

بهینه‌سازی سیکل تولید دوگانه قدرت و گرمای میکروتوربین گازی از طریق آنالیز اقتصادی، اکسرژی و زیست محیطی بوسیله الگوریتم زنبور عسل

امین وفاپی^۱، مهدی علی‌احیایی^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران

^۲ گروه مهندسی مکانیک، واحد پردیس، دانشگاه آزاد اسلامی، شهر جدید پردیس، ایران

دریافت: تابستان ۹۷ پذیرش: تابستان ۹۷

چکیده

در این مقاله به بهینه‌سازی سیکل میکروتوربین گازی در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما پرداخته شده است. این بهینه‌سازی شامل بهینه‌سازی بازده انرژی و اکسرژی سیکل، و همچنین بهینه‌سازی قیمت برق تولیدی بر اساس آنالیز اکسرژی - اقتصادی و با در نظر گرفتن اثرات آلاینده‌گی محیط زیست می‌باشد. سوخت مصرفی سیستم میکروتوربین، گاز طبیعی به همراه همه ترکیبات موجود در آن در نظر گرفته شده است. برای انجام این بهینه‌سازی، ابتدا یک مدل‌سازی ترمودینامیکی برای سیکل فوق انجام شد و سپس با استفاده از الگوریتم زنبور عسل نقطه بهینه برای عملکرد سیستم به وسیله کد نوشته شده در نرم‌افزار MATLAB تعیین گردید. نتایج این تحقیق نشان داد که با استفاده از الگوریتم زنبور عسل بهترین مقدار تابع هدف بدست آمده برای سیکل فوق در نسبت هوا به سوخت ۱/۳۲ بدست آمد که در این نقطه بازده انرژی برابر ۴۰/۵۳٪، بازده قانون دوم برابر ۸۱/۸۰٪، مقدار تولید انترپپی برابر ۰/۰۵۷۸ kW/K و مقدار بهای برق مصرفی برابر ۰/۰۷۳۳ $US\$/kWh$ بدست آمد. همچنین اگر بتوان مقاومت حرارتی در پره‌های توربین میکروتوربین را افزایش داد می‌توان بازده را تا ۱۵٪ نسبت به حالت با محدودیت دمایی افزایش داد.

*عهده‌دار مکاتبات: aliehyaei@yahoo.com

کلمات کلیدی: میکروتوربین گازی، اکسرژی، آلودگی هوا، بهینه‌سازی

۱- مقدمه

پراکنده توان، برای واحدهای مسکونی با تقاضای مصرف انرژی محدود می‌باشد [۱].

مطابق آمار تفصیلی صنعت برق ایران که توسط وزارت نیروی این کشور ارائه شده، کل انرژی الکتریکی تولیدی در ایران در سال ۱۳۹۶ شمسی برابر ۲۷۶ میلیارد کیلووات ساعت بوده که از این مقدار، ۳۱/۷٪ به وسیله نیروگاه‌های بخار، ۲۶/۵٪ به وسیله توربین‌های گازی، ۳۶/۵٪ به وسیله نیروگاه‌های سیکل ترکیبی و تنها ۵/۳٪ به وسیله نیروگاه‌های برق آبی، اتمی و تجدیدپذیر تولید شده است. منبع اصلی انرژی در ایران برای گرمایش نیز گاز طبیعی می‌باشد. به طور خلاصه می‌توان گفت ۹۴/۷٪ تولید انرژی الکتریکی و ۱۰۰٪ انرژی برای گرمایش ساختمان‌ها در ایران با استفاده از سوخت‌های فسیلی و به خصوص گاز طبیعی تامین می‌گردد. از طرف دیگر بیشتر سوخت‌هایی که برای تولید برق استفاده می‌شوند معمولاً غیر تجدید پذیر هستند و باعث آلودگی محیط زیست می‌شوند [۲ و ۳].

یکی از روش‌هایی که برای بهینه‌سازی سیستم‌های تولید انرژی الکتریکی استفاده می‌شود، استفاده از روش تحلیل اکسرژی می‌باشد. در سال‌های اخیر استفاده از میکروتوربین‌های گازی برای تولید

امروزه بحث انرژی و بهینه‌سازی مصرف آن یکی از مهم‌ترین مباحث مطرح شده در مهندسی است. با توجه به قیمت بالای انرژی و روند رو به کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، توجه همگان به استفاده بهینه از انرژی و کنترل مصرف آن از طریق سیستم‌های با راندمان بالاتر و یا فن‌آوری‌های جدیدتر معطوف شده است. تحقیقات و پژوهش‌ها در این زمینه در کشورهای صنعتی مدت‌های مدیدی است که آغاز شده و در کشورهای در حال توسعه نیز گام‌های اولیه آن برداشته شده است [۱]. با توجه به تغییرات ایجاد شده در ساختار تولید برق، خصوصی‌سازی و همچنین اهمیت یافتن مسائل زیست‌محیطی، تکنولوژی تولید برق به سمت تولیدات پراکنده سوق داده شده است. یکی از مهم‌ترین روش‌هایی که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرد، بهره‌گیری از میکروتوربین-ژنراتورها می‌باشد. راندمان بالا و حجم کم در کنار آلودگی کم‌تر محیط زیست باعث شده است تا امروزه توجه بیشتری به این نوع مولدها صورت پذیرد. یکی از کاربردهای گسترده میکروتوربین‌های گازی در بحث تولید

هم‌زمان قدرت و گرما بسیار مورد توجه قرار گرفته است. مطالعات فراوانی در زمینه مدل‌سازی سیکل‌های توربین‌های گازی و بعضاً در مورد مدل‌سازی سیکل‌های میکروتوربین‌های گازی انجام شده است [۴-۱۳].

لاپینوو و همکاران در سال ۲۰۰۲ بر اساس داده‌های آزمایشگاهی یک میکروتوربین تجاری ارائه کردند. آن‌ها در این تحقیق راندمان توربین، کمپرسور و رکوپراتور را ثابت در نظر گرفتند و فرض کردند خواص ترموفیزیکی هوا و سوخت ثابت باشد که در عمل غیرممکن است. از میکروتوربین ارائه شده توسط آن‌ها امکان تولید گرمایش، سرمایش و انرژی الکتریکی وجود داشت [۴].

احیایی و بهادری در سال ۲۰۰۷ انتخاب یک میکروتوربین برای تامین کلیه نیازهای الکتریکی، گرمایش، سرمایش و آب مصرفی در یک ساختمان مسکونی را در ایران و در شهرهای تهران، اهواز و همدان بررسی نمودند. با توجه به کار آنان دو میکروتوربین گازی با ظرفیت اسمی ۳۰kW یا یک میکروتوربین گازی با توان اسمی ۴۰kW می‌تواند تمام نیازهای الکتریکی، گرمایش و سرمایش یک ساختمان را برآورده سازد [۵].

کاکیبو و باخمن در سال ۲۰۰۷ تأثیر رکوپراتور و روش‌های مختلف کنترل بار بر هزینه کل را تحلیل کردند. آن‌ها پارامترهای کنترل را درجه حرارت ورودی توربین و سرعت چرخش شافت در نظر گرفتند و در انتها یک مدل عملکرد پایدار برای توصیف اجزای سازنده میکروتوربین ارائه دادند [۶].

صنایع و همکاران در سال ۲۰۰۸ با تحلیل اقتصادی - انرژی به انتخاب نوع و تعداد میکروتوربین مورد نیاز برای منحنی بار گرما و برق در طول یک سال پرداختند و سود سالانه را به عنوان تابع هدف در نظر گرفتند [۷].

احیایی و مظفری در سال ۲۰۱۰ به تحلیل اقتصادی یک میکروتوربین گازی در یک سیستم CHP پرداختند و هم‌چنین بهینه‌سازی اقتصادی و زیست‌محیطی میکروتوربین گازی برای رسیدن به توان الکتریکی، حرارتی، سرمایش و گرمایش در یک ساختمان را انجام دادند. نتایج آنان نشان داد که هزینه اولیه بخش قابل ملاحظه‌ای از هزینه انرژی الکتریکی را شامل می‌شود. هم‌چنین نتایج نشان داد که تعداد توربین‌ها و هزینه الکتریکی به طور شدیدی به مدیریت مصرف انرژی در ساختمان بستگی دارد [۸].

مظفری و همکاران در سال ۲۰۱۰ یک روش جدید برای بهینه‌سازی توان تولیدی در میکروتوربین گازی بر مبنای اکسرژی، هزینه سوخت مصرفی و آلایندگی‌ها ارائه نمودند. یک مدل ترمودینامیکی برای محاسبه نرخ تولید آلاینده‌ها ارائه شد. هدف بهینه‌سازی انجام شده حداقل کردن میزان تابع هدف تعریف شده برای هزینه‌ها و حداکثر کردن بازده انرژی و اکسرژی بود [۹].

پورحسن‌زاده و بی‌غم در سال ۲۰۱۱ بهینه‌سازی میکروتوربین گازی به وسیله الگوریتم ژنتیک را مورد مطالعه قرار دادند. آنها به وسیله یک مدل ترمو-اقتصادی هزینه‌های کلی سیستم میکروتوربین را در حالت ساده بررسی و بهینه کردند. نتایج کار آنان، که برای یک میکروتوربین گازی ۱۰ مگاواتی صورت گرفته بود نشان داد که در

نسبت هوا به سوخت ۴/۴۲ با توجه به در نظر گرفتن محدودیت دمایی پره‌ها حالت بهینه برای عملکرد سیکل میکروتوربین ساده به دست می‌آید [۱۰].

پور میرزا آقا و همکاران در سال ۲۰۱۲ به بررسی عملکرد ترمودینامیکی سیستم توربین گازی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای با سوخت هیدروژن پرداختند. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که افزایش دمای ورودی به توربین و افزایش نسبت فشار، باعث افزایش آنتروپی تولیدی و در نتیجه افزایش بازگشت ناپذیری سیستم می‌شود [۱۱].

مظفری و احیایی در سال ۲۰۱۲ به بررسی تأثیر مبدل حرارتی بازیاب بر انترپی، هزینه الکتریسته و آلودگی محیط زیست در میکروتوربین گازی پرداختند. نتایج نشان داد که استفاده از مبدل حرارتی بازیاب تولید آلودگی زیست‌محیطی توسط میکروتوربین گازی را به میزان قابل توجهی کاهش می‌دهد. هم‌چنین استفاده از یک سیستم میکروتوربین تولید دوگانه با مبدل حرارتی بازیاب هزینه تولید برق را تا بیش از ۵۰ درصد کاهش می‌دهد [۱۲].

یزدی و همکاران در سال ۲۰۱۵ به بهینه‌سازی سیستم میکروتوربین گازی در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما به وسیله الگوریتم ژنتیک پرداختند. نتایج نشان داد در بازده اکسرژی پایین‌تر، جایی که وزن تابع هدف زیست‌محیطی بالاتر است، حساسیت حل بهینه به هزینه سوخت بسیار بیشتر از زمانی است که اهداف زیست‌محیطی با وزن کمتری در نظر گرفته می‌شوند [۱۳].

در این مقاله به منظور دستیابی به کارایی بیشتر، بهینه‌سازی این سیستم‌ها مورد توجه قرار می‌گیرد. در این مطالعه بهینه‌سازی در راستای ایجاد صرفه‌جویی بیشتر اقتصادی و کمینه کردن میزان سوخت مصرفی و آلاینده‌های زیست‌محیطی سیستم میکروتوربین انجام می‌پذیرد. از جمله روش‌های نوینی که در بسیاری از مسائل بهینه‌سازی کاربرد دارند، روش‌های مبتنی بر هوش مصنوعی می‌باشند که عمدتاً از طبیعت الهام گرفته‌اند. در این پژوهش الگوریتم زنبورعسل به عنوان یک ابزار قدرتمند جهت این امر به کار برده می‌شود. بهینه‌سازی سیکل تولید دوگانه قدرت و گرمای میکروتوربین گازی براساس آنالیز اقتصادی، اکسرژی و زیست‌محیطی بوسیله الگوریتم زنبورعسل موضوع این مقاله است. نوآوری‌های این مقاله عبارتند از:

- بررسی سیستم میکروتوربین گازی در حالت سیکل تولید دوگانه قدرت و گرما
- در نظر گرفتن اثرات زیست‌محیطی برای محاسبه قیمت برق مصرفی
- در نظر گرفتن سوخت گاز طبیعی به همراه همه ترکیبات موجود در آن بعنوان سوخت سیستم
- استفاده از روش الگوریتم زنبورعسل برای بهینه‌سازی سیکل اشاره شده فوق

۲- توصیف سیستم

فشار ورودی کمپرسور (kPa)، P_2 : فشار خروجی کمپرسور (kPa)،
 R : ثابت گاز ($kJ/kg K$) و w_c : کار واحد جریان جرمی کمپرسور
 (kJ/kg) می‌باشند. برای بررسی و طراحی محفظه احتراق نیاز به
 آنالیز گاز داشته که مطابق جدول (۱) می‌باشد [۱۵].

جدول (۱): آنالیز گاز مصرفی میکروتوربین گازی [۱۵]

جزء i	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	CO_2	N_2
$y_{i,b}$ % مولی	۸۱	۷.۹	۴.۲	۴.۷	۱.۲	۱
$x_{i,b}$ % جرمی	۶۲.۵۸	۱۱.۴۴	۸.۹۲	۱۳.۱۶	۲.۵۵	۱.۳۵
M_i , kg/kmole	۱۶	۳۰	۴۴	۵۸	۴۴	۲۸
$C_{p,i}$, kJ/kg K	۲.۲۵	۱.۷۶	۱.۶۷	۱.۶۴	۰.۸۴	۱.۰۴

for the fuel

$$M_f = \sum y_i M_i = 20.712 \text{ (kg/kmoles)}$$

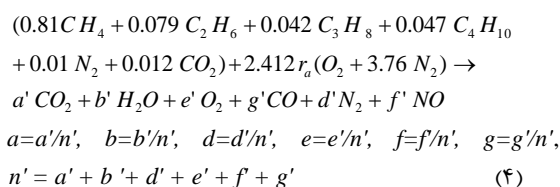
$$(C_p)_f = \sum x_i C_{p,i} = 2.013 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$R_f = \frac{R_u}{M_f} = 0.401 \text{ (kJ/kgK)}, (C_v)_f = (C_p)_f - R_f = 1.612 \text{ (kJ/kg K)}$$

$$k_f = (C_p)_f / (C_v)_f = 1.249$$

$$\varepsilon_{ch} = \sum x_i \varepsilon_{ch,i} = 50285.12 \text{ (kJ/kgK)}$$

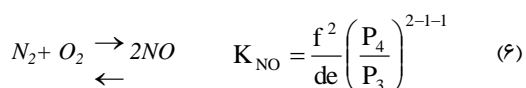
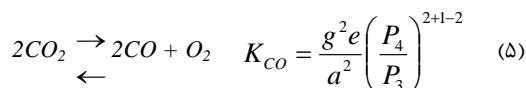
فرآیند احتراق به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:



در این رابطه r_a نسبت مولی هوا به سوخت می‌باشد.

با در نظر گرفتن معادلات تعادلی زیر می‌توان فرآیند احتراق را

بررسی کرد [16].

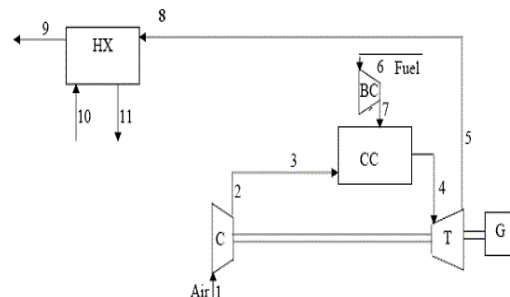


فرآیند احتراق در سیستم احتراق نیز به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [16].

$$\sum \dot{m}_p (h_f + (h - h_o))_p = \eta_{cc} \sum \dot{m}_r (h_f + (h - h_o))_r \quad (۷)$$

که در آن:

برای بررسی سیستم میکروتوربین گازی، حالت سیکل تولید دوگانه قدرت و گرما در نظر گرفته شده است که شکل شماتیک آن در شکل ۱ نشان داده شده است. قابل ذکر است که BC مبین بوستر کمپرسور، CC محفظه احتراق و HX مبین مبدل تولید دوگانه می‌باشند.



شکل ۱: سیکل تولید دوگانه قدرت و گرمای میکروتوربین

طرز کارکرد این سیستم‌ها بدین صورت است که هوا پس از عبور از صافی وارد کمپرسور شده و متراکم می‌گردد. هوای متراکم شده وارد یک محفظه احتراق شده و گاز شهری در آن محترق می‌گردد. گازهای خروجی از محفظه احتراق، وارد توربین گازی شده و پس از تولید کار خارج می‌گردد. در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما، گاز خروجی از توربین گازی وارد مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما شده و در آنجا پس از گرم نمودن آب، خارج می‌گردد. در حالت کلی سیستم میکروتوربین گازی ترکیبی از یک توربین گازی کوچک و یک ژنراتور سرعت بالا می‌باشد. ژنراتور مزبور بر روی محوری قرار داده شده که توربین گازی و کمپرسور نیز بر روی آن قرار دارند. نسبت فشار کمپرسور میکروتوربین، بین چهار تا شش بوده و اندازه قطر کمپرسور و توربین گازی مذکور حدود ۰/۱۵ متر برای تولید ۳۵ کیلووات در شرایط استاندارد می‌باشد. الکتریسیته تولیدی توسط ژنراتور سرعت بالا در یک تبدیل کننده، تبدیل به برق متناوب با فرکانس ثابت می‌گردد [۱۴].

۳- مدل سازی ریاضی

۳-۱- آنالیز انرژی

دما و فشار خروجی و کار مصرفی بر مبنای واحد جریان جرمی

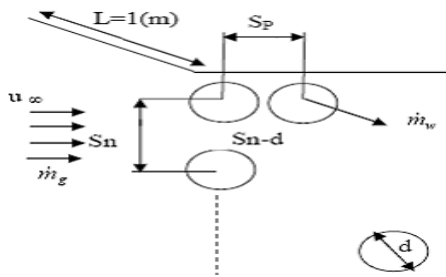
کمپرسور از روابط (۱)، (۲) و (۳) محاسبه می‌گردند [۱۴].

$$T_2 = T_1 \left[1 + \left(r_c^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta_c \right] \quad (۱)$$

$$P_2 = r_c P_1 \quad (۲)$$

$$w_c = (kR/k - 1) T_1 \left[\left(r_c^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta_c \right] \quad (۳)$$

که در آن، T_1 : دمای ورودی هوای کمپرسور (K)، T_2 : دمای خروجی هوا از کمپرسور (K)، r_c : نسبت فشار کمپرسور، k : نسبت گرمای ویژه فشار ثابت به گرمای ویژه حجم ثابت، η_c : بازده کمپرسور، P_1 :



شکل ۲: مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما [۱۸]

در گام اول مقادیر C_{max} و C_{min} مطابق روابط زیر قابل محاسبه است [۱۸].

$$C_g = \dot{m}_g C_{p_g} \quad (۱۳)$$

$$C_w = \dot{m}_w C_{p_w} \quad (۱۴)$$

جایی که:

C_g : انرژی ورودی گاز داغ بر واحد دما (kW/K), C_w : انرژی ورودی آب بر واحد دما (kW/K), C_{p_g} : گرمای ویژه گاز داغ (kJ/kgK), C_{p_w} : گرمای ویژه آب (kJ/kgK), \dot{m}_g : جریان جرمی گاز داغ (kg/sec) و \dot{m}_w : جریان جرمی آب (kg/sec)

مقادیر C_{max} و C_{min} مطابق روابط زیر می‌باشند [۱۸].

$$C_{min} = \min \{C_g, C_w\} \quad (۱۵)$$

$$C_{max} = \max \{C_g, C_w\} \quad (۱۶)$$

عدد Nu برای آب نیز از رابطه (۱۷) بدست می‌آید [۱۸].

$$Nu_w = 0.23 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (۱۷)$$

که در آن:

Nu_w : عدد ناسلت آب, Re_w : عدد رینولدز آب و Pr_w : عدد پرانتل آب.

عدد Re آب به صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۸].

$$Re_w = \frac{4\dot{m}_w}{\pi d n \mu_w} \quad (۱۸)$$

که در آن داریم:

d : قطر لوله (m), n : تعداد شاخه لوله‌ها و μ_w : ضریب چسبندگی آب ($N.S/m$)

ضریب انتقال حرارت جابجایی در آب بصورت زیر می‌باشد [۱۸].

$$h_w = \frac{k}{d} Nu_w \quad (۱۹)$$

جایی که:

h_w : ضریب انتقال حرارت جابجایی آب (W/m^2K).

عدد Nu برای جریان گاز داغ با شرایط $1000 \leq Re \leq 5 * 10^5, 1 \leq Pr \leq 60$ نیز برابر است با [۱۸]:

$$Nu_g = \frac{h_g d}{k} = C Re_{g,max} Pr_g^n \quad (۲۰)$$

که در این رابطه:

\dot{m}_p : جریان جرمی محصولات (kg/sec), \dot{m}_r : جریان جرمی واکنش دهنده‌ها (kg/sec), η_{cc} : بازده احتراق, h : انتالپی (kJ/kg), h_o : انتالپی در دمای مرجع (kJ/kg) و h_f : انتالپی تشکیل می‌باشند.

فشار در محفظه احتراق نیز طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد

[۱۷].

$$P_4 = P_3 \frac{n_3 T_3}{n_4 T_4} \quad (۸)$$

که در آن:

n_3 : تعداد مول‌ها قبل از ورود به محفظه احتراق, T_3 : دما قبل از ورود به محفظه احتراق (K), P_4 : فشار محفظه احتراق (kPa), n_4 : تعداد مول‌ها در محفظه احتراق و T_4 : دمای محفظه احتراق (K) می‌باشند.

دما و فشار خروجی و کار خروجی توربین بر مبنای واحد جرم نیز از روابط زیر محاسبه می‌گردند [۱۷].

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{r_t^{k-1}}\right)\right) \quad (۹)$$

$$P_5 = \frac{P_4}{r_t} \quad (۱۰)$$

$$w_t = \frac{kRT_4}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \eta_t \quad (۱۱)$$

جایی که:

T_5 : دمای خروجی توربین گازی (K), η_t : بازده توربین گازی, r_t : نسبت فشار توربین گازی و P_5 : فشار خروجی توربین گازی (kPa). کار خالص تولیدی میکروتوربین گازی نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۷].

$$\begin{aligned} \dot{W}_{net} &= (\dot{m}_a + \dot{m}_f) w_t - \dot{m}_a w_c - \dot{m}_f w_{bc} \\ &= \dot{m}_f \left[\left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} + 1 \right) w_t - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} w_c - w_{bc} \right] \end{aligned} \quad (۱۲)$$

که در آن, \dot{W}_{net} : کارخالص تولیدی میکروتوربین گازی (kW), w_{bc} : کار مصرفی واحد جریان جرمی کمپرسور سوخت (kJ/kg), \dot{m}_a : جریان جرمی هوا (kg/sec) و \dot{m}_f : جریان جرمی سوخت (kg/sec) می‌باشد.

شکل شماتیک مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما به صورت شکل ۲ می‌باشد که برای طراحی آن از روش $-NTU$ استفاده گردیده است [18].

خروجی آب به مبدل حرارتی تولید دوگانه (K)، ϵ : ضریب تاثیر مبدل حرارتی و Cr : ضریب نرخ انرژی آب نسبت به نرخ انرژی گاز داغ.

شایان ذکر است که Cr به صورت زیر می باشد [۱۸].

$$C_r = \frac{\dot{m}_w C_{pw}}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (27)$$

با توجه به روابط (۱۳) الی (۲۷) می توان دمای خروجی آب مبدل تولید دوگانه قدرت و گرما و دمای گاز خروجی از آن را محاسبه نمود.

بازده قانون اول میکروتوربین، در حالت ساده و تولید دوگانه، از روابط زیر قابل محاسبه می باشد [۱۴].

$$\eta_l = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f LHV} \quad (28)$$

$$\eta_l = \frac{\dot{W}_{net} + \eta_{Carnot} \dot{m}_w C_{pw} (T_{11} - T_{10})}{\dot{m}_f LHV} \quad (29)$$

که در روابط فوق داریم:

η_l : بازده قانون اول ترمودینامیک، η_{Carnot} : بازده سیکل کارنو و LHV : ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)

۳-۲- آنالیز اکسرژی

اکسرژی کل سیستم به صورت مجموع اکسرژی فیزیکی و شیمیایی بوده، که روابط آنها به صورت زیر می باشد [۱۹].

$$e_{ph} = C_p T_o \left[\frac{T}{T_o} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_o} \right) \right] + RT_o \ln \frac{P}{P_o} \quad (30)$$

$$e_{ch} = \sum_{i=1}^n x_i e_{ch,i} + RT_o \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i) \quad (31)$$

$$e_t = e_{ph} + e_{ch} \quad (32)$$

در این روابط داریم:

e_t : اکسرژی کل (kJ/kg)، e_{ph} : اکسرژی فیزیکی (kJ/kg)، e_{ch} : اکسرژی شیمیایی (kJ/kg)، $e_{ch,i}$: اکسرژی شیمیایی هر جزء سوخت (kJ/kg)، T_o : دمای مرجع که مساوی با ۲۹۸.۱۵ (K) و P_o : فشار مرجع که مساوی با ۱۰۱.۳ (kPa).

نرخ انتروپی کل سیستم در حالت ساده و تولید دوگانه قدرت و گرما به ترتیب به صورت زیر است [۱۹].

$$\dot{S}_{gen} = \frac{1}{T_o} \left[\sum_{in} \dot{m}_e - \sum_{out} \dot{m}_e - \dot{W}_{net} \right] \quad (33)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{1}{T_o} \left[\sum_{in} \dot{m}_e - \sum_{out} \dot{m}_e - \dot{W}_{net} - \eta_{Carnot} \dot{m}_w C_{pw} (T_{11} - T_{10}) \right] \quad (34)$$

که:

\dot{S}_{gen} : نرخ تولید انتروپی (kW/K).

Nu_g : عدد ناسلت گاز، $Re_{g,max}$: ماکزیمم عدد رینولدز سمت گاز، Pr_g : عدد پرانتل گاز، h_g : ضریب انتقال حرارت جابجایی گاز (W/m^2K) و C, n : ضرایب ثابت مرجع.

عدد $Re_{g,max}$ به صورت زیر محاسبه می گردد [۱۸].

$$Re_{g,max} = \frac{\rho u_{max} d}{\mu} \quad (21)$$

و در آن:

ρ : چگالی (kg/m^3) و u_{max} : سرعت ماکزیمم گاز (m/sec).

u_{max} نیز به صورت رابطه زیر تعریف می گردد [۱۸].

$$\frac{u_{max}}{u_{\infty}} = \frac{S_n}{S_n - d} \quad (22)$$

در این رابطه:

u_{∞} : سرعت جریان آزاد گاز (m/sec) و S_n : گام عرضی که ۱.۵ برابر قطر فرض شده است (m).

سرعت جریان آزاد سیال u_{∞} نیز به صورت زیر قابل محاسبه است [۱۸].

$$u_{\infty} = \frac{\dot{m}_g}{2\rho L S_n} \quad (23)$$

جایی که:

L : طول مبدل حرارتی (m).

ضریب رسانایی به صورت رابطه (۲۴) قابل بیان می باشد [۱۸].

$$u_t = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_w}} \quad (24)$$

که در آن:

u_t : ضریب رسانایی کلی (W/m^2K).

تعداد واحدهای حرارتی نیز توسط رابطه زیر به دست می آید [۱۸].

$$NTU = \frac{u_t A}{C_{min}} \quad (25)$$

که در آن:

NTU : تعداد واحدهای حرارتی و A : سطح موثر انتقال حرارت (m^2).

با توجه به آرایش مبدل حرارتی، ضریب تاثیر مبدل حرارتی از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [۱۸].

$$\epsilon = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_8 - T_9} = \quad (26)$$

$$2 \left\{ \frac{1 + Cr + (1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp(-NTU(1 + Cr^2))^{\frac{1}{2}}}{1 - \exp(-NTU(1 + Cr^2))^{\frac{1}{2}}}}{1 - \exp(-NTU(1 + Cr^2))^{\frac{1}{2}}} \right\}^{-1}$$

جایی که:

T_8 : دمای ورودی گاز داغ به مبدل حرارتی تولید دوگانه (K)، T_9 :

دمای خروجی گاز داغ به مبدل حرارتی تولید دوگانه (K)، T_{10} :

دمای ورودی آب به مبدل حرارتی تولید دوگانه (K)، T_{11} : دمای

و در آن:

L : عمر میکرو توربین گازی ($Year$) و i : نرخ بهره.
 هزینه مربوط به قیمت سوخت از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$C_F = \frac{Fuel\ cost\ (\frac{US\$}{kWh})}{\eta_I} \quad (42)$$

هزینه مربوط به هزینه‌های اجتماعی آلاینده هوا نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$C_A = \left[\dot{m}_{NO}(C_{A,NO}) + \dot{m}_{CO}(C_{A,CO}) + \dot{m}_{CO_2}(C_{A,CO_2}) \right] \frac{1}{3600W} \quad (43)$$

که در آن: $\dot{m}_{NO}, \dot{m}_{CO}, \dot{m}_{CO_2}$: به ترتیب جریان جرمی دی اکسید کربن، مونوکسید کربن و مونوکسید نیتروژن (kg/sec)، $C_{A,NO}, C_{A,CO}, C_{A,CO_2}$: هزینه‌های اجتماعی آلاینده‌های دی اکسید کربن، مونوکسید کربن و مونوکسید نیتروژن ($US\$/kg$) می‌باشند.
 قیمت برق تولیدی یک میکروتوربین گازی در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما به صورت:

$$C_E = C_I - C_I)_{assumed\ boiler} + C_O - C_O)_{assumed\ boiler} + C_F - C_F)_{assumed\ boiler} + C_A - C_A)_{assumed\ boiler} \quad (44)$$

قابل محاسبه است. در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما، برای محاسبه قیمت برق بر طبق معادله (44) قیمت راه اندازی و تعمیرات و هزینه اجتماعی آلاینده‌های زیست‌محیطی یک بویلر فرضی که به مقدار انرژی تولیدی قابل بازیافت یک میکروتوربین انرژی تولید می‌نماید، از قیمت الکتریسیته تولیدی میکروتوربین کسر می‌گردد.

در حالت اقتصادی، اکسرژی و زیست‌محیطی از همان رابطه (39) استفاده نموده با این تفاوت که به جای C_F از C_{EX} که هزینه الکتریسیته مربوط به قیمت اکسرژی است، استفاده می‌شود. هزینه الکتریسیته مربوط به قیمت اکسرژی از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$C_{EX} = \frac{Exergy\ cost\ (\frac{\$}{kWh})}{\eta_{II}} \quad (45)$$

قیمت اکسرژی نیز از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [20].

$$Exergy\ cost\ (\frac{\$}{kWh}) = \frac{Fuel\ cost\ (\frac{\$}{kWh}) LHV}{\epsilon_{ch}} \quad (46)$$

۴- روش‌های بهینه‌سازی

بسیاری از مسائل بهینه‌سازی در مهندسی، طبیعتاً پیچیده‌تر و مشکل‌تر از آن هستند که با روش‌های مرسوم بهینه‌سازی نظیر روش برنامه‌ریزی ریاضی و نظایر آن قابل حل باشند. بهینه‌سازی ترکیبی^۱

بازده قانون دوم ترمودینامیک در حالت ساده و تولید دوگانه قدرت و گرما نیز به ترتیب از روابط زیر قابل محاسبه است [19].

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\sum_{in} \dot{m}e_i - \sum_{out} \dot{m}e_i} \quad (35)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_w C_{pw}(T_{11} - T_{10})}{\sum_{in} \dot{m}e_i - \sum_{out} \dot{m}e_i} \quad (36)$$

که در آن η_{II} : بازده قانون دوم ترمودینامیک.
 با توجه به روابط به دست آمده بازده قانون دوم و نرخ انترپوی تولیدی سیستم تابع پارامترهای زیر می‌باشد.

$$\eta_{II} \text{ and } \dot{S}_{gen} = f(r_c, r_b, r_t, T_1, \dot{m}_a, \dot{m}_f, r_a, \dot{W}_{net}) \quad (37)$$

با در نظر گرفتن این نکته که r_c و r_b و r_t در میکروتوربین همیشه ثابت بوده و تغییرات آن مستلزم تغییر آرایش کلی و یا مدل میکروتوربین گازی، بوستر کمپرسور و کمپرسور می‌باشد، همچنین چون تغییر شرایط محیط از عهده طراح خارج است، لذا دما و فشار ورودی در شرایط ISO ($1013\ kPa, 25^\circ C$) در نظر گرفته می‌شود. همچنین با ثابت نگه داشتن مقدار مصرف سوخت، رابطه (37) به صورت زیر ساده می‌گردد:

$$\eta_{II}, \dot{S}_{gen} = f(r_a) \quad (38)$$

۳-۳- آنالیز اقتصادی و زیست‌محیطی

قیمت برق تولیدی سیستم میکروتوربین به صورت رابطه زیر محاسبه می‌گردد [20].

$$C_E = C_1 + C_O + C_F + C_A \quad (39)$$

که در آن: C_E : هزینه ($US\$/kWh$), C_1 : هزینه مربوط به نصب اولیه ($US\$/kWh$), C_O : هزینه مربوط به تعمیر و نگهداری ($US\$/kWh$), C_F : هزینه مربوط به سوخت ($US\$/kWh$) و C_A : هزینه اجتماعی مربوط به آلاینده هوا ($US\$/kWh$) می‌باشد.

هزینه الکتریسیته مربوط به هزینه نصب اولیه از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [20].

$$(40)$$

$$C_I = \frac{CI}{EE_{ave} n_d}$$

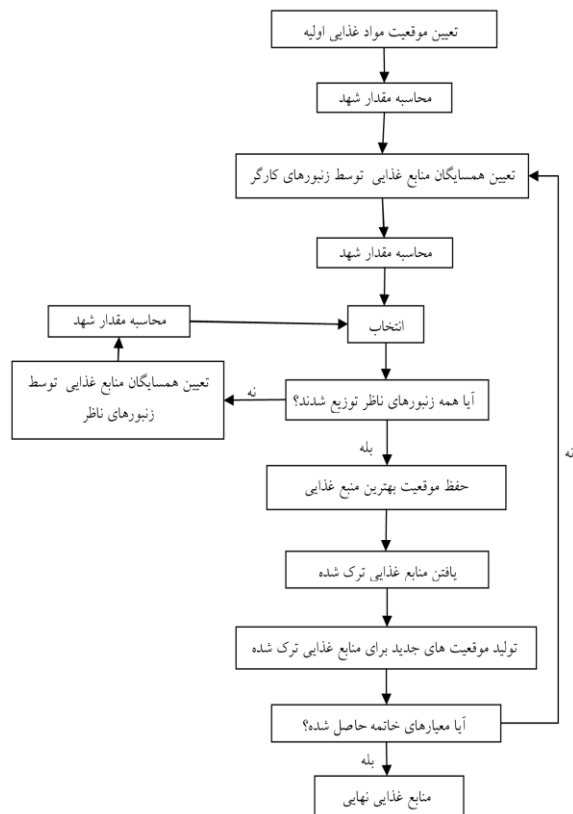
جایی که:

C : هزینه نصب اولیه ($US\$/kWh$), I : سود هزینه اولیه، EE_{ave} : متوسط برق مصرفی ماهیانه (kWh/day) و n_d : تعداد روزهای یک ماه.

سود هزینه اولیه به صورت رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [20].

$$I = \frac{1}{12} \frac{i(1+i)^L}{(1+i)^L - 1} \quad (41)$$

¹ - Optimization Combinational



شکل ۳: فلوچارت الگوریتم زنبور عسل [۲۴]

۵- بررسی نتایج

در این تحقیق، برای بررسی سیستم میکروتوربین گازی در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما، ابتدا در محیط نرم افزار MATLAB با استفاده از کد نوشته شده، سیکل فوق شبیه سازی شده است. سپس با استفاده از کد نوشته شده نتایج تحلیل ترمودینامیکی ارائه می شود و در نهایت با استفاده از روش الگوریتم زنبور عسل نقطه بهینه برای عملکرد سیکل به دست می آید. در این تحقیق پارامترهای طراحی به صورت زیر در نظر گرفته شده اند:

مشخصات هوا:

$$\begin{aligned}
 k &= 1.4, \\
 R &= 0.287 \text{ (kJ/kgK)}, \\
 C_p &= 1.004 \text{ (kJ/kgK)}, \\
 T_1 &= 298.15 \text{ (K)}, \\
 P_1 &= 100 \text{ (kPa)},
 \end{aligned}$$

مشخصات کمپرسور هوا:

$$\eta_c = 85\%, r_c = 6.5$$

مشخصات سوخت:

$$\begin{aligned}
 R_f &= 0.401 \text{ (kJ/kgK)}, \\
 C_{p,f} &= 2.013 \text{ (kJ/kgK)}, \\
 k_f &= 1.249, \\
 T_6 &= 15 \text{ }^\circ\text{C}, \\
 P_6 &= 100 \text{ kPa},
 \end{aligned}$$

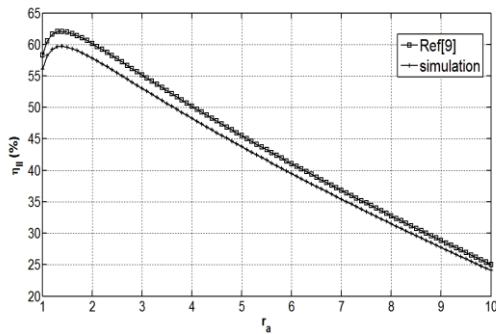
جستجو برای یافتن نقطه بهینه توابع با متغیرهای گسسته^۲ می باشد [۲۱]. امروزه بسیاری از مسائل بهینه سازی ترکیبی که اغلب از جمله مسائل با درجه غیر چندجمله ای^۳ هستند، به صورت تقریبی با کامپیوترهای موجود قابل حل می باشند. از جمله راه حل های موجود در برخورد با این گونه مسائل، استفاده از الگوریتم های تقریبی یا ابتکاری است. این الگوریتم ها تضمینی نمی دهند که جواب به دست آمده بهینه باشد و تنها با صرف زمان بسیار می توان جواب نسبتاً دقیقی به دست آورد و در حقیقت بسته به زمان صرف شده، دقت جواب تغییر می کند [۲۲ و ۲۳]. در این مقاله برای بهینه سازی از روش الگوریتم زنبور عسل استفاده شده است.

۴-۱- الگوریتم زنبور عسل

این الگوریتم رفتار کاوشی کلونی زنبور عسل را برای مسأله های بهینه سازی بدون محدودیت شبیه سازی می کند. در یک کلونی زنبور عسل واقعی، وظایفی وجود دارد که توسط زنبورهای تخصص یافته انجام می شود. این زنبورهای متخصص تلاش می کنند تا میزان شهد ذخیره شده در کندو را با تقسیم کار و خودسازماندهی مؤثر حداکثر کنند. مدل کمینه انتخاب جستجوی غذا توسط گروه های هوشمند زنبور در یک کلونی زنبور عسل یا به اختصار الگوریتم ABC، شامل سه نوع زنبور است: زنبورهای کارگر، زنبورهای ناظر و زنبورهای پیش آهنگ (یا دیده ور). نصف کلونی شامل زنبورهای کارگر است و نصف دیگر آن شامل زنبورهای ناظر است. زنبورهای کارگر مسئول بهره برداری از منابع شهدی هستند که قبلاً کشف شده اند. هم چنین اطلاعات لازم را به سایر زنبورهای منتظر (زنبورهای ناظر) در کندو درباره کیفیت مکان مواد غذایی که در حال استخراج است، می رسانند. زنبورهای ناظر در کندو می مانند و مطابق با اطلاعاتی که زنبورهای کارگر به اشتراک گذاشته اند درباره یک منبع غذایی برای بهره برداری شدن تصمیم گیری می کنند. زنبورهای پیش آهنگ به صورت تصادفی محیط را برای یافتن یک منبع غذایی جدید بر اساس یک انگیزه درونی یا تصادفی جستجو می کنند. فلوچارت این الگوریتم در شکل ۳ نشان داده شده است [۲۴].

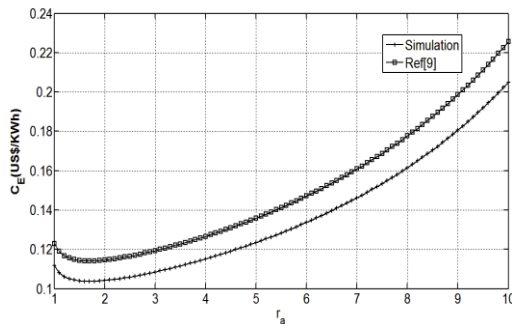
² - Discrete Variables

³ - NP-Hard



شکل ۵: مقایسه بازده اکسرژی سیکل ساده میکروتوربین گازی با

مرجع [۹]



شکل ۶: مقایسه تابع هزینه سیکل ساده میکروتوربین گازی با مرجع [۹]

۵-۱- نتایج شبیه‌سازی برای حالت‌های مختلف

در جدول ۲ برای نسبت هوا به سوخت ۵، مقادیر پارامترهای مختلف سیکل با مرجع [۹] مورد مقایسه قرار گرفته است و نتایج نشان می‌دهد که نتایج این شبیه‌سازی از دقت قابل قبولی برخوردار است.

جدول ۲: مقایسه پارامترهای این تحقیق با مرجع [۹] به ازای ra=5

پارامتر	Simulation	Ref[9]	Error(%)
T ₁ (k)	298/2	298/2	0
T ₂ (k)	546/18	532/2	2/6
T ₃ (k)	546/18	532/2	2/6
T ₄ (k)	1129/7	1148/3	1/6
T ₅ (k)	731/94	744	1/6
W _{net} (kw)	22/89	24/5	7/0
η _{II} (%)	44/17	44/92	1/7
M _{co} (kg/s)	2/07×10 ⁻¹¹	2/37×10 ⁻¹¹	14
m _{Co2} (kg/s)	4/85×10 ⁻³	5/22×10 ⁻³	7/6
M _{no} (kg/s)	6/84×10 ⁻⁶	6/91×10 ⁻⁶	1/1

۵-۲- بهینه‌سازی با الگوریتم زنبور عسل

برای بهینه‌سازی با الگوریتم زنبور عسل باید ابتدا چند پارامتر را به عنوان ورودی در نظر بگیریم که شامل پارامترهای ورودی که در اینجا چهار پارامتر نسبت هوا به سوخت، نسبت فشار، راندمان توربین

$$\dot{m}_f = 1.932 \times 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

مشخصات کمپرسور سوخت:

$$\eta_{bc} = 85\%, r_{bc} = 6.5,$$

مشخصات توربین گازی:

$$\eta_t = 85\%, r_t = 6.5,$$

مشخصات آب مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما:

$$C_{pw} = 4.18 \text{ (kJ/kgK)},$$

$$k = 28.036 \text{ (W/mK)},$$

$$L = 1 \text{ (m)},$$

$$\dot{m}_w = 0.5 \text{ (kg/sec)},$$

مشخصات مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما:

$$n = 25,$$

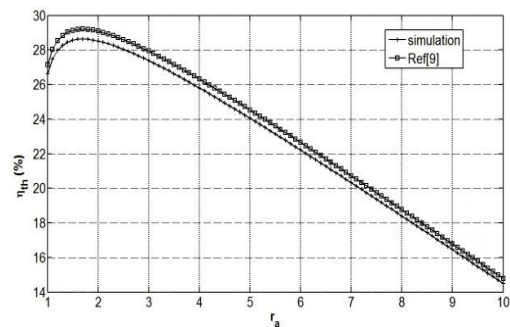
$$d = 0.01 \text{ (m)},$$

$$S_n = 1.25d \text{ (m)},$$

$$S_p = 1.25d \text{ (m)},$$

و بقیه پارامترها مشابه آن چه در قسمت معادلات حاکم و شبیه‌سازی میکروتوربین گازی اشاره شد، می‌باشند.

برای اعتبارسنجی کد نوشته شده در این تحقیق، نتایج حاصل از این کار با نتایج مظفری و همکاران [۹] مورد مقایسه قرار گرفته است. قابل ذکر است که در این مرجع سیکل میکروتوربین گاز در حالت ساده (بدون استفاده از مبدل حرارتی تولید دوگانه قدرت و گرما) مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از این مقایسه در شکل‌های ۴ تا ۶ به ترتیب برای بازده انرژی، بازده اکسرژی و تابع هزینه با در نظر گرفتن آلاینده‌گی، برحسب نسبت مولی هوا به سوخت نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود، کد نوشته شده با دقت خوبی تغییرات را به دست می‌دهد و روند تغییرات در کار حاضر نیز کاملاً شبیه به روند تغییرات گزارش شده توسط مظفری و همکاران می‌باشد.



شکل ۴: مقایسه بازده انرژی سیکل ساده میکروتوربین گازی با مرجع [۹]

در این تحقیق، ابتدا سیکل میکروتوربین گازی در حالت تولید هم‌زمان قدرت و گرما مدل‌سازی گردید. سپس نتایج به دست آمده با استفاده از نتایج کار گذشتگان اعتبار سنجی گردید. در قسمت بعدی با ثابت ماندن همه پارامترها، تغییرات بازده انرژی، بازده قانون دوم و تابع هزینه با در نظر گرفتن عوامل زیست محیطی مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت برای به دست آوردن نقطه بهینه عملکردی از الگوریتم زنبور عسل استفاده گردید. در این قسمت پارامترهای مورد بررسی، نسبت هوا به سوخت، نسبت فشار، بازده توربین و بازده کمپرسور بودند. که با استفاده از الگوریتم زنبور عسل نتایج برای حالت بهینه بازده انرژی، بازده قانون دوم و تابع هزینه به دست آمد. که در حالت کلی با در نظر گرفتن حداکثر مقدار برای بازده انرژی و اکسرژی و حداقل مقدار برای تابع هزینه، نقطه بهینه نسبت هوا به سوخت برای سیکل برابر ۱/۳ تعیین گردید. البته با توجه به محدودیت دمایی ناشی از محدودیت متالورژیکی پره‌های توربین که دمای ورودی به توربین را به کمتر از ۱۱۰۰ کلوین محدود می‌کند، نقطه بهینه در حالت تولید دوگانه قدرت و گرما در نسبت مولی هوا به سوخت ۵/۳۱ بوده و در این نقطه بازده سیکل برابر ۰/۳۵۲ به دست آمد.

در نهایت به عنوان یکی از نتایج مهم این تحقیق می‌توان به این نکته اشاره کرد که اگر بتوان مقاومت حرارتی در پره‌های توربین میکروتوربین را افزایش داد می‌توان در حالت سیکل تولید هم‌زمان با رساندن دمای ورودی توربین به ۲۵۶۴ کلوین بازده را تا ۰/۱۵ نسبت به حالت با محدودیت دمایی افزایش داد.

جدول ۴: نتایج حالت بهینه با استفاده از الگوریتم زنبور عسل

T_c	η_t (%)	η_c (%)	η_{th} (%)	η_{II} (%)	$S_{gen}(k W/K)$	CE(US\$/ kWh)
6/5	80	85	40/53	81/8	0/0578	0/0733

فهرست علائم و اختصارات انگلیسی

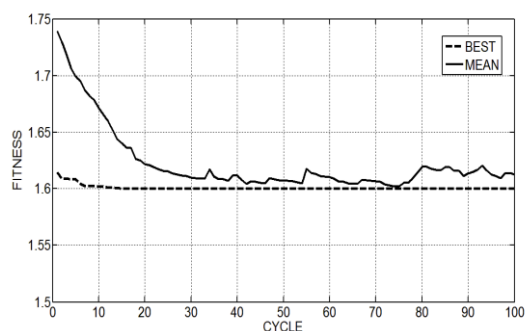
h	انتالپی (kJ/kg)	T	دما (k)
Nu	عدد ناسلت	r_c	نسبت فشار کمپرسور
Re	عدد رینولدز	k	نسبت گرمای ویژه فشار ثابت
P	فشار (kpa)		به گرمای ویژه حجم ثابت
R	ثابت گاز (kJ/kg K)	r_a	نسبت هوا به سوخت

و راندمان کمپرسور به عنوان چهار پارامتر ورودی در نظر گرفته می‌شوند. تعداد سیکل‌هایی که برای بهبود و همگرا شدن نتایج به دست آمده برابر ۳۰۰ سیکل است. تعداد زنبورهای اولیه در هر نسل برابر ۱۰۰ در نظر گرفته شده که در هر مرحله ۵۰ در صد آنها به عنوان زنبورهای جستجوگر در نظر گرفته می‌شوند. تعداد تکرارها برای رسیدن به همگرایی برابر ۵۰ مرحله تکرار در نظر گرفته شده است تا از تکراری شدن نتایج جلوگیری گردد. هدف ما در این تحقیق، پیشینه شدن بازده انرژی و اکسرژی و کمینه شدن میزان هزینه و آنتروپی تولیدی می‌باشد. در ادامه برای سیکل فوق تابع هدف مورد ارزیابی قرار گرفته و نقطه بهینه تعیین می‌گردد. تابع هدف به صورت چهار هدفه در نظر گرفته شده است که هدف آن کمینه کردن مقدار آنتروپی تولیدی (S_{gen}) و تابع هزینه (CE)، و پیشینه کردن بازده انرژی و اکسرژی که در اینجا به صورت کمینه شدن توابع $1-\eta_{th}$ و $1-\eta_{II}$ در نظر گرفته شده است. محدوده تغییرات پارامترهای اشاره شده در بالا به صورت نشان داده شده در جدول ۳ می‌باشد.

جدول ۳: محدوده تغییرات پارامترها در الگوریتم زنبور عسل

پارامتر	حد پائین	حد بالا
نسبت هوا به سوخت T_a	۱	۱۰
نسبت فشار T_c	۴	6/5
راندمان توربین η_t	۰/۵	۰/۸۵
راندمان کمپرسور η_c	۰/۵	۰/۸۵

نمودار همگرایی برای بهینه‌سازی سیکل تولید دوگانه قدرت و گرمای میکروتوربین گازی با استفاده از الگوریتم زنبور عسل در شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۷: نمودار همگرایی بهینه‌سازی سیکل تولید هم‌زمان میکروتوربین گازی

نتایج حالت بهینه و مقادیر بازده انرژی، بازده اکسرژی، تابع هزینه و آنتروپی تولیدی در این نقطه با استفاده از الگوریتم زنبور عسل در جدول ۴ نشان داده شده است.

۵-۳- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

η	(kg/m^3) بازده	η_I	مبدل حرارتی بازده قانون اول ترمودینامیک	NTU	تعداد واحد های حرارتی	w	کار (kJ/kg)
μ_w	ضریب چسبندگی آب $(N.S/m)$	η_t	بازده توربین گازی	w_c	کار واحد جریان جرمی کمپرسور (kJ/kg)	\dot{m}	جریان جرمی (kg/sec)
η_{Carnot}	بازده سیکل کارنو	η_c	بازده کمپرسور	C_E	هزینه $(US\$/kWh)$	h_o	انتالپی در دمای مرجع (kJ/kg)
η_{II}	بازده قانون دوم ترمودینامیک	η_{cc}	بازده احتراق	\dot{S}_g	انتروپی تولید شده	h_f°	انتالپی تشکیل (kJ/kg)
				r_t	نسبت فشار توربین گازی	u_{max}	سرعت ماکزیمم گاز (m/sec)
				w_{bc}	کار مصرفی واحد جریان جرمی کمپرسور سوخت (kJ/kg)	\dot{W}_{net}	کار خالص تولیدی میکروتوربین گازی (kW)
				\dot{m}_a	جریان جرمی هوا (kg/sec)	\dot{m}_f	جریان جرمی سوخت (kg/sec)
				h_g	ضریب انتقال حرارت جابجایی گاز (W/m^2K)	h_w	ضریب انتقال حرارت جابجایی آب (W/m^2K)
				u_∞	سرعت جریان آزاد گاز (m/sec)	LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)
				e_{ph}	اکسرژی فیزیکی (kJ/kg)	e_t	اکسرژی کل (kJ/kg)
				EE_{ave}	متوسط برق مصرفی ماهیانه (kWh/day)	e_{ch}	اکسرژی شیمیایی (kJ/kg)

مراجع

[1] Frangopoulos, C. (1987) 'Thermo-economic functional analysis and optimization', Energy Journal, Vol. 12, No. 7, pp.563-571.

[2] Gh.Rajaei, F.Atabi and M.A.Ehyaei, Feasibility of using biogas in a micro turbine for supplying heating, cooling and electricity for a small rural building, Advances in energy research, 5(2), 2017 pp1-17.

[3] M. Shamoushaki, M.A. Ehyaei, F. Ghanatir, Exergy, economic and environmental analysis and multi-objective optimization of a SOFC-GT power plant, Energy journal 134 (2017) 515-531.

[4] Labinov, S.D., Zaltash, A., Rizey, D.T., Fairchild, P.D., Devault, R.C. and Vineyard, E.A., "Predictive Algorithms for microturbine performance for BCHP systems", J. ASHRAE Transactions, Vol. 108, 670-681, 2002.

[5] Ehyaei, M.A. and Bahadori, M.N., "Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran", Int. J. Energy and Buildings 39, 1227-1234, 2007.

[6] Kaikko, J. and Backman, J., "Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation", Int. J. Energy 32, 378-387, 2007.

[7] Sanaye, S., Aghaei Meybodi, M. and Shokrollahi, S., "Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems", Int.J. Applied Thermal Engineering, Vol. 28, 1177-1188, 2008.

[8] Ehyaei, M.A. and Mozafari, A., "Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combined heat and power production", Int. J. Energy and Buildings 42 (2010) 259-264.

[9] Mozafari, A. and Ehyaei, M.A., "Optimisation of micro gas turbine by exergy, economic and

فهرست علائم و اختصارات یونانی

ρ	چگالی	\in	ضریب تاثیر
--------	-------	-------	------------

[17] M. Shamoushaki, F. Ghanatir, M.A. Ehyaei, A. Ahmadi. Exergy and exergoeconomic analysis and multi-objective optimisation of gas turbine power plant by evolutionary algorithms. Case study: Aliabad Katoul power plant. *Int. J. Exergy* 22(3) 2017, 279-306.

[18] F.P. Incropera and D.P. Dewitt, "Introduction to Heat Transfer", Second edition, 1996.

[19]: A. Bejan, "Advanced Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, New York, 1988.

[20]: C.T. Horngren, "Cost Accounting, a Managerial Emphasis", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA, 1977.

[21] Glover, F., Future pathes for integer programming and links to artificial inteligenem, computers and operation research, 13(5);533-549, 1986.

[۲۲] فتاحی، پ.، الگوریتم های فراابتکاری، انتشارات دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ۱۳۸۸.

[۲۳] شرفی، م.، بروشکی، م.، قلیزاده. ع.، "بهینه سازی سیکل میکروتوربین گازی به کمک الگوریتم ژنتیک"، *ISME*, 2010, 1618

[۲۴] وفاخواه، م.، دستورانی، ع.، مقدم‌نیا، ع.، "بهینه‌سازی پارامترهای مدل ماسکینگام غیرخطی با استفاده از الگوریتم کلونی زنبور عسل"، پژوهش‌های حفاظت آب و خاک، شماره سوم، ۱۳۹۳

environmental (3E) analysis", *Int. J. Exergy*, Vol. 7, No. 1, 2010

[10] Pourhasanzade, M., Bigham, S., " Optimization of a Micro Gas Turbine Using Genetic Algorithm", Iran Paper No. GT2011-46400, pp. 929-937

[11] Pourmirzaagha, h., "Simulation and thermodynamic analysis of a combined gas turbine power with a solid oxide fuel cell and analysis irreversibility hybrid system", *JEM*. 2012, 2(2). 40-51

[12] Mozafari, A., Ehyaei, M.A., " Effects of regeneration heat exchanger on entropy, electricity cost, and environmental pollution produced by micro gas turbine system", *Int. J. of Green Energy*, 9: 51–70, 2012

[13] Yazdi, B.A., Ehyaei, M.A., Ahmadi, A., "Optimization of micro combined heat and power gas turbine by Genetic Algorithm", Year 2015, Vol. 19, No. 1, pp. 207-218.

[۱۴] S. Haugwitz, "Modeling of Microturbine Systems", ISSN 0280-5316, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, 2002.

[15] A. Goudarzi , M.M. Doustdar and M. Aliehyaei, " Exergy Analysis of a Radial Flow Compressor in Various Working Conditions", *Fluid mechanics and Aerodynamic Journal* 3(2), 47-59, 2015.

[16] Y. Cengel and M. A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach", McGraw-Hill Publication, Fourth edition, 2001.