



ارزیابی عملکرد و بهینه‌سازی دو هدفه سیستم تولید سه گانه با استفاده از مدل بهبود یافته گازسازی زیست توده

شعیب خانمحمادی¹، کاظم آتشکاری^{2*}، رامین کوهی کمالی²

1-دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2-دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

*رشت، صندوق پستی 3756، atashkar@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 08 خرداد 1394
پذیرش: 28 تیر 1394
ارائه در سایت: 24 مرداد 1394

کلید واژگان:

الگوریتم ژنتیک

ترمودینامیک تعادلی

جبهه پارتو

چیلر جذبی دو اثره

سیکل رنکین آلی

چکیده

استفاده از زیست توده به سبب کاهش اثرات گازهای گلخانه‌ای و تأثیرات مخرب زیست‌محیطی در سال‌های اخیر مورد توجه بسیاری از محققان بوده است. دستیابی به سیستمی که بتواند بهترین عملکرد برای به‌کارگیری این نوع سوخت با ارزش حرارتی پایین را داشته باشد یکی از موضوعات مورد توجه محققان است. در این مقاله تمرکز بر روی مدل کردن دقیق فرآیند گازسازی از زیست توده و طراحی بهینه سیستم تولید سه‌گانه سرمایش، گرمایش و توان الکتریکی برای بهره‌گرفتن از این انرژی پاک است. سیستم مورد مطالعه در این مقاله در حالت پایه قابلیت تولید توان الکتریکی 2/18MW، توان سرمایش 223/4kW و تولید آب گرم به مقدار 1060kW را دارا است. در فرآیند مدل‌سازی تولید گاز از زیست توده از یک مدل واقعی نسبت به کارهای پیشین استفاده شده است که شامل شبیه‌سازی محتوای قیر در محصولات گازسازی است. همچنین تحلیل دقیق پارامتری سیستم تولید سه‌گانه برای پی‌بردن به رفتار توابع هدف با تغییر پارامترها و دستیابی به بهینه‌ترین پارامترهای عملکردی سیستم نیز انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که توابع هدف در بازه مورد بررسی در تقابل با هم هستند که بر بهینه‌سازی چند هدفه سیستم تأکید دارد. همچنین نتایج حاصله نشان می‌دهد که در بازه‌های مورد بررسی متغیرهای تصمیم‌گیری، راندمان انرژی می‌تواند از 10% تا 20% افزایش پیدا کند. با رسم منحنی پارتو برای توابع هدف یک رابطه مناسب برای تعیین رفتار این توابع نیز بدست آمده است.

Performance assessment and multi-objective optimization of a trigeneration system with a modified biomass gasification model

Shoaib Khanmohammadi, Kazem Atashkari*, Ramin Kouhikamali

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran.

*P.O.B. 3756 Rasht, Iran, atashkar@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 29 May 2015
Accepted 19 July 2015
Available Online 15 August 2015

Keywords:
Double effect absorption chiller
equilibrium thermodynamics
genetic algorithm
organic Rankine cycle
Pareto front

ABSTRACT

Recently, many researchers have considered biomass utilization due to reduction of greenhouse gas effects and environmental impact. Achieving a system with the best performance for the application of this type of fuel with low calorific value has become a topic of interest to researchers. This study focuses on precise modeling of biomass gasification and designs a trigeneration system to produce cooling, heating and electricity using this clean source of energy. The capacity of system under study in the base case is 2.18 MW electrical power, 223.4 kW cooling and 1060 kW hot water. In the process modeling of biomass gasification a realistic model including tar content in syngas is developed. A parametric study of trigeneration system to find the objective function's trend and to achieve the best performance parameter is carried out. Results show that two objective functions in the reasonable range conflict, which indicate the multi-objective optimization. In addition, results indicate that for the studied system in the reasonable range of decision variables, the exergy efficiency can improve between 10 % and 20%. Furthermore, by drawing Pareto front curve, a suitable relation to estimate the trend of objective function is derived.

1- مقدمه

بهره‌گیری از انرژی‌های نو مانند زیست توده امکان‌پذیر است. همچنین استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر می‌تواند به کم شدن اثرات گازهای گلخانه‌ای و پدیده گرمایش زمین کمک فراوانی بکند. استفاده از منابع زیست‌توده به عنوان سوخت به سبب آنکه یک چرخه خنثی کربن به وجود می‌آوردند از نظر آلاینده‌گی در سطح بسیار پایین قرار دارند و می‌توانند به عنوان جایگزین سوخت‌های فسیلی به بهترین نوع استفاده شوند.

یکی از زمینه‌های مهم مورد توجه دانشمندان در دهه‌های اخیر توجه به مسائل زیست‌محیطی و بهره‌گیری از انرژی‌های نو برای بهبود آلاینده‌گی سیستم‌های تبدیل انرژی است. استفاده از زیست توده به عنوان سوخت پاک با منبع موجودات زنده به عنوان سوختی مناسب با راندمان تبدیل بالا مورد توجه محققان زیادی بوده است. کاهش وابستگی به سوخت‌های فسیلی با

Please cite this article using:

Sh. Khanmohammadi, K. Atashkari, R. Kouhikamali, Performance assessment and multi-objective optimization of a trigeneration system with a modified biomass gasification model, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 209-222, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

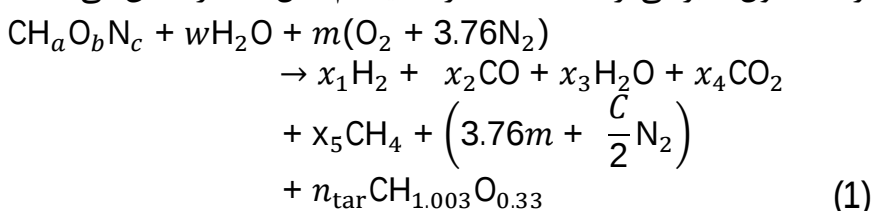
سالیانه و مینیمم کردن انتشار دی‌اکسیدکربن بود. نتایج بهینه‌سازی براساس کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن نشان می‌داد که در بهینه‌ترین حالت سیستم دارای 56 kg/MWh انتشار دی‌اکسیدکربن است. نمونه‌هایی از تحقیقات دیگر با موضوع مدل‌سازی و تحلیل سیستم‌های تولید سه‌گانه را می‌توان در مراجع [7-9] یافت.

بررسی مطالعات انجام‌شده نشان می‌دهد یک خلأ در بهینه‌سازی چندهدفه سیستم‌های تولید سه‌گانه بر پایه گازسازی از زیست‌توده وجود دارد. در راستای تحقیق‌های انجام‌شده و به دنبال تکمیل کارهای پیشین اهم اهداف و نوآوری‌های مربوط به این مطالعه می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

- مدل‌سازی تولید سینگاز از زیست توده با استفاده از مدل بهبودیافته ترمودینامیک تعادلی با در نظر گرفتن محتوای قیر در محصولات حاصل از گازسازی
- اعتبارسنجی مدل بهبودیافته‌گازسازی با در نظر گرفتن محتوای قیر در محصولات با نتایج حاصله از مدل دیگر محققانو نتایج آزمایش‌های تجربی موجود
- استفاده از مدل دقیق گازسازی از زیست‌توده در یک سیستم تولید سه‌گانه برای تأمین سرمایه‌گذاری، گرمایش و توان الکتریکی
- در نظر گرفتن دمای گازسازی زیست‌توده که یک پارامتر مهم و تأثیرگذار بر روی تعیین ارزش حرارتی سینگاز است به عنوان یکی از متغیرهای تصمیم‌گیری در فرایند بهینه‌سازی
- بدست آوردن بهینه‌ترین حالت عملکردی سیستم ارائه‌شده به وسیله اجرای بهینه‌سازی چند هدفه بر پایه الگوریتم ژنتیک تکاملی

2- سیستم مورد مطالعه

شکل 1 شماتیکی از سیستم تولید سه‌گانه با استفاده از گازسازی از زیست توده را نشان می‌دهد. سیستم مذکور متشکل از یک توربین‌گازی است که با هوای داغ راه‌اندازی می‌شود. دستگاه مولد گاز با استفاده از گازسازی از زیست توده خشک سینگاز را تولید می‌کند که پس از ورود به محفظه احتراق با هوا ترکیب شده و محصولات حاصل از احتراق را با دمای 1450 K تولید می‌کند. بخشی از محصولات حاصل از احتراق پس از عبور از مبدل حرارتی سرمایی جهت راه‌اندازی یک سیکل با سیال عامل ارگانیک جدا شده و با وارد شدن به ژنراتور یک سیکل تبرید جذبی دو اثره و تبادل حرارت به محیط تخلیه می‌شود. مابقی محصولات احتراق با دمایی پایین‌تر وارد یک مبدل حرارتی برای تولید مقداری آب گرم شده و نهایتاً با دمای 403 K به محیط تخلیه می‌گردند. جدول 1 برخی از مشخصات اجزاء سیستم مدل شده را نشان می‌دهد.

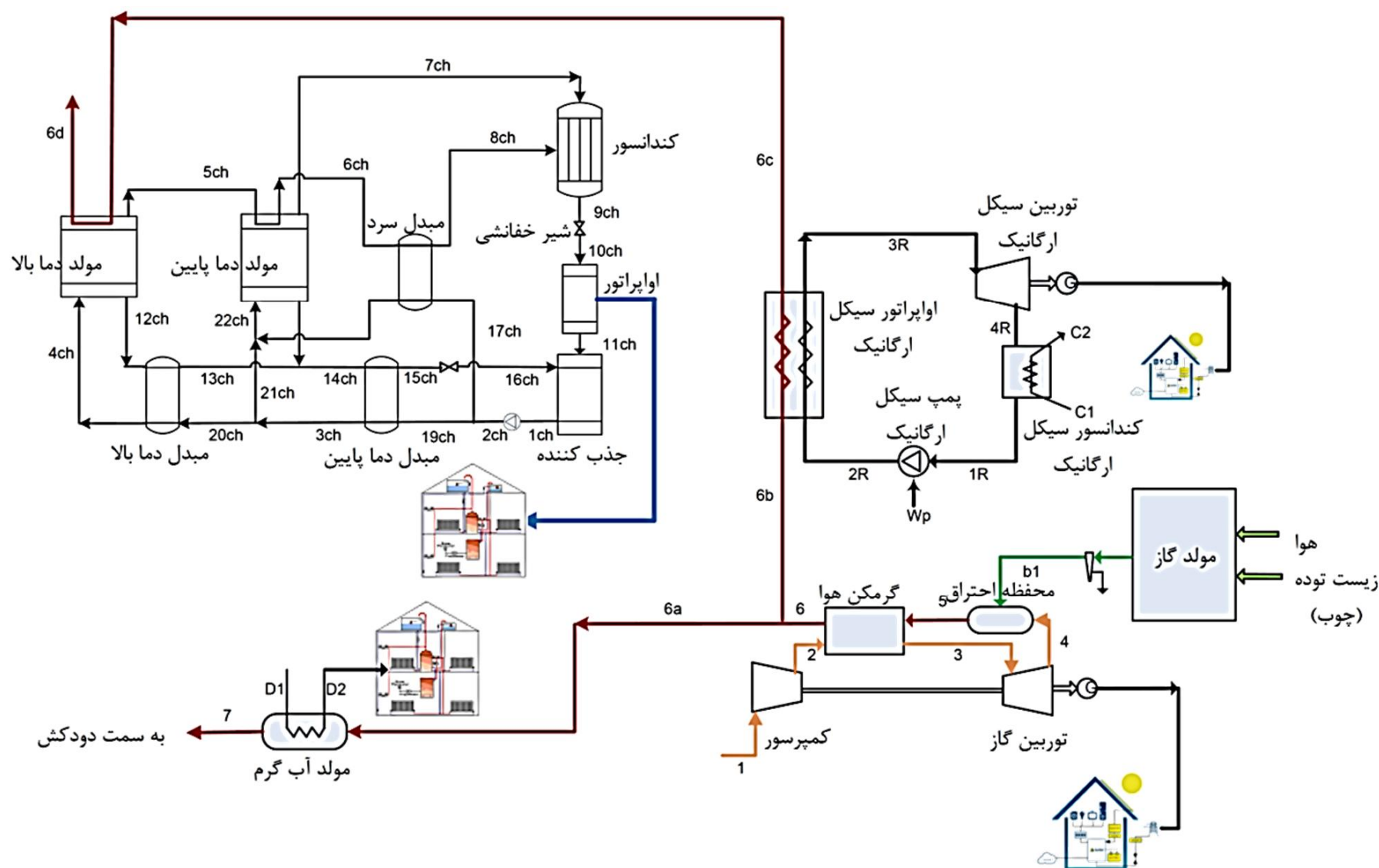


در واکنش بالا مقادیر a ، b و c به ترتیب برابر با نسبت وزن مولکولی هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن بر کربن در زیست توده است. w میزان آب موجود در زیست توده و m نسبت مول هوا به مول زیست توده است. برای محاسبه w ، از میزان رطوبت زیست توده استفاده می‌شود که از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$w = \frac{M_{\text{biomass}} \times MC}{18(1 - MC)} \quad (2)$$

یک سیستم تولید چندگانه سیستمی است که می‌تواند از یک یا چند انرژی ورودی، چند محصول خروجی تولید کند. اصلی‌ترین اهداف یک سیستم تولید چندگانه می‌تواند افزایش راندمان، کاهش اثرات زیست‌محیطی و کاهش هزینه‌ها باشد. در سال‌های اخیر مطالعاتی بر روی سیستم‌های تولید سه‌گانه و استفاده از زیست توده به عنوان راه‌انداز اولیه این سیستم‌ها شده است. السلیمان و همکاران [1] یک سیستم تولید سه‌گانه متشکل از یک سیکل رنکین آلی، یک چیلر جذبی تک اثره و یک واحد سوزاننده زیست توده را مدل‌سازی کرده و تحلیل انرژی و اگزرژی-اقتصادی را برای آن استخراج نمودند. تحلیل سیستم مورد بررسی آنها نشان داد که سوزاننده زیست توده با 55% نرخ تخریب اگزرژی و اواپراتور سیکل رنکین آلی با 38% دارای بیشترین نرخ تخریب اگزرژی در سیستم مورد بررسی می‌باشند.

در تحقیق دیگر معرفت و همکاران [2] یک سیستم تولید سرمایه‌گذاری، گرمایش و الکتریسیته را مورد مطالعه قرار دادند. آنها به منظور ارزیابی جامع یک سیستم تولید همزمان، یک ساختمان اداری در تهران را به عنوان مطالعه موردی انتخاب کرده و آنالیز حساسیت را بر مبنای تغییرات قیمت برق و گاز و اثرات آن بر نرخ بازگشت سرمایه استخراج نمودند. نتایج آنها نشان داد که در حالت فروش برق به شبکه بر مبنای هر معیاری سیستم تولید همزمان دارای مزایای بهتری نسبت به تولید جداگانه است. آرنات و همکاران [3] یک سیستم تولید سه‌گانه با استفاده از سوخت زیست توده را مدل کردند. سیستم مورد بررسی شامل گازسازی از زیست توده و استفاده از سینگاز برای راه‌اندازی یک موتور احتراق داخلی و استفاده از حرارت اتلافی برای راه‌اندازی یک چیلر جذبی دو اثره بود. در مطالعه مذکور پنج شکل‌بندی برای تولید توان، سرمایه‌گذاری و گرمایش در نظر گرفته شده بود. نتایج آنها حاکی از آن بود که راندمان اگزرژیکی سیستم‌های مورد بررسی در بازه $18/9\%$ تا $23/2\%$ تغییر می‌کند. در مطالعه دیگر هوانگ و همکاران [4] به بررسی مشخصه‌های کلیدی فنی، زیست محیطی و اقتصادی سیستم تولید سه‌گانه ترکیب شده با سیکل رنکین آلی و احتراق مستقیم زیست توده پرداختند. تحقیق مذکور برای محتوای خاکستر زیست توده از $0/57\%$ تا $14/26\%$ و محتوای رطوبت $10/6$ تا $33/51$ انجام شد. همچنین نتایج تحقیق آنها نشان داد که در حالت تولید الکتریکی محض به ترتیب ماکزیمم راندمان و نرخ هزینه $11/1\%$ و 221 €/kWh ، برای ترکیب برق و حرارت ماکزیمم راندمان و نرخ هزینه 85% و 87 €/kWh و برای تولید سه‌گانه راندمان و نرخ هزینه $71/7\%$ و 103 €/kWh است. هوانگ و همکاران [5] در یک تحقیق سیستم تولید سه‌گانه با سوخت زیست‌توده را برای تعدادی ساختمان مسکونی انتخاب شده بررسی کردند. در تحقیق مذکور از یک دستگاه مولد گاز و زیست توده‌های مختلف استفاده شده بود. آنها نتیجه‌گیری کردند که سیستم تولید سه‌گانه برای استفاده در ساختمان‌های مسکونی از نسبت گرما به توان $0/5$ تا $0/75$ مناسب است. همچنین هزینه سرمایه‌گذاری مخصوص نشان داد که سیستم تولید سه‌گانه با سوخت زیست‌توده برای واحدهای کوچک در دامنه هزینه 2520 €/kWh تا 2579 €/kWh است. وانگ و همکاران [6] از مدل ارزیابی چرخه حیات برای تحلیل اقتصادی استفاده از زیست توده در یک مجتمع مسکونی استفاده کردند. این تحلیل شامل هزینه کاشت زیست‌توده، جمع‌آوری زیست توده، ذخیره‌سازی و حمل‌ونقل، هزینه ساخت و هزینه عملکردی سیستم بود. آنها همچنین توابع هدف مختلفی را به صورت جداگانه مورد بررسی قرار دادند. توابع هدف آنها که به طور جداگانه بهینه‌شده بود شامل مینیمم کردن هزینه عملکردی سالیانه، مینیمم کردن مصرف انرژی



شکل 1 شماتیکی از سیستم تولید سه‌گانه با استفاده از گازسازی زیست توده

$$K_1 = \frac{x_1 \times x_4}{x_2 \times x_3} \quad (6)$$

واکنش متان ($C + 2H_2 \rightarrow CH_4$):

$$K_2 = \frac{x_5}{x_1^2 \times n_{total}} \quad (7)$$

واکنش اصلاح متان ($CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2$):

$$K_3 = \frac{x_2 \times x_1^3}{x_5 \times x_3 \times n_{total}^2} \quad (8)$$

n_{total} در روابط (7) و (8)، مجموع ضرایب مولی فرآورده‌ها است. برای به دست آوردن ثابت‌های تعادل از انرژی گیبس استفاده می‌شود که روابط لازم برای محاسبه این ثابت‌ها به صورت زیر بیان می‌گردد [11]:

$$\ln K = -\frac{\Delta G_T^\circ}{RT} \quad (9)$$

$$\Delta G_T^\circ = \sum_i v_i \Delta \bar{g}_{f,T,i}^\circ \quad (10)$$

در روابط (9) و (10)، $\bar{R}$ برابر با ثابت گازها و مقدار آن $8/314 \text{ kJ/kg.K}$ است و $\Delta \bar{g}_{f,T,i}^\circ$ انرژی استاندارد گیبس و $\Delta \bar{g}_{f,T,i}^\circ$ انرژی استاندارد تشکیل گیبس برای ترکیبات مختلف در دمای T است. با توجه به اینکه گازهای خروجی به عنوان گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند لذا از رابطه تجربی زیر برای به دست آوردن انرژی استاندارد گیبس استفاده شده است [12]:

$$\Delta \bar{g}_{f,T}^\circ = \bar{h}_f^\circ - aT \ln(T) - bT^2 - \left(\frac{c}{2}\right)T^3 - \left(\frac{d}{2}\right)T^4 + \left(\frac{e}{2T}\right) + f + gT \quad (11)$$

ثابت‌های $\bar{h}_f^\circ$ تا $\bar{g}$ و همچنین آنتالی تشکیل ($\bar{h}_f^\circ$) ترکیبات موجود برای محاسبه انرژی استاندارد گیبس (معادله 11) در جدول 2 آورده شده است.

جدول 1 مشخصات برخی از اجزای سیستم مدل شده

پارامترها	مقادیر
دمای احتراق (K)	1400
راندمان ایزنتروپیک توربین گاز (%)	89
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور (%)	87
افت فشار در محفظه احتراق نسبت به ورودی (%)	0/5
راندمان ایزنتروپیک توربین سیکل رنکین آلی (%)	85
راندمان ایزنتروپیک پمپ سیکل رنکین آلی (%)	70
افت فشار در سمت سرد گرمکن هوا (%)	3
افت فشار در سمت گرم گرمکن هوا (%)	5
دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی (K)	450

در رابطه بالا $M_{biomass}$ بیانگر جرم مولکولی زیست توده و MC میزان رطوبت زیست توده را نشان می‌دهد. هم چنین ضرایب x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 و n_{tar} در معادله (1) به ترتیب مولاریته هیدروژن، مونوکسیدکربن، بخار آب، دی‌اکسید کربن، متان و محتوای قیر است. محتوای قیر در نظر گرفته شده در محصولات حاصل از گازی‌سازی در این مطالعه با توجه به تحقیق تینات و همکاران [10] به صورت $CH_{1.003}O_{0.33}$ فرض شده است. معادلات موازنه جرم حاکم بر واکنش عبارت‌اند از:

$$x_2 + x_4 + x_5 + n_{tar} = 1 \quad (3)$$

$$2x_1 + 2x_3 + 4x_5 + 1.003n_{tar} = a + 2w \quad (4)$$

$$x_2 + x_3 + 2x_4 + 0.33n_{tar} = b + 2 \times m + w \quad (5)$$

معادلات (3-5) به ترتیب معادله پایستاری جرم کربن، هیدروژن و اکسیژن است. با توجه به معادلات تعادلی موجود در طی فرآیند، سه معادله دیگر از واکنش‌های تعادلی آب-گاز، متان و اصلاح متان به دست می‌آید.

$$\text{واکنش آب-گاز: } CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$$

است. ارزش حرارتی بالای سینگاز، از رابطه زیر به دست می‌آید [15]:

$$\text{HHV} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3} \right) = 12.75[\text{H}_2] + 12.63[\text{CO}] + 39.82[\text{CH}_4] \quad (17)$$

که در آن $[\text{H}_2]$ ، $[\text{CO}]$ و $[\text{CH}_4]$ درصد مولی گازهای هیدروژن، مونوکسید کربن و متان است.

• سیکل رنکین آلی

همان‌گونه که در شکل 1 نشان داده شده است گازهای حاصل از احتراق سینگاز در نقطه 6b وارد اواپراتور سیکل رنکین آلی شده و این سیکل را راه‌اندازی می‌کند. معادلات حاکم بر اجزای سیکل رنکین آلی در حالت جریان دایم در زیر داده شده است.

اواپراتور سیکل رنکین ارگانیک:

$$\dot{m}_{6b}h_{6b} - \dot{m}_{6c}h_{6c} = \dot{m}_{3R}h_{3R} - \dot{m}_{2R}h_{2R} \quad (18)$$

توربین سیکل رنکین ارگانیک:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{3R}(h_{3R} - h_{4R}) \quad (19)$$

کندانسور سیکل رنکین ارگانیک:

$$\dot{m}_{\text{cooling}}(h_{\text{out,cooling}} - h_{\text{in,cooling}}) = \dot{m}_{1R}(h_{1R} - h_{4R}) \quad (20)$$

پمپ سیکل رنکین ارگانیک:

$$\eta_{\text{is,pump}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (21)$$

• سیستم توربین گاز

اصلی‌ترین معادلات حاکم بر اجزای سیکل توربین گاز که برای مدل‌سازی ترمودینامیکی اجزای سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد به صورت زیر است:

$$\dot{W}_{\text{GT}} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (22)$$

$$\eta_{\text{eva,organic}} = \frac{\dot{m}_5(h_5 - h_6)}{\dot{m}_2(h_3 - h_2)} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (24)$$

$$\dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{b_1}h_{b_1} = \dot{m}_5h_5 \quad (25)$$

لازم به ذکر است که معادلات برای حالت دائم و جریان دائم برای هر جزء به صورت یک حجم کنترل نوشته شده است. هم‌چنین برای محاسبه انرژی شیمیایی سوخت نیاز به محاسبه ضریب β ارزش حرارتی بالای زیست‌توده است که به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\text{ex}_{\text{biomass}} = \beta \text{LHV}_{\text{wood}} \quad (26)$$

$$\beta = \frac{1.044 + 0.16 \frac{Z_H}{Z_C} - 0.34493 \frac{Z_O}{Z_C} (1 + 0.0531 \frac{Z_H}{Z_C})}{1 - 0.4124 \frac{Z_O}{Z_C}} \quad (27)$$

که در آن Z_C ، Z_H و Z_O جزء جرمی کربن، هیدروژن، اکسیژن در زیست‌توده است. برای زیست‌توده مورد بررسی در این تحقیق (ضایعات جنگلی و چوب) با فرمول شیمیایی $\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$ و استفاده از رابطه (15)، ارزش حرارتی بالای سوخت 19980 kJ/kg بدست می‌آید.

• چیلر جذبی دو اثره

چیلر جذبی می‌تواند برای تهویه مطبوع و اهداف خنک‌کاری استفاده شود. در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی این سیستم کار محوری کمتری را برای تولید سرمایش نیاز دارد. آب-آمونیاک یک سیال کاری متداول برای استفاده در سیستم‌های جذبی و برای مقاصد تولید چندانگانه است. در تحلیل سیستم از قانون بقای جرم و موازنه انرژی برای هر کدام از اجزاء چیلر جذبی دو اثره به صورت یک حجم کنترل استفاده شده است. قانون بقای جرم کلی و بقای

جدول 2 ثوابت معادله (11) برای محاسبه تابع گیبس [11]

CO	CO ₂	CH ₄	H ₂ O	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/mol
-110/5	-393/5	-74/8	-241/8	$\bar{a}$
$5/619 \times 10^{-3}$	$-1/949 \times 10^{-2}$	$-4/62 \times 10^{-2}$	$-8/95 \times 10^{-3}$	$\bar{b}$
$-1/19 \times 10^{-5}$	$3/122 \times 10^{-5}$	$-1/13 \times 10^{-5}$	$-3/672 \times 10^{-6}$	$\bar{c}$
$6/383 \times 10^{-9}$	$-2/448 \times 10^{-8}$	$1/319 \times 10^{-8}$	$5/209 \times 10^{-9}$	$\bar{d}$
$-1/846 \times 10^{-12}$	$-6/946 \times 10^{-12}$	$-6/647 \times 10^{-12}$	$-1/478 \times 10^{-12}$	$\bar{e}$
$-4/891 \times 10^2$	$-4/89 \times 10^2$	$-4/891 \times 10^2$	0	$\bar{f}$
$-8/684 \times 10^{-1}$	5/27	$1/411 \times 10^1$	2/868	$\bar{g}$
$-6/131 \times 10^{-2}$	$-1/207 \times 10^{-1}$	$-2/234 \times 10^{-1}$	$-1/722 \times 10^{-2}$	

با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای این فرآیند و چشم‌پوشی از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل و عدم انتقال حرارت بین دستگاه مولد گاز و محیط رابطه زیر را می‌توان نوشت:

$$\dot{h}_{f,\text{biomass}}^\circ + w \left[\dot{h}_{f,\text{moisture}}^\circ + \int_{298}^T C_{p,\text{moisture}} dT \right] = \sum_{\text{products}} x_i \left[\dot{h}_{f,i}^\circ + \int_{298}^T C_{p,i} dT \right] + n_{\text{tar}} \dot{h}_{f,\text{tar}}^\circ \quad (12)$$

معادله (12) دمای ناحیه تولید گاز T و دمای ورودی به دستگاه مولد گاز دمای محیط است. هم‌چنین ظرفیت گرمایی ویژه گازها به صورت تابعی از دما در نظر گرفته شده و برای محاسبه آن از رابطه زیر استفاده شده است:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (13)$$

ضرایب ثابت معادله (13) برای گازهای مختلف در جدول 3 آورده شده است. دسوزا سانچز [13] رابطه‌ای برای $\bar{h}_{f,\text{biomass}}^\circ$ به صورت زیر ارائه داده‌اند:

$$\bar{h}_{f,\text{biomass}}^\circ = \text{LHV} + \sum_{k=\text{prod}} [n_k (\bar{h}_f)_k] \quad (14)$$

که در آن $\bar{h}_f^\circ$ آنتالپی تشکیل محصولات تولیدشده در واکنش سوخت کامل زیست‌توده است و برای محاسبه LHV از معادله تجربی ارائه‌شده توسط چانیوالا و پاریخ [14] استفاده شده است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\text{HHV} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right) = 0.3491C + 1.1783H + 0.10051S - 0.1034O - 0.0151N - 0.0211\text{ASH} \quad (15)$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 9m_H h_{fg} \quad (16)$$

ضرایب C ، H ، S ، O ، N و ASH به ترتیب درصد وزنی عناصر تشکیل‌دهنده سوخت جامد، m_H درصد وزنی هیدروژن در سوخت و h_{fg} آنتالپی تبخیر آب

جدول 3 مقادیر ضرایب ثابت معادله ظرفیت حرارتی ویژه [11]

d	c	b	a	
$-0/8704 \times 10^{-9}$	$0/4003 \times 10^{-5}$	$-0/1916 \times 10^{-2}$	29/11	H ₂
$-2/222 \times 10^{-9}$	$0/5372 \times 10^{-5}$	$-0/1675 \times 10^{-2}$	28/16	CO
$-7/469 \times 10^{-9}$	$-3/501 \times 10^{-5}$	$5/981 \times 10^{-2}$	22/26	CO ₂
$-3/595 \times 10^{-9}$	$1/055 \times 10^{-5}$	$0/1923 \times 10^{-2}$	32/24	H ₂ O (بخار)
$-11/01 \times 10^{-9}$	$1/269 \times 10^{-5}$	$5/204 \times 10^{-2}$	19/89	CH ₄
$-2/837 \times 10^{-9}$	$0/8081 \times 10^{-5}$	$-0/1571 \times 10^{-2}$	28/90	N ₂

$$ex_{ch}^{mix} = \sum_i x_i ex_{i,i}^{ch} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln(x_i) \quad (34)$$

که در آن x_i کسر مولی جزء i ام و $ex_{i,i}^{ch}$ انرژی استاندارد ماده خالص i ام است. روش محاسبه انرژی شیمیایی برای هر ماده بر حسب انرژی شیمیایی استاندارد به طور گسترده‌ای توسط زارگوت و همکاران [19] ارائه شده است. در چیلر جذبی برای محاسبه انرژی شیمیایی محلول آب-آمونیاک از رابطه زیر استفاده شده است:

$$ex_{sol}^{ch} = \left(\frac{x}{M_{NH_3}} \right) ex_{NH_3}^0 + \frac{(1-x)}{M_{H_2O}} ex_{H_2O}^0 \quad (35)$$

که در آن $ex_{H_2O}^0$ و $ex_{NH_3}^0$ انرژی‌های شیمیایی آمونیاک و آب است که توسط آرنندتس [20] داده شده است. با توجه به اهمیت محاسبه بازگشت-پذیری‌ها و راندمان انرژی اجزای سیستم روابط مربوط به این پارامترها در جدول 4 آورده شده است.

3-3- مدل‌سازی اقتصادی

هدف از مدل‌سازی اقتصادی بدست آوردن توابع هزینه هر یک از اجزاء و هزینه تمام شده کل سیستم است. روش‌های زیادی برای هزینه خرید اجزاء بر حسب پارامترهای طراحی ارائه شده است. در اینجا از تابعی که توسط بجان [21]، احمدی [22] و خانمحمدی [23] با تغییراتی که منطبق با شرایط محلی و نرخ بهره ایران باشد استفاده شده است. با استفاده از رابطه زیر می‌توان نرخ هزینه واحد را بدست آورد.

$$\dot{Z} = \frac{Z_k \times CRF \times \varphi}{N \times 3600} \quad (36)$$

که Z_k هزینه خرید هر یک از اجزاست که در جدول 5 آورده شده است، CRF

اجزاء برای هر کدام از اجزاء محلول در حالت دایم و جریان دایم به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (28)$$

$$\sum_{in} (\dot{m}x)_{in} = \sum_{out} (\dot{m}x)_{out} \quad (29)$$

در اینجا $\dot{m}$ دبی جرمی سیال کاری و x غلظت آمونیاک در محلول است. موازنه انرژی برای اجزای سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} \quad (30)$$

اطلاعات بیشتر درباره مدل‌سازی ترمودینامیکی و موازنه انرژی برای اجزای چیلر جذبی دو اثره در مرجع [16] و [17] داده شده است.

2-3- تحلیل انرژی

برای بدست آوردن انرژی نقاط سیکل با در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر جزء در حالت دائم می‌توان موازنه انرژی را به صورت زیر نوشت:

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} ex_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} ex_{out} + \dot{I} \quad (31)$$

به طور کلی انرژی جریان‌های مختلف از دو بخش انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی تشکیل شده است.

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (32)$$

انرژی فیزیکی هر حالت از ماده به فشار و دمای آن بستگی دارد و به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (33)$$

انرژی شیمیایی مخلوط گازی از رابطه زیر محاسبه می‌شود [18]:

جدول 4 روابط مربوط به محاسبه بازگشت‌ناپذیری‌ها و راندمان انرژی اجزای سیستم

اجزاء سیستم	تخریب انرژی	راندمان انرژی
کندانسور سیکل رنکین آلی	$Ex_{D,Cond,ORC} = \dot{E}x_{4R} - \dot{E}x_{1R} + \dot{E}x_{C1} - \dot{E}x_{C2}$	$\psi_{Cond} = \frac{\dot{E}x_{4R} - \dot{E}x_{1R}}{\dot{E}x_{C2} - \dot{E}x_{C1}}$
توربین سیکل رنکین آلی	$Ex_{D,Tur,ORC} = \dot{E}x_{3R} - \dot{E}x_{4R} - \dot{W}_{Tur,ORC}$	$\psi_{Tur} = \frac{\dot{W}_{Tur,ORC}}{\dot{E}x_{3R} - \dot{E}x_{4R}}$
پمپ سیکل رنکین آلی	$Ex_{D,Pump,ORC} = \dot{E}x_{1R} - \dot{E}x_{2R} + \dot{W}_{pump,ORC}$	$\psi_{pump} = \frac{\dot{E}x_{2R} - \dot{E}x_{1R}}{\dot{W}_{pump,ORC}}$
اواپراتور سیکل رنکین آلی	$Ex_{D,Eva,ORC} = \dot{E}x_{2R} - \dot{E}x_{3R} + \dot{E}x_{6b} - \dot{E}x_{6c}$	$\psi_{Eva} = \frac{\dot{E}x_{3R} - \dot{E}x_{2R}}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}$
کمپرسور	$Ex_{D,comp} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{comp}$	$\psi_{comp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{comp}}$
توربین گاز	$Ex_{D,GT} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_{GT}$	$\psi_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}$
پیش گرمکن هوا	$Ex_{D,AP} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\psi_{AP} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6}$
محفظه احتراق	$Ex_{D,CC} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{b1} - \dot{E}x_5$	$\psi_{CC} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_{b1}}$
دستگاه مولد گاز	$Ex_{D,gasif} = \dot{E}x_{biomass} - \dot{E}x_{b1}$	$\psi_{gasif} = \frac{\dot{E}x_{b1}}{\dot{E}x_{biomass}}$
گرم کن آب	$Ex_{D,DWH} = \dot{E}x_{6a} + \dot{E}x_{D1} - \dot{E}x_{D2} - \dot{E}x_7$	$\psi_{DWH} = \frac{\dot{E}x_{6a} - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_{D2} - \dot{E}x_{D1}}$
چیلر جذبی دو اثره	$Ex_{D,Chiller} = \dot{E}x_{6c} - \dot{E}x_{6d} - \dot{E}x_{Q,chiller}$	$\psi_{Chiller} = \frac{\dot{E}x_{Q,chiller}}{\dot{E}x_{6c} - \dot{E}x_{6d}}$

جدول 5 توابع هزینه هر کدام از اجزاء سیستم تولید سه‌گانه مورد بررسی [25, 24, 22]

اجزاء سیستم	تابع هزینه	ثوابت معادله
کمپرسور	$Z_{AC} = \left(\frac{C_{11}}{C_{12} - \eta_{is,comp}} \right) r_p \ln(r_p)$	$C_{11} = 71.1$ $C_{12} = 0.9$
محفظه احتراق	$Z_{CC} = \left(\frac{C_{21} \dot{m}_a}{C_{22} - 0.98} \right) (1 + \exp(C_{32} T_{comb} - C_{24}))$	$C_{21} = 46.08$ $C_{22} = 0.995$ $C_{23} = 0.018$ $C_{24} = 26.4$
توربین گاز	$Z_{GT} = \left(\frac{C_{31}}{C_{32} - \eta_{GT}} \right) \ln \left(\frac{P_4}{P_3} \right) (1 + \exp(C_{33} T_3 - C_{34}))$	$C_{31} = 479.34$ $C_{32} = 0.92$ $C_{33} = 0.036$ $C_{34} = 54.4$
گرمکن هوا	$Z_{AP} = C_{41} \left(\frac{\dot{m}_5 (h_5 - h_6)}{U \Delta T_{LM}} \right)^{0.6}$	$U = 6$ $C_{41} = 4122$
دستگاه مولد گاز	$Z_{gasif} = 1600 (3600 \dot{m}_{biomass})^{0.67}$	-
دستگاه مولد آب گرم	$Z_{DWH} = 0.3 \dot{m}_{DWH}$	-
اوپراتور سیکل ارگانیکی	$Z_{Eva} = 309.14 (A_{Eva})^{0.85}$	-
پمپ سیکل ارگانیکی	$Z_{Pump} = 200 (\dot{W}_{Pump})^{0.65}$	-
توربین سیکل ارگانیکی	$Z_{Tur} = 4750 (\dot{W}_{Tur})^{0.75}$	-
کندانسور سیکل ارگانیکی	$Z_{Cond} = 516.62 (A_{Cond})^{0.6}$	-
چیلر جذبی دو اثره	$Z_{chiller} = 1144.3 (\dot{Q}_{cooling})^{0.67}$	-

$$\dot{W}_{net,GT} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{comp} \quad (40)$$

$$\dot{E}x_{Q,cooling} = \dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_o}{T_{ev}} \right) \quad (41)$$

همچنین تعریف تابع هدف دوم که نرخ هزینه سیستم می‌باشد به صورت زیر است.

$$\dot{C}_{total} = \dot{Z}_{total} + \dot{C}_{biomass} \quad (42)$$

$$\dot{Z}_{total} = \dot{Z}_{AC} + \dot{Z}_{GT} + \dot{Z}_{AP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{gasif} + \dot{Z}_{Pump} + \dot{Z}_{Cond} + \dot{Z}_{Eva} + \dot{Z}_{Tur} + \dot{Z}_{chiller} + \dot{Z}_{DWH} \quad (43)$$

در معادله (42) $\dot{C}_{biomass}$ هزینه زیست توده مصرفی است که از تحلیل داده‌های محلی و هزینه خرید چوب بدست آمده است.

4- بهینه‌سازی

4-1- بهینه‌سازی چند هدفه

در این تحقیق روش بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک تکاملی با توابع هدف راندمان انرژی (که باید بیشینه شود) و نرخ هزینه کلی سیستم (که باید کمینه شود) برای واحد تولید سه‌گانه با استفاده از یک مدل توسعه‌یافته گازسازی زیست توده به منظور تعیین پارامترهای بهینه طراحی به کار گرفته شده است. در روش‌های بهینه‌سازی چند هدفه توابع هدف متفاوتی ممکن است تعریف گردد که باید کمینه یا بیشینه شوند. این توابع هدف باید باهم در تقابل باشند به طوریکه بهبود یکی موجب تخریب تابع دیگر شود. بنابراین در این گونه مسائل یک حل بهینه وجود ندارد بلکه مجموعه‌ای از حل‌های بهینه به نام حل‌های بهینه پارتو یا جبهه پارتو برای بهینه‌سازی‌های چند هدفه تعریف می‌شود. جبهه پارتو در فضای توابع هدف در مسائل بهینه‌سازی به مفهوم مجموعه‌ای از حل‌ها است که نسبت به هم برتری ندارند ولی در فضای جستجوی جواب‌ها نسبت به بقیه جواب‌ها مقادیر بهتری را برای توابع هدف ارائه می‌دهند [26]. بیان ریاضیاتی مسئله در حالت کلی می‌تواند به این صورت باشد که، مسئله بهینه‌سازی یافتن بردار $X^* = [x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*]^T$ برای بهینه‌کردن تابع زیر است:

$$F(X) = [f_1(X), f_2(X), \dots, f_k(X)]^T \quad (44)$$

هزینه بازگشت سرمایه، N ساعت کارکرد سالانه هر جزء و φ ضریب تعمیرات و نگهداری است که معمولاً $1/06$ در نظر گرفته می‌شود. ضریب بازگشت سرمایه با نرخ بهره و سالهای کارکرد به صورت زیر رابطه دارد [18].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (37)$$

که i در اینجا اشاره به نرخ بهره دارد و n سالهای کارکرد است. هم چنین جدول 6 پارامترهای مورد نیاز مربوط به هزینه خرید و تعمیرات و نگهداری اجزاء و فاکتورهای دیگر اقتصادی را نشان می‌دهد.

3-4- ارزیابی سیستم

برای ارزیابی دقیق سیستم و تأثیر پارامترهای طراحی بر روی عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی، راندمان انرژی سیستم و نرخ هزینه تمام شده به عنوان دو تابع هدف در نظر گرفته شده است. این توابع هدف در معادلات (38) و (42) نشان داده شده است.

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{Q,domestic} + \dot{W}_{net,ORC} + \dot{W}_{net,GT} + \dot{E}x_{Q,cooling}}{\dot{E}x_{biomass}} \quad (38)$$

رابطه (38) راندمان انرژی سیستم تولید سه‌گانه را به عنوان یکی از توابع هدف نشان می‌دهد. کار سیکل رنکین آلی و انرژی زیست توده از روابط (19) و (22) بدست می‌آید. برای بدست آوردن انرژی گرم تولیدی، کارخالص توربین گاز و انرژی سرمایه‌ش به ترتیب از روابط (39-41) استفاده می‌شود.

$$\dot{E}x_{Q,domestic} = \dot{m}_{D_1} (ex_{D_2} - ex_{D_1}) \quad (39)$$

جدول 6 فاکتورهای اقتصادی

پارامترهای اقتصادی	مقدار
نرخ بهره (%)	12
سالهای کارکرد (سال)	20
ضریب تعمیرات و نگهداری	1/06
ساعات‌های عملکرد در سال (ساعت)	8000
ارزش حرارتی زیست توده چوب (kJ/kg)	19980

که شامل m قید نامساوی

$$g_i(X) \leq 0, \quad i = 1 \text{ تا } m \quad (45)$$

و p قید مساوی به صورت زیر است.

$$h_j(X) = 0, \quad j = 1 \text{ تا } p \quad (46)$$

که در آن $X \in \mathbb{R}^n$ بردار متغیرهای تصمیم‌گیری و $F(X) \in \mathbb{R}^k$ بردار توابع هدف است که باید کمینه یا بیشینه شوند. در این روش برای سرعت بخشیدن به یافتن حل‌های بهینه از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. الگوریتم ژنتیک با استفاده از روش تکراری و استراتژی جستجوی اتفاقی با الگوبرداری از تکامل زیستی به یافتن حل‌های بهینه می‌پردازد. مشخصه الگوریتم‌های تکاملی جمعیتی از افراد است که افراد در آن مجموعه‌ای از پارامترهای طراحی و متغیرهای تصمیم‌گیری هستند که از میان آنها حل بهینه انتخاب می‌شود [27].

4-2- روش شبکه عصبی GMDH

در این مطالعه از نرم‌افزار EES جهت مدل‌سازی سیستم تولید سه‌گانه استفاده شده است و بهینه‌سازی توسط نرم‌افزار متلب انجام شده است. برای پیاده‌سازی روش بهینه‌سازی ابتدا از طریق اجرای برنامه خروجی‌های مورد نیاز از نرم‌افزار EES بدست‌آمده است، سپس برای محاسبه توابع هدف به صورت تحلیلی از الگوریتم شبکه‌های عصبی GMDH کمک گرفته شده و نهایتاً به کمک یک کد توسعه‌یافته‌تر نرم‌افزار متلب مقادیر بهینه توابع هدف بدست آمده است. در این مطالعه یک گروه شامل 2500 داده انتخاب شده است که 1500 داده از آنها برای آموزش¹ و 1000 داده بقیه برای تست² مدل در روش شبکه عصبی GMDH استفاده شده است که نهایتاً دو چندجمله‌ای³ برای توابع هدف حاصل می‌شود که در بهینه‌سازی چند هدفه این عبارت‌های چندجمله‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند [28].

4-3- متغیرهای تصمیم‌گیری

متغیرهای تصمیم‌گیری از مطالعه پارامتری سیستم و تأثیرات آنها بر روی توابع هدف تعیین شده‌اند. در این مطالعه با توجه به تحلیل پارامتری سیستم هشت متغیر تأثیرگذار بر عملکرد سیستم در نظر گرفته شده است. این پارامترها عبارت‌اند از دمای گازسازی زیست توده (T_{gasif})، دمای احتراق (T_{comb})، دمای ورودی به توربین گاز (T_3)، محتوای رطوبت زیست توده (MC)، نسبت دبی برداشتی برای سیکل رنگین آلی و چیلر جذبی (x_{bypass})، نسبت فشار کمپرسور (r_p)، دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی (T_{gen}) و بیشینه فشار عملکردی سیکل رنگین آلی (P_{3R}) که به عنوان متغیرهای تصمیم‌گیری انتخاب شده‌اند. جدول 7 بازه تغییرات منطقی برای هر کدام از پارامترها و همچنین قیدهای مربوطه را نشان می‌دهد.

5- بحث و بررسی نتایج

5-1- اعتبارسنجی مدل

مدل‌سازی دستگاه مولد سینگاز از زیست‌توده مهم‌ترین بخش از مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم مورد مطالعه است. برای اعتبارسنجی مدل ترمودینامیک تعادلی توسعه‌یافته، نتایج با پژوهش دیگر محققان مقایسه شده است. برای تعیین میزان خطای مدل‌سازی انجام‌شده، از ریشه میانگین مربعات خطای ترکیبات سینگاز با ترکیبات حاصل از نتایج آزمایشگاهی جایا

- 1- Train
- 2- Test
- 3- Polynomial

[29] و مدل‌سازی داتا و همکاران [11] استفاده شده است. جدول 8 مقایسه ترکیبات سینگاز تولید شده در مدل‌سازی حاضر، نتایج آزمایشگاهی و کارهای دیگران را نشان می‌دهد.

همان‌گونه که دیده می‌شود یک تطابق منطقی بین نتایج مدل‌سازی حاضر و نتایج آزمایشگاهی جایا و همکاران [30] وجود دارد. بیشترین انحراف از نتایج آزمایشگاهی مربوط به منواکسیدکربن است. محاسبات نشان می‌دهد که ریشه میانگین مربعات خطای نتایج آزمایشگاهی و نتایج مدل‌سازی حاضر 2/91 است. همچنین خطای نتایج مدل‌سازی حاضر با کار داتا و همکاران [11] 2/52 است.

5-2- نتایج حاصل از مدل‌سازی سیستم

در این بخش نتایج حاصل از مدل‌سازی سیستم تولید سه‌گانه ارائه می‌شود. در بخش اول تحلیل پارامتری سیستم برای بررسی رفتار توابع هدف صورت گرفته است و در مرحله دوم با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه نقاط بهینه عملکردی سیستم بدست آمده است. جدول 9 نتایج حاصل از محاسبات تخریب‌آگزژی و راندمان آگزژی هر جزء از سیستم آورده شده است. نتایج

جدول 7 متغیرهای تصمیم‌گیری و بازه‌های منطقی آنها

محدودیت	دلیل
$950K < T_{\text{gasif}} < 1150K$	محدودیت ترمودینامیکی
$1300K < T_{\text{comb}} < 1450K$	محدودیت متالوژیکی
$1250K < T_3 < 1350K$	محدودیت انتقال حرارت در گرمکن هوا
$0.1 < MC < 0.3$	محدودیت زیست توده
$0.3 < x_{\text{bypass}} < 0.8$	محدودیت طراحی
$7 < r_p < 11$	محدودیت هزینه
$800 < P_{3R} < 5000$	محدودیت ترمودینامیکی
$400 < T_{\text{gen}} < 500$	محدودیت ترمودینامیکی

جدول 8 مقایسه بین ترکیبات سینگاز مدل‌سازی و نتایج آزمایشگاهی برای

دمای گازی سازی 800°C

ترکیبات سینگاز (درصد مولی)	مدل حاضر	نتایج آزمایشگاهی [30]	داتا [11]
	محتوای رطوبت = 16%		
H ₂	17/6	17	18/03
CO	20/08	18/4	18/51
CO ₂	10/78	10/6	11/43
CH ₄	1/13	1/3	0/11
N ₂	50/42	52/7	51/92

جدول 9 نتایج محاسبات بازگشت ناپذیری‌ها و راندمان آگزژی

اجزاء سیستم	تخریب آگزژی (kW)	راندمان آگزژی (%)
کندانسور سیکل رنگین آلی	83/04	55
توربین سیکل رنگین آلی	52/82	96/42
پمپ سیکل رنگین آلی	9/77	88/48
اوپراتور سیکل رنگین آلی	1632	27/72
کمپرسور	183/8	91/34
توربین گاز	90/36	97/74
پیش گرمکن هوا	382/2	89/69
محفظه احتراق	4726	59/96
دستگاه مولد گاز	5722	64/78
گرم کن آب	157/4	72/12
چیلر جذبی دو اثره	8/89	74/1

نشان‌دهنده آن است که بیشترین تخریب اگزرژی در دستگاه مولد گاز و محفظه احتراق رخ می‌دهد. همچنین کمترین راندمان اگزرژی مربوط به اواپراتور سیکل رنکین آلی است که به سبب اختلاف زیاد دما بین جریان سرد و گرم در این جزء است.

جدول 10 و 11 به ترتیب مشخصات نقاط عملکردی چیلر جذبی دو اثره و دیگر نقاط سیستم را نشان می‌دهند.

جدول 10 مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلفی مربوط به چیلر جذبی دو اثره

نقاط	دبی (kg/s)	دما (K)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	کسر جرمی (-)
1ch	1	279/2	250	-199/5	-0/0683	0/6
2 ch	1	280/1	400	-197/6	-0/0629	0/6
3 ch	0/8	350/1	400	861/4	3/286	0/6
4 ch	0/64	387/8	400	1959	6/224	0/6
5 ch	0/2137	402	400	1576	5/592	0/99
6 ch	0/2137	272/1	400	1231	4/533	0/99
7 ch	0/1202	299/2	400	1336	4/903	0/99
8 ch	0/2137	271/4	400	979/4	3/609	0/99
9 ch	0/3339	271/3	400	388/9	1/443	0/99
10 ch	0/3339	259/5	250	388/9	1/514	0/99
11 ch	0/3339	259/7	250	1058	4/081	0/99
12 ch	0/4263	407/8	400	2266	6/678	0/4
13 ch	0/4263	360/6	400	618/5	2/423	0/4
14 ch	0/6661	353/2	400	493/7	2/074	0/4
15 ch	0/6661	174	400	-778/1	-2/702	0/4
16 ch	0/6661	174/1	250	-778/1	-2/701	0/4
17 ch	0/2	280/1	400	-197/6	-0/0629	0/6
18 ch	0/2	300/1	400	71/51	0/849	0/6
19 ch	0/8	280/1	400	-197/6	-0/0629	0/6
20 ch	0/64	350/1	400	861/4	3/286	0/6
21 ch	0/16	350/1	400	861/4	3/286	0/6
22 ch	0/36	319/2	400	422/5	1/98	0/6
23 ch	0/2398	339/2	400	271/9	1/436	0/4

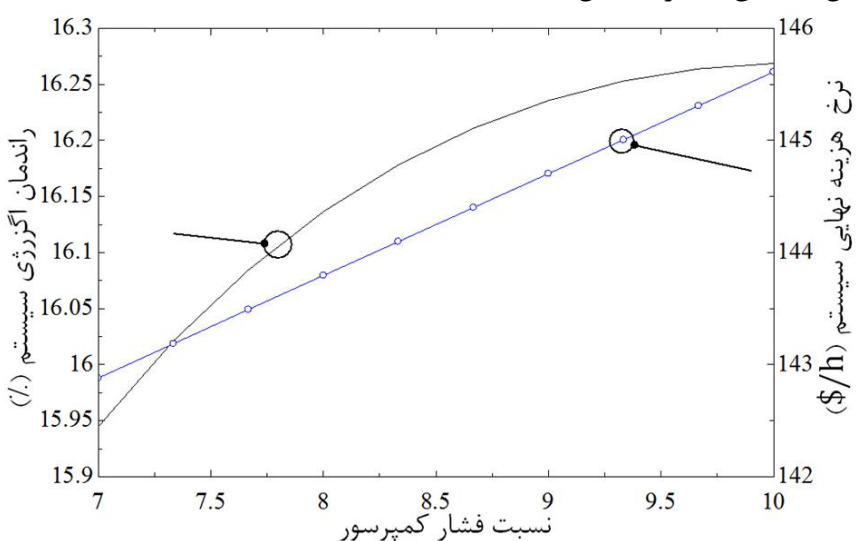
جدول 11 مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلفی مربوط به سیکل توربین گاز و سیکل رنکین آلی

نقاط	دبی (kg/s)	فشار (kPa)	دما (K)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	اگزرژی (kJ/kg)
b1	1/869	-	298/2	-	-	4460
1	4/815	101/3	298/2	305/8	6/811	1/823
2	4/815	911/9	601	623/3	6/903	291/8
3	4/815	884/54	1250	1370	7/739	789
4	4/815	101/8	748/8	785/4	7/784	191/2
5	6/684	106/63	1400	1614	8/499	824/8
6	6/684	101/3	940/3	1032	7/997	392/7
6a	1/337	101/3	940/3	1032	7/997	392/7
6b	5/347	101/3	940/3	1032	7/997	392/7
6c	5/347	101/3	400	414/3	7/029	63/73
6d	5/347	101/3	373	385/5	6/955	57/16
7	5/347	101/3	400	414/3	7/029	63/73
1R	3/145	1555	313	390/6	1/645	323/9
2R	3/145	4200	314	395/8	1/647	328/5
3R	3/145	4200	353/7	1474	4/728	487/6
4R	3/145	1555	313	1370	4/773	370/8
D1	36/67	202/6	308	146/6	0/505	0/59
D2	36/67	202/6	338	272/1	0/8935	10/23

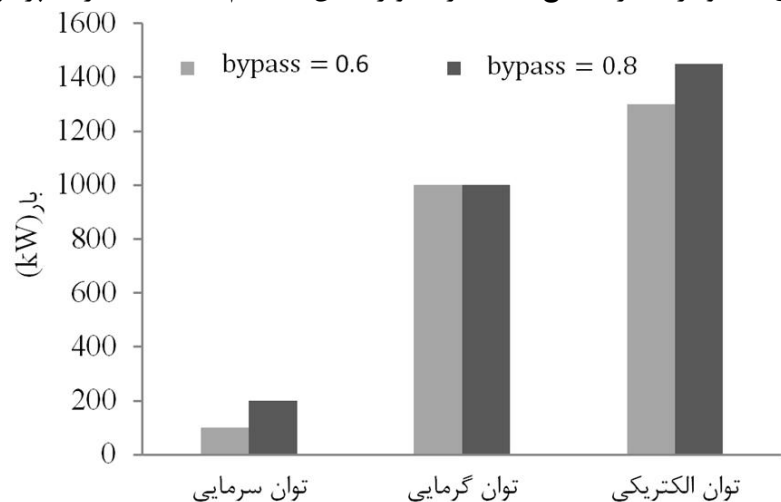
اگرزری بالاتر به سیستم هزینه بالاتری را تحمیل می‌کند که بر لزوم بهینه‌سازی چند هدفه سیستم تولید سه‌گانه تاکید دارد.

متغیر تصمیم‌گیری دیگر که بر توان خروجی سرمایش، گرمایش و الکتریسیته و عملکرد کلی سیستم تأثیرگذار است نسبت دبی برداشتی برای سیکل رنکین آلی و چیلر جذبی است. شکل 11 نشان می‌دهد افزایش نسبت دبی جریان برداشتی برای سیکل رنکین آلی و چیلر جذبی دو اثره موجب افزایش کار خروجی از سیکل رنکین آلی شده همچنین توان خنک‌کاری چیلر جذبی را افزایش می‌دهد ولی از طرفی موجب ثابت ماندن توان خروجی مولد آب گرم می‌شود.

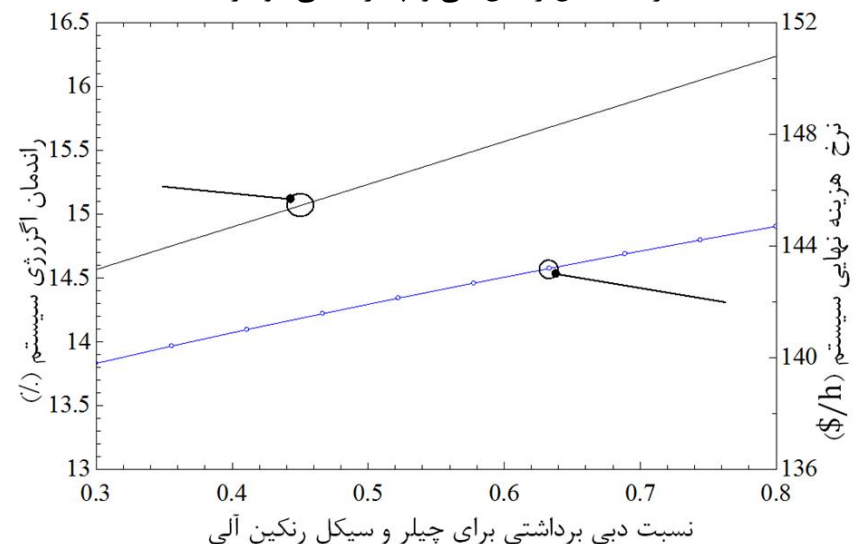
با افزایش دبی جریان برداشتی برای سیکل رنکین آلی و چیلر جذبی دواثره انرژی گرمایی تولید شده با ثابت ماندن دبی آب گرم تولیدی و دمای آب خروجی ثابت، بدون تغییر می‌ماند ولی با افزایش بار سرمایی و توان الکتریکی همراه است و نتیجتاً این تغییرات با ثابت ماندن دبی زیست‌توده ورودی به واحد تولید گاز در $0/8 \text{ Kg/s}$ موجب افزایش راندمان سیستم می‌شود که در شکل 12 این تغییرات قابل مشاهده است.



شکل 10 نمودار تغییرات تابع هدف هزینه و راندمان سیستم با نسبت فشار کمپرسور



شکل 11 تغییرات بار حرارتی، برودتی و الکتریسیته در دو نسبت دبی جریان برداشتی برای سیکل رنکین آلی و چیلر جذبی دو اثره



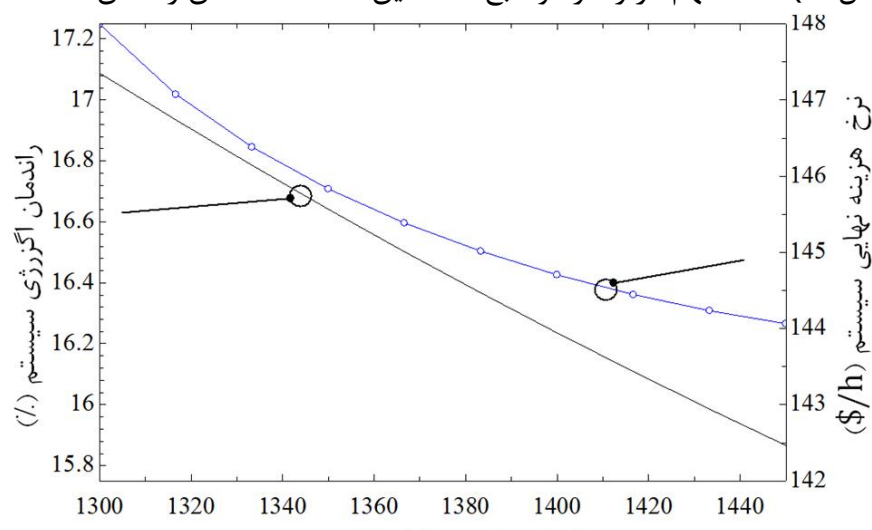
شکل 12 تغییرات توابع هدف با نسبت دبی جریان کنار گذر

دمای احتراق رابطه مستقیم با دبی هوای مورد نیاز برای احتراق دارد و در نتیجه اثراتی که بر روی دبی هوا و عملکرد توربین گاز و کمپرسور می‌گذارد، از پارامترهای مهم طراحی و تصمیم‌گیری است. برای بررسی تغییرات این پارامتر بر روی عملکرد سیستم دمای احتراق از 1300 K تا 1450 K تغییر داده شده است. همان‌گونه که شکل 8 نشان می‌دهد افزایش راندمان کلی سیستم به افزایش هزینه منجر خواهد شد که نشان از تقابل بین تابع هدف نرخ هزینه سیستم و راندمان اگرزری است.

در شکل‌بندی مورد مطالعه دمای ورودی به توربین گاز وابسته به دمای احتراق است. با توجه به اینکه در توربین گاز با احتراق خارجی، دمای ورودی به توربین نقش ماکزیمم دمای سیکل را در توربین‌گاز ساده دارد از پارامترهای مهم در طراحی سیستم به حساب می‌آید. در اینجا این دما بین 1100 K تا 1200 K تغییر داده شده است که نتایج آن در شکل 9 آورده شده است.

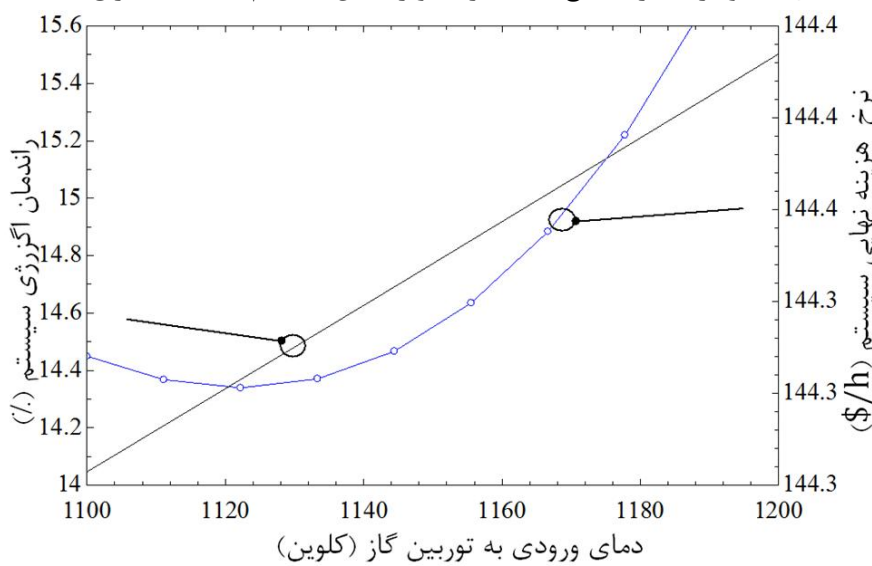
همانطور که نمودار شکل 9 نشان می‌دهد در بازه 1100 K تا 1120 K هزینه کلی سیستم مقداری کاهش داشته است و بعد از آن تا دمای 1200 K روند افزایشی را دنبال می‌کند و راندمان سیستم هم به صورت خطی افزایش پیدا می‌کند. قابل ذکر است که در بازه وسیعی از تغییرات دما تابع هزینه با تابع راندمان با هم تقابل دارند که این رفتار در بهینه‌سازی دو هدفه سیستم بسیار ضروری است.

نسبت فشار کمپرسور به دلیل افزایش آنتالپی هوای ورودی به محفظه احتراق و کار محوری اثرات متفاوتی بر عملکرد سیستم دارند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار تا حدود $8/5$ راندمان با شیب تندی افزایش می‌یابد و بعد از آن به حالت ملایم‌تری افزایش دارد. همچنین هزینه کلی سیستم به طور خطی و پیوسته با افزایش نسبت فشار بالاتر می‌رود (شکل 10). نکته مهم در رفتار دو تابع هدف این است که داشتن راندمان



دمای احتراق سینگاز (کلوین)

شکل 8 نمودار تغییرات تابع هدف هزینه و راندمان سیستم با دمای احتراق



شکل 9 تغییرات نرخ هزینه و راندمان سیستم با تغییرات دمای ورودی به توربین گاز

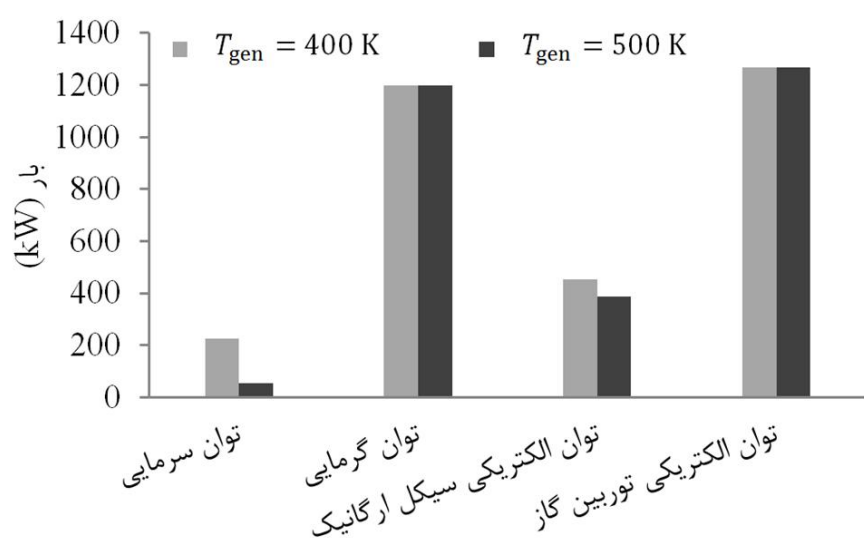
با تحلیل دقیق‌تر می‌توان دریافت که افزایش دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی بر روی مولد آب گرم تأثیری ندارد ولی کاهش توان الکتریکی خروجی از توربین رنکین آلی و بار سرمایشی چیلر جذبی دو اثره را به همراه دارد. این تغییرات در ثابت ماندن دبی زیست توده ورودی به سیستم موجب افت راندمان سیستم می‌شود. (شکل 15)

در سیستم مورد مطالعه از سیال R123 به عنوان سیال کاری در سیکل رنکین آلی استفاده شده است. بر این اساس پارامترهای دیگر که در این مسئله به عنوان متغیر طراحی در نظر گرفته شده است فشار ماکزیمم سیکل رنکین آلی است که تأثیر عمده در عملکرد سیکل رنکین آلی و کار خروجی از آن دارد. برای بررسی اثر این پارامتر، فشار ماکزیمم در بازه 3000kPa تا 4000kPa متغیر در نظر گرفته شده است. همان‌گونه که از نمودار شکل 16 می‌توان دید افزایش فشار سیکل رنکین آلی همزمان هزینه کلی و راندمان سیستم را افزایش می‌دهد.

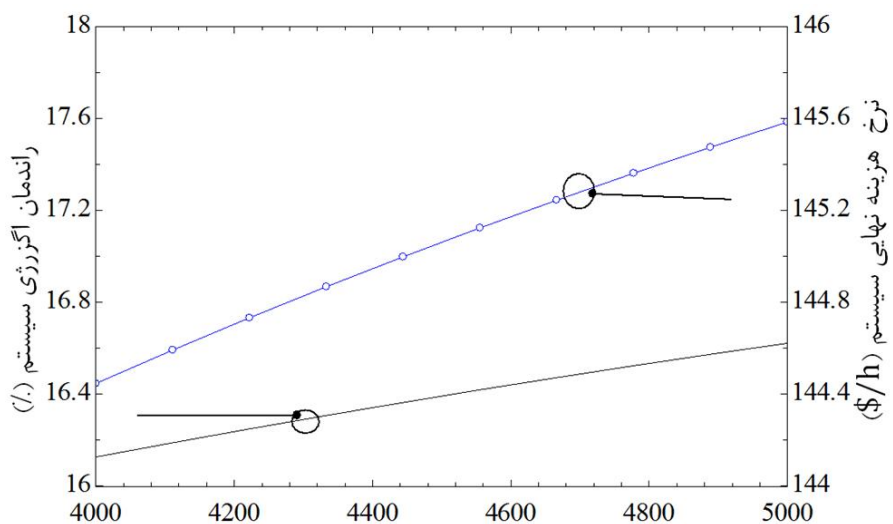
با توجه به مطالعه پارامتری صورت گرفته می‌توان دید که در همه موارد با تغییر پارامترهای طراحی یک تقابل بین توابع هدف تعریف شده در سیستم تولید سه‌گانه با گازسازی از زیست‌توده وجود دارد. به این معنی که بهبود یک تابع هدف تخریب تابع دیگر را به دنبال دارد، که همین امر بهینه‌سازی چند هدفه را ضروری می‌سازد که در ادامه به آن پرداخته می‌شود.

5-4- بهینه‌سازی

نمودار جبهه پارتو برای دو تابع هدف و در بازه تغییرات متغیرهای تصمیم‌گیری در شکل 17 رسم شده است. همانطور که دیده می‌شود با افزایش راندمان سیستم هزینه تمام شده افزایش پیدا می‌کند. نقطه A روی منحنی نقطه‌ای است که بهینه‌ترین حالت را برای هزینه بدون در نظر گرفتن راندمان



شکل 15 تغییرات بار سرمایشی و گرمایشی و توان الکتریکی با تغییر دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی

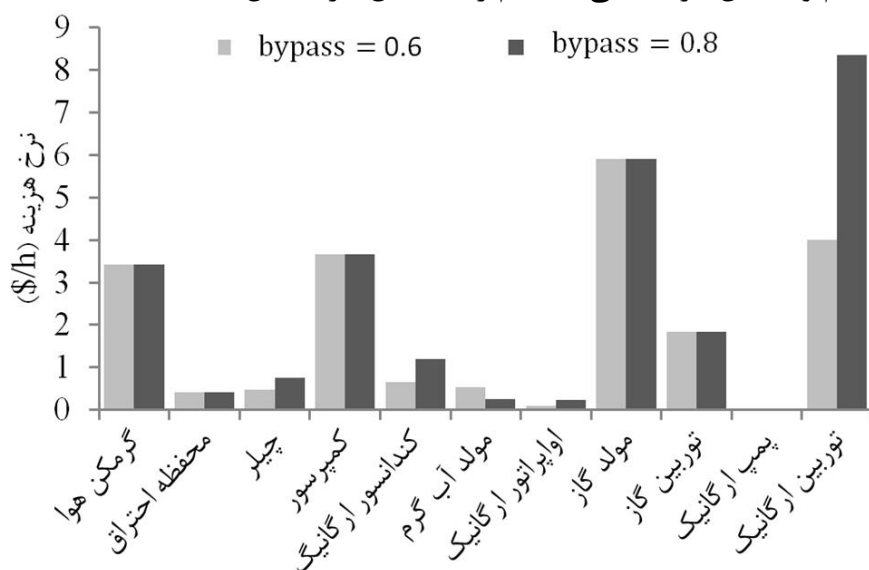


شکل 16 تغییرات راندمان سیستم و هزینه با تغییر فشار ماکزیمم سیکل رنکین آلی

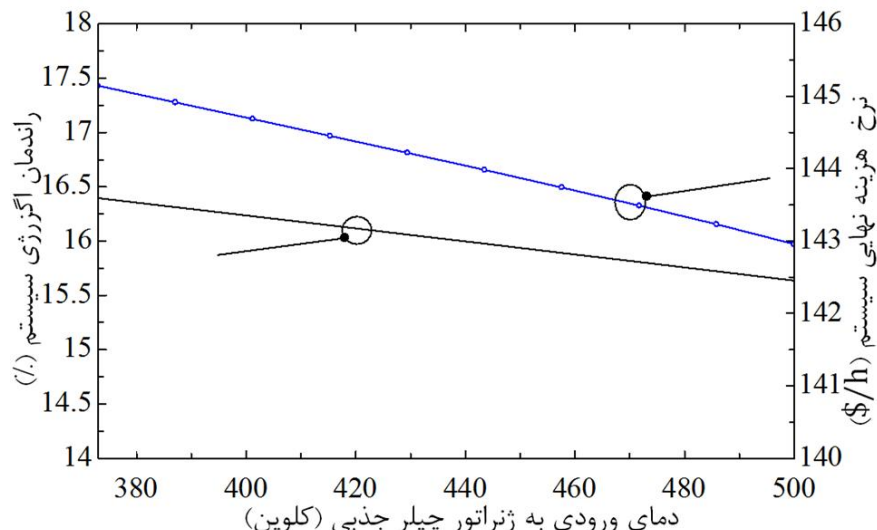
با بررسی نمودار تغییرات هزینه هر کدام از اجزاء در دو دبی مختلف کنار گذر دیده می‌شود که هزینه تمام اجزاء بجز چیلر جذبی دو اثره، اواپراتور سیکل رنکین آلی، کندانسور سیکل رنکین آلی و توربین سیکل رنکین آلی با افزایش نسبت دبی جریان کنار گذر ثابت می‌ماند. به عنوان مثال نتایج نشان می‌دهد که در دبی کنار گذر 0/6kg/s و 0/8 kg/s هزینه برای چیلر جذبی دو اثره از 0/47 \$/h به 0/76 \$/h، برای کندانسور سیکل رنکین آلی از 0/66 \$/h به 1/19 \$/h، اواپراتور سیکل رنکین آلی از 0/1 \$/h به 0/23 \$/h و همچنین برای توربین سیکل رنکین آلی از 4 \$/h به 8/36 \$/h افزایش پیدا می‌کند. تحلیل نتایج حاصل شده برای توربین سیکل رنکین آلی نشان‌دهنده آن است که هزینه تمام شده توربین‌قویاً به کار خروجی از آن بستگی دارد و به صورت نمایی تغییر می‌کند به این علت افزایش نسبت کنار گذر باعث افزایش آنتالپی ورودی به اواپراتور سیکل رنکین آلی شده و با افزایش کار خروجی توربین افزایش هزینه را به دنبال خواهد داشت (شکل 13).

همچنین شکل 12 نیز تغییرات توابع هدف را با نسبت دبی جریان کنار گذر نشان می‌دهد.

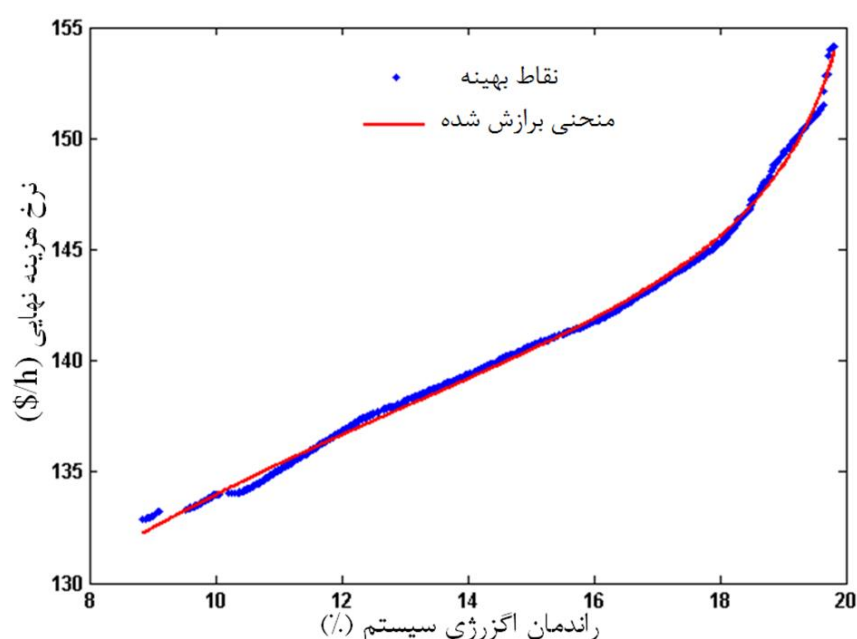
یک پارامتر کلیدی دیگر در طراحی سیستم تولید سه‌گانه مورد بررسی خصوصاً چیلر جذبی دو اثره، دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی است که در سیستم مذکور به عنوان یک پارامتر طراحی در نظر گرفته شده است. با توجه به شرایط حاکم بر مسئله و اینکه برای جلوگیری از تشکیل اسیدهای خورنده دمای گازهای خروجی از دودکش نمی‌تواند کمتر از 373 K (نقطه شبنم بخارات موجود در گازها) باشد، لذا بازه تغییرات دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی از 400 K تا 500 K در نظر گرفته شده است. نتایج نشان‌دهنده آن است که کاهش دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی کاهش راندمان سیستم و کاهش هزینه کلی سیستم را به دنبال دارد (شکل 14).



شکل 13 تغییرات هزینه هریک از اجزاء در دو نسبت کنار گذر مختلف



شکل 14 اثرات دمای ورودی به ژنراتور چیلر جذبی دو اثره بر روی دو تابع هدف



شکل 18 منحنی برازش شده بر نقاط پرتو

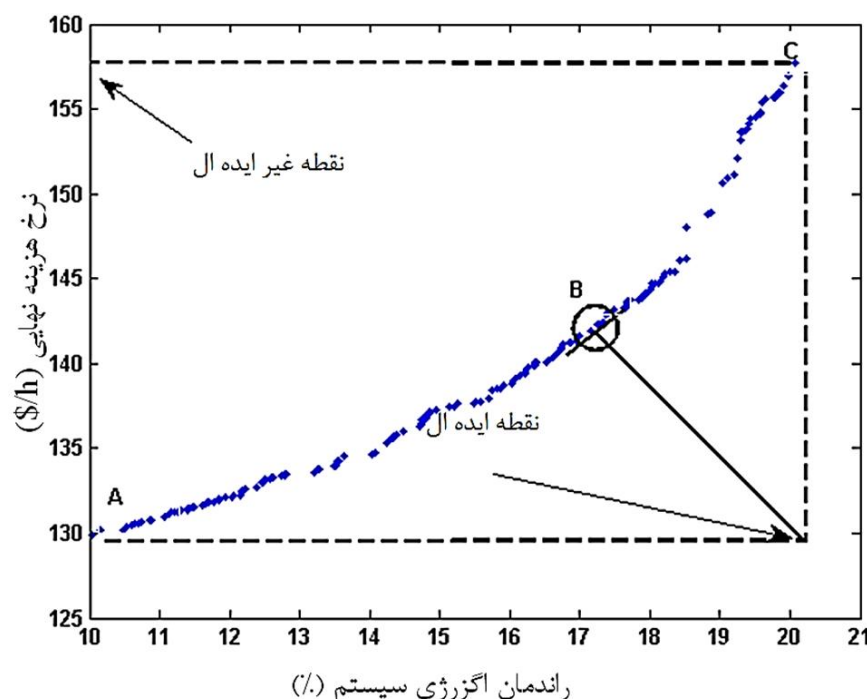
همچنین برای منحنی برازش شده تابعی بدست آمده که در بازه تغییرات راندمان انرژی از 10% تا 20% معتبر است. این تابع می تواند برای پیش بینی راندمان انرژی بهینه سیستم بر حسب نرخ هزینه نهایی کمک فراوانی به طراحان سیستم برای تعیین نقطه بهینه طراحی بر حسب متغیرهای تصمیم گیری انجام دهد.

$$\dot{C}_{total}(\psi) = \frac{-1/94 \times 10^4 \psi^4 + 4/09 \times 10^5 \psi^3 + 4/28 \times 10^4 \psi^2 + 4414 \psi + 2224}{\psi^5 - 185/9 \psi^4 + 3786 \psi^3 - 9572 \psi^2 + 7/76 \times 10^4 \psi - 2 \times 10^5} \quad (37)$$

6- نتیجه گیری

زیست توده یکی از منابع پاک در دسترس و تجدیدپذیر انرژی است که از منابع مختلف قابل استخراج است. انرژی زیست توده می تواند توسط احتراق مستقیم یا فرایند گاز سازی مورد استفاده قرار گیرد. مدل سازی دقیق گاز سازی زیست توده به سبب واکنش های پیچیده در فرایند گاز سازی اهمیت فراوانی دارد. در این مقاله از یک مدل دقیق شامل در نظر گرفتن محتوای قیر در محصولات گاز سازی استفاده گردید که نتایج نشان دهنده میانگین مربعات خطا بین مدل عددی و نتایج آزمایشگاهی 2/91 است. برای ارزیابی دقیق سیستم تحلیل پارامتری بر روی متغیرهای طراحی انجام شد که تمام موارد نشان دهنده تقابل بین دو تابع هدف تعریف شده یعنی راندمان انرژی سیستم و نرخ هزینه سیستم است. موارد زیر مهم ترین نتایج حاصل از این مطالعه است:

- تحلیل هزینه نشان می دهد که بخش اعظمی از نرخ هزینه سیستم مربوط به سوخت است که با استفاده از داده های محلی 117 \$/h محاسبه شده است.



شکل 17 نمودار جبهه پارتو برای توابع هدف بر حسب تغییر متغیرهای تصمیم گیری

به عنوان تابع هدف نشان می دهد. همچنین نقطه C بهینه ترین نقطه را نشان می دهد وقتی که فقط راندمان سیستم تابع هدف باشد. واضح است که هر دو تابع هدف نمی توانند همزمان در بهینه ترین حالت خود باشند، چنانکه در شکل 17 دیده می شود نقطه ایده ال که دارای این مشخصات است جزء نقاط حل مسئله و بر روی منحنی پارتو نیست.

اگر چه که همه نقاط روی منحنی حل های بهینه مسئله می باشند ولی نزدیک ترین نقطه به نقطه ایده ال از نظر فاصله بر روی منحنی پارتو را می توان به عنوان یک حل مطلوب نهایی در نظر گرفت. همانطور که دیده می شود با دور شدن از نقطه B و حرکت به سمت نقطه C تابع هزینه افزایش می یابد و با حرکت از B به سمت نقطه A دیده می شود که راندمان افت قابل ملاحظه ای دارد. در نتیجه می توان استنباط کرد که نقطه B نقطه ای است که هم از نظر هزینه تمام شده و هم راندمان سیستم نزدیک ترین حالت به نقطه ایده ال را دارا است. نکته دیگر این است که در بهینه سازی چندهدفه و حل پارتو همه نقاط روی منحنی حل های بهینه مسئله می باشند، بنابراین انتخاب یک حل از بین حالت های بهینه موجود به سیاست های مورد نظر تصمیم گیرندگان دارد و هر طراحی می تواند یک نقطه متفاوت را بر اساس نیازهای خود انتخاب کند. جدول 12 پارامترهای طراحی را برای نقاط A-C نشان می دهد.

همان گونه که دیده می شود مقادیر بهینه راندمان انرژی و نرخ هزینه سیستم بر روی منحنی پارتو به ترتیب از 10% تا 20% و از 130 \$/h تا 156 \$/h تغییر می کند. برای یافتن یک رابطه مناسب بین راندمان انرژی و نرخ هزینه سیستم یک منحنی بر نقاط بهینه بدست آمده از بهینه سازی چندهدفه برازش شده است. منحنی برازش شده در شکل 18 نشان داده شده است.

جدول 12 پارامترهای بهینه در نقاط طراحی A، B و C

نقاط	دمای ورودی به توربین (K)	دمای گاز سازی	نسبت دبی برداشتی	فشار ماکزیمم سیکل ارگانیک (kPa)	محتوای رطوبت	دمای احتراق (K)	دمای ورودی به ژنراتور جذبی (K)	نسبت فشار	راندمان انرژی سیستم (%)	نرخ هزینه (\$/h)
A	1108/3	1246/9	0/52	832/3	0/29	1448/7	497/2	7/2	8/98	133/2
B	1110/2	966/2	0/2	2120/9	0/1	1250/5	454/3	7/1	15/94	141/6
C	1199/6	943/9	0/89	4122/6	0/1	1257/6	400/6	9/9	19/81	154/1

کمپرسور	comp
کندانسور	cond
تخریب	D
خانگی	domestic
گرمکن آب خانگی	DWH
اوپراتور	Ev
تشکیل	f
گازی سازی، مولد گاز	gasif
مولد چیلر جذبی	gen
ورودی	in
ایزنتروپیک	is
خروجی	out
توربین	Tur

8- تقدیر و تشکر و پیوست‌ها

بدینوسیله نویسندگان تقدیر و تشکر خود را از حمایت‌های ارزشمند شرکت ملی گاز ایران از این تحقیق اعلام می‌دارند.

9- مراجع

- [1] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, F. Hamdullahpur, Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle, *Energy*, Vol. 45, No. 1, pp. 975-985, 2012.
- [2] M. Maerefat, P. Shafie, Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical, environmental and economical evaluation in comparison to conventional system, *Modares Mechanical Engineering*, article in press, 2014.
- [3] M. Puig-Arnavat, J. C. Bruno, A. Coronas, Modeling of trigeneration configurations based on biomass gasification and comparison of performance, *Applied Energy*, Vol. 114, pp. 845-856, 2014.
- [4] Y. Huang, Y. Wang, S. Rezvani, D. McIlveen-Wright, M. Anderson, J. Mondol, A. Zacharopolous, N. Hewitt, A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 53, No. 2, pp. 325-331, 2013.
- [5] Y. Huang, Y. Wang, S. Rezvani, D. McIlveen-Wright, M. Anderson, N. Hewitt, Biomass fuelled trigeneration system in selected buildings, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 6, pp. 2448-2454, 2011.
- [6] J.-J. Wang, K. Yang, Z.-L. Xu, C. Fu, L. Li, Z.-K. Zhou, Combined methodology of optimization and life cycle inventory for a biomass gasification based BCHP system, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 67, pp. 32-45, 2014.
- [7] H. Ghasemzadeh, M. Maerefat, A. Azimi, Design of a combined cooling, heating and power system for a five-story residential building in the hot climate of Iran, *ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE*, 2012.
- [8] M. Ehyaei, M. Bahadori, Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran, *Energy and Buildings*, Vol. 39, No. 12, pp. 1227-1234, 2007.
- [9] H. Ghasemzadeh, M. Maerefat, A. Azimi, Design combined cooling, heating and power system for residential buildings in Tehran climate, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 2, pp. 109-122, 2013.
- [10] F. V. Tinaut, A. Melgar, J. F. Perez, A. Horrillo, Effect of biomass particle size and air superficial velocity on the gasification process in a downdraft fixed bed gasifier. An experimental and modelling study, *Fuel Processing Technology*, Vol. 89, No. 11, pp. 1076-1089, 2008.
- [11] S. Jarungthammachote, A. Dutta, Thermodynamic equilibrium model and second law analysis of a downdraft waste gasifier, *Energy*, Vol. 32, No. 9, pp. 1660-1669, 2007.
- [12] Z. Zainal, R. Ali, C. Lean, K. Seetharamu, Prediction of performance of a downdraft gasifier using equilibrium modeling for different biomass materials, *Energy conversion and management*, Vol. 42, No. 12, pp. 1499-1515, 2001.
- [13] M. L. de Souza-Santos, Solid Fuels Combustion and Gasification: Modeling, Simulation: *CRC Press*, 2010.
- [14] S. Channiwala, P. Parikh, A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels, *Fuel*, Vol. 81, No. 8, pp. 1051-1063, 2002.
- [15] X. Li, J. Grace, C. Lim, A. Watkinson, H. Chen, J. Kim, Biomass gasification in a circulating fluidized bed, *Biomass and bioenergy*, Vol. 26, No. 2, pp. 171-193, 2004.
- [16] A. Huicochea, W. Rivera, G. Gutiérrez-Urueta, J. C. Bruno, A. Coronas, Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 16, pp. 3347-3353, 2011.

- مدل‌سازی دقیق زیست‌توده با در نظر گرفتن محتوای قیر در محصولات احتراق تعادل نشان می‌دهد که ریشه میانگین مربعات خطای مدل با نتایج آزمایشگاهی تا 2/91 می‌تواند کم شود که بهبود قابل‌توجهی با مدل‌های پیشین را نشان می‌دهد.
- نتایج تحلیل پارامتری سیستم نشان‌دهنده آن است که افزایش دمای گازی‌سازی در بازه مورد مطالعه می‌تواند راندمان سیستم را از 17/6% تا 15% کاهش دهد.
- نتایج نشان می‌دهد که نسبت جریان برداشتی برای راه‌اندازی سیکل رنکین آلی و چیلر جذبی دو اثره در بازه 0/3 تا 0/8 منجر به افزایش هزینه کلی سیستم از 140\$/h تا 150 \$/h خواهد شد.
- نتایج بهینه‌سازی چند هدفه بر اساس توابع هدف برای سیستم مورد مطالعه نشان می‌دهد که راندمان اگزرژی سیستم می‌تواند تا 20% افزایش یابد همچنین با در نظر گرفتن نرخ هزینه کلی سیستم به عنوان تنها هدف بهینه‌سازی نرخ هزینه کلی می‌تواند تا 130 \$/h کاهش یابد.
- با در نظر گرفتن هر دو تابع هدف یعنی راندمان اگزرژی و نرخ هزینه سیستم می‌توان نقطه بهینه از نظر عملکرد اگزرژی و اقتصادی نقطه B روی نمودار 17 در نظر گرفت که کمترین فاصله را با نقطه ایده‌آل دارد. همچنین یک رابطه مفید و جالب که تابع نرخ هزینه را بر حسب تابع راندمان نشان می‌دهد استخراج شده است که می‌تواند برای پیش‌بینی رفتار هریک از توابع هدف برحسب دیگری به کار گرفته شود.

7- فهرست علائم

A	سطح
biomass	زیست توده
$\dot{C}$	نرخ هزینه (دلار بر ساعت)
$\dot{E}_x$	نرخ اگزرژی (کیلو وات)
GMDH	روش ارزیابی گروه داده‌ها
MC	محتوای رطوبت زیست توده
$\dot{m}$	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
n_{tar}	تعداد مول‌های قیر در محصولات گازی سازی
ORC	سیکل رنکین آلی
r_p	نسبت فشار کمپرسور
x	کسر جرمی

علائم یونانی

β	ضریب اگزرژی سوخت زیست توده
ψ	راندمان اگزرژی
φ	ضریب تعمیرات و نگهداری

بالانویس‌ها

mix	مخلوط
-----	-------

زیرنویس‌ها

AC	کمپرسور هوا
AP	گرمکن هوا
bypass	کسر جریان برداشتی از جریان ورودی
cc	محفظه احتراق
ch	شیمیایی
chiller	چیلر
comb	احتراق

- [25] S. Soltani, S. Mahmoudi, M. Yari, T. Morosuk, M. Rosen, V. Zare, A comparative exergoeconomic analysis of two biomass and co-firing combined power plants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 83-91, 2013.
- [26] K. Deb, Multi-objective optimization using evolutionary algorithms: *John Wiley & Sons*, 2001.
- [27] K. Atashkari, N. Nariman-Zadeh, M. Gölcü, A. Khalkhali, A. Jamali, Modelling and multi-objective optimization of a variable valve-timing spark-ignition engine using polynomial neural networks and evolutionary algorithms, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 3, pp. 1029-1041, 2007.
- [28] N. Nariman-Zadeh, K. Atashkari, A. Jamali, A. Pilechi, X. Yao, Inverse modelling of multi-objective thermodynamically optimized turbojet engines using GMDH-type neural networks and evolutionary algorithms, *Engineering Optimization*, Vol. 37, No. 5, pp. 437-462, 2005.
- [29] T. H. Jayah, L. Aye, R. J. Fuller, D. F. Stewart, Computer simulation of a downdraft wood gasifier for tea drying, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 25, pp. 459-469, 2003.
- [30] T. Jayah, L. Aye, R. Fuller, D. Stewart, Computer simulation of a downdraft wood gasifier for tea drying, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 25, No. 4, pp. 459-469, 2003.
- [17] N. B. Ezzine, M. Barhoumi, K. Mejbri, S. Chemkhi, A. Bellagi, Solar cooling with the absorption principle: first and Second Law analysis of an ammonia—water double-generator absorption chiller, *Desalination*, Vol. 168, pp. 137-144, 2004.
- [18] S. Khanmohammadi, A. R. Azimian, Exergoeconomic Evaluation of a Two-Pressure Level Fired Combined-Cycle Power Plant, *Journal of Energy Eng.*, 2013, 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000152, 04014014..
- [19] J. Szargut, D. R. Morris, F. R. Steward, Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes, *Hemispheres*, 1988.
- [20] J. Ahrendts, Reference states, *Energy*, Vol. 5, No. 8, pp. 666-677, 1980.
- [21] A. Bejan, M. J. Moran, Thermal design and optimization: *John Wiley & Sons*, 1996.
- [22] P. Ahmadi, Modeling, analysis and optimization of integrated energy systems for multigeneration purposes, *Thesis, Faculty of Engineering and Applied Science*, University of Ontario Institute of Technology, 2013.
- [23] S. Khanmohammadi, A. R. Azimian, S. Khanmohammadi, Exergy and exergo-economic evaluation of Isfahan steam power plant, *International Journal of Exergy*, Vol. 12, No. 2, pp. 249-272, 2013.
- [24] M. R. Meigounpoory, P. Ahmadi, A. R. Ghaffarizadeh, S. Khanmohammadi, Optimization of Combined Cycle Power Plant Using Sequential Quadratic Programming, in Proceeding of, *American Society of Mechanical Engineers*, pp. 109-114.