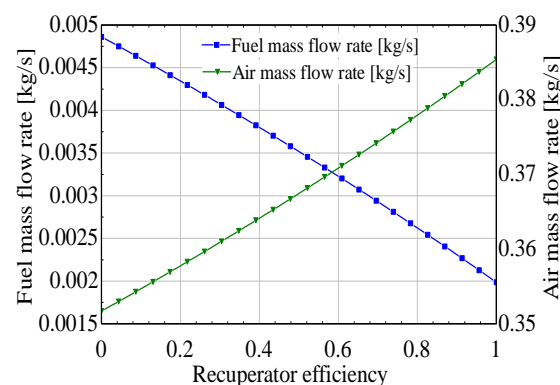
شکل (۱۵)، تغییرات مصرف سوخت ویژه را برحسب مساحت دریافت‌کننده سیستم نشان می‌دهد. مشاهده می شود با افزایش مساحت دریافت‌کننده، مصرف ویژه سوخت سیستم کاهش می‌یابد. کاهش مصرف سوخت، نشانه افزایش سهم انرژی خورشیدی است.



شکل ۱۰- نمودار تغییرات دمای ورودی محفظه احتراق و بازده کل سیستم برحسب بازده بازیاب حرارت

افزایش بازده الکتریکی و مکانیکی سیستم می‌گردد.

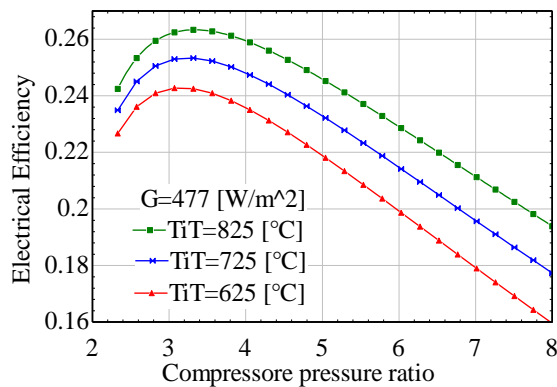
شکل (۱۱) نمودار اثر تغییر بازده بازیاب حرارت را بر دبی جرمی سوخت و دبی جرمی هوا نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، با افزایش بازده بازیاب حرارتی، دبی جرمی سوخت، کاهش و دبی جرمی هوا افزایش می‌یابد؛ زیرا با ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی هوا در بازیاب حرارتی، دبی جرمی جریان هوای که وارد توربین می‌شود و دبی جرمی جریان سوخت افزایش یافته، در نتیجه باعث افزایش دمای هوای ورودی به اتاق احتراق می‌شود.



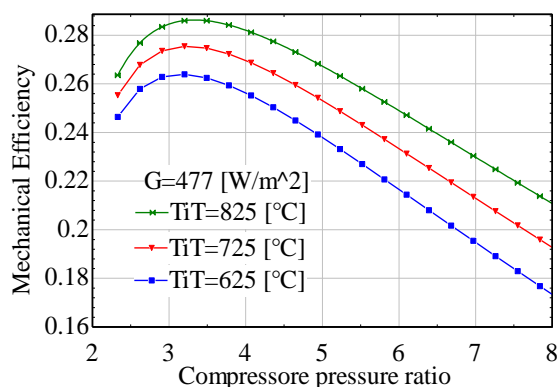
شکل ۱۱- نمودار تغییرات دبی جرمی سوخت و دبی جرمی هوا برحسب بازده بازیاب حرارتی

در شکل (۱۲) اثر تغییر شدت تابش خورشید بر دبی جرمی سوخت و دمای هوای خروجی از گیرنده و در شکل (۱۳) اثر آن بر بازده الکتریکی و مکانیکی سیستم نشان داده شده است. همان طور که از این شکل‌ها قابل مشاهده است، با افزایش شدت تابش خورشید در طول روز، دمای هوای خروجی از گیرنده افزایش می‌یابد که در نتیجه دبی جرمی سوخت کاهش و بازده الکتریکی و مکانیکی سیستم به صورت خطی زیاد می‌شود.

همان طور که قبلاً ذکر شد، مصرف ویژه سوخت در توربین



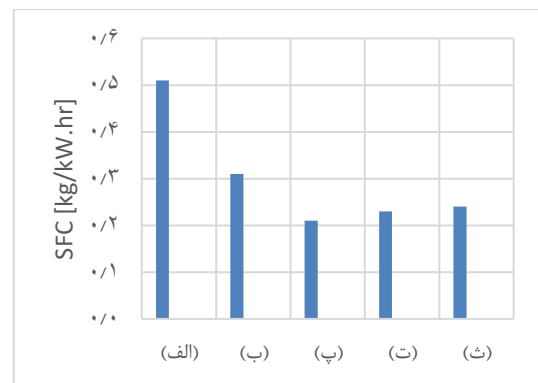
شکل ۱۶- نمودار بازده الکتریکی سیستم برحسب نسبت فشار کمپرسور و دماهای گاز ورودی به توربین در ۶۲۵، ۷۲۵ و ۸۲۵ درجه سانتی گراد



شکل ۱۷- نمودار بازده مکانیکی سیستم برحسب نسبت فشار کمپرسور و دماهای ورودی به توربین در ۶۲۵، ۷۲۵ و ۸۲۵ درجه سانتی گراد

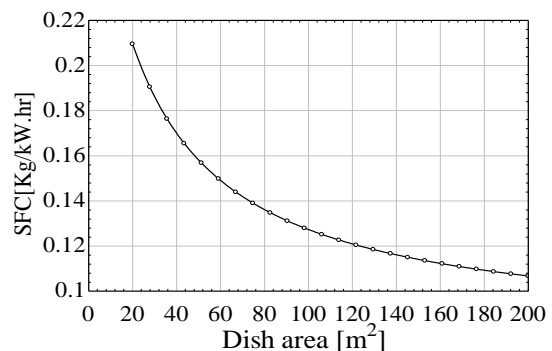
شکل‌های (۱۶) و (۱۷)، نمودار تغییرات بازده الکتریکی و مکانیکی را نسبت به فشار کاری سیستم و دمای گاز ورودی به توربین نشان می‌دهد. همان طور که از این شکل‌ها قابل مشاهده است، با افزایش نسبت فشار کمپرسور به ازای یک دمای گاز ورودی به توربین مشخص، بازده الکتریکی و مکانیکی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. دلیل این کاهش، افزایش کار مورد نیاز کمپرسور و مصرف بخش عمده‌ای از کار تولیدی توربین است.

یکی دیگر از مزایای کاهش سوخت در سیستم، کم شدن تولید دی‌اکسید کربن در محصولات خروجی احتراق است. همان طور که در شکل (۱۸) قابل رؤیت است، با افزایش شدت تابش خورشیدی، میزان تولید دی‌اکسید کربن در محصولات احتراق کاهش می‌یابد. این مسئله به خوبی بیانگر آن است که در مناطقی همچون استان قم، با شدت تابش بالا، استفاده از ترکیب سیستم توربین گازی در مقیاس کوچک با متمرکزکننده خورشیدی، موجب کاهش آلاینده‌گی محیط زیست خواهد شد، در حالی که افزایش



شکل ۱۴- نمودار تغییرات مصرف ویژه سوخت: (الف) توربین گازی ساده، (ب) توربین گازی ساده با بازیاب حرارتی، (پ) توربین گازی-خورشیدی در ۲۶ مرداد ۱۳۹۶، (پ) توربین گازی-خورشیدی در ۲۰ آذر ۱۳۹۶، (ث) توربین گازی-خورشیدی ۲۶ اسفند ۱۳۹۶

بنابراین ما برای تفسیر شکل (۱۵)، نمودار را به دو بخش تقسیم می‌کنیم. بخش اول، از مساحت صفر تا ۲۰ متر مربع که در این ناحیه، سوخت مصرفی حداکثر است. بخش دوم، مساحت ۲۰ تا ۲۰۰ متر مربع که مصرف ویژه سوخت به صورت شیب ملایم کاهش می‌یابد. دو بخش این نمودار را می‌توان به این صورت توضیح داد: در بخش اول، وقتی مساحت دریافت‌کننده صفر است، مصرف ویژه سوخت حداکثر بوده، گیرنده در چرخه وجود ندارد؛ ولی به محض اضافه شدن گیرنده در مدار، مصرف سوخت حداکثر خواهد بود. در بخش دوم، با افزایش مساحت دریافت‌کننده خورشیدی با ثابت در نظر گرفتن توان الکتریکی، دبی جرمی سوخت و رطوبت هوای کمتری وارد اتاق احتراق می‌شود و در نتیجه، مصرف ویژه سوخت به صورت شیب ملایم کاهش می‌یابد.



شکل ۱۵- نمودار مصرف ویژه سوخت سیستم برحسب مساحت گیرنده خورشیدی

در ادامه، اثر نسبت فشار کمپرسور بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته است.

مکانیکی سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد، به طوری که در نسبت فشار بین ۳ تا ۴ بیشترین بازده حاصل می‌شود. در این حالت و در دمای گاز ورودی به توربین برابر ۸۲۵ درجه سانتی‌گراد، بازده‌های الکتریکی و مکانیکی به ترتیب برابر ۲۵،۱۷ و ۲۷،۳۶ درصد است.

- با افزایش تابش خورشید به میزان ۱ درصد، بازده‌های الکتریکی و مکانیکی چرخه تقریباً ۳ درصد افزایش و انتشار دی‌اکسید کربن از اتاق احتراق ۰،۵ درصد کاهش می‌یابد. در سه شدت تابش خورشیدی ۴۷۷، ۳۱۸ و ۲۴۳ وات بر متر مربع انتشار دی‌اکسید کربن به ترتیب ۰،۰۱۴۴، ۰،۰۱۲۲ و ۰،۰۱ کیلومول بر ساعت است.

- افزایش مساحت دریافت‌کننده، مصرف سوخت سیستم را کاهش می‌دهد. در مساحت‌های ۲۰ و ۲۰۰ متر مربع، مصرف ویژه سوخت سیستم به ترتیب ۰،۲ و ۰،۱۲ کیلوگرم بر کیلووات در ساعت است. از سوی دیگر، برای ماه مرداد نسبت به ماه‌های اسفند و آذر، مصرف ویژه سوخت توربین گازی-خورشیدی به ترتیب ۱۲،۵ و ۸،۷ درصد کاهش می‌یابد.

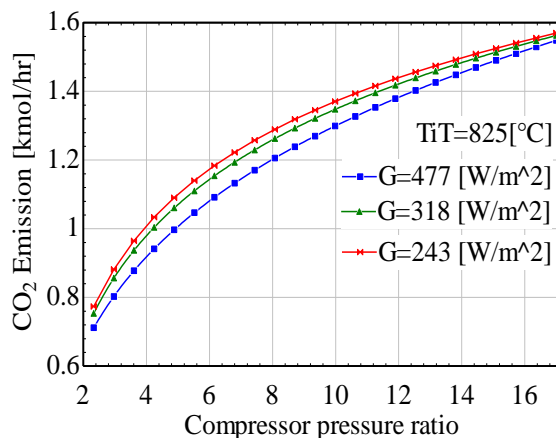
- مقایسه حالت‌های مختلف نشان داد سیستم ترکیبی توربین گازی و متمرکزکننده خورشیدی نسبت به توربین گازی با بازیاب حرارتی، ۳۲،۲۵ درصد مصرف ویژه سوخت کمتری دارد.

- یکی از عوامل مؤثر بر بهبود عملکرد سیستم، افزایش بازده بازیاب حرارتی است که سبب می‌شود دبی جرمی سوخت کاهش پیدا کند.

در زیر، پیشنهادهایی برای ادامه موضوع این پژوهش در کارهای بعدی آمده است:

- استفاده از نانوسیال در گیرنده خورشیدی.
- تحلیل اگزرژی سیستم.
- بررسی استفاده از سیستم ذخیره انرژی خورشیدی.
- بررسی استفاده از سوخت‌های دیگر مانند هیدروژن به جای گاز طبیعی.

هم‌زمان شدت تابش خورشید و نسبت فشار کاری کمپرسور، موجب افزایش انتشار دی‌اکسید کربن می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت برای کاهش انتشار دی‌اکسید کربن باید نسبت فشار کمپرسور کمتری را در سیستم در نظر گرفت.



شکل ۱۸- نمودار تغییرات تولید دی‌اکسید کربن نسبت به شدت تابش خورشیدی ۴۷۷، ۳۱۸ و ۲۴۳ وات بر متر مربع و تغییر فشار کاری کمپرسور

۸- نتیجه‌گیری

در این پژوهش یک توربین کوچک ۳۰ کیلوواتی که از یک گیرنده خورشیدی با مساحت ۵۶،۸ متر مربع بهره می‌برد، به صورت ترمودینامیکی مدل‌سازی شده و اثر عوامل مختلف از جمله دمای محیط، دمای ورودی توربین، مساحت دریافت‌کننده خورشیدی، بازده بازیاب و نسبت فشار کمپرسور بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل برای سه شرایط آب‌وهوایی استان قم با شدت تابش ۴۷۷، ۳۱۸ و ۲۴۳ وات بر متر مربع انجام شده است. از مهم‌ترین نتایج حاصل از این مطالعه می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- با افزایش دمای محیط به ازای هر ۵ درجه سانتی‌گراد، توان مکانیکی سیکل حدود ۰،۱ درصد کاهش و مصرف ویژه سوخت حدود ۰،۳ درصد افزایش می‌یابد.
- به ازای هر ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، بازده الکتریکی ۱،۸ درصد و بازده مکانیکی ۲،۳ درصد افزایش می‌یابد. همچنین دبی جرمی سوخت در حدود ۰،۴ درصد کاهش پیدا می‌کند.
- با افزایش نسبت فشار کمپرسور، بازده الکتریکی و

مراجع

- [1] Y. Kalinci, I. Dincer and A. Hepbasli, "Energy and exergy analyses of a hybrid hydrogen energy system: A case study for Bozcaada ", *International Journal Hydrogen*, Vol. 42, No. 4, January 2017, pp. 2492-2503.
- [2] A.M. Daabo, A. Al Jubori, S. Mahmoud and R. Al-Dadah, "Parametric study of efficiency small-scale axial and radial turbine for solar powered Brayton cycle application", *Energy Conversion and Management*, Vol.128, November 2016, pp. 343-360.
- [3] C. Soares, "Microturbines in Integrated Systems, fuel cells, and Hydrogen fuel", *Butterworth-Heinemann*, 2007, pp. 255-257.
- [4] S.E. Hosseini, A.M. Andwari, M.A. Wahid and G. Bagheri, "A review on green Energy Potentials in Iran", *Renewable and Sustainable Energy Review*, Vol. 27, November 2013, pp. 533-545.
- [5] R.R. Hernandez, S.B. Ester, M.L. Murphy-Mariscal, F.T. Barrows, M. Tavassoli, E.B. Allen, C.W. Barrows, J. Brlanp, R. Ochoa-Hueso, S. Ravi and M.F. Allen, "Environmental impacts of utility- scale solar energy", *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 29, January 2014, pp. 766-779.
- [6] P.A. Pilavachi, "Mini-and micro-gas turbines for combined heat and power", *Applied thermal engineering*, Vol. 22, NO. 18, December 2002, pp. 2003-2014.
- [7] Zh. Xu, Y. Lu, B. Wang, L. Zhao, CH. Chen and Y. Xiao, "Experimental evaluation of 100Kw grade micro humid air turbine cycles converted from a microturbine", *Energy*, Vol. 175, May 2019, pp. 687-693.
- [8] I.I. Enagi, K.A. Al-attab and Z.A. Zainal, "Combustion chamber design and Performance for micro gas turbine application", *Fuel processing technology*, Vol. 166, November 2017, pp. 258-268.
- [9] A. Vidal, J.C. Bruno, R. Best and A. Coronas, "Performance Characteristics and Modeling of Micro Gas Turbine for Their Integration with Thermally Activated Cooling Technologies", *International Journal of energy research*, Vol. 31, NO. 2, August 2007, pp. 119-134.
- [10] Ch.Ch. Chang, D.V. Manh, W.L. Hsu, and et al, "A case study on the Electrical Generation Using a Micro Gas Turbine Fuelled by Biogas from a Sewage Treatment Plant", *Energies*, Vol. 12, No. 12, Jan 2019, p. 2424.
- [11] R. Capata, K. Kylykbashi, A. Calabria and M.D. Veroli, "Experimental Test on a Pre-Heated Combustion Chamber for Ultra-Micro Gas Turbine device; Air/Fuel Ratio Evaluation", *Engineering*, Vol. 8, No. 11, November 2016, p. 789.
- [۱۲] حمید رادمنش و حمید هادی، «مدل سازی و ارزیابی فنی، اقتصادی و زیست محیطی عملکرد پیل سوختی کربنات مذاب در مقایسه با میکروتوربین گازی به منظور تولید همزمان برق و حرارت»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۶، شماره ۵۵، زمستان ۱۳۹۷، صفحه ۴۱۱-۴۲۶.
- [۱۳] جاماسب پیرکندی، مهدی جهرمی و مصطفی محمودی، «شبیه سازی پارامتری یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین صنعتی از دیدگاه انرژی و اقتصادی»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۳، شماره ۴۰، بهار ۱۳۹۴، صفحه ۱۷-۳۲.
- [14] A. Giotri and E. Macchi, "An advanced solution to boost sun-to-electricity efficiency of parabolic dish", *Solar Energy*, Vol. 139, December 2016, pp. 337-354.
- [15] M.J. Santos, E. Vega, R.P. Merchan, J. Gracia-Ferrero, A. Medina and A. Calvo Hernandez, "Micro gas turbine and solar parabolic dish for distributed generation", *International Conference on Renewable Energies and power quality (ICREPQ'18)*, Salamanca (Spain), March 2018, p. 37008.
- [16] M.C. Cameretti, G. Langella, S. Sabino and R. Tuccillo, "Modeling of a Hybrid Solar Micro Gas-turbine Power Plant", *Energy Procedia*, Vol. 82, December 2015, pp. 833-840.
- [17] W. Wang, G. Ragnolo, L. Aichmayer, T. Strand and B. Laumert, "Integrated Design of a Hybrid Gas Turbine-receiver Unit for a Solar Dish System", *Energy Procedia*, Vol. 69, May 2015, pp. 583-592.
- [18] Ch. Felsmann, U. Gampe and M. Freimark, "Dynamic Behavior of Solar Hybrid Gas Turbine System", *Turbine Technical Conference and Exposition GT*, NO.42437, August 2015, pp. 121-130.
- [19] G. Ragnolo, L. Aichmayer, W. Wang, T. Strand and B. Laumert, "Technoeconomic Design of a Micro Gas-turbine for a Solar Dish System", *Energy Procedia*, Vol. 69, May 2015, pp. 1133-1142.

- [20] G. Xu, Y. Wang, Y. Quen, H. Li, Sh. Li, G. Song and W. gao, "Design and characteristics of a novel tapered tube bundle receiver for high-temperature solar dish system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 91, December 2015, pp. 791-799.
- [21] M.A. Delaver and J. Wang, "Simulation of a hybrid system of solar-microturbines in cold climate regions", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 182, September 2020, p. 116080.
- [22] L. Aichmayer, J. Spelling and B. Laumert, "Preliminary design and analysis of a novel solar receiver for a micro-turbine based solar dish system", *Solar energy*, Vol. 114, April 2015, pp. 378-396.
- [23] J. Chen, G. Xiao, M.L. Ferrari, T. Yang, M. Ni and K. Cen, "Dynamic simulation of a solar-hybrid microturbine system with experimental validation of main parts", *Renewable Energy*, Vol. 154, July 2020, pp. 187-200.
- [24] M.E. Zayed, J. Zhao, A.H. Elsheikh, W. Li and M. Abd Elaziz, "Optimal design parameters and performance optimization of thermodynamically balanced dish/Stirling concentrated solar power system using multi-objective particle swarm optimization", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 178, September 2020, p. 115539.
- [25] A.H. Keshavarzadeh, P. Ahmadi, and M.A. Rosen, "Technoeconomic and environmental optimization of a solar tower integrated energy system for freshwater production", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 270, October 2020, p. 121760.
- [26] A.H. Keshavarzadeh, and P. Ahmadi, "Multi-objective techno-economic optimization of a solar based integrated energy system using various optimization methods", *Energy conversion and management*, Vol. 196, September 2019, pp. 196-210.
- [27] I. Fakhari, P. Behinfar, F. Raymand, A. Azad, P. Ahmadi, E. Houshfar and M. Ashjaee, "4E analysis and tri-objective optimization of a triple-pressure combined cycle power plant with combustion chamber steam injection to control NO x emission", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Feb 2021, pp.1-17.
- [26] W. Wang, "Development of an impinging receiver for solar dish-Brayton systems", *Doctoral dissertation, KTH Royal Institute of Technology*, 2015.
- [27] H. Riazi and N.A. Ahmed, "Effect of the Ratio of Specific Heats on a Small-Scale Solar Brayton Cycle", *procedia Engineering*, Vol. 49, November 2012, pp.263-270.
- [۲۸] هامون پورمیرزا آقا، رضا ابراهیمی و امیر بابک انصاری، «تحلیل انرژی و انرژی سیستم ترکیبی توربین گازی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۵، شماره ۵۱، زمستان ۱۳۹۶، صفحه ۳۱۹-۳۳۰.
- [29] H. Kurt, Z. Recebli and E. Gedik, "Performance analysis of open cycle gas turbines", *International Journal of Energy Research*, Vol.33, March 2009, pp.285-294.
- [30] G. Xiao, T. Yang, H. Liu, D. Ni, M. L. Ferreari, M.Li, Zh. Luo, K. Cen and M. Ni, "Recuperators for micro gas turbines: A review", *Applied Energy*, Vol. 197, 1 July 2017, pp. 83-99.
- [31] P. Ahmadi and I. Dincer, "Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA)", *Energy*, Vol. 35, December 2010, pp. 5161-5172.
- [32] J. Coventry and Ch. Andraka, "Dish system for CSP", *Solar Energy*, Vol. 152, August 2017, pp. 140-170.
- [33] J. Zhu, K. Wang, H. Wu, D. Wang, J. Du and A.G. Olabi, "Experimental investigation on the energy and exergy performance of a coiled tube solar receiver", *Applied Energy*, Vol. 156, October 2015, pp. 519-527.
- [34] R.V. Padilla, "Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plant", *University of south Florida*, 4 April 2011, (Ph.D. Thesis).
- [35] O. Behar, A. Hhellaf and K. Mohammedi, "A novel parabolic trough solar collector model-Validation with experimental data comparison to Engineering Equation solver (EES)", *Energy Conversion and Management*, Vol. 106, December 2015, pp. 268-281.
- [36] L. Malinowaski and M. Lewandowska, "Analytical model-based energy and exergy analysis of a gas microturbine at part-load operation", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 57, August 2013, pp. 125-132.
- [37] F. Caresana, L. Pelagalli, G. Comodi and M. Renzi, "Microturbogas cogeneration system for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components behavior", *Applied Energy*, Vol. 124, July 2014, pp. 17-27.

[38] M.T. Mansouri, P. Ahmadi, A.G. Kaviri and M.N.M. Jaafar, "Exergetic and economic evaluation of the of HRSG configurations on performance of combined cycle power plant", *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, June 2012, pp.47-58.

[۳۹] مریم پورحسن‌زاده، امیر فرهاد نجفی و پوریا احمدی، «مدل‌سازی ترمودینامیکی و تحلیل عملکرد یک میکروتوربین در تولید هم‌زمان حرارت و قدرت»، کنفرانس بهینه‌سازی مصرف انرژی، تهران، ایران، ۲ تا ۳ مرداد، ۱۳۸۹.

[40] W. De Paepe, F. Delattin, S. Bram and J. De Ruyck, "Steam injection experiments in a microturbine A thermodynamic performance analysis", *Applied Energy*, Vol. 97, September 2012, pp. 569-576.

[41] I.A. Orellanos Camargo, G.E. Velencia Ochoa, J.E. Rendon Lafaurie and M.O. Cadenas, "Exergoeconomic Analysis of a 30 Kw Micro Turbine Cogeneration System Using Hysys and Matlab", *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*, Vol. 57, March 2017, pp.475-480.

[42] K. Thu, B.B. Saha, K.J. Chua and Th.D. Bui, "Thermodynamic analysis on the part-load performance of a microturbine system for micro/mini-CHP applications", *Applied Energy*, Vol. 178, 15 September 2016, pp. 600-608.

[43] A. Giotri, "Preliminary analysis of solarized micro turbine gas turbine application to CSP parabolic dish plans", *Energy procedia*, Vol. 142, August 2017, pp. 768-773.