

بررسی انرژی و انرژی ریکوپراتور در کاربرد میکروتوربین برای سیستم‌های تولید همزمان گرما و توان

مراد علی پورمحمد

ایران

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد بین المللی جلفا، جلفا،

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد بین المللی جلفا، جلفا، ایران

محمدعلی اشجاری*

دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تبریز، تبریز، ایران

علیرضا رستمزاده خسروشاهی

چکیده

میکروتوربین‌ها توربین‌های گاز کوچکی (۲۵ الی ۳۰۰ کیلووات) با بازیاب حرارتی یا ریکوپراتور برای بهینه‌سازی مصرف انرژی هستند. در طرح‌های موجود، هوا به کمک ریکوپراتور و با استفاده از حرارت گازهای خروجی از توربین پیش گرم می‌شود تا سوخت کمتری در محفظه احتراق مصرف گردد. کارایی ریکوپراتور نقش کلیدی در کارکرد بهینه میکروتوربین دارد. برای بازیافت حرارت در صنعت توربین گاز از انواع بازیاب‌ها استفاده می‌شود. در حالت کلی بازیاب‌ها به دو دسته ریژنراتورها و ریکوپراتورها تقسیم می‌شوند. ریژنراتورها به صورت دوره‌ای عمل نموده و در یک دوره زمانی گرمای گازهای داغ خروجی از توربین را در ماتریس مبدل ذخیره نموده و در دوره زمانی بعدی ضمن تماس، با هوای سرد متراکم شده خروجی از کمپرسورها آنرا منتقل می‌کنند. ریکوپراتورها، مبادله‌کن گرما گاز به گاز فشرده‌ای هستند که به صورت پیوسته عمل انتقال حرارت را از گازهای گرم خروجی از توربین به هوای سرد خروجی از کمپرسور انجام می‌دهند و مورد بحث این مقاله می‌باشند. هدف اصلی در این مقاله فقط بررسی ترمودینامیکی بوده و نتایج نشان می‌دهد که افزودن ریکوپراتور باعث افزایش قابل ملاحظه در بازده گرمایی چرخه می‌شود. همچنین مقاله حاضر به بررسی تأثیر جنس مواد ریکوپراتور بر عملکرد میکروتوربین، بازده و دمای ورودی توربین که از عوامل موثر بر افزایش بازده می‌باشند، پرداخته است. حل معادلات ترمودینامیکی توسط نرم افزار EES2013 انجام گرفته و بررسی نتایج نشان می‌دهد که در نسبت فشار $Pr=4.29$ راندمان حرارتی بیشینه بوده و افزودن ریکوپراتور باعث کاهش سوخت مصرفی به میزان ۴۵ درصد در محفظه احتراق می‌گردد.

کلمات کلیدی: مدل‌سازی ترمودینامیکی، میکروتوربین، ریکوپراتور، نرم افزار EES.

Recuperator Energy and Exergy Analysis in the Application of Microturbine in Cogeneration of Heat and Power Systems

M. A. Pourmohamad

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Jolfa International Branch, Aras free trade & Industrial zone, Jolfa, Iran

M. A. Ashjari

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Jolfa International Branch, Aras free trade & Industrial zone, Jolfa, Iran

A. R. Rostamzadeh Khosroshahi

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tabriz Branch, Tabriz, Iran

Abstract

Micro turbines are indeed very small gas turbines (25-300 kW) that usually have thermal regenerator or recuperator to minimize the energy consumption. In currently working plants, the air entered into the compressor is compressed and then is preheated using the heat of turbine exhaust gases in a recuperator. One of the methods to enhance the performance of the gas turbine is using a heat exchanger to recover the energy of hot gases leaving from gas turbine. To recover heat in gas turbine industry different devices have been used. In general, heat recovery devices are divided into two groups i.e. i) regenerators and ii) recuperators. Regenerators act periodically and at the first time interval it absorbs the heat of turbine exhaust gas in the heat exchanger matrix and in the next time interval transfers heat to the cold dense air leaving the compressor. In contrast, Recuperators are heat exchangers that transfer heat into compressed air continuously and use the energy of exhaust hot gases. This paper investigates the thermodynamic of micro-turbine. The results show that adding a recuperator increases the cycle thermal efficiency significantly. Also this paper investigates the effect of recuperator materials on the micro-turbine performance and the turbine inlet temperature as the most effective factor to increase the performance. The thermodynamic equations were solved by an engineering software EES2013. Considering the results show that at the pressure ratio of 4.29 the thermal efficiency is maximum and adding a recuperator decreases the fuel consumption rate 45 percent in the combustion chamber.

Key words: Thermodynamic modeling, Micro-turbine, Recuperator, EES software.

حدود سال ۱۸۷۰ اختراع شد و امروزه فقط برای توربین گازی

استفاده می‌شود.

میکروتوربین‌ها مانند توربین‌های گازی بر اساس سیکل برایتون کار می‌کنند، با این تفاوت که در نیروگاه‌های گازی، نسبت فشار در

۱- مقدمه

چرخه ایده آل برای تولید قدرت در توربین گازها چرخه برایتون می‌باشد چرخه برایتون اولین بار توسط برایتون در

قیمت ساخت می شود اما بالا بودن بازدهی و توان خروجی می تواند این اقدام را از نظر اقتصادی مقرون بصرفه کند. امروزه تغییرات بسیاری در چرخه برایتون قابل اعمال است که از آنها برای افزایش بازدهی استفاده می شود.

همانطور که اشاره شد بازده الکتریکی میکروتوربین ها پایین می باشد و در حدود ۱۸ درصد است. در صورت استفاده از ریکوپراتور می توان آن را به ۳۰ درصد رساند که قابل مقایسه با بازده موتورهای رفت و برگشتی در چنین اندازه ای (تقریباً ۳۵ درصد) است. برای افزایش بازده میکروتوربین ها، دو راه حل اساسی وجود دارد.

۱- افزایش قابل توجه دمای ورودی توربین که در توربین های کوچک نیازمند توسعه اجزای سرامیکی در بخش های گرم توربین می باشد.

۲- ایجاد و توسعه یک سیکل ترمودینامیکی جدید که کاملاً با سیستم توربین های گازی تولید همزمان مطابقت داشته باشد.

در خصوص مورد اول که تکنولوژی سرامیک در توربین ها می باشد، متأسفانه هنوز این تکنولوژی موجود نیست. بنابراین تقاضا برای داشتن یک واحد با بازدهی بالا که در حال حاضر امکان رسیدن به آن وجود داشته باشد، با استفاده از یک سیکل پربازده تر که در آن امکان سنجی اجزای اصلی سیکل برای ارضای دقیق الزاماتی مانند انتشار آلاینده ها، هزینه های تولید و نگهداری، و اعتمادپذیری صورت پذیرفته باشد، امکان پذیر است.

تکنولوژی های دیگری نیز در حال حاضر وجود دارند که در آنها بازده الکتریکی میکروتوربین ها بیش از ۳۰ درصد می باشد. این تکنولوژی ها، براساس مطالب بیان شده در بالا، با تغییر و اصلاح سیکل ترمودینامیکی میکروتوربین ها موجود هستند.

۲- شرایط طراحی میکروتوربین ها

شرایط طراحی شرایطی است که میکروتوربین برای آن نقطه طراحی شده است به عبارت دیگر با کارکرد میکروتوربین در آن نقطه بیشترین راندمان را دارد.

هر چه شرایط محیطی مثل دما، فشار، نسبت تراکم و دور و ... به شرایط طراحی نزدیک تر شود، کارکرد میکروتوربین بهتر و راندمان آن بیشتر خواهد بود. با تغییر شرایط محیطی مثل دما، فشار، نسبت تراکم یا دور، کارکرد میکروتوربین از شرایط طراحی خارج شده و راندمان آن کمتر خواهد شد.

فرضیات در نظر گرفته شده در این مقاله مطابق جدول ۱ بوده و در این مقاله به بررسی یک میکروتوربین به ظرفیت ۳۰ kW پرداخته شده است.

جدول ۱- فرضیات در نظر گرفته شده برای مدلسازی

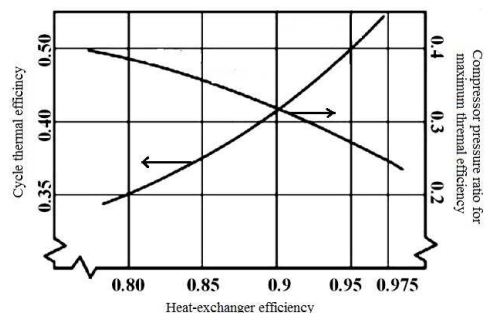
ترمودینامیکی

مقدار	تعریف	کمیت
288	دمای محیط	$T_0(K)$
101.325	فشار محیط	$P_0(kPa)$
0.31	دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور	$\dot{m}_a (kg/s)$
3.4	نسبت فشار در کمپرسور	r_c
0.79	بازده ایزنتروپیک کمپرسور	η_c
0.80	بازده ایزنتروپیک توربین	η_T
0.80	راندمان ریکوپراتور	e_{rec}
50000	ارزش حرارتی بالای سوخت	HHV(kJ/kg)
1116	دمای ورودی توربین	$T_{i,T}(K)$

کمپرسورها به ۱۶ نیز می رسد، اما در میکروتوربین ها، این نسبت معمولاً بیش از ۶ افزایش نمی یابد. همچنین در سیکل های میکروتوربین، معمولاً از خنک کاری میانی کمپرسور و بازگرمایش توربین، صرف نظر می شود. توان تولیدی میکروتوربین ها در محدود ۲۵ تا ۳۰۰ کیلو وات [۱] قرار می گیرد. میکروتوربین ها مانند سیکل های توربین گاز، شامل اجزای اصلی کمپرسور، توربین و محفظه احتراق می باشند.

برای افزایش بازده میکروتوربین ها، معمولاً یک بازیاب گرمایی (ریکوپراتور یا پیش گرم کن) در ساختمان آن به کار می رود که از انرژی گازهای خروجی از توربین، برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می شود. محدوده تغییرات بازده گرمایی (Thermal effectiveness) ریکوپراتورها (یا پیش گرم کن ها) در محدوده ۰/۶۵ تا ۰/۸۵ و مقدار معمول برای این ضریب، حدود ۰/۷۰ می باشد [۲].

ویلسون و همکاران [۳] نیز پس از انجام تجزیه و تحلیل بر روی سیکل توربین گاز و پیدا کردن فشار بهینه به نتایج زیر که در شکل ۱ نشان داده شده است، دست یافتند و نتیجه گرفتند که بازده یک چرخه توربین گاز با بازیاب می تواند به ۵۰٪ بازده الکتریکی خود برسد. کسلی و همکاران [۴] نشان دادند که نسبت فشار بهینه جهت رسیدن به راندمان حرارتی بیشینه، وابسته به دمای ورودی توربین می باشد که برای میکروتوربین ها این نسبت فشار بهینه در حدود ۴ برای دمای ورودی توربین در محدوده $900^{\circ}C - 800^{\circ}C$ اتفاق می افتد که در شکل ۱ نشان داده شده است.

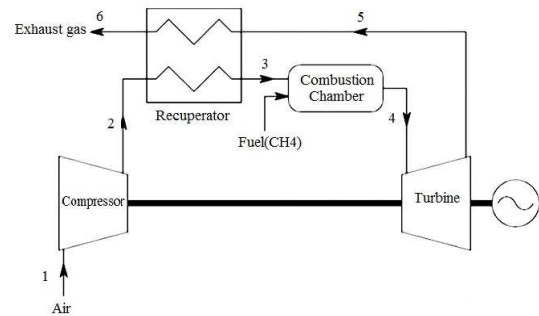


شکل ۱- بازده حرارتی چرخه توربین گاز و نسبت فشار بهینه به عنوان تابعی از بازده مبدل های حرارتی [۴]

سیستم توربین گازی بر پایه چرخه ترمودینامیکی برایتون عمل می نماید. در این چرخه هوای اتمسفر پس از متراکم و گرم شدن در یک توربین منبسط شده و توانی تولید می کند که مقداری از آن صرف به کار انداختن کمپرسور می شود و باقیمانده آن توان خروجی سیستم می باشد. توان تولیدی توربین و توان مصرفی کمپرسور تابعی از دمای مطلق مواد و نحوه خنک کردن پرها و استفاده از جریان هوا با حداقل ممکن در کمپرسور صورت می گیرد. با پیشرفت تکنولوژی و افزایش دمای مجاز ورودی به توربین، نسبت فشار بهینه نیز افزایش می یابد. دما و نسبت فشار بالا، بازده و توان مخصوص را افزایش می دهند. بنابراین در صنعت توربین گاز هدف تحقیقات، دستیابی به دما و نسبت فشار بالا است. پیشرفت در این زمینه موجب افزایش

۳- آرایش میکروتوربین با ریکوپراتور

در مدل حاضر، یک میکروتوربین دارای ریکوپراتور شبیه‌سازی شده است. سیال عامل چرخه، تا قبل از احتراق هوا بوده و بعد از احتراق محصولات احتراق می‌باشد. معمولاً برای شبیه‌سازی رفتار این سیالات از مدل $C_p=Cte$ استفاده می‌شود که با توجه به تغییرات C_p در اثر تغییر دما، این فرض رفتار گاز را به خوبی مدل‌سازی نخواهد کرد. در این مقاله از مدل مخلوط گازها استفاده شده است که به واقعیت نزدیک تر بوده و فرض گرمای ویژه ثابت را ندارد. چرخه مورد مطالعه که در شکل ۲ نشان داده شده است، یک میکروتوربین دارای ریکوپراتور است.



شکل ۲- شکل طرحواره یک میکروتوربین دارای ریکوپراتور [۱]

کمپرسور، هوا را با شرایط محیط دریافت کرده و آن را تا فشار مشخصی متراکم می‌کند. این هوای فشار بالا که افزایش دما یافته، در عبور از ریکوپراتور که یک مبادله‌کن گرمایی است از محصولات احتراقی که توربین را ترک کرده است گرما دریافت کرده و افزایش دما می‌یابد. هوا با فشار و دمای بالا وارد محفظه احتراق شده و با تزریق سوخت، مشتعل می‌گردد. محصولات احتراق با فشار بالا و دمای بسیار زیاد وارد توربین گاز می‌شوند و موجب تولید توان در توربین شده و با فشار پایین ولی با دمای بالا توربین را ترک می‌کنند. این سیال گرم در ریکوپراتور موجب گرم شدن هوای ورودی به محفظه احتراق شده و راندمان چرخه را افزایش و مصرف سوخت را کاهش می‌دهد. محصولات احتراق با دمای نسبتاً کمتری در مقایسه با حالت بدون ریکوپراتور به اتمسفر تخلیه می‌شوند. که این امر موجب کاهش آلودگی محیط زیست می‌شود.

۴- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل میکروتوربین

سیکل ترمودینامیکی برای تون مربوط به یک میکروتوربین گازی در شکل ۴ نشان داده شده است. فرضیات بکار رفته در مدل‌سازی ترمودینامیکی میکروتوربینی‌ها عبارتند از:

- ۱- جریان سیال پایا، و کمپرسور و توربین آدیاباتیک می‌باشند.
- ۲- هوا و گازهای احتراق گاز کامل فرض شده‌اند.
- ۳- برای گرمای ویژه از مدل خطوط گازها استفاده شده است.
- ۴- تغییرات انرژی و انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز فرض شده‌اند.
- ۵- شرایط محیطی (دما و فشار) با شرایط ورود به کمپرسور یکسان فرض شده‌اند.

۴-۱- آنالیز ترمودینامیکی سیکل ساده توربین گازی

در این بخش بررسی عملکرد ساختار توربین گاز برای تولیدی انرژی الکتریکی مد نظر است. به گونه‌ای که بتوان انرژی آنها بر یکدیگر را مطالعه و نیز یافتن حالت بهینه طراحی را استخراج نمود. برای ساده سازی مسئله جهت ایجاد یک دیدگاه کلی از عملکرد توربین فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- فرآیندهای تراکم و انبساط آیزنتروپیک فرض می‌شوند.
 - از افت فشار در محفظه احتراق صرف نظر می‌شود.
 - به جای فرآیند احتراق، انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود.
- با در نظر گرفتن این فرضیات، ساختار میکروتوربین مورد بررسی قرار می‌گیرد که ساده ترین آنالیزی است که می‌توان از یک توربین گازی ارائه کرد. با توجه به فرضیات بیان شده، فرآیندهای مجموعه توربین گاز به همراه معادلات حاکم برای فرآیندها ارائه شده است.

۴-۲- سیکل ساده توربین گاز (سیکل برایتون)

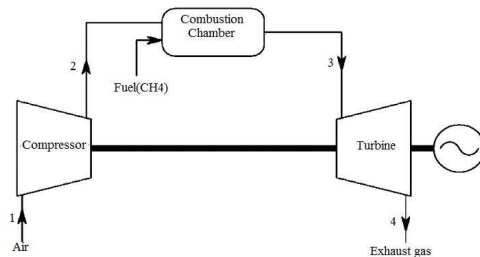
اجزای یک سیکل ساده توربین گاز در شکل (۳) نشان داده شده است. ابتدا با فرض عملکرد سیکل در حالت ایده آل، راندمان سیکل ساده نشان داده شده برابر خواهد بود با [۵]:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q} = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [\%] \quad (1)$$

که در آن $r = P_2 / P_1 = P_3 / P_4$ می‌باشد (زیرنویس‌های ۱ تا ۴ در شکل ۵ تعریف شده است). بنابراین راندمان فقط به نسبت فشار و ماهیت گاز (γ) بستگی دارد. همچنین کار خروجی مخصوص در حالت ایده آل برابر است با:

$$\frac{W}{C_p T_1} = t \left[1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] - \left(r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2)$$

که در آن $t = \frac{T_3}{T_1}$ می‌باشد. کار خروجی مخصوص در نسبت فشاری که دمای خروجی از کمپرسور و توربین در آن مساوی می‌باشد، بیشترین مقدار را خواهد داشت. نتیجه به این صورت خواهد بود که برای تمامی مقادیر t ، بین ۱ و $t^{2(\gamma-1)}$ ، T_4 بیشتر از T_1 خواهد بود و بدین جهت می‌توان یک مبادله‌کن گرما را برای کاهش انتقال گرما از منبع خارجی بکار برد و در نتیجه راندمان را افزایش داد. این مبادله‌کن گرما بازیاب نامیده می‌شود.



شکل ۳- طرحواره سیکل ساده توربین گاز [۱]

۴-۳- سیکل دارای بازتاب توربین گاز

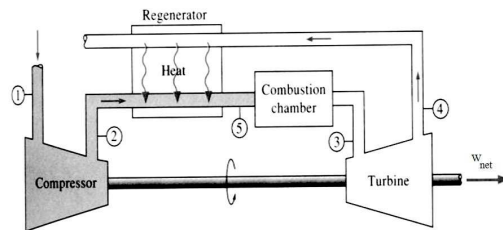
سیکل توربین گاز با مبدل بازتاب در شکل ۴ نشان داده شده است و بر همین اساس راندمان یک بازتاب توسط رابطه زیر تعریف می‌گردد [۵]:

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} [\%] \quad (3)$$

و راندمان سیکل دارای بازتاب برابر خواهد بود با [۵]:

$$\eta_{regeneration} = \frac{W_{net}}{Q_{mpm}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) \cdot (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} [\%] \quad (4)$$

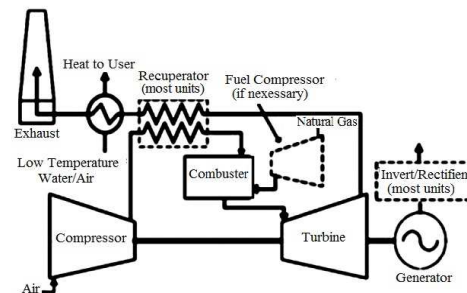
بنابراین در سیکل برای تون با بازتاب، بازده حرارتی نه تنها تابع نسبت فشار است بلکه تابع کمترین دمای سیکل به بیشترین دمای سیکل نیز می‌باشد. برای یک مقدار معین $t = \frac{T_3}{T_1}$ ، راندمان با کاهش نسبت فشار، افزایش پیدا می‌کند (در حالی که در سیکل ساده، افزایش فشار راندمان را بالا می‌برد). با بکارگیری بازتاب در سیکل توربین گاز می‌توان مصرف سوخت تزریقی به سیکل را کم نموده و از این طریق بازده کلی سیکل را افزایش داد [۵].



شکل ۴- طرحواره سیکل های توربین گاز با بازتاب [۵]

۵- شرح عملکرد کلی یک میکروتوربین

شکل ۵ اجزای مختلف یک میکروتوربین با ریکوپراتور را نشان می‌دهد.



شکل ۵- یک میکروتوربین با ریکوپراتور [۱]

اجزاء میکروتوربین عبارت است از (شکل ۸):

- ۱- کمپرسور و توربین شعاعی تک مرحله‌ای
- ۲- ژنراتور مغناطیسی دائمی سرعت بالا (بالا تر از ۱۲۰,۰۰۰ دور بر دقیقه)
- ۳- ریکوپراتور
- ۴- محفظه احتراق
- ۵- تجهیزات رگولاتور ولتاژ تولیدی و مبدل‌ها

همان طور که در شکل ۵ مشخص است، هوای ورودی پس از عبور از فیلتر وارد کمپرسور شده و پس از فشرده شدن، از قسمت ریکوپراتور عبور می‌کند. و دمای هوا به واسطه دمای گازهای خروجی از توربین افزایش می‌یابد در حقیقت هوای خروجی از کمپرسور در ریکوپراتور بیشتر می‌شود.

هوا پس از گرم شدن وارد محفظه احتراق و پس از برخورد با سوخت، مشتعل می‌گردد هوای مشتعل و داغ با سرعت زیاد به توربین وارد شده و پس از برخورد به پره های توربین باعث به گردش در آمدن پره های توربین می‌شود. سپس گازهای داغ از آگزوز وارد ریکوپراتور شده و چون هدف استفاده از ریکوپراتور که یک بازتاب حرارتی بوده، بهبود راندمان حرارتی میکروتوربین و بازیافت حرارت گاز خروجی از توربین می‌باشد که از انرژی گازهای گرم خروجی از توربین برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌کند تا با افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق مصرف سوخت را کاهش دهند.

در این پروژه برای ریکوپراتور بازده حدود ۸۰٪ در نظر گرفته می‌شود [۶]. بخشی از نیروی تولید شده توسط توربین، صرف چرخاندن کمپرسور هوا (تقریباً ۶۰٪) و باقیمانده از طریق یک شفت رابط به ژنراتور منتقل می‌شود و در انتها برق تولیدی توسط ژنراتور پس از تنظیم شدن به مصرف می‌رسد. بنابراین میکروتوربین‌ها سیستم‌های بسیار ساده‌ای هستند که معمولاً تنها دارای یک جزء متحرک می‌باشند. سیکل به طور پیوسته تکرار می‌شود.

این جزء متحرک یک شفت سرعت بالاست که کمپرسور، چرخ توربین و ژنراتور را تحمل کرده و به جای سوار شدن بر روی یاتاقان روغنکاری شده (که در اکثر توربین های احتراقی مورد استفاده قرار می‌گیرد) بر روی یاتاقان هوایی سوار می‌شود. این امر باعث کاهش هزینه تعمیرات و پیچیدگی فنی می‌گردد. یاتاقان‌های هوایی سال‌هاست که در سیستم‌های خنک‌سازی کابین هواپیما به کار می‌روند. آنها به توربین اجازه می‌دهند بر روی لایه نازکی از هوا بچرخد در نتیجه اصطکاک پایین بوده و سرعت چرخش بالا خواهد بود. به این ترتیب هیچ نوع روغن یا پمپ روغنی مورد نیاز نمی‌باشد. یاتاقان‌های هوایی سهولت کارکرد را با هزینه پایین، بدون نگرانی در مورد اطمینان از کارکرد سیستم، عدم نیاز به نگهداری مصرف انرژی در مقایسه با مخزن روغن و سیستم فیلتر فراهم می‌گردد. زمان راه اندازی میکروتوربین‌ها در حالت سرد ۳ دقیقه می‌باشد. البته میکروتوربین‌ها به طور کلی شامل دو نوع تک شافتی و دو شافتی می‌باشند. در مدل تک شافتی، توربین، کمپرسور و ژنراتور را می‌چرخاند در حالی که در مدل‌های دو شافتی می‌توان با استفاده از یک توربین جداگانه برای ژنراتور و استفاده از جعبه دنده و به کار بردن ژنراتورهای سنکرون معمولی فرکانس مناسب برای مصرف کننده را مستقیماً تولید نمود. [۷]

محصولات خروجی احتراق دمایی در محدوده $204^{\circ}C$ تا $315^{\circ}C$ دارند که برای برآوردن نیازهای حرارتی ساختمان‌ها کاملاً مناسب است. میکروتوربین‌ها می‌توانند با استفاده از سوخت‌های متنوعی کار کنند. عمر مفید آنها در حدود ۴۰,۰۰۰ تا ۸۰,۰۰۰ ساعت است. در صورت استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت دمای پایین ورودی و نسبت بالای هوا بر سوخت منجر به انتشار NOx کمتر از ۱۰ppm می‌شوند.

۶- شبیه‌سازی میکروتوربین

روابطی که در مدل‌سازی این مقاله بکار رفته است به صورت کلی از مراجع [۹، ۱۰ و ۱۱] تهیه شده است که در این قسمت خلاصه آنها ذکر شده است.

فشار خروجی از محفظه احتراق:

$$P_4 = P_3(1 - \Delta P_{CC}) [pa] \quad (18)$$

که $\eta_{cc} = 0.98$ بازده حرارتی محفظه احتراق و $\Delta P_{cc} = 5\%$ است [۲].

۶-۴- فرمول‌های مورد استفاده در مدل‌سازی توربین

$$r_{p,GT} = \frac{P_4}{P_5} = \frac{P_4}{P_5} \quad (19) \quad \text{نسبت فشار توربین}$$

$$\eta_{T,S} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (20) \quad \text{راندمان ایزنتروپیک توربین}$$

قدرت خروجی توربین به صورت زیر محاسبه می‌شود:

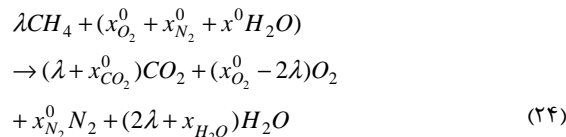
$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_4 - T_5) [kw] \quad (21)$$

$$\dot{W}_{net} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \times C_{p,g} \times (T_4 - T_5) - \dot{m}_a C_{p,a} (T_2 - T_1) [kw] \quad (22)$$

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - r_{p,GT}^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}, [k] \quad (23)$$

$$(\gamma_g = 1.33)$$

معادله واکنش برای محفظه احتراق عبارتست از:



$$\lambda = \frac{n_f}{n_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \cdot \frac{M_a}{M_f} \quad \text{نسبت مولی هوا به سوخت}$$

$$M_a = 28.254 \frac{Kg}{Kmol} \quad \text{جرم هوا}$$

$$M_f = 16.043 \frac{Kg}{Kmol} \quad \text{جرم مولی سوخت}$$

متغیرها:

λ نسبت مولی هوا به سوخت:

$$M_a : \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] \quad \text{جرم مولی هوا}$$

$$M_f : \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] \quad \text{جرم مولی سوخت}$$

برای رطوبت نسبی (۰.۶۰) شرایط استاندارد، کسر مول هوا به سوخت به صورت زیر است:

$$x_{N_2}^0 = 0.7748, \quad x_{CO_2}^0 = 0.0003, \quad x_{H_2O}^0 = 0.190$$

$$x_{O_2}^0 = 0.25059$$

۷- راندمان میکروتوربین‌ها در سیستم‌های CHP

راندمان نیروگاه‌های حرارتی عبارتست از انرژی الکتریکی تولید شده تقسیم بر مقدار سوخت مصرف شده ولی در مورد سیستم‌های CHP تعریف راندمان چنین است:

۱- راندمان کلی: عبارتست از مجموع انرژی الکتریکی و انرژی حرارتی مفید تولید شده تقسیم بر مقدار سوختی که توسط سیستم CHP مصرف می‌شود. راندمان کلی سیستم‌های CHP بیش از ۷۰ درصد است.

۲- راندمان تولید برق: عبارتست از انرژی الکتریکی تولید شده تقسیم بر سوخت مصرف شده.

۶-۱- فرمول‌های مورد استفاده در مدل‌سازی کمپرسور هوا

نسبت فشار، راندمان ایزنتروپیک، توان و دمای هوای خروجی از کمپرسور به ترتیب به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$r_{p,AC} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{نسبت فشار کمپرسور} \quad (5)$$

$$\eta_{AC,S} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_2 - T_1) [kw] \quad (7)$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_{p,AC}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} [k] \quad (8)$$

P_r فشار نسبی، \dot{m}_a دبی جرمی هوا و h آنالژی مخصوص هواست. مشخصات هوا در $P_a = 1.013bar$ و $\gamma_a = 1.4 : T_a = 25^\circ C$.

۶-۲- فرمول‌های مورد استفاده در مدل‌سازی رکوپراتور

هدف از استفاده از رکوپراتور که یک بازیاب حرارتی است، کاهش مصرف سوخت و بهبود راندمان حرارتی یک میکروتوربین می‌باشد که از انرژی گازهای گرم خروجی از توربین برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌کند.

$$P_3 = P_2(1 - \Delta P_{a,rec}) [kpa] \quad (9)$$

$$P_6 = P_5(1 - \Delta P_{g,rec}) [kpa] \quad (10)$$

$$\dot{m}_a C_{p,a} (T_3 - T_2) = \dot{m}_g C_{p,g} (T_5 - T_6) \cdot \eta_{rec} \quad (11)$$

$$\eta_{rec} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad \text{راندمان ریکوپراتور} \quad (12)$$

\dot{m}_g دبی جرمی گاز مشتعل است. $C_{p,g} = 1.17kJ/kgK$. $\Delta P_{g,rec} = 3\%$ و $\Delta P_{a,rec} = 5\%$ [۲].

۶-۳- فرمول‌های مورد استفاده در مدل‌سازی محفظه احتراق

$$\dot{m}_a h_3 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_4 + \dot{Q}_{L,cc} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{L,cc} = \dot{m}_f LHV (1 - \eta_{cc}) \quad (14)$$

$$\eta_{cc} = 1 - \frac{\dot{Q}_{L,ss}}{\text{Natral gas} * LHV} \quad (15)$$

η_{cc} راندمان محفظه احتراق

$$h_3 = C_{p,a} (T_3 - T_a), h_4 = C_{p,g} (T_4 - T_a) \quad (16)$$

علاوه بر پایستاری انرژی، جرم نیز در طول احتراق پایستار است.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (17)$$

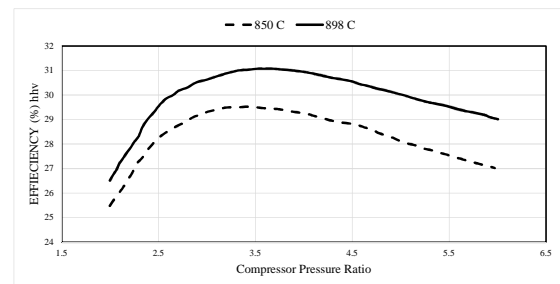
$$\eta_{CHP} = \frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{Q_f} \quad (25)$$

حاصل جمع انرژی الکتریکی خروجی و حرارت مفید تولید شده توسط سیستم CHP تقسیم بر مقدار سوختی که توسط سیستم CHP مصرف می شود. H_{CHP} همان ارزش حرارتی بالای سوخت است که در این مقاله برابر $50 \frac{MJ}{Kg}$ در نظر گرفته شده و

مصرف ویژه سوخت یا SFC برابر است با میزان مصرف سوخت بر توان تولیدی خالص می باشد [۹].

شکل ۶ راندمان میکروتوربین را به صورت تابعی از نسبت فشار کمپرسور برای گستره دمای احتراق توربین گاز ۸۵۰ تا ۸۹۸ درجه سلسیوس نشان می دهد.

با توجه به شکل ۶، دمای بالاتر ورودی به توربین گاز منجر به راندمان بیشتر خواهد شد، همچنانکه راندمان سیکل گاز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز افزایش می یابد. همچنین مطابق این شکل محدوده بهینه عملکرد برای بیشینه راندمان در گستره نسبت فشار ۳ تا ۴ است.

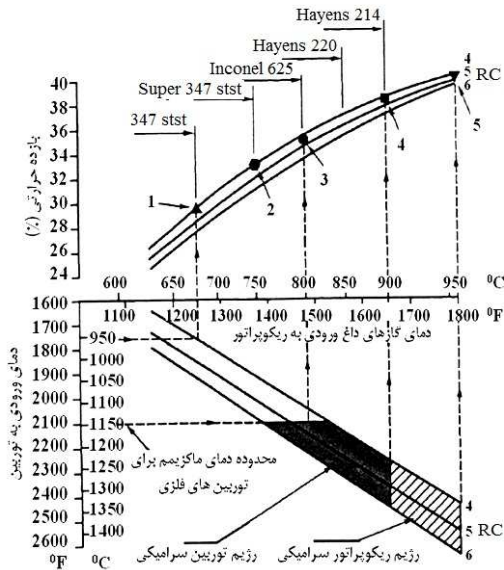


شکل ۶- راندمان میکروتوربین به صورت تابعی از نسبت فشار کمپرسور و دمای احتراق توربین گاز [۱]

۸- تأثیر جنس مواد بر راندمان ریکوپراتورها

بیش از شش دهه است که برای بالاتر بردن بازدهی میکروتوربین ها تلاش می شود. بازدهی احتراق، بازدهی قطعات مکانیکی مانند توربین و کمپرسور و همچنین ژنراتور میکروتوربین ها بسیار مورد مطالعه قرار گرفته اند و امروزه دارای مقادیر کاملاً قابل قبولی می باشند. دو پارامتری که هنوز پتانسیل لازم برای افزایش راندمان سیکل را دارند یکی افزایش مقدار دمای ورودی به توربین و دیگری افزایش بازدهی ریکوپراتورها می باشند. برخلاف توربین های بزرگ با جریان محوری، سرمایش توربین ها همگام با تکنولوژی مواد پیش می رود که آن نیز منجر به استفاده از روتورهای سرامیکی خواهد شد. با کمی افزایش در نسبت فشار کمپرسور، افزایش دمای ورودی به توربین به معنی افزایش دمای ورودی به ریکوپراتور نیز خواهد بود و لازمه این امر استفاده از سوپر آلیاژهای با قیمت بالاتر برای اجزای ریکوپراتور که خود یکی از قسمت های بسیار گران سیکل به شمار می آید، می باشد. افزایش بازدهی ریکوپراتور روش بسیار راحتی می باشد، اما نتیجه آن افزایش وزن و حجم و در نتیجه بالا رفتن هزینه ها و همچنین نصب می باشد. در شکل ۷ دو پارامتر دمای گازهای ورودی به توربین و بازده حرارتی بر حسب پارامترهایی چون دمای گازهای داغ ورودی به ریکوپراتور، رژیم های مختلف سیکل میکروتوربین های گازی که شامل رژیم ریکوپراتورهای سرامیکی، رژیم

توربین های سرامیکی و رژیم توربین های کوچک جریان شعاعی و فلزی می باشد، نشان داده شده است. از ویژگی های بسیار مهم این نمودار آنست که به وسیله آن با داشتن دو پارامتر دمای گازهای داغ ورودی به توربین که از محدودیت های متالورژیکی سیستم می باشد و پارامتر نسبت فشار کمپرسور (RC)، می توان به پارامترهای مهمی چون دمای گازهای داغ ورودی به ریکوپراتور و بازده حرارتی سیکل دست یافت و همچنین موادی که در ساخت ریکوپراتور در آن بازه دمایی قابل استفاده می باشند را تعیین نمود.



شکل ۷- تأثیر محدوده دمایی ریکوپراتورها بر عملکرد میکروتوربین [۱۲]

- ۱- میکروتوربین های امروزی با ریکوپراتور فولاد ضد زنگ،
- ۲- هدف نهایی با ریکوپراتورهای آلیاژی فولاد ضد زنگ،
- ۳- پتانسیل قابل دستیابی برای میکروتوربین های تمام فلزی،
- ۴- محدوده بازده با ریکوپراتورهای سوپر آلیاژ،
- ۵- اهداف بلند مدت بازده برای میکروتوربین های سرامیکی.

۹- تأثیر دمای ورودی به توربین بر راندمان حرارتی

در اولین مولدهای میکروتوربین، انتخاب مواد بکار رفته در ساخت ریکوپراتور وابسته به شرایط سیکل و اولویت های استفاده کننده بود. فولاد ضد زنگ^۱ ۳۴۷ به طور وسیعی به دلیل خواص خوب و قیمت پایین آن استفاده می شد. هنگامی که دمای ورودی به توربین ها در موتورهای با نسبت فشار پایین افزایش پیدا نمود، به تبع آن دمای گاز ورودی به ریکوپراتورها نیز افزایش پیدا کرد و تا آنجا پیش رفت که دیگر استفاده از فولاد ضد زنگ ۳۴۷ با عمر پیش بینی شده ۴۷۰۰۰۰ ساعت قابل توجیح نبود. محدودیت های دمایی ریکوپراتورها وابسته به میزان مقاومت کششی و مقاومت به خوردگی، اکسید شدن و تغییر شکل های تحت خزش دارد. تمامی ویژگی های مواد فلزی مورد استفاده در ساخت ریکوپراتورهای امروزی در شکل ۷ داده شده اند. نوع فولاد ضد زنگ ۳۴۷ در بسیاری از ریکوپراتورهای میکروتوربین های امروزی استفاده می شود اما محدودیت دمایی آنها در حدود ۶۷۵

^۱ Austenitic stainless steel

شوکه‌های حرارتی و اشکال اصلی سرامیکها در شکنندگی مکانیکی و مشکلات آب بندی سیستمهایی که از این تکنولوژی استفاده می کنند می باشد.

موادی که بجز سرامیک ها در کاربردهای ریکوپراتورها می باشد که در دماهای بالا عمل می کنند بکار می روند عبارتند از:

- ۱- خانواده لیتیم - آلومینوسیلیکاتها (LAS): موادی هستند که به دلیل پایین بودن ضریب انبساط حرارتی شان، مقاومت بالایی در برابر شوکه‌های حرارتی دارند.
- ۲- آلومینوسیلیکات منیزیم (MAS): با فرمول $2MgO:2Al_2O_3:5SiO_2$ ، این ماده یکی از پایین ترین ضرایب انبساط حرارتی را دارد $[16 \times 10^{-9} mm^{-1} K^{-1}]$.
- ۳- Mullite - Aluminum Titanate (MAT)
- ۴- فسفاتهای زیر کونیم (NZN) [۱۲و۱۳]

۱-۰ دیدگاه آگرژی

تحلیل آگرژی، بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک، از اوایل قرن گذشته مورد توجه قرار شده و از سال ۱۹۳۰، میلادی این تحلیل بسط و توسعه بیشتری نموده است. اصطلاح آگرژی بوسیله رانت در سال ۱۹۵۶ پیشنهاد گردید البته قبل از او توسط گیبس و کینان توابع مشابهی تعریف شده بودند. با شروع بحران انرژی در دهه ۷۰ میلادی تحلیل آگرژی در راس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار گرفت. بر طبق قانون دوم ترمودینامیک در هر فرآیند واقعی، انتروپی تولید شده متناسب با از دست رفتن آگرژی و نابودی آن در طی فرآیند، می باشد.

بنابر تعریف، آگرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد، حاصل می شود. در این مقاله از جملات آگرژی پتانسیل و جنبشی صرفنظر شده است. آگرژی از دو قسمت مهم فیزیکی و شیمیایی تشکیل شده است. آگرژی فیزیکی حالت کلی و با در نظر گرفتن محصولات احتراق به صورت زیر تعریف می شود. و آگرژی شیمیایی به صورت زیر تعریف می شود.

G^E انرژی آزاد گیبس است که در فشارهای پایین قابل چشم پوشی است و γ_i جزء مولی هر یک از اجزاء در ترکیب گازهای خروجی پس از محفظه احتراق می باشد. با توجه به روابط آگرژی هر خط جریان محاسبه شده و سپس با استفاده از جدول ۲ تخریب و راندمان آگرژی هر یک از اجزاء به دست می آید [۱۴، ۱۵، ۱۶ و ۱۷]:

$$e = ep_{pH} + e_{ch} + e_{pT} + e_{kN} \quad (26)$$

$$\dot{E}x_Q + \sum_m \dot{m}_m ex_m = \dot{E}x_w + \sum_{out} \dot{m}_{out} ex_{out} + \dot{E}x_D \quad (27)$$

$$ex \equiv ex_{ph} + ex_{ch} \quad (28)$$

$$e_{ph} = C_p T_0 \left[T_0^{-1} - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (29)$$

$$ex_{ch}^{mix} = \sum_{i=1}^n x_i ex_{ch_i} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i + G^E \quad (30)$$

آگرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در حالت شرایط محیط (T_0, P_0) می تواند تولید کند. بطوری که

درجه سلسیوس می باشد. همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است، با استفاده از این ماده، بیشینه راندمان حرارتی قابل دستیابی میکروتوربین ها ۳۰ درصد خواهد بود. برای افزایش دمای گازهای ورودی به ریکوپراتور، نیاز به استفاده از آلیاژی با نیکل بالاتر می باشد. با افزایش دمای ورودی به ریکوپراتور تا ۷۵۰ درجه سلسیوس، به وسیله بکارگیری موادی مانند سوپر استنلس استیل ۳۴۷ می توان به بازدهی در حدود ۳۳ درصد رسید. با اندکی افزایش نسبت فشار کمپرسور و فرض بازدهی ریکوپراتور ۹۱ درصد، می توان با بکارگیری موادی چون اینکونل ۶۲۵ به بازدهی حرارتی ۳۵ درصد رسید. سیر تکاملی طراحی توربین های گازی برای افزایش راندمان آنها بر پایه افزایش دمای ورودی توربین استوار است. این مهم با بهبود خواص حرارتی مواد بکار رفته در ساختمان توربین گاز و دیگر تجهیزات امکان پذیر می باشد [۱۲و۱۳].

افزایش دمای ورودی به توربین، باعث افزایش در دمای گاز خروجی توربین نیز خواهد شد و این امر لزوم استفاده از موادی با مقاومت حرارتی بالا را در ریکوپراتورها اجتناب ناپذیر می کند. دمای ورودی توربین در محدوده ۱۵۰۰-۱۴۰۰K، دمای خروجی گاز ۱۰۰۰-۷۰۰K را باعث می شود (که وابسته به نسبت فشار توربین تغییر می کند) و این دما در محدوده آلیاژهای پیشرفته حاوی نیکل می باشد. موادی که در ساخت ریکوپراتورها استفاده می شوند باید قابلیت تحمل دماهای بالا را برای مدت زمان طولانی داشته باشند. ماده بکار رفته باید برای شرایط جوشکاری یا لحیم کاری مناسب باشد، قابلیت شکل گیری با روشهای معمول ساخت مانند قالب گیری، پرس و خمکاری را داشته باشد و آخر همه ارزان باشد. طول عمر عملکردی^۱ یک ریکوپراتور عمدتاً توسط مقاومت ماده بکار رفته در برابر خزش^۲ یا به طریقه شگفت آوری برای فولادهای ضد زنگ در بعضی کارکرد خاص، مقاومت ضعیف در برابر خوردگی^۳، محدود می شود.

مواد فلزی با دمای بالا که پس از فولاد ضد زنگ ۳۴۷ که به طور وسیعی در کاربردهای امروزی و دما پایین ریکوپراتورها بکار می رود، کاربرد های دما بالای ریکوپراتور بکار می روند عبارتند از:

۱- فولاد ضد زنگ نوع ۳۲۱ که شامل Fe, 0.3%Ti, 11%Ni, 17%Cr می باشد و در کاربردهای فولادهای ضد زنگ برای ریکوپراتورها محدوده انتهایی^۴ می باشد.

۲- Inconel 625 که شامل Ni, 4%Nb, 4% Fe, 9%Mo, 21%Cr می باشد.

۳- آلیاژ Haynes 214 که شامل Ni, 3%Fe, 4% Al, 16% Cr می باشد و در ردیف آلیاژهای Al_2O_3 قرار می گیرد.

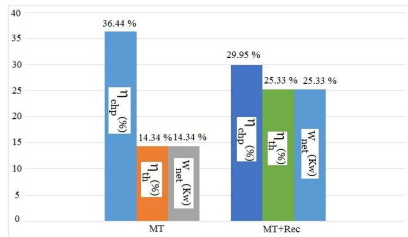
کوشش در زمینه بالا بردن دمای بیشینه توربین های گاز، منجر به استفاده از مواد سرامیکی و کربنی در ساختار توربین های گاز خواهد شد. افزایش دمای بیشینه سیکل از حدود ۹۰۰ تا ۱۱۰۰ درجه سلسیوس در یک میکروتوربین ۷۵-۲۵kW باعث افزایش راندمان از ۳۲٪ به ۳۷٪ خواهد شد. همانگونه که قبلاً در نمودارها بیان شد، جهت بالا بردن دمای ورودی به توربین نیاز به استفاده از مواد سرامیکی می باشد. ویژگی اصلی سرامیکها مقاومت آنها در برابر

¹ Operational Life Time

² Creep

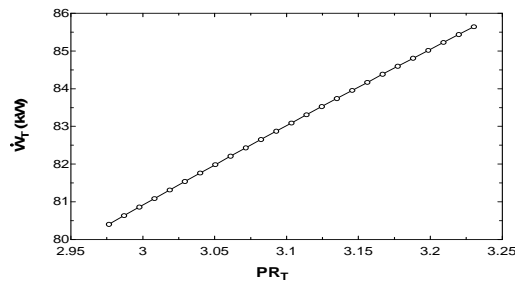
³ Corrosion

⁴ Baseline



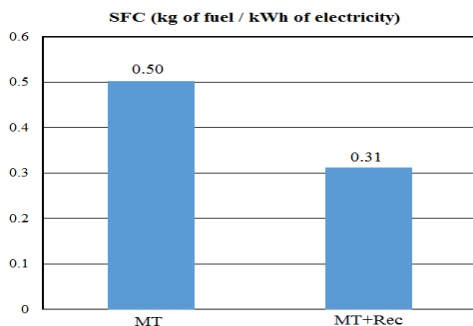
شکل ۸ - مقایسه بین کار خالص خروجی، راندمان حرارتی و راندمان کل میکروتوربین ساده با میکروتوربین ریکوپراتوردار

همان طور که در نمودار شکل ۸ مشاهده می شود، بیشترین توان توسط آرایش میکروتوربین ساده تولید می شود. این امر را می توان به این صورت توجیه کرد. با توجه به اینکه کمپرسور برای آرایش های مختلف، نسبت فشار برابری را ایجاد می کند، هر چه افت فشار در سیستم کمتر باشد، نسبت فشار در توربین افزایش می یابد. شکل زیر تأثیر نسبت فشار در توربین را بر توان تولیدی توربین نشان می دهد.



شکل ۹ - تغییرات توان تولیدی توربین بر حسب نسبت فشار توربین

با توجه به شکل ۹ ملاحظه می شود که افزایش نسبت فشار توربین موجب افزایش توان تولیدی آن می شود. بنابراین هرچه سیستم اجزای کمتری داشته باشد، افت فشار کاهش، نسبت فشار توربین افزایش و در نتیجه توان تولیدی افزایش می یابد. با توجه به توضیحات فوق، آرایش میکروتوربین ساده، بیشترین توان تولیدی را دارد. با آماده شدن یک ریکوپراتور به آرایش میکروتوربین ساده، سیال عامل دو بار از ریکوپراتور عبور می کند. هوای خروجی از کمپرسور افت فشار ۵ درصدی و گازهای خروجی از توربین، افت فشار ۳ درصدی خواهند داشت و در نتیجه توان تولیدی نسبت به حالت دوم کمتر خواهد بود.



شکل ۱۰ - میزان سوخت مصرفی به ازای واحد انرژی الکتریکی تولیدی

ماده با اجزاء تشکیل دهنده محیط واکنش شیمیایی انجام داده و محصولات واکنش نهایتاً به حالت مرده برسند.^۱ یکی از کاربردهای مهم مفهوم فوق، محاسبه آگزروی شیمیایی سوخت می باشد که برای سوختهای هیدروکربنی با فرمول شیمیایی $(C_n H_m)$ مقدار آگزروی شیمیایی برابر است با:

$$Ex_{ch} = -\Delta G(T_0, P_0) + T_0 R \cdot \ln \left(\frac{(y_{O_2}^0)^{\frac{n+m}{4}}}{(y_{CO_2}^0)^n (y_{H_2O}^0)^m} \right) \quad (31)$$

که در این رابطه:

$$-\Delta G = \bar{g}_{C_n H_m}(T_0, P_0) - n \bar{g}_{CO_2}(T_0, P_0) - \left(\frac{m}{2}\right) \bar{g}_{H_2O}(T_0, P_0) \quad (32)$$

برای سوختهای دارای فرمول شیمیایی فوق، روابط تجربی ارائه گردیده که مهمترین این روابط در جدول ۳ آورده شده است. در این جدول، $\xi = Ex_{ch} / LHV$ است که LHV ارزش حرارتی پایین سوخت می باشد.

جدول ۲- فرمولهای اساسی مربوط به آگزروی قسمتهای مختلف

میکروتوربین [۱۹]

Components	Exergy destruction	Exergy efficiency
Compressor	$\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{AC}$	$\eta_{AC} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{AC}}$
Combustion chamber	$\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_{f,cc} + \dot{E}_4$	$\eta_{CC} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_{f,cc}}$
Gas turbine	$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 + \dot{W}_{GT}$	$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}$
Recuperator(rec)	$\dot{E}_{D,Rec} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2)$	$\eta_{Rec} = \frac{\dot{E}_{D,Rec}}{\sum_{i,Rec} \dot{E}_i}$

جدول ۳- روابط تجربی برای محاسبه آگزروی شیمیایی سوختهای

متداول [۲]

ماده سوختی	رابطه تجربی
سوختهای هیدروکربنی گازی	$\xi = 1.033 + 0.0169 \frac{m}{n} - \frac{0.0698}{n}$
سوختهای هیدروکربنی مایع	$\xi = 1.04224 + 0.011925 \frac{m}{n} - \frac{0.042}{n}$
سوختهای هیدروکربنی جامد	$\xi = 1.0435 + 0.0159 \frac{m}{n} - \frac{0.042}{n}$

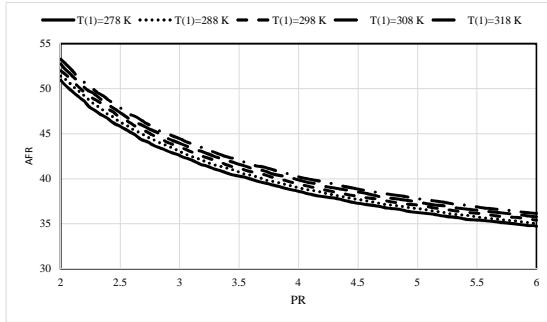
در محاسبات مربوط به آگزروی فرضیات ذیل در نظر گرفته شده است:

- ۱- جریان واکنش گرما پایا هستند.
- ۲- تمامی گازهای ایده آل هستند.
- ۳- تخریب آگزروی با افزایش دما رابطه مستقیم دارد.

۱۱- نتایج مربوط به تحلیل انرژی

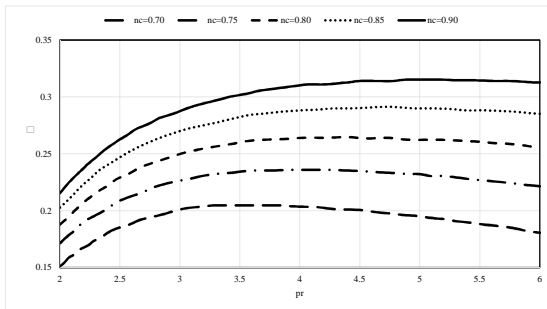
نمودار زیر ۲ آرایش (میکرو توربین ساده و میکروتوربین با ریکوپراتور) مورد نظر را از نظر توان خالص تولیدی، بازده حرارتی چرخه و بازده تولید همزمان قدرت و گرما مقایسه می کند.

¹ Dead State

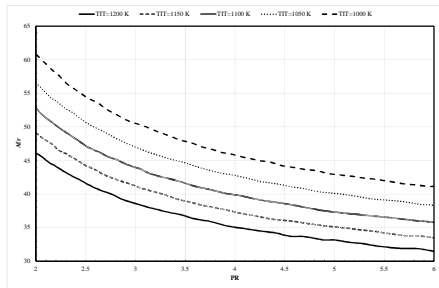


شکل ۱۴- تغییر دمای محیط برحسب نسبت فشار در مقابل میزان سوخت مصرفی

سوخت مصرفی و بازده حرارتی آن تأثیر خواهد داشت. بنابراین کاهش دمای محیط، توان خروجی و راندمان سیستم را افزایش می دهد و بالعکس. در مناطق گرمسیر، خنک کردن هوای ورودی (با استفاده از اسپری آب به هوای ورودی) باعث بهبود عملکرد میکروتوربین می گردد.



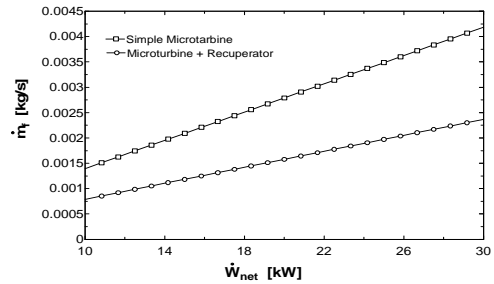
شکل ۱۵- نمودار نسبت فشار و بازده حرارتی چرخه و دمای ورودی توربین



شکل ۱۶- نمودار نسبت فشار و میزان سوخت مصرفی و دمای ورودی توربین

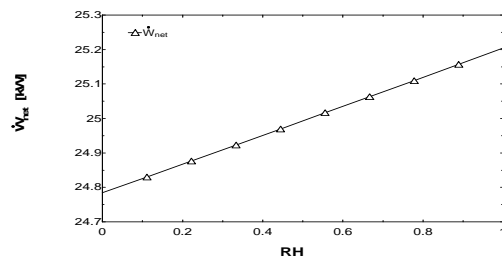
قدرت و راندمان یک توربین گازی ارتباط مستقیم با دمای گاز داغ ورودی به توربین و نسبت تراکم کمپرسور به عنوان پارامترهای تأثیرگذار و نیز عوامل محیطی از قبیل دما و فشار و رطوبت هوای ورودی نیز دارد که در این بین عوامل محیطی و نسبت تراکم کمپرسور که تعیین کننده فشار محفظه احتراق می باشند که توسط سازنده توربین در حد بهینه ای طراحی شده است ولی دمای ورودی به توربین (TIT) (Turbine inlet temperature) از جمله عواملی هست که کنترل آنها در دست ما بوده و کنترل آنها می تواند بر توان و راندمان تأثیر داشته باشد اما به علت محدودیتهای ساختاری جنس پره

با توجه به شکل ۱۰ مشاهده می شود که در حالت میکروتوربین با ریکوپراتور میزان سوخت مصرفی کمتر از بقیه حالتها هست و بیشترین سوخت مصرفی نیز مربوط به میکروتوربین ساده است.



شکل ۱۱- کار خالص خروجی میکروتوربین ساده و میکروتوربین ریکوپراتوردار

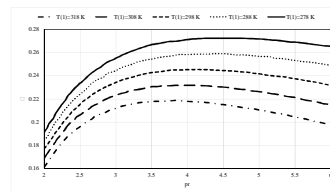
با توجه به شکل ۱۱ مشاهده می شود که در حالت میکروتوربین با ریکوپراتور با کاهش مصرف سوخت مواجه هستیم که این امر نقش بسزایی در کاهش مصرف انرژی و به تبع آن کاهش آلودگی هوا خواهد داشت.



شکل ۱۲- نمودار رطوبت نسبی و توان خالص تولیدی

معمولاً عملکرد میکروتوربین در شرایط استاندارد در دمای ۱۵°C، فشار ۱/۰۱۳ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪ تعیین می گردد. با توجه به شکل ۱۲، کاهش رطوبت نسبی باعث کاهش توان خروجی و راندمان می شود. افزایش ارتفاع از سطح دریا منجر به کاهش توان خروجی می شود و نیز مشاهده می شود که با افزایش رطوبت نسبی توان خالص خروجی نیز افزایش خواهد یافت.

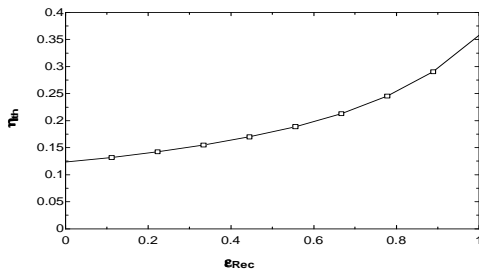
شکل های ۱۳ و ۱۴ مقایسه تغییرات دمای محیط برحسب نسبت فشار در مقابل بازده حرارتی سیکل و میزان سوخت مصرفی را نشان می دهد. مشاهده می شود که با کاهش دمای محیط در یک نسبت فشار خاص باعث افزایش بازده حرارتی می شود. همچنین مشاهده می شود که با کاهش دمای محیط میزان سوخت مصرفی نیز کاهش می یابد بنابراین موقعیت دما و شرایط محل نصب میکروتوربین بر میزان



شکل ۱۳- مقایسه تغییرات دمای محیط برحسب نسبت فشار در مقابل بازده حرارتی سیکل

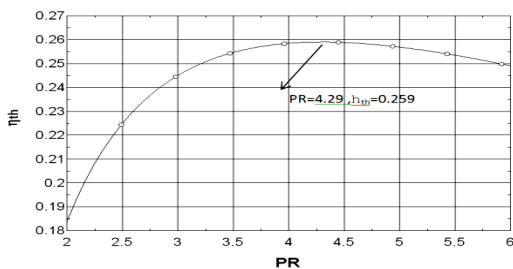
شکل ۱۹ نشان دهنده مقایسه بین نتایج تجربی و مدلسازی صورت گرفته برای یک میکروتوربین Capstone به ظرفیت ۳۰kw را نشان می‌دهد.

$$e_{rec} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (33)$$



شکل ۲۰- تأثیر تغییرات راندمان ریکوپراتور بر بازده حرارتی چرخه

همانطور که از شکل ۲۰ مشاهده می‌شود با افزایش راندمان ریکوپراتور به دلیل استفاده از حرارت اتلافی خروجی از توربین، بازده حرارتی چرخه از ۱۲.۳۲٪ به ۳۵.۷۶٪ افزایش می‌یابد که مقدار قابل توجهی است و یکی از مزایای استفاده از ریکوپراتور را نشان می‌دهد. نسبت فشار یکی از پارامترهای مهم در تعیین شرایط عملکردی یک توربین گاز است. شکل ۲۱ تغییرات نسبت فشار در کمپرسور را بر روی بازده حرارتی چرخه را نشان می‌دهد.



شکل ۲۱- تأثیر نسبت فشار روی بازده حرارتی چرخه

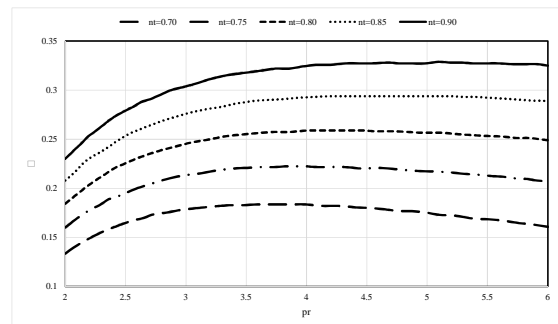
با افزایش نسبت فشار در کمپرسور راندمان ابتدا روند افزایشی داشته و پس از رسیدن به مقدار بیشینه روند کاهشی خواهد داشت و نسبت فشار بهینه مطابق شکل ۱۵ با افزایش دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد.

همانطور که ملاحظه می‌شود یک نقطه بهینه برای نسبت فشار وجود دارد. این نقطه در PR=4.29 دارای بازده حرارتی $\eta_{th} = 0.259$ است.

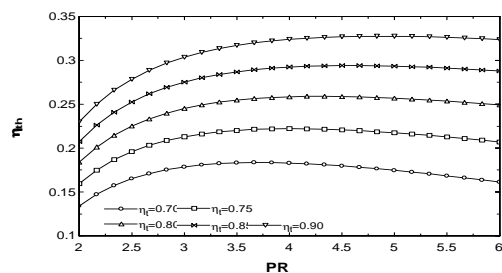
با توجه به نمودارهای ۲۲ و ۲۳ و ۲۴ مشاهده می‌شود که افزودن ریکوپراتور باعث کاهش میزان تلفات انرژی به اندازه ۶۰٪ می‌شود.

نمی‌توان (ITT) را بیشتر از مقدار مجاز افزایش داد که این مقدار توسط سازنده توربین تعیین می‌گردد. کارکرد در دمای بالاتر از حد مجاز باعث تنش حرارتی و گرم شدن بیش از اندازه پره‌های ردیف اول توربین شده و به تبع آن باعث کاهش عمر توربین را بدنبال خواهد داشت. با توجه به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ورودی به توربین راندمان افزایش خواهد یافت و نیز با توجه به نمودارهای شکل ۱۵ و ۱۶ مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ورودی توربین میزان سوخت مصرفی کاهش خواهد داشت.

در یک نسبت فشار بهینه، با افزایش دمای ورودی توربین می‌توان راندمان را افزایش داد البته حداکثر دما با توجه به جنس پره های توربین محدود می‌شود که با استفاده از خنک سازی پره ها اجازه افزایش بیشتر دما را می‌دهد.

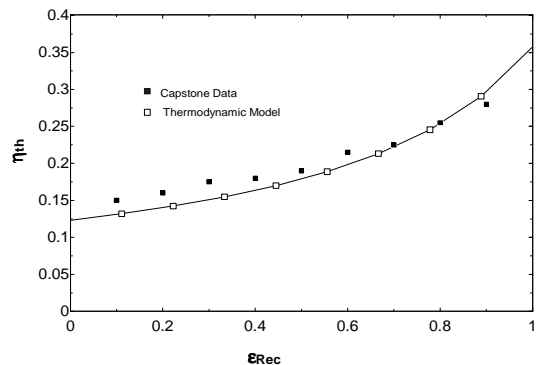


شکل ۱۷- نمودار نسبت فشار و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و راندمان حرارتی



شکل ۱۸- نمودار نسبت فشار و راندمان ایزنتروپیک توربین و راندمان حرارتی

با توجه به نمودارهای شکل ۱۷ و ۱۸ مشاهده می‌شود که با افزایش راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و راندمان ایزنتروپیک توربین راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد.

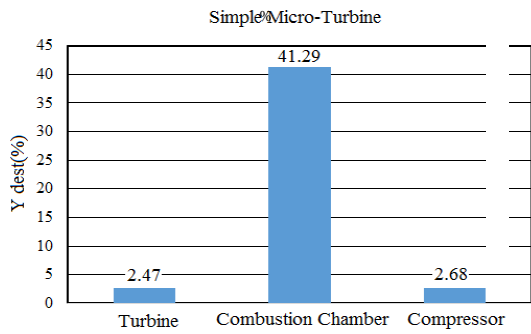


شکل ۱۹- اعتبار سنجی نتایج حاصل از مدلسازی ترمودینامیکی و نتایج تجربی از مرجع [۸]

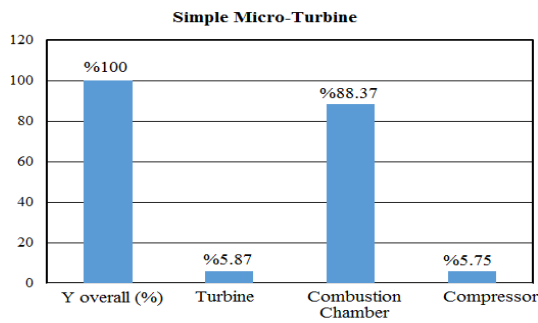
با توجه به شکل ۲۵ ملاحظه می‌شود که بیشترین درصد تخریب انرژی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد که بدلیل اختلاف دمای بالا بین سیال عامل و شعله می‌باشد و بخش عظیمی از این تخریب نیز به علت واکنشهای شیمیایی انجام گرفته است.

ولی در شکل ۲۶ ملاحظه می‌شود که با افزودن ریکوپراتور به میکروتوربین چون هنوز دمای گازهای خروجی از ریکوپراتور قابل ملاحظه می‌باشد مقداری از انرژی چون باز یافت می‌شود مشاهده می‌شود که میزان تخریب انرژی به اندازه ۲۰٪ کاهش می‌یابد.

(الف)

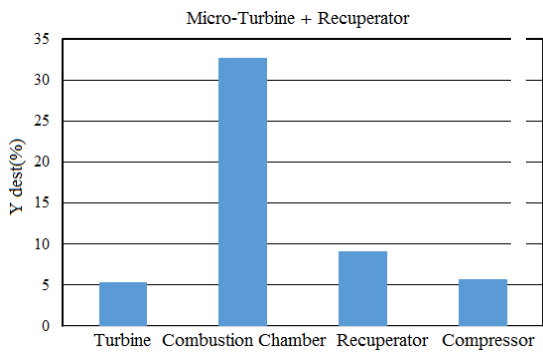


(ب)

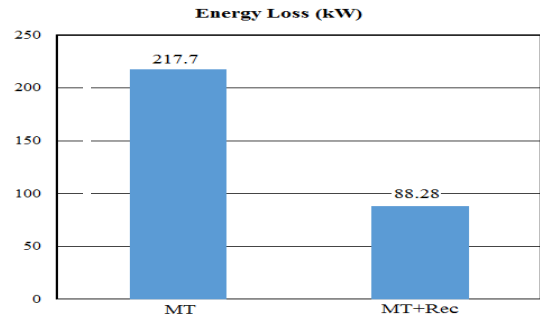


شکل ۲۵- درصد تخریب انرژی میکروتوربین ساده

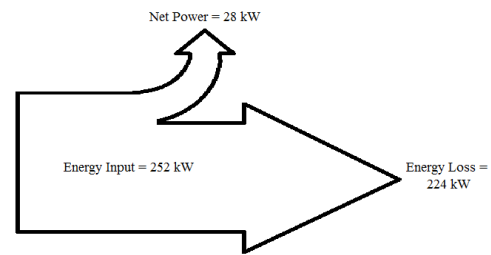
(الف)



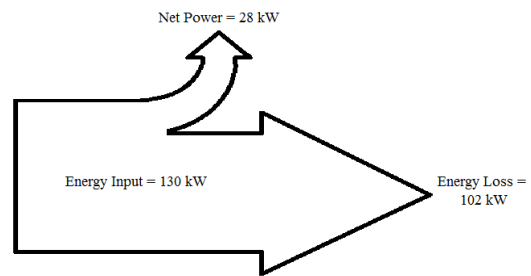
(ب)



شکل ۲۲- تلفات انرژی بین میکروتوربین ساده و میکروتوربین دارای ریکوپراتور



شکل ۲۳- تلفات انرژی میکروتوربین ساده



شکل ۲۴- تلفات انرژی میکروتوربین با ریکوپراتور

۱۲- نتایج مربوط به تحلیل انرژی

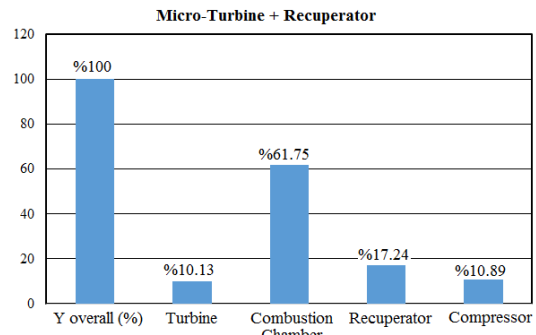
نتیجه کلی که می‌گیریم راندمان بازده حرارتی سیکل به متغیرهای زیر بستگی داشته و کاهش یا افزایش عوامل زیر تأثیر بسزایی در کاهش یا افزایش راندمان دارند.

نسبت فشار، بازده ایزنتروپیک توربین، دمای ورودی به توربین، دمای ورودی به کمپرسور، بازده ایزنتروپیک کمپرسور، مصرف ویژه سوخت و جنس مواد پره‌ها نیز از جمله عوامل تأثیرگذار بر راندمان ریکوپراتورها می‌باشد.

نتایج نشان داد که افزودن دیکوپراتور به مجموعه میکروتوربین باعث افزایش بازده حرارتی چرخه شده و همچنین سبب کم شدن نسبت فشار بیشینه‌ای که در آن بازده حرارتی چرخه بیشینه شده بود و نیز نتایج حاصله نشان داد که افزودن ریکوپراتور باعث کاهش میزان سوخت مصرفی و کاهش میزان تلفات انرژی شده است.

نسبت تراکم کمپرسور که تعیین کننده فشار محفظه احتراق بوده و توسط سازنده توربین در حد بهینه ای طراحی شده است و عوامل محیطی از قبیل دما، فشار و رطوبت هوای ورودی بر روی راندمان حرارتی تأثیر داشته و همچنین راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و توربین نیز به نوبه خود بر روی راندمان حرارتی تأثیر داشته و مشاهده شد که با افزایش آنها راندمان حرارتی افزایش یافت.

حرارت اتلافی در محفظه احتراق	the heat loss in the combustion chamber	$\dot{Q}_{L,CC}$
درصد افت فشار در محفظه احتراق	the pressure drop in the cc	ΔP_{cc}
راندمان آیزونتروپیک توربین	the isentropic efficiency of gas turbine	η_{GT}
دبی جرمی هوا به سوخت	Mass flow rate of air-fuel ratio	$\lambda F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$
انرژی آزاد گیبس	Gibbs energy	GE
تخریب اگزرژی	Exergy destruction	ExD
اگزرژی فیزیکی exph	Physical exergy	exph
اگزرژی شیمیایی	Chemical exergy	exch



شکل ۲۶- درصد تخریب اگزرژی میکروتوربین با ریکوپراتور

۱۳- بحث و نتیجه گیری

بر اساس مطالعات و نتایج به دست آمده از تحقیق حاضر مشخص گردید که تخریب اگزرژی در اجزای مختلف سیکل ناشی از یک یا بیش از یکی از سه عوامل برگشت ناپذیر می باشد: ۱- واکنش شیمیایی، ۲- انتقال حرارت و ۳- اصطکاک، که تمامی این بازگشت ناپذیری ها در محفظه احتراق رخ می دهد؛ اما واکنش شیمیایی اصلی ترین منبع تخریب اگزرژی است. برای ریکوپراتور، انتقال حرارت و اصطکاک منبع تخریب اگزرژی هستند. تخریب اگزرژی در توربین گاز آدیاباتیک و در کمپرسور هوا نیز توسط اصطکاک ایجاد می شود.

۱۴- فهرست علائم

فشار ورودی کمپرسور	compressor inlet	Pi
فشار خروجی کمپرسور	compressor inlet	Pz
سرعت جریان توده های گاز احتراق	mass flow rate of combustion gas	\dot{m}_g
حرارت هوای محیط درجه	ambient air temperature	T1
فشار هوای محیط	Ambinent air pressure	P1
دبی جرمی سوخت	mass flow rate of fuel	\dot{m}_f
ارزش حرارتی پایین سوخت	low heating value	LHV
دمای ورودی توربین	turbine inlet temperature	T3
دمای خروجی توربین	turbine inlet temperature	T4
دمای خروجی کمپرسور	outlet temperatre compressor	T2
دمای ورودی ریکوپراتور	Inlet temperature recuperator	T5
کار خالص خروجی کار کمپرسور	the network system work of compressor	Wnet wAC
کار تولیدی توربین	the work of gas turbine	WGT
فشار ورودی محفظه احتراق	combustor inlet pressure	P3
فشار ورودی کمپرسور	compressor inlet pressure	P4
توان خالص خروجی کار تولیدی توربین	net power output turbines work	PNET WT
فشار ورودی ریکوپراتور	inlet pressure recuperator	P5
فشار خروجی ریکوپراتور	outlet pressure Recuperator	P6
درصد افت فشار در سمت هوا	The percentage pressure drop of the air side	$\Delta P_{a,ReH}$
درصد افت فشار طرف محصولات گاز احتراق	the percentage pressure drop of the combustion gas side of the APH	$\Delta P_{g,APH}$
ظرفیت گرمایی گاز احتراق	heat capacity of the combustion gas	Cpg

۱۵- مراجع

- [1] Catalog of CHP Technologies, U.S. Environmental Protection Agency, Combined Heat and Power Partnership, March 2015.
- [2] Adrian Bejan, George Tsatsaronis, Michael Moran, Thermal Design and Optimization, 1st edition, Wiley Interscience, NY 1996.
- [3] McDonald C.F. and Wilson D.G., The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century, Appl. Thermal Eng., Vol. 16, pp. 635-653, 1996.
- [4] Kesseli J., Wolf T., Nash J., Freedman S., Micro industrial and advanced gas turbines employing recuperators, ASME Paper No. GT2003-38938, ASME, New York, NY, 2003.
- [5] H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, H. Cohen, Paul Straznicky, Gas Turbin theory, 6th edition, Longman Group Ltd ed. London, 1996.
- [6] Hamilton S., Microturbine generator handbook, pennWell corporation, 2003.
- [7] درآمدی بر پروژه های میکروتوربین های گازی شرکت گاز خراسان، امور پژوهش شرکت گاز خراسان، میکروتوربین های گازی، امور پژوهش شرکت گاز، ۱۳۸۳.
- [8] <http://www.capstonturbine.com>.
- [9] مریم پورحسن زاده، امیر فرهاد نجفی و پوریا احمدی، مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل عملکرد میکروتوربین در تولید همزمان حرارت و قدرت، کنفرانس بهینه سازی مصرف انرژی، ۱۳۸۹.
- [10] Claire Soares, Microturbines Applications for Distributed Energy Systems, Department of Automatic Control Lund Institute of Technology, May 2002.
- [11] P.A. Pilavachi, Mini and micro-gas turbines for combined heat and power, Applied Thermal Engineering, 2002, 22 (18).
- [12] A. Traverso., A. F. Mussardo, Optimal of component recuperators for microturbine application, Thermal Engineering, V25, PP. 2054-2071, 2005.
- [13] Esa Utriainen, Investigation of some Heat Transfer Surfaces for Turbine Recuperators, Doctoral Thesis, Depart. Ent. of Heat and Power and Power Engineering, Lund Institute of Technology, 2001.
- [14] Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), Energy, 35(12), PP. 5161-5172, 2010.
- [15] Khaliq A., Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration, International Journal of Refrigeration, 2009.
- [16] Yazdi BA., Ehyaei, A. Ahmadi MA., Optimization of micro CHP gas turbine by genetic algorithm, Thermal Science, 2013.
- [17] Pourhasanzadeh M., Thermo-Economic-Environmental optimization of a micro turbine using genetic algorithm, Thermal Science, 2013.