

شبیه سازی پارامتری یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین صنعتی از دیدگاه انرژی و اقتصادی

جاماسب پیرکندی^{۱*}، مهدی جهرمی^۲ و مصطفی محمودی^۱

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>واژگان کلیدی: سیستم تولید همزمان، میکروتوربین، ترمواقصادی، روش نیازمندی درآمدی کل، قیمت برق.</p>	<p>هدف از ارائه این مقاله شبیه سازی پارامتری و تحلیل عملکرد اقتصادی یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین صنعتی جهت تامین همزمان انرژی الکتریکی و حرارتی می باشد. پارامترهای طراحی و متغیرهای تصمیم گیری در بهینه سازی این سیستم تولید همزمان، نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین انتخاب شده اند. در این تحقیق، از دو مدل اقتصادی ساده و مدل نیازمندی درآمدی کل جهت محاسبه قیمت برق تولیدی و سایر هزینه های مرتبط استفاده شده است. نتایج به دست آمده گویای این است که کارکرد بهینه سیستم در حداکثر فشار کاری ۵ الی ۷ بار بوده و کاهش دمای گازهای ورودی به توربین سبب پایین آمدن حداکثر فشار کاری بهینه در آن می گردد. از سوی دیگر نتایج تحلیل های اقتصادی نشان می دهد که قیمت برق تولیدی سیستم در یک حالت بهینه در حدود ۲۰ الی ۲۵ سنت بوده و هزینه خرید، نصب و راه اندازی آن ۵۰۰ الی ۶۰۰ دلار به ازای هر کیلووات می باشد. مقایسه نتایج به دست آمده برای دو روش اقتصادی نشان می دهد که مدل نیازمندی درآمدی دارای ۹ تا ۱۲ درصد دقت بالاتر نسبت به روش ساده است.</p>

۱- مقدمه

استفاده از انرژی خورشیدی، انرژی باد، پیل های سوختی، زمین گرمایی، میکروتوربین ها و دیزل ژنراتورها مورد توجه پژوهشگران مختلف قرار گرفته اند. هر کدام از این روش های معرفی شده دارای مزیت ها و معایب مخصوص به خود می باشند. یکی از موارد پرکاربرد سیستم های معرفی شده استفاده از آنها در سیستم های تولید همزمان^۱ می باشد [۱]. این نوع سیستم های غیرمتمرکز در آینده ای نه چندان دور جایگزین نیروگاه های بزرگ و متمرکز خواهند شد و نتیجه مستقیم این مساله کاهش تلفات توزیع خواهد بود. انتخاب یک سیستم تولید

با توجه به روند رو به رشد مصرف انرژی در جهان و همچنین پراکندگی بافت جمعیتی و مناطق مسکونی، استفاده از روش ها و سیستم های جدید تولید انرژی غیرمتمرکز که دارای بازدهی بالا و آلاینده گی پایین می باشند، در اولویت قرار گرفته است. امروزه با گسترش سیستم های مختلف تولید انرژی، روش های گوناگونی مانند

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: jamasb_p@yahoo.com

۱. استادیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۲. دکتری مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر

^۱ CHP (Combined heat and power)

همزمان برای یک کاربرد خاص به عوامل بسیاری از جمله مقدار انرژی الکتریکی مورد نیاز، دوره کاری سیستم، محدودیت فضا، نیاز حرارتی، دسترسی به سوخت، قیمت مناسب و ... بستگی دارد. اندازه سیستم‌های تولید همزمان بر اساس توان الکتریکی تولیدی آنها بیان می‌شود. عموماً اندازه‌های بیش از چند مگاوات را در بخش صنعت و کمتر از یک مگاوات را در تولید حرارت و قدرت مورد نیاز ساختمان‌های تجاری، اداری و مسکونی استفاده می‌کنند. در وسیع‌ترین محدوده، ظرفیت سیستم‌های تولید همزمان از حدود ۲۵ کیلووات (مولد میکروتوربین) تا ۲۵۰ مگاوات (توربین‌های گازی) بوده و برآورد هزینه برای نصب تمامی تکنولوژی‌ها (به جز پیل سوختی) نیز در گستره ۵۰۰ تا ۱۰۰۰ دلار به ازای هر کیلووات می‌باشد [۱]. در این میان میکروتوربین‌های گازی به دلیل ویژگی‌های برتر به عنوان یکی از جدی‌ترین گزینه‌های تولید قدرت غیرمتمرکز، مطرح می‌باشند.

توربین‌های گاز در اوایل سال ۱۹۰۰ میلادی با توجه به پیشرفت‌های مهندسی پایه‌گذاری شد و در اواخر سال ۱۹۳۰ میلادی نیز استفاده از این توربین‌ها به منظور تولید توان آغاز گردید. توربین‌های گازی در اندازه‌های مختلف از چند صد کیلووات تا چند صد مگاوات موجود می‌باشند. این توربین‌ها حرارتی با کیفیت بالا تولید می‌کنند که می‌تواند برای گرمایش ناحیه‌ای یا صنعتی مورد استفاده قرار گیرد. از موارد مهم کاربرد توربین‌ها می‌توان به استفاده از آنها در سیستم‌های تولید همزمان اشاره کرد که علاوه بر تولید برق، انرژی حرارتی گازهای خروجی را جهت تولید آب‌گرم یا بخار مورد استفاده قرار می‌دهند. اغلب سیستم‌های تولید همزمان بر پایه توربین‌های گازی کوچک (میکروتوربین‌ها) می‌باشند.

میکروتوربین‌ها مولدهای کوچک برق هستند که سوخت گازی یا مایع را سوزانده و یک ژنراتور را با سرعت بالا (۵۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰ دور بر دقیقه) به چرخش در می‌آورند. دامنه تولید توان توسط میکروتوربین‌ها موجود در حال توسعه از ۲۵ تا ۵۰۰ کیلووات می‌باشد [۲ و ۳]. در

اوایل سالهای ۱۹۸۰ بازدهی و قابلیت اطمینان میکروتوربین‌ها به مقداری رسید که برای کاربرد در سیستم‌های تولید همزمان صنعتی بزرگ مناسب شناخته شدند. بازده بالا، ابعاد فشرده، نسبت توان به وزن بالا، آلاینده‌گی کم، عدم نیاز به خنک‌کاری، هزینه تعمیر و نگهداری کم و راه‌اندازی سریع از خصوصیات برتر میکروتوربین‌های گازی می‌باشد. این سیستم‌ها اغلب برای استفاده در تولید انرژی بخش ساختمان بسیار مناسب می‌باشند. از آنجائیکه گازهای خروجی از میکروتوربین در حدود ۶۰ تا ۷۰ درصد انرژی سوخت ورودی را تشکیل می‌دهد، این گازها قابلیت بازیابی داشته و همچنین می‌توان از آنها برای تولید آب گرم بهداشتی، سیستم‌های گرمایشی و کاربرد در چیلرهای جذبی برای سیستم‌های سرمایشی استفاده کرد. البته خصوصیتی مانند هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و حساسیت زیاد نسبت به شرایط محیطی سبب شده است که امروزه استفاده از میکروتوربین‌ها در تولید قدرت مورد نیاز ساختمان‌های بزرگ، ادارات و بیمارستان‌ها نسبت به ساختمان‌های کوچک در اولویت باشد [۴ و ۵]. با در نظر گرفتن همه جوانب، میکروتوربین‌ها دارای مزایای انکارناپذیری برای تولید قدرت و حرارت مورد نیاز مصارف محلی می‌باشند. بنابراین مدلسازی ترمودینامیکی و بررسی ملاحظات اقتصادی میکروتوربین‌ها به منظور بهینه‌سازی کارایی و همچنین کاهش هزینه‌های کارکرد و بهره‌برداری آنها بسیار ضروری می‌باشد.

در سالهای اخیر تحقیقات مناسبی در زمینه کاربرد میکروتوربین‌ها در سیستم‌های تولید همزمان انجام شده است. لایینوف و همکاران [۶] بر اساس داده‌های آزمایشی یک میکروتوربین تجاری، یک مدل ریاضی جهت تحلیل عملکرد یک سیستم تولید همزمان ۳۰ کیلوواتی پیشنهاد کردند. بخشی از نتایج آنها بیانگر این مساله بود که ۳۰ درصد از کل انرژی تولیدی سیستم در داخل آن تلف می‌گردد. نایت و همکاران [۷] در تحقیقی یک سیکل توربین‌گاز را از دیدگاه ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی

[۱۴] در تحقیقی به امکان‌سنجی استفاده از سیستم تولید همزمان کوچک برای استفاده در ساختمان‌های مسکونی پرداختند. عامری و همکاران [۱۵] در تحقیقی یک سیکل تولید همزمان با میکروتوربین گاز را برای ساختمانی ده طبقه در تهران از دیدگاه انرژی و ترمواکونومیکی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. آرامی و همکاران [۱۶] استفاده از فناوری میکروتوربین را برای تامین همزمان برق و حرارت در بخش خانگی از دیدگاه اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. آنها در این تحقیق انرژی مورد نیاز ساختمان مسکونی با مساحت ۸۰۰۰ مترمربع را با استفاده از هفت میکروتوربین ۲۰۰ کیلوواتی تامین کردند. نتایج آنها بیانگر بازگشت سرمایه این سیستم در طول ۲ سال بود. از دیگر تحقیقات انجام شده در سالهای اخیر می‌توان به مقالات کیو و همکاران [۱۷]، تیمپستی و همکاران [۱۸]، ماهتو و همکاران [۱۹] اشاره کرد. آنها در تحقیقات خود میکروتوربین گازی در سیستم‌های هیبریدی به ترتیب با سیکل رانکین، صفحات خورشیدی و سیستم‌های تبخیری مورد بررسی قرار داده بودند.

هدف از ارائه این مقاله معرفی و تحلیل ترمواقصدی یک سیکل میکروتوربین گازی جهت کاربرد در سیستم‌های تولید همزمان با مقیاس کوچک می‌باشد. در این مقاله ابتدا یک میکروتوربین گاز صنعتی همراه با تجهیزات جانبی آن در نظر گرفته شده و سپس برای تمام اجزاء سیکل مورد نظر یک تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی انجام شده است. با توجه به اینکه در تحلیل‌های اقتصادی انجام شده در تحقیقات قبلی، از مدل‌های اقتصادی ساده استفاده شده است، در این پژوهش، از دو مدل اقتصادی ساده لازارتو^۱ و مدل نیازمندی درآمدی کل (TRR)^۲ جهت محاسبه قیمت برق تولیدی و سایر هزینه‌های مرتبط استفاده شده است. در مدل نیازمندی درآمدی کل تمامی هزینه‌های سرمایه‌گذاری (شامل قیمت خرید تجهیزات، زمین، هزینه‌های مهندسی و ...) و هزینه‌های

مورد تحلیل قرار دادند. آنها در این تحقیق از یک نرم افزار اقتصادی استفاده کرده و دو الگوریتم برای کاهش قیمت برق تولیدی ارائه کردند. صنایع و همکاران [۸] با استفاده از مفهوم انرژی و بکارگیری توابع اقتصادی یک سیستم تولید همزمان با میکروتوربین ۳۰۰ کیلوواتی را مورد ارزیابی قرار دادند. پارامترهای طراحی و متغیرهای تصمیم‌گیری آنها در این تحقیق بازده ایزونتروپیک کمپرسور و توربین، نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی به توربین گاز بود. آنها در این تحقیق از مدل اقتصادی لازارتو جهت محاسبه نرخ هزینه تجهیزات استفاده کرده بودند. احیائی و بهادری [۹] عملکرد یک میکروتوربین را که برای تامین کلیه نیازهای الکتریکی، گرمایشی و سرمایه‌گذاری یک ساختمان در نظر گرفته شده بود، مورد بررسی قرار دادند. آنها در این تحقیق برای سه شهر مختلف در ایران و در طول یک شبانه‌روز، توان‌های مورد نیاز سیستم را محاسبه نمودند. آنها در تحقیق دیگری همین سیستم را از دیدگاه اقتصادی مورد بررسی قرار داد [۱۰]. املی و همکاران [۱۱] با استفاده از یک نرم‌افزار شبیه‌سازی یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین گازی را مورد تحلیل قرار دادند. آنها در این شبیه‌سازی در سه ماه بهار و تابستان و در ۶ ماه دوم سال نیازهای گرمایشی، سرمایه‌گذاری و الکتریکی یک ساختمان را محاسبه و برای آن یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین گازی طراحی کردند. کایکو و همکاران [۱۲] تاثیر بازیاب و روش‌های مختلف کنترل بار بر اقتصاد کلی عملیات را تحلیل نمودند. آنها پارامترهای کنترل را درجه حرارت ورودی توربین و سرعت چرخش شافت در نظر گرفته و در انتها یک مدل عملکرد حالت پایدار برای توصیف اجزای سازنده میکروتوربین ارائه نمودند. کریمی و همکاران [۱۳] یک سیستم تولید پراکنده برق و حرارت با محرک اولیه میکروتوربین‌گازی را از دیدگاه ترمواکونومیکی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. نتایج آنها بیانگر کاهش ۴۰ درصدی مصرف سوخت و بازگشت سرمایه‌گذاری در کمتر از ۸ سال بود. کادورین و همکاران

^۱ Lazaretto

^۲ Total Revenue Requirements (TRR)

طبیعی با ترکیب ۹۷ درصد متان، ۱/۵ درصد دی‌اکسیدکربن و ۱/۵ درصد نیتروژن بوده و ترکیب هوای به‌کاررفته نیز شامل ۲۱ درصد اکسیژن و ۷۹ درصد نیتروژن در نظر گرفته شده است. هوا و گاز طبیعی به‌کار رفته در سیستم ابتدا بوسیله کمپرسورهای متراکم شده و در ادامه مسیر با عبور از دو بازیاب هوا و سوخت، گرم شده و سپس وارد محفظه احتراق می‌شوند. پس از انجام واکنش 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 سه بازیاب می‌گردند. دو بازیاب اول جهت پیش گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق به‌کار رفته و از بازیاب سوم نیز برای تولید انرژی حرارتی استفاده می‌شود. آب از طریق پمپ وارد بازیاب سوم شده و پس از گرم شدن به سمت واحدهای گرمایشی هدایت می‌گردد.

۳- فرضیات

در مدلسازی و تحلیل سیستم پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

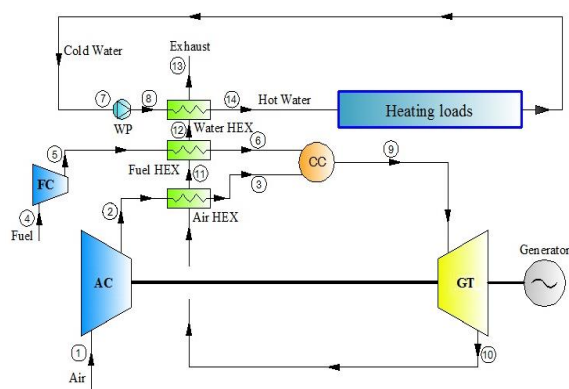
- از نشتی گاز داخل سیستم به بیرون صرف‌نظر شده است،
- جریان سیال در کلیه اجزاء سیکل پایدار در نظر گرفته شده است،
- شرایط محیطی (دما و فشار) با شرایط ورود به کمپرسور یکسان فرض شده است،
- جریان سیال در کمپرسور و توربین آدیاباتیک فرض شده است،
- از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل و انرژی‌های مربوط به آنها صرف‌نظر شده است،
- رفتار تمامی گازهای موجود در سیکل به صورت گاز ایده‌آل فرض شده است.

۴- روابط حاکم

جاری سیستم (شامل قیمت سوخت، هزینه تعمیر و نگهداری و ...) مورد بررسی قرار گرفته و این مساله سبب خواهد شد که نتایج این روش دارای دقت بالایی باشد.

۲- پیکربندی سیستم

میکروتوربین‌ها همانند توربین‌های گازی بر اساس سیکل برایتون کار می‌کنند، اما یک تفاوت عمده در این دو سیستم نسبت فشار کاری آنها می‌باشد. در نیروگاه‌های گازی (توربین‌های گاز) نسبت فشار در کمپرسورها بالا بوده و تا حدود ۱۶ نیز می‌رسد، اما در میکروتوربین‌ها این نسبت معمولاً بیش از ۶ بار افزایش نمی‌یابد [۸ و ۱۶]. در سیکل‌های میکروتوربین معمولاً از میان‌خنک‌کاری کمپرسور و بازگرمایش توربین صرف‌نظر می‌شود. میکروتوربین‌ها همانند سیکل‌های توربین‌گاز شامل اجزای اصلی کمپرسور، توربین و محفظه احتراق می‌باشند. برای افزایش بازده این نوع سیستم‌ها، معمولاً از بازیاب‌های حرارتی در ساختمان آنها استفاده می‌گردد که از انرژی گازهای داغ خروجی از توربین برای پیش‌گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌شود. شماتیک سیستم پیشنهادی که در این تحقیق مطالعه شده در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- شماتیک سیستم تحلیل شده

سیستم پیشنهادی شامل یک توربین، کمپرسور هوا، کمپرسور سوخت، محفظه احتراق، پمپ آب و سه بازیاب حرارتی می‌باشد. سوخت به‌کار رفته در سیستم گاز

نرخ آنتروپی تولیدشده (\dot{S}_{gen}) و آگرژی تخریب‌شده (\dot{E}_D) طی فرایند تراکم نیز طبق روابط (۶) و (۷) محاسبه شده است [۲۲]:

$$\dot{S}_{gen,ca} = \dot{n}_a (\bar{s}_2 - \bar{s}_1) \quad (۶)$$

$$\dot{E}_{D,ca} = \dot{W}_{ca} - \dot{n}_a (e_2 - e_1) \quad (۷)$$

محاسبات مربوط به کمپرسور سوخت نیز مشابه کمپرسور هوا 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.

۲-۴- محفظه احتراق

همانطور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، هوای خروجی از کمپرسور از طریق یک بازیاب حرارتی گرم شده و سپس وارد محفظه احتراق می‌گردد. در این محفظه هوا به همراه سوخت ورودی که آن نیز از طریق یک مبدل 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 فرض می‌شود که جریان‌های ورودی به محفظه احتراق کاملاً با هم مخلوط می‌شوند و تمام سوخت ورودی به دی‌اکسیدکربن و بخار آب تبدیل می‌شوند. 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 (۸) دمای گازهای خروجی را محاسبه کرد.

$$\dot{n}_3 \bar{h}_3 + \dot{n}_6 \bar{h}_6 - \dot{n}_9 \bar{h}_9 - \dot{Q}_{Loss,cc} = 0 \quad (۸)$$

در رابطه‌ی فوق $\dot{Q}_{Loss,cc}$ تلفات حرارتی محفظه احتراق بوده و مقدار آن به راندمان محفظه (η_{cc}) و ارزش حرارتی سوخت (LHV) بستگی دارد [۲۲]. مقدار تلفات حرارتی در محفظه احتراق با استفاده از رابطه (۹) بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{Loss,cc} = \dot{n}_f \times (1 - \eta_{cc}) \times LHV \quad (۹)$$

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

۴-۱- کمپرسور

همانطور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود هوای محیط در یک فشار و دمای معین وارد کمپرسور هوا (ca) شده و پس از تراکم در فشار و دمای بالاتری آن را ترک می‌کند. با فرض آدیاباتیک بودن فرایند تراکم و با مشخص بودن نسبت فشار ($r_{p,a}$) و راندمان ایزونتروپیک کمپرسور (η_{is})، نسبت گرمای ویژه‌ی هوا (k_a) و دبی هوای عبوری از کمپرسور (n_a) می‌توان دمای گازهای خروجی از کمپرسور (T_2) و کار واقعی مورد نیاز آن را (\dot{W}_{ca}) به دست آورد [۲۱]:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} \quad (۱)$$

$$\eta_{is,ca} = \frac{w_{ca,s}}{w_{ca}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (۲)$$

$$\dot{W}_{ca} = \dot{n}_a (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) \quad (۳)$$

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

$$\eta_{is,ca} = \frac{(r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1}{(r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a \cdot \eta_{p,ca}}} - 1} \quad (۴)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a \cdot \eta_{p,ca}}} \quad (۵)$$

استفاده شده است. در این حالت راندمان پلی‌تروپیک توربین طبق رابطه (۱۷) محاسبه شده است.

$$\eta_{is,gt} = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}}}{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \quad (17)$$

$$\frac{T_9}{T_{10}} = r_{p,gt}^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}} \quad (18)$$

نرخ تولید آنتروپی و انرژی تخریب‌شده در فرایند انبساط توربین، مطابق روابط (۱۹) و (۲۰) حاصل می‌شود [۲۲]:

$$\dot{S}_{gen,gt} = \dot{n}_9(\bar{s}_{10} - \bar{s}_9) \quad (19)$$

$$\dot{E}_{D,gt} = \dot{n}_9(e_9 - e_{10}) - \dot{W}_{gt} \quad (20)$$

۴-۴-۴ بازایاب

پیش‌تر اشاره شد که بخشی از انرژی حرارتی موجود در گازهای خروجی برای گرم‌کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق استفاده شده و بخشی دیگر نیز برای تأمین بار گرمایشی وارد یک بازایاب دیگر می‌شود. دمای گازهای خروجی از بازایاب اول و دوم بر اساس راندمان یا ضریب کارایی (ϵ_{reg}) آنها و طبق روابط (۲۱) و (۲۲) محاسبه می‌شود [۲۱].

$$\epsilon_{reg,a} = \frac{T_3 - T_2}{T_{10} - T_2} \quad (21)$$

$$\epsilon_{reg,f} = \frac{T_6 - T_5}{T_{11} - T_5} \quad (22)$$

برای محاسبه بار حرارتی مفید در بازایاب سوم، با در نظر گرفتن راندمان این بازایاب از روابط (۲۳) الی (۲۴) استفاده شده است.

$$Q_{reg,w} = \epsilon_{reg,w} \dot{n}_{12}(\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) \quad (23)$$

$$Q_{reg,w} = \dot{n}_w \bar{C}_p (T_{14} - T_8) \quad (24)$$

با استفاده از رابطه (۲۴) می‌توان مقدار آب گرم مورد نیاز برای واحدهای گرمایشی در سیستم تولید همزمان را بدست آورد (\dot{n}_w). دمای آب گرم خروجی از بازایاب در این تحقیق ۹۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

با توجه به این که راندمان محفظه احتراق ۱۰۰ درصد نبوده و همواره مقداری تلفات حرارتی وجود دارد، با تعریف راندمان محفظه و نسبت‌دادن عدد مشخصی به آن، نسبت سوخت به هوای واقعی به دست می‌آید:

$$\eta_{cc} = \frac{f_{theoretical}}{f_{actual}} \quad (10)$$

نرخ آنتروپی تولیدی و انرژی تخریب‌شده در این محفظه براساس روابط (۱۱) و (۱۲) به دست می‌آید [۲۲]:

$$\dot{S}_{gen,cc} = \dot{n}_9 \bar{s}_9 - \dot{n}_3 \bar{s}_3 - \dot{n}_6 \bar{s}_6 + \frac{\dot{Q}_{loss,cc}}{T_{surr}} \quad (11)$$

$$\dot{E}_{cc} = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Q,cc} \quad (12)$$

۴-۳-۳ 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 تأمین‌کننده توان مصرفی کمپرسورهای سوخت و هوا بوده و توان باقی‌مانده نیز به‌عنوان توان خالص خروجی از توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. گرمای لازم برای پیش‌گرم‌کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق از طریق گازهای داغ خروجی از توربین و از طریق بازایاب‌های اول و دوم تأمین می‌شود. با محاسبه‌ی کار ایده‌آل و در نظر گرفتن راندمان ایزونتروپیک توربین می‌توان مقادیر کار و دمای خروجی از آن را طبق روابط (۱۳) الی (۱۶) محاسبه کرد [۲۱]:

$$r_{p,gt} = \frac{P_9}{P_{10}} \quad (13)$$

$$P_{10} = P_9 \left(\frac{T_{10s}}{T_9}\right)^{\frac{k_g}{k_g-1}} \quad (14)$$

$$\eta_{is,gt} = \frac{W_{gt,a}}{W_{gt,s}} = \frac{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}}{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10s}} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_{10s}} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{gt} = \dot{n}_9(\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}) \quad (16)$$

چنان که پیش‌تر اشاره شد، با توجه به وابسته بودن راندمان ایزونتروپیک به نسبت فشار و در حالتی که در تحلیل سیستم تغییرات نسبت فشار کمپرسور مد نظر باشد، به‌جای راندمان ایزونتروپیک از راندمان پلی‌تروپیک

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{reg,w}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (32)$$

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{14}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{E}_7} \quad (33)$$

در روابط فوق، توان خالص خروجی از سیستم برابر توان خالص خروجی از میکروتوربین بوده و مقدار انرژی ورودی به سیستم نیز برابر انرژی آزاد شده ناشی از مصرف سوخت در محفظه احتراق است.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{AC-net})_{gt} \quad (34)$$

$$(\dot{W}_{AC-net})_{gt} = (\dot{W}_{DC})_{gt} \times \eta_{inv,gen} - \dot{W}_{wp} - \dot{W}_{ca} - \dot{W}_{cf} \quad (35)$$

$$(\dot{W}_{DC})_{gt} = \dot{W}_{gt} \quad (36)$$

در رابطه‌ی (۳۵) ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب در ژنراتور میکروتوربین است. نرخ تولید انرژی، انرژی، انرژی تلف شده و بازگشت‌ناپذیری در کل سیستم از روابط زیر حاصل خواهد شد:

$$S_{gen}^{cyc} = \sum_i S_{gen,i} \quad (37)$$

$$\dot{E}_{D,sys} = \dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_{13} - \dot{W}_{net} - \dot{E}_{14} \quad (38)$$

$$\dot{E}_{L,sys} = \dot{E}_{13} \quad (39)$$

$$\dot{I}_{tot} = \dot{E}_{D,sys} + \dot{E}_{L,sys} \quad (40)$$

۵- مدل اقتصادی

در بهینه‌سازی فنی و اقتصادی سیستم مورد مطالعه در این تحقیق، توابع هدف قیمت برق تولیدی و هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی سیستم منظور شده است. در این بخش برای تحلیل اقتصادی سیستم از روش نیازمندی درآمدی کل (TRR) استفاده شده است. این روش تمام هزینه‌های پروژه که شامل میزان بازگشت سرمایه نیز می‌باشد، را محاسبه می‌نماید. در این روش بر اساس فرضیات اقتصادی هزینه خرید تجهیزات، قیمت خرید زمین، هزینه‌های خدمات مهندسی، قیمت تمام شده ساخت مجموعه، قیمت سوخت، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ...

از مقدار بار گرمایشی بدست آمده در بازیاب سوم، جهت محاسبه راندمان حرارتی کل سیستم استفاده خواهد شد. نرخ آنتروپی تولیدی و انرژی تخریب شده در بازیاب اول مطابق روابط (۲۵) الی (۲۶) به دست می‌آید [۲۲]:

$$\dot{S}_{gen,reg,a} = \dot{n}_2(\bar{s}_3 - \bar{s}_2) - \dot{n}_{10}(\bar{s}_{10} - \bar{s}_{11}) \quad (25)$$

$$\dot{E}_{D,reg,a} = \dot{n}_{10}(e_{10} - e_{11}) - \dot{n}_2(e_3 - e_2) \quad (26)$$

برای سایر بازیابها نیز از روابط مشابه استفاده شده است.

۴-۵- پمپ

به‌منظور تأمین فشار آب واحدهای گرمایشی، در بازیاب سوم از یک پمپ استفاده شده است. این پمپ طوری در نظر گرفته شده که بتواند فشار مورد نیاز سیستم گرمایشی را تأمین کند. مقدار کار مورد نیاز پمپ براساس رابطه (۲۷) به دست خواهد آمد:

$$\dot{W}_{wp} = \dot{n}_w v_7 (P_8 - P_7) \quad (27)$$

در رابطه فوق (۷) حجم مخصوص آب ورودی به پمپ می‌باشد. آب گرم خروجی از پمپ پس از تبادل حرارت در واحدهای گرمایشی جهت گرمایش مجدد به سمت سیستم تولید توان بازگردانده می‌شود.

مقدار نرخ آنتروپی تولیدی و انرژی تخریب شده در پمپ نیز طبق روابط (۲۸) و (۲۹) به دست می‌آید:

$$\dot{S}_{gen,wp} = \dot{n}_w(\bar{s}_8 - \bar{s}_7) \quad (28)$$

$$\dot{E}_{D,wp} = \dot{W}_{wp} - \dot{n}_w(e_8 - e_7) \quad (29)$$

۴-۶- سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم هیبریدی به‌عنوان یک حجم کنترل، راندمان‌های الکتریکی، حرارتی، کل و انرژی آن، با استفاده از روابط (۳۰) الی (۳۳) به دست خواهد آمد:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (30)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{reg,w}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (31)$$

$$PEC_{gt} = \left(\frac{479.34 \dot{m}_g}{0.92 - \eta_{is,gt}} \right) \ln \left(\frac{P_9}{P_{10}} \right) \times [1 + \exp(0.036 \times T_9 - 54.4)] \quad (44)$$

- قیمت بازیابها [۲۰]

$$PEC_{reg,a} = 4122 \times \left(\frac{\dot{m}_g (h_{10} - h_{11})}{18 \times \Delta T_{lm,reg,a}} \right)^{0.6} \quad (45)$$

$$PEC_{reg,f} = 4122 \times \left(\frac{\dot{m}_g (h_{11} - h_{12})}{18 \times \Delta T_{lm,reg,f}} \right)^{0.6} \quad (46)$$

$$PEC_{reg,w} = 4122 \times \left(\frac{\dot{m}_g (h_{12} - h_{13})}{18 \times \Delta T_{lm,reg,w}} \right)^{0.6} \quad (47)$$

- قیمت پمپ [۲۴]

$$PEC_{wp} = 442 (\dot{W}_{wp})^{0.71} 1.41 f_\eta \quad (48)$$

$$f_\eta = 1 + \left(\frac{1 - 0.8}{1 - \eta_{wp}} \right) \quad (49)$$

قیمت کل تجهیزات در بحث ترموکنومیک نیز برابر مجموع قیمت تک تک اجزاء می‌باشد.

$$PEC_{tot} = \sum_i PEC_i \quad (50)$$

۲-۵- هزینه سوخت

قیمت سوخت به عنوان یکی از پارامترهای تاثیر گذار در تحلیل اقتصادی می‌باشد. سری مقادیر هزینه‌های سالیانه پرداخت شده برای سوخت فقط شامل یک ترفیع بوده و در طی زمان یکنواخت می‌باشد [۲۰]:

$$FC_j = FC_0 (1 + r_{FC})^{j-1} \quad j = 2, \dots, BL \quad (51)$$

در رابطه فوق r_{FC} نرخ نامی ترفیع سالیانه هزینه سوخت می‌باشد، که برابر ۰/۰۶ در نظر گرفته شده است [۲۰]. BL عمر اقتصادی سیستم و FC_0 هزینه سالیانه سوخت در اولین سال از دوره کارکرد اقتصادی سیستم می‌باشد، که مطابق رابطه زیر بدست می‌آید.

$$FC = c_{fuel} \times \dot{m}_{fuel} \times LHV \times \tau \times 3600 \quad (52)$$

در رابطه فوق c_{fuel} هزینه واحد سوخت در اولین سال از دوره کاری سیستم، \dot{m}_{fuel} دبی سوخت مصرفی، τ تعداد ساعات کارکرد سالیانه سیستم در حالت تمام بار و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی می‌باشد.

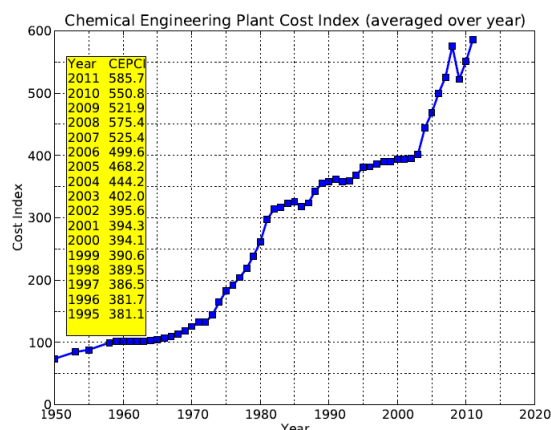
۳-۵- هزینه‌های عملکرد و نگهداری

مطابق محاسبه هزینه‌های سوخت، هزینه‌های عملکرد و نگهداری سالیانه نیز قابل محاسبه می‌باشد. برای شروع

محاسبه شده و در طول دوره کارکرد سیستم به صورت سالانه همسطح سازی می‌شوند [۲۰].

۵-۱- هزینه خرید تجهیزات

قیمت تجهیزات سیستم پیشنهادی با استفاده از روابط (۴۱) تا (۴۹) به دست خواهد آمد. روابط (۴۱) تا (۴۷) برای سال ۱۹۹۴ میلادی برقرار بوده و توسط بجان ارائه شده است [۲۰]. با توجه به اینکه در تحلیل‌های اقتصادی باید قیمت هر تجهیز در سال جاری محاسبه گردد، لذا برای به روز کردن این قیمت‌ها از نمودار اندیس هزینه استفاده شده است (شکل ۲) [۲۳]. برای محاسبه قیمت هر یک از تجهیزات ابتدا باید مقدار مربوط به سال مورد نظر را (۲۰۱۳) به مقدار مربوط به سال قیمت‌گذاری شده (سال ۱۹۹۴) تقسیم کرده و سپس عدد حاصل را در قیمت دستگاه در آن سال (۱۹۹۴) ضرب نمود.



شکل ۲- نمودار مربوط به اندیس هزینه‌ها [۲۳]

- قیمت کمپرسور هوا و سوخت [۲۰]

$$PEC_{ca} = \left(\frac{71.1 \dot{m}_a}{0.9 - \eta_{is,ca}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (41)$$

$$PEC_{cf} = \left(\frac{71.1 \dot{m}_f}{0.9 - \eta_{is,cf}} \right) \left(\frac{P_5}{P_4} \right) \ln \left(\frac{P_5}{P_4} \right) \quad (42)$$

- قیمت محفظه احتراق [۲۰]

$$PEC_{cc} = \left(\frac{46.08 \dot{m}_{cc}}{0.995 - \frac{P_9}{P_6}} \right) [1 + \exp(0.018 T_9 - 26.4)] \quad (43)$$

- قیمت توربین [۲۰]

در رابطه فوق TRR_j نیاز درآمدی کلی در j امین سال کارکرد سیستم بوده و اطلاعات جزئی در مورد نحوه محاسبه آن در مرجع [۲۰] آورده شده است. با بدست آوردن هزینه سوخت، عملکرد و نگهداری و نیازمندی درآمدی کل همسطح شده، می‌توان هزینه سرمایه‌گذاری همسطح شده را مطابق رابطه زیر بدست آورد.

$$CC_L = TRR_L - FC_L - OMC_L \quad (60)$$

پس از محاسبه هزینه‌های همسطح شده سوخت (FC_L)، عملکرد و نگهداری (OMC_L)، نیازمندی درآمدی کل (TRR_L) و هزینه سرمایه‌گذاری (CC_L) می‌توان مطابق روابط زیر قیمت برق تولیدی سیستم و هزینه‌های همسطح شده در سال را بدست آورد [۲۰].

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \times \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k} \quad (61)$$

$$\dot{Z}_{tot} = \sum_k \dot{Z}_k = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \quad (62)$$

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{fuel} + \sum_k \dot{Z}_k \quad (63)$$

$$\dot{C}_{P,tot} = \frac{CC_L + OMC_L + FC_L}{\tau} = \frac{TRR_L}{\tau} \quad (64)$$

$$c_P = \frac{TRR_L}{\tau \times \dot{W}_{tot}} \quad [\$ / kW.h] \quad (65)$$

هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی یک واحد تولید توان نیز طبق رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$c_{PP} = \frac{PEC_{tot} + 0.46PEC_{tot}}{\dot{W}_{tot}} \quad [\$ / kW] \quad (66)$$

۶- روش حل

با توجه به معادلات ذکر شده در بخش‌های قبلی، جهت تحلیل مساله یک برنامه رایانه‌ای در نرم افزار EES نوشته شده است. در بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم شامل نسبت فشار کمپرسور، دبی هوا و دمای گازهای ورودی به توربین وارد می‌گردند. در مرحله بعدی معادلات تک‌تک اجزاء به طور همزمان حل شده و نتایج مطلوب شامل راندمان الکتریکی و کلی، توان خالص تولیدی، نرخ تولید آنتروپی، نرخ آگزرسی تخریب و تلف شده، قیمت برق تولیدی، هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی حاصل می‌شود. نرم افزار EES با توجه به قابلیت بالای خود در یک زمان واحد می‌تواند تعداد زیادی معادله خطی و غیرخطی را تحلیل نماید. نکته مهم در این کد نوشته شده، محاسبه

باید هزینه‌های عملکرد و نگهداری برای هر سال از رابطه زیر محاسبه گردد [۲۰]:

$$OMC_j = OMC_0 (1 + r_{OMC})^{j-1} \quad j = 2, \dots, BL \quad (53)$$

در رابطه فوق r_{OMC} نرخ نامی ترفیع هزینه‌های عملکرد و نگهداری (به جز هزینه سوخت) می‌باشد که این مقدار برابر ۰/۰۵ در نظر گرفته شده است [۲۰]. OMC_0 نیز هزینه‌های سالیانه عملکرد و نگهداری در اولین سال از دوره کارکرد اقتصادی سیستم می‌باشد.

۵-۴- هزینه‌های همسطح شده

برای ارزیابی و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی به مقایسه مقادیر سالانه هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری، هزینه‌های سوخت و هزینه‌های عملکرد و نگهداری نیاز می‌باشد. این اجزای هزینه ممکن است که در طول عمر اقتصادی یک سیستم انرژی به طور قابل توجهی تغییر کند. بنابراین در ارزیابی و بهینه‌سازی این سیستم‌ها باید از مقادیر سالیانه همسطح شده برای همه اجزای هزینه استفاده نمود. مقدار همسطح شده هزینه سوخت با استفاده از رابطه زیر بدست خواهد آمد [۲۰]:

$$FC_L = FC_0 \times \frac{k_{FC}(1 - k_{FC}^n)}{(1 - k_{FC})} \times CRF \quad (54)$$

$$k_{FC} = \frac{1 + r_{FC}}{1 + i} \quad (55)$$

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (56)$$

در روابط فوق CRF فاکتور بازیافت سرمایه، i مقدار متوسط سالیانه نرخ موثر کاهش ارزش پول، n بیانگر عمر اقتصادی در سیستم بر حسب سال و r_{FC} نرخ نامی ترفیع سالیانه هزینه سوخت می‌باشد. هزینه همسطح شده عملکرد و نگهداری سالیانه نیز مطابق روش فوق قابل محاسبه می‌باشد [۲۰].

$$OMC_L = OMC_0 \times \frac{k_{OMC}(1 - k_{OMC}^n)}{(1 - k_{OMC})} \times CRF \quad (57)$$

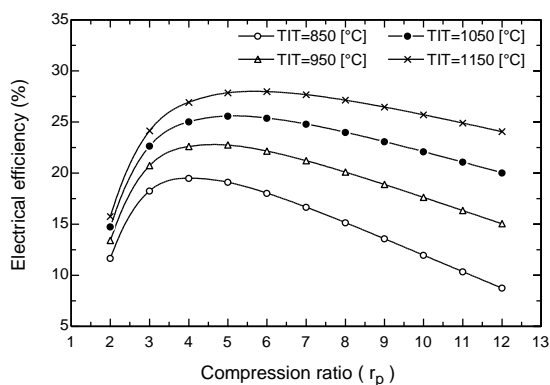
$$k_{OMC} = \frac{1 + r_{OMC}}{1 + i} \quad (58)$$

مقدار همسطح شده نیاز درآمدی کلی سالیانه (TRR_L) با استفاده از فاکتور بازیافت سرمایه و فاکتور کاهش ارزش پول به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۲۰]:

$$TRR_L = CRF \sum_{j=1}^n \frac{TRR_j}{(1+i)^j} \quad (59)$$

راندمان محفظه احتراق	۹۵ درصد
راندمان ایزونتروپیک توربین	۸۴ درصد
راندمان ژنراتور	۹۵ درصد

در شکل ۳ تغییرات راندمان الکتریکی سیکل تحلیل شده نسبت به فشار کاری سیستم نشان داده شده است. این تحلیل با در نظر گرفتن تغییر دمای گازهای ورودی به توربین انجام شده است. همانطور که در این شکل 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 برای آن می‌باشد. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود افزایش دمای گازهای ورودی به توربین سبب افزایش راندمان سیستم می‌گردد، که این مساله کاملاً قابل انتظار می‌باشد. نتایج این شکل نشان می‌دهد که برای یک سیکل میکروتوربین گاز افزایش دمای گازهای ورودی به توربین سبب بیشتر شدن ماکزیمم راندمان الکتریکی سیستم در نسبت فشارهای بالاتر می‌گردد. همانطور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود نسبت فشار کاری مناسب برای سیکل میکروتوربین گاز در بالاترین دمای قابل تحمل پره‌های توربین در محدوده ۵ الی ۶ بار می‌باشد. به طور کلی حداکثر دما گازهای ورودی به توربین با توجه به جنس پره‌های آن محدود شده و استفاده از سیستم خنک‌کاری برای پره‌ها، اجازه افزایش بیشتر دما را می‌دهد. در بیشتر میکروتوربین‌های استفاده شده حداکثر دمای قابل تحمل پره‌ها بسته به نوع میکروتوربین در حدود ۹۰۰ الی ۱۱۰۰ درجه سلسیوس بوده و مشابه توربین‌های بزرگ از سیستم خنک‌کاری پره‌ها استفاده نمی‌گردد.



دقیق ترکیب گازهای موجود در تمام نقاط سیکل می‌باشد که این مساله سبب دقت نتایج حاصله خواهد شد. مقادیر گرمای مخصوص، آنتالپی، آنترپی، انرژی و ... براساس ترکیب گازهای موجود در نقاط مختلف سیکل حاصل می‌گردد.

۷- اعتبارسنجی

جهت اعتبار سنجی کد تهیه شده، لازم است برای یک نمونه معین نتایج حاصل از این کد تهیه شده با نتایج آزمایشگاهی یا عددی موجود مقایسه گردد. در این تحقیق سیستم معرفی شده توسط هورلوک [۲۵] مدلسازی شده و نتایج حاصل از کد حاضر، با نتایج تحقیقات وی مقایسه شده است. همخوانی نزدیک بین این نتایج در جدول ۱، صحت روش حاضر و کد تهیه شده را تایید می‌کند.

جدول ۱- مقایسه نتایج کد حاضر با نتایج هورلوک [۲۵]

کد حاضر	نتایج هورلوک [۲۵]
راندمان (%)	۳۵/۸
توان مصرفی کمپرسور (kW)	۳۴/۵
توان تولیدی توربین (kW)	۳۵۰
توان خالص تولیدی (kW)	۶۷۲
	۳۰۰

۸- نتایج

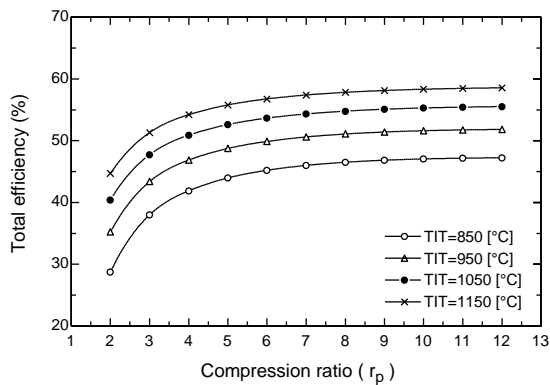
در این بخش اثرات نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین به عنوان دو پارامتر تاثیرگذار بر روی کارایی سیستم و همچنین نرخ برق تولیدی و هزینه‌های خرید، نصب و راه‌اندازی آن بررسی شده است. پارامترهای ثابت استفاده شده برای سیستم پیشنهادی در جدول ۲ ارائه گردیده است. در تحلیل‌های ذیل مقدار نرخ جریان هوای ورودی ۱۵۰ کیلومول بر ساعت فرض شده است.

جدول ۲- پارامترهای فرض شده در سیستم پیشنهادی

پارامتر	مقدار فرض شده
افت فشار بازیاب‌ها	۴ درصد
افت فشار محفظه احتراق	۵ درصد
راندمان ایزونتروپیک کمپرسورها	۸۱ درصد
راندمان بازیاب‌های هوا-گاز	۸۰ درصد
راندمان بازیاب‌های آب-گاز	۸۵ درصد
راندمان پمپ	۸۵ درصد

همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، پایین آمدن دمای گازهای خروجی از توربین علی‌رغم افزایش دمای گازهای خروجی از کمپرسور، سبب افت دمایی گازهای ورودی به محفظه احتراق خواهد شد. این مساله با توجه به ثابت بودن دمای گازهای ورودی به توربین، سبب افزایش میزان سوخت تزریقی به سیستم می‌گردد. این مساله یکی از علل مهم دیگر در افت راندمان سیستم در فشارهای کاری بالا می‌باشد.

در شکل ۵ تغییرات راندمان کلی سیستم با در نظر گرفتن اثرات این دو پارامتر نشان داده شده است. همانطور که در رابطه (۳۲) نشان داده شده است، در محاسبه راندمان کل انرژی مفید خروجی از سیستم، مجموع توان الکتریکی خالص و گرمای بدست آمده از بازیاب سوم می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار راندمان کلی سیستم سیر صعودی داشته و پس از یک حد معین مقدار ثابتی به خود می‌گیرد. نمودار نشان داده شده بیانگر این است که افزایش بیش از حد فشار کاری سیستم تاثیری در افزایش راندمان کلی سیستم نخواهد داشت. همانطور که مشاهده می‌گردد افزایش دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالارفتن راندمان کلی سیستم نیز خواهد گردید. به طور کلی افزایش فشار کاری سیستم از ۷ بار به بالا برای این سیستم در محدوده دمای انتخاب شده برای ورودی توربین توصیه نمی‌گردد.

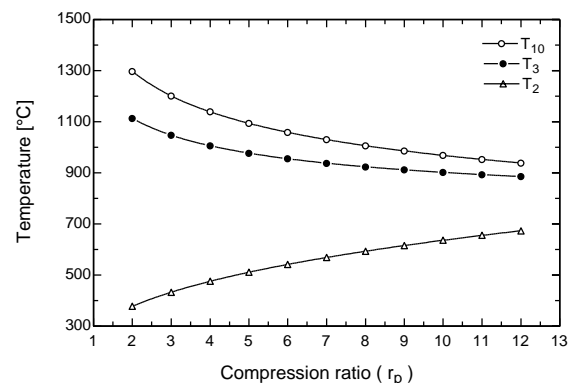


شکل ۵- نمودار تغییرات راندمان کلی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

در شکل ۶ تغییرات توان خالص تولیدی در سیستم نسبت به اثرات دو پارامتر معرفی شده نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مشابه رفتار راندمان الکتریکی، افزایش نسبت فشار کاری سیستم تا یک حد

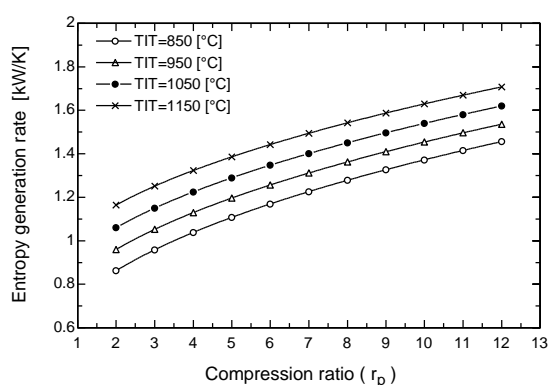
شکل ۳- نمودار تغییرات راندمان الکتریکی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

با توجه به اینکه در 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 محفظه احتراق بررسی شده است. افزایش دمای گازهای ورودی به محفظه احتراق سبب کم شدن میزان سوخت تزریقی به سیستم و کاهش این دما سبب بالارفتن آن خواهد شد. این مساله به شدت بر روی راندمان سیستم تاثیر گذار بوده و عملکرد آن را به شدت تحت تاثیر قرار می‌دهد. با توجه به اهمیت این مساله در شکل (۴) تاثیر نسبت فشار کاری کمپرسور بر روی دمای گازهای خروجی از توربین و کمپرسور و همچنین ورودی به محفظه احتراق نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای خروجی از آن افزایش پیدا می‌کند. افزایش دمای گازهای خروجی از کمپرسور قابل پیش‌بینی بوده و همانطور که مشاهده می‌شود در محدوده ۲ الی ۱۲ بار دمای هوا در حدود ۳۰۰ درجه سلسیوس افزایش پیدا می‌کند. این مساله در خصوص دمای گازهای خروجی از توربین برعکس می‌باشد زیرا با افزایش نسبت فشار کمپرسور، نسبت انبساط گازها در توربین افزایش پیدا کرده و با توجه به ثابت بودن دمای گازهای ورودی به توربین، دمای گازهای خروجی از آن به شدت افت پیدا می‌کند.

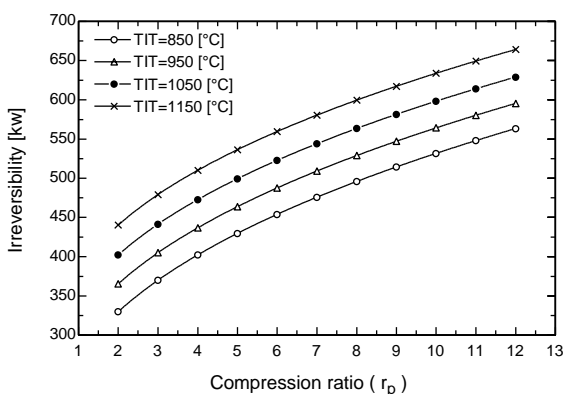


شکل ۴- نمودار تغییرات دمایی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری در $TIT=1150^{\circ}C$

سیستم، همواره سبب بالارفتن نرخ انرژی تخریب شده و تلف شده و در نتیجه نرخ بازگشت ناپذیری در آن خواهند شد. با توجه به این مساله می‌توان اینگونه بیان کرد که تعیین یک نقطه کارکرد بهینه برای سیستم تولید انرژی که دارای راندمان و توان تولیدی بالا و همچنین نرخ بازگشت‌ناپذیری و همچنین نرخ تولید انرژی کمتر باشد، از اهداف اصلی طراحان سیستم‌های انرژی می‌باشد. تعیین فشار کاری حداقل یکی از راههای کاهش نرخ بازگشت‌ناپذیری و انرژی تولیدی در سیستم تحلیل شده می‌باشد.

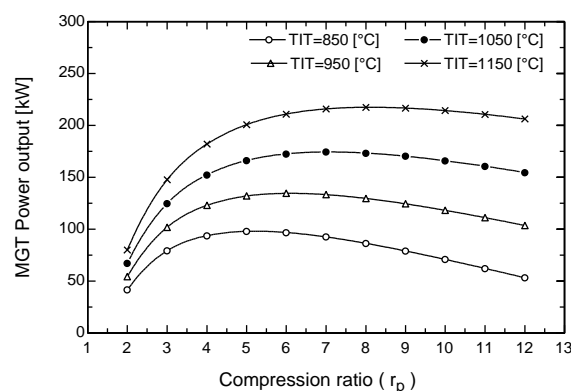


شکل ۷- نمودار تغییرات انرژی تولیدی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری



شکل ۸- نمودار تغییرات نرخ بازگشت ناپذیری سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

معینی سبب بالارفتن توان خالص تولیدی در سیستم شده و سپس به دلیل افزایش کار مورد نیاز کمپرسور، مقدار آن سیر نزولی خواهد داشت. 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. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای گازهای ورودی به توربین تاثیر چشمگیری در افزایش توان تولیدی سیستم خواهد داشت. همانطور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، نسبت فشار بهینه با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، افزایش می‌یابد.



شکل ۹- نمودار تغییرات توان خالص تولیدی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

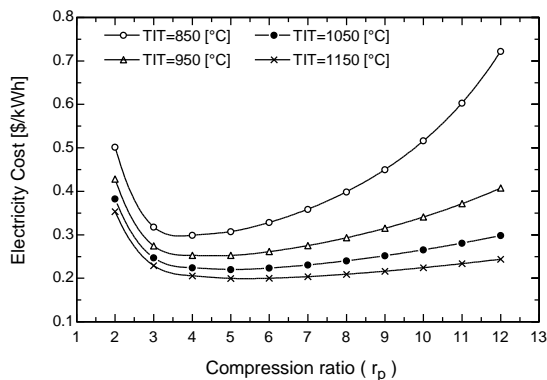
بحث کاهش انرژی تولیدی در سیستم‌های حرارتی از موارد مهمی است که باید مورد توجه قرار گیرد. در شکل ۷ نمودار تغییرات نرخ انرژی تولیدی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری سیستم نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالارفتن نرخ تولید انرژی در سیستم می‌گردد.

در شکل ۸ نمودار نرخ بازگشت ناپذیری سیستم نسبت به تغییر فشار کاری سیستم نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالارفتن نرخ تولید انرژی در سیستم می‌گردد. این مساله در شکل‌های ۹ و ۱۰ در خصوص انرژی تخریب و تلف شده نیز مشاهده می‌گردد. می‌توان اینگونه نتیجه گرفت که افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین علی‌رغم افزایش راندمان و توان خالص تولیدی در

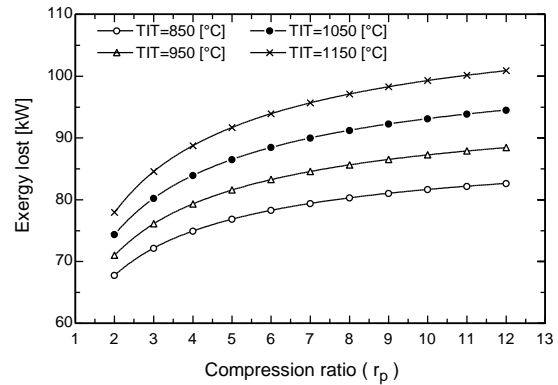
بالارفتن قیمت برق تولیدی در سیستم خواهد گردید. همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، با بالا رفتن دمای گازهای ورودی به توربین، قیمت برق تولیدی سیستم در فشارهای کاری بالا افزایش ناچیزی خواهد داشت، و دلیل آن غالب بودن توان و راندمان بالا بر افزایش قیمت ناشی از خرید تجهیزات و خرید سوخت است. این در حالیست که در دماهای پایین، ترم افزایش قیمت تجهیزات و سوخت مصرفی به شدت سبب بالارفتن قیمت برق تولیدی در فشارهای کاری بالا خواهد شد.

نکته مهم دیگری که در این بخش مشاهده می‌شود، پایین آمدن قیمت برق تولیدی سیستم با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین می‌باشد. بالارفتن توان خالص تولیدی و راندمان سیستم بر پارامتر افزایش قیمت تجهیزات و سوخت مصرفی سیستم غالب بوده و این مساله سبب پایین آمدن قیمت برق تولیدی در سیستم می‌گردد.

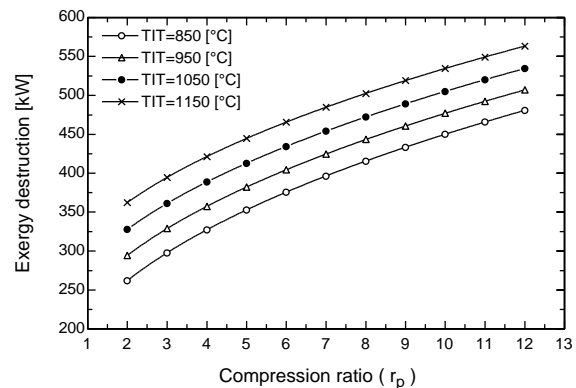
در شکل ۱۲ نیز هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود تغییرات مشابه قیمت برق تولیدی سیستم می‌باشد.



شکل ۱۱- نمودار تغییرات نرخ قیمت برق تولیدی در سیستم نسبت به تغییر فشار کاری



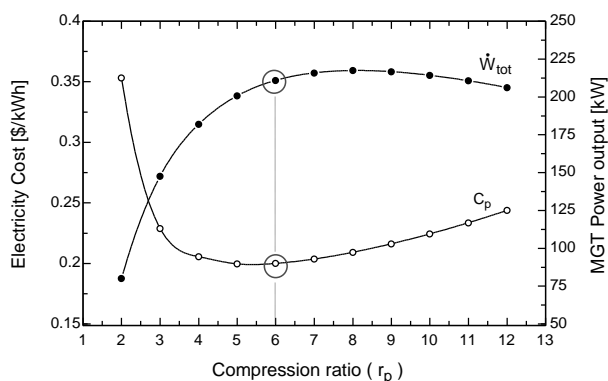
شکل ۹- نمودار تغییرات نرخ اگزرژی تلف شده سیستم نسبت به تغییر فشار کاری



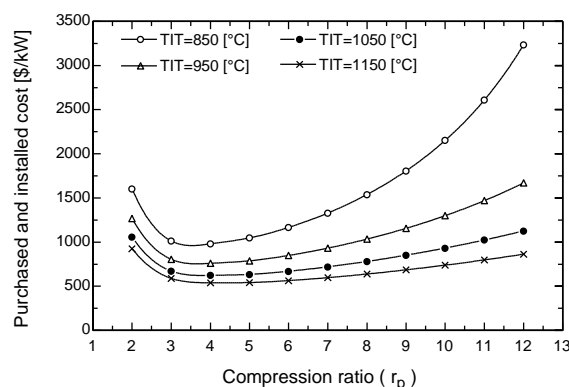
شکل ۱۰- نمودار تغییرات نرخ اگزرژی تخریب شده سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

پس از بررسی عملکرد ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان پیشنهادی، در ادامه این سیستم از دیدگاه اقتصادی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در شکل ۱۱ قیمت برق تولیدی در سیستم نسبت به تغییر فشار کاری آن و دمای گازهای ورودی به توربین نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کاری کمپرسور قیمت برق تولیدی ابتدا سیر نزولی داشته و سپس در ادامه سیر صعودی خواهد داشت.

همانطور که در نتایج قبل مشاهده شد، افزایش فشار کاری کمپرسور تا یک حد معین سبب بالارفتن توان و راندمان الکتریکی سیستم می‌گردد، که این مساله به نوبه خود بر روی عملکرد اقتصادی نیز موثر است. با افزایش بیشتر نسبت فشار، به دلیل بالارفتن ظرفیت کمپرسور و افزایش دمای گازهای خروجی از آن قیمت تجهیزات موجود بالا خواهد رفت. از سوی دیگر با افزایش نسبت فشار کمپرسور برای ثابت ماندن دمای گازهای ورودی به توربین، میزان سوخت استفاده شده در سیستم نیز افزایش خواهد یافت. این دو پارامتر در مجموع سبب

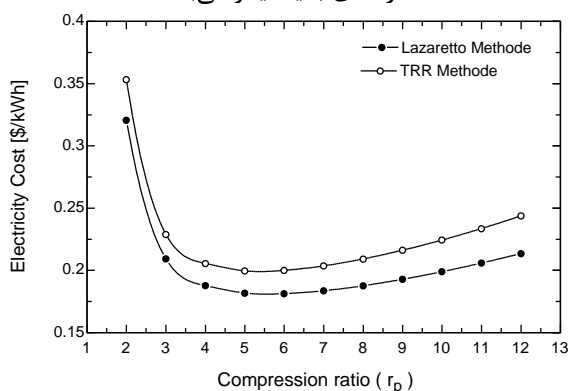


شکل ۱۴- نمودار مقایسه توان خالص تولیدی و هزینه برق تولیدی نسبت به فشار کاری سیستم



شکل ۱۲- نمودار تغییرات هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری

همانطور که در قسمت‌های قبل به آن اشاره شد، در این تحقیق از مدل اقتصادی نیازمندی درآمدی کل استفاده شده است. این روش دارای دقت بیشتری بوده و نتایج حاصل از آن به واقعیت نزدیک‌تر می‌باشد. در بیشتر تحقیقات انجام شده در تحلیل‌های اقتصادی از مدل اقتصادی ساده استفاده شده که نتایج آن دارای دقت پایینی است. در شکل ۱۵ نتایج بدست آمده از این روش با نتایج حاصله از مدل اقتصادی ساده مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود نتایج این دو روش دارای اختلاف ۹ تا ۱۲ درصدی با یکدیگر می‌باشند.



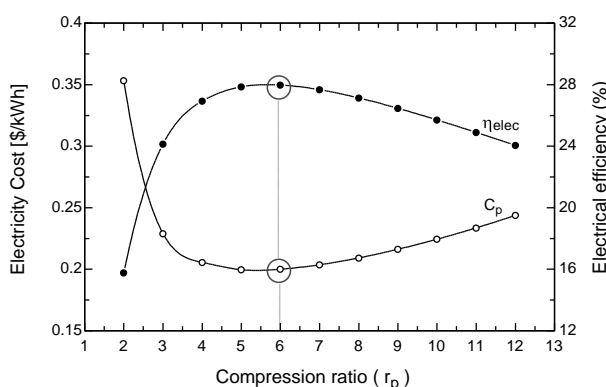
شکل ۱۵- نمودار مقایسه هزینه برق تولیدی سیستم بر اساس دو مدل اقتصادی مختلف نسبت به فشار کاری

۹- نتیجه‌گیری

با توجه به مطالب ارائه شده در این مقاله، می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع‌بندی بحث در تحلیل سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین گازی ارائه کرد:

- افزایش نسبت فشار کمپرسور تا یک حد معین سبب افزایش راندمان الکتریکی و کلی سیستم شده و با افزایش

در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ قیمت برق تولیدی سیستم و راندمان الکتریکی و توان خالص تولیدی آن در نسبت فشارهای کاری مختلف نشان داده شده است. همانطور که در هر دو شکل مشاهده می‌شود برای دستیابی به قیمت برق پایین و راندمان و توان خالص تولیدی بالا سیستم باید در فشار کاری ۵ الی ۷ بار کار کند. نکته مهمی که باید به آن توجه کرد این است که با کاهش دما این محدوده کمتر شده و با افزایش آن این محدوده افزایش پیدا می‌کند. دمای گازهای ورودی به توربین در دو شکل ارائه شده ۱۱۵۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۳- نمودار مقایسه راندمان و هزینه برق تولیدی نسبت به فشار کاری سیستم

و کاهش راندمان و توان خالص تولیدی در آن، سیر صعودی خواهد یافت.

- با بالا رفتن دمای گازهای ورودی به توربین، قیمت برق تولیدی سیستم در فشارهای کاری بالا افزایش ناچیزی خواهد داشت و دلیل آن غالب بودن توان و راندمان بالا بر افزایش قیمت ناشی از خرید تجهیزات و خرید سوخت است.

- در سیستم‌های تولید همزمان بر پایه میکروتوربین‌گازی، برای دستیابی به قیمت برق پایین و راندمان و توان خالص تولیدی بالا کارکرد سیستم در فشار کاری ۵ الی ۷ بار توصیه می‌گردد. بالا بودن دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالارفتن فشار کاری بهینه سیستم خواهد شد.

- مقایسه نتایج بدست آمده در تحلیل‌های اقتصادی نشان می‌دهد که مدل اقتصادی نیازمندی درآمدی کل نسبت به مدل اقتصادی ساده دارای دقت بیشتری بوده و نتایج حاصل از آن ۹ تا ۱۲ درصد نسبت به روش اقتصادی ساده دقیق‌تر است.

- نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که با کارکرد سیستم در یک فشار بهینه و همچنین با در نظر گرفتن حداکثر دمای گازهای ورودی به توربین، قیمت برق تولیدی سیستم در حدود ۲۰ الی ۲۵ سنت و هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی سیستم ۵۰۰ الی ۶۰۰ دلار به ازای هر کیلووات می‌باشد.

بیشتر راندمان الکتریکی افت و راندمان کلی مقدار ثابتی به خود خواهد گرفت.

- افزایش نسبت فشار کمپرسور سبب پایین آمدن دمای گازهای خروجی از توربین می‌گردد که این مساله علی‌رغم افزایش دمای گازهای خروجی از کمپرسور، سبب افت دمایی گازهای ورودی به محفظه احتراق خواهد شد. با توجه به ثابت بودن دمای گازهای ورودی به توربین، این فرایند سبب افزایش میزان سوخت تزریقی به سیستم و افت راندمان الکتریکی آن در فشارهای کاری بالا می‌گردد.

- افزایش دمای گازهای ورودی به توربین سبب بالارفتن راندمان الکتریکی و کلی سیستم خواهد گردید.

- افزایش دمای گازهای ورودی به سیستم سبب بالارفتن حداکثر فشار کاری سیستم خواهد گردید.

- افزایش فشار کاری سیستم و دمای گازهای ورودی به توربین، همواره سبب بالارفتن نرخ آنتروپی تولیدی، نرخ اگزرژی تخریب شده و تلف شده و در نتیجه نرخ بازگشت ناپذیری در سیستم خواهند شد.

- افزایش فشار کاری در سیستم (در یک دمای مشخص برای گازهای ورودی به توربین) ابتدا به دلیل بالا رفتن راندمان و توان تولیدی در آن، سبب کاهش قیمت برق تولیدی به یک مقدار حداقل شده و سپس با افزایش بیشتر نسبت فشار به دلیل بالارفتن توان مصرفی سیستم

۱۰- مراجع

- [1] Catalog of CHP Technologies, (2008), "Combined Heat and Power Partnership". U.S. Environmental Protection Agency.
- [2] Gillette, F., (2006), "CHP Case Studies-Saving Money and Increasing Security". Capstone Turbine Corporation.
- [3] WWW.Capstoneturbine.Com.
- [4] Taki, Y., Babus Haq, R.F., Elder, R.L., Probert, S.D., (1991). "Design and Analysis of a Compact Gas Turbine for a CHP System". Heat Recover System & CHP, Vol. 11, No. 2/3, pp. 149-160.
- [5] Stromberg, J., Franck, P., (1994). "Gas Turbine in Industrial CHP Applications-Assessment of Economics". Heat Recover System & CHP, Vol. 14, No. 2, pp. 129-141.
- [6] Labinov, S.D., Zaltash, A., Rizy, D.T., Fairchild, P.D., Devault, R.C., Vineyard, E.A., (2002). "Predictive Algorithms for Microturbine Performance for BCHP Systems". ASHRAE Transactions, vol. 108, pp. 670-681.
- [7] Knight, R., Linder, U., Markworth, N., Perz, E., (2004). "Thermo-Economic Optimization of Whole Gas Turbine Plant (GTPOM)". Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1725-1733.

- [۸] صنایع، س.، قاضی‌نژاد، م.، آخرتی، ر.، نوروزی‌منش، ع.، (۱۳۸۵)، بهینه‌سازی فنی-اقتصادی میکروتوربین جهت تولید قدرت و حرارت برای مصارف ساختمان. پنجمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، ۵ و ۶ اردیبهشت.
- [9] Ehyaei, M.A., Bahadori, M.N., (2007). "Selection of Micro Turbine to Meet Electrical and Thermal Energy Needs of Residential Building in Iran". *Energy and Buildings*, Vol. 39, pp. 1227-1234.
- [10] Ehyaei, M.A., Mozafari, A., (2010). "Energy, Economic and Environmental (3E) Analysis of Micro Gas Turbine Employed for on-site Combined Heat and Power Production". *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 259-264.
- [11] Ameli, S.M., Agnew, B., Potts, I., (2007). "Integrated Distributed Energy Evaluation Software (IDEAS) Simulation of A Micro-Turbine Based CHP System". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2161-2165.
- [12] Kaikko, J., Backman, J. (2007). "Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation". *Energy*, Vol. 32, Issue 4, pp.378-387.
- [۱۳] کریمی علویجه، س.، بهبهانی‌نیا، س.ع.، عمیدپور، م.، رضاپور، ک.، (۱۳۸۸)، تحلیل ترموکانومیک سیستم تولید پراکنده برق و حرارت با محرک اولیه میکروتوربین گازی. اولین کنفرانس صنعت نیروگاه‌های حرارتی، ۲۶ و ۲۷ اردیبهشت.
- [14] Cadorin, M., Spina, P.R., Venturini, M. (2010). "Feasibility Analysis of Micro-CHP Systems for Residential Building Applications". *ECOS International Conference*, Ferrara, Italy, June 14-17.
- [۱۵] عامری، م.، تنها، ا.ع.، کریمی علویجه، س.، (۱۳۹۰)، آنالیز انرژی و ترموکانومیک یک سیکل تولید توان همزمان برای ساختمانی ده طبقه در تهران. نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک ایران، ۲۰ الی ۲۲ اردیبهشت.
- [۱۶] آرامی، م.، حاج حسن تهرانی، ا.، موسوی، م.، حمیدزاده، ز.، (۱۳۹۰)، توجیه فنی اقتصادی استفاده از فناوری میکروتوربین برای تامین همزمان برق و حرارت برای بخش خانگی. دومین کنفرانس مدیریت و بهینه‌سازی انرژی، ۲۰ و ۲۱ دی.
- [17] Qiu, G., Liu, H., Riffat, S., (2011). "Expanders for Micro-CHP Systems with Organic Rankine Cycle". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3301-3307.
- [18] Tempesti, D., Fiaschi, D., Gabuzzini, F. (2012). "Thermo-Economic Assessment of a Micro CHP System Fuelled by Geothermal and Solar Energy". *ECOS International Conference*, Perugia, Italy, June 26-29.
- [19] Mahto, D., Subhasis, P., (2013). "Thermodynamics and Thermo-Economic Analysis of Simple Combined Cycle with Inlet Fogging". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, pp. 413-424.
- [20] Bejan A., Tsatsaronis G. and Moran M., (1996). "Thermal Design and Optimization". John Wiley & Sons.
- [21] Cengel, Y.A. and Boles, M.A., (1998). "Thermodynamics an engineering approach". McGraw-Hill, New York.
- [22] Haseli Y., Dincer I., Naterer G.F., (2008). "Thermodynamic Modeling of a Gas Turbine Cycle Combined with a Solid Oxide Fuel Cell". *Hydrogen energy*, Vol. 33, 2008, pp. 5811-5822.
- [23] See at www.nt.ntnu.no/users/magnehi/cepci_2011_py.pdf.
- [24] Arsalis A., (2008). "Thermoeconomic Modeling and Parametric Study of Hybrid SOFC-Gas Turbine-Steam Turbine Power Plants Ranging from 1.5 to 10MWe". *Power Sources*, Vol. 181, 2008, pp. 313-326.
- [25] Horlock J., (2003). "Advanced Gas Turbine Cycles". an imprint of Elsevier Science.