

# معرفی و بهینه سازی عملکرد یک سیستم ترکیبی جدید با سوخت زیست توده از دید قانون دوم ترمودینامیک

دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران  
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران  
 استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

احسان غلامیان کارکن  
 سید محمد سید محمودی\*  
 وحید زارع

## چکیده

یک سیستم ترکیبی جدید جهت تولید توان بر اساس گازساز، چرخه توربین گاز، چرخه کربن دی اکسید فرابحرانی و چرخه رانکین با سیال عامل آلی پیشنهاد شده و از لحاظ ترمودینامیکی تحلیل می شود. با استفاده از نرم افزار EES (حل گر معادلات مهندسی) سیستم ترکیبی جهت تعیین بازگشت ناپذیری ها در اجزا مختلف، به منظور تعیین نقاط ضعف سیستم، تحلیل انرژی می شود. در این راستا به اثرات زیست محیطی سیستم توجه شده و این پارامتر برای سه نوع نیروگاه متفاوت بر اساس چرخه های سازنده سیستم ترکیبی محاسبه می شود. برای درک بهتر کارکرد سیستم تاثیر تغییر متغیرهای طراحی تاثیر گذار سیستم بر روی توان تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک بررسی می شود. با استفاده از نتایج مطالعه پارامتری عملکرد ترمودینامیکی سیستم بهینه سازی شده و پارامترهای بهینه تعیین می شوند. نتایج نشان می دهد که افزایش حداکثر دمای سیستم به میزان ۳۰۰ درجه سلسیوس باعث ۷/۵۲٪ افزایش بازده انرژی و ۲۳/۴۵٪ افزایش توان تولیدی می شود. این در حالی است که نسبت فشار کمپرسور هوا ۱۲/۹۸٪ افزایش و نسبت فشار کمپرسور چرخه کربن دی اکسید فرابحرانی مقدار ثابتی را در شرایط بهینه نشان می دهد. نتایج همچنین حاکی از این است که سیستم ترکیبی نسبت به سیستم توربین گاز دارای ۱۰/۰۷٪ بازده بیشتر و ۲۵/۸۲٪ تولید کربن دی اکسید کمتر می باشد.

واژه های کلیدی: گاز سازی زیست توده، چرخه ترکیبی، بهینه سازی، اثرات زیست محیطی.

## Optimization of a Combined Cycle for Power Generation Integrated with Biomass Gasification

E. Gholamian Karkon  
 S. M. S. Mahmoudi  
 V. zare

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Faculty of Mechanical Engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran

## Abstract

A new combined system based on a biomass gasifier, gas turbine, S-CO<sub>2</sub> cycle and an organic Rankin cycle for power generation is proposed and assessed thermodynamically. Exergy analysis is conducted to determine the irreversibilities in system components. In addition, an environmental impact assessment is performed for each of the three types of plants in the combined system. To understand the system performance more comprehensively, a parametric study is performed to investigate the effect of several important design parameters on the net power output and exergy efficiency of the system. The system performance is optimized and the optimum design parameters were determined. The results demonstrate that an increase of 300°C in the turbine inlet temperature results in 7.52% and 23.45% increases for the exergy efficiency and net power output, respectively. This temperature increase also brings about an increase of 12.98% and a nearly constant pressure ratio of the air compressor and the S-CO<sub>2</sub> compressor in optimum working condition. In addition, compared to the gas turbine, the exergy efficiency of the combined system is 10.07% higher and the CO<sub>2</sub> emission of the combined system is 25.82% lower.

**Keywords:** Biomass gasification, combined cycle, optimization, environmental impact.

## ۱- مقدمه

توده پیشنهاد شده است [۲]. انرژی زیست توده را می توان از دو طریق احتراق مستقیم و یا گازسازی و احتراق در محفظه احتراق ثانویه مورد استفاده قرار داد که در مقیاس های تولید توان در چرخه های ترکیبی بزرگ، می توان از گازسازی زیست توده بهره جست [۳]. اگرچه تحقیقات زیادی در مورد آرایش های گوناگون چرخه های ترکیبی با استفاده از انرژی زیست توده انجام گرفته، ولی نیاز به بررسی روش های نوین تولید توان با تمرکز بر روی تحلیل ترمودینامیکی چرخه ها از دید قانون دوم ترمودینامیک ضروری می نماید [۴]. ناناپراگاسم و همکاران اثر زیست توده به عنوان سوخت مکمل را در چرخه ترکیبی تولید توان بررسی کردند و از زیست توده برای بالا بردن دمای گازهای احتراق در محفظه احتراق ثانویه استفاده کردند [۵]. استفاده از انرژی زیست توده

افزایش روز افزون جمعیت و پیشرفت اقتصادی و تکنولوژی، افزایش نیاز به تولید برق، گرمایش، سرمایه گذاری و کارمورد نیاز برای حمل و نقل را نمایان می کند. در این راستا استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر و پاک نظیر: انرژی خورشیدی، باد، زمین گرمایی، زیست توده و... مورد توجه قرار گرفته و استفاده از زیست توده به عنوان یک ماده بیولوژیکی به عنوان سوخت جایگزین توسعه یافته است [۱]. گازسازی زیست توده یکی از موثرترین روش ها در تبدیل سوخت های جامد به سوخت های قابل استفاده است که در این راستا روش های متعدد و اقتصادی فراوان برای تولید برق از انرژی زیست

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s\_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

و ساخت تاسیسات با تولید کربن‌دی‌اکسید کم به کاهش تولید گازهای مضر به اتمسفر کمک شایانی می‌نماید [۶]. چرخه‌های دارای واحد گازسازی از بهترین روش‌ها در استفاده از زیست توده جهت تولید الکتریسیته و گرما می‌باشند [۴، ۷، ۸].

در میان سیستم‌های تولید توان بر اساس چرخه برایتون بسته، چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی به دلیل سادگی، امنیت بالا و اقتصادی بودن از چرخه‌های مهم در زمینه تبدیل انرژی در نیروگاه‌های آینده است [۹]. دوستان و همکاران اثرات چرخه کربن‌دی‌اکسید با تراکم مجدد چند مرحله‌ای را مطالعه کردند و دریافته‌اند که فقط استفاده از یک مرحله بازگرمایش باعث افزایش بازده می‌شود [۱۰]. همچنین او [۱۰] مطالعاتی را در مورد تاثیر افت فشار اجزای مختلف بر بازده چرخه انجام داد و تاثیر بازگرمایش یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای را بر روی بازده چرخه مورد مطالعه قرار داد که نشان می‌داد بازده در بازگرمایش مرحله اول ۱/۲ درصد بیشتر شده و با اعمال مرحله دوم فقط ۰/۴۶ درصد بازده افزایش می‌یابد. هجزلار و همکاران چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی در تولید توان را با چرخه‌های متداول نظیر چرخه رانکین بخار و برایتون هلیوم مقایسه کردند و مزایای استفاده از چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی را یادآور شدند [۱۱]. ایشیاما نیز به مقایسه‌ی چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی و چرخه رانکین بخار و برایتون هلیوم پرداخته است. نتایج وی نشان می‌دهد که اگرچه بازده چرخه رانکین بخار بالاتر می‌باشد ولی چرخه کربن‌دی‌اکسید دارای اثرات زیست محیطی کمتر و همچنین سائز کوچک‌تر بوده و استفاده از آن پیشنهاد گردیده است [۱۲].

در سال‌های اخیر به استفاده از گرمای اتلافی از چرخه‌های توربین گاز و تاسیسات صنعتی توسط چرخه رانکین آلی به دلیل خواص ترموفیزیکی سیالات آلی و قابلیت کار در دماهای پایین توجه زیادی شده است [۱۳]. اهمیت ویژه این چرخه‌ها در اقتصادی بودن و کاهش آلاینده‌های موجود در اتمسفر است [۱۴]. هانگ و همکاران اثرات سیال عامل‌های متفاوت را در چرخه رانکین آلی بررسی کردند و دریافته‌اند که R113 و R123 توانایی بهتری در بازیافت حرارتی گرمای اتلافی از چرخه‌ها دارند [۱۵].

در این مقاله یک چرخه ترکیبی جدید جهت تولید توان ارائه و بررسی شده است. چرخه پیشنهادی ترکیبی از گاز ساز، توربین گاز، چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی، چرخه رانکین با سیال عامل R123 می‌باشد که هدف عمده آن افزایش توان خروجی و کاهش اثرات زیست محیطی است. هدف اصلی این مقاله مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی می‌باشد.

## ۲- تشریح چرخه و فرضیات

شکل ۱ نمای چرخه ترکیبی پیشنهادی را نشان می‌دهد. چوب به عنوان زیست توده انتخاب شده است و گازهای تولیدی گاز ساز پایین سو، به عنوان سوخت سیستم ترکیبی به محفظه احتراق وارد می‌شوند. زیست گاز خروجی از گازساز در محفظه احتراق با هوای خروجی از توربین گاز می‌سوزد. مواد حاصل از احتراق با دمای بالا از گرم‌کن هوا به منظور گرم کردن هوای ورودی به توربین گاز می‌گذرند. سپس محصولات احتراق وارد مبادله کن گرمای اصلی می‌شوند تا گرمای لازم برای چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی را

فراهم کنند. کربن‌دی‌اکسید گرم شده در توربین منبسط می‌شود و قبل از تقسیم شدن و تراکم مجدد در جریان ۱۵الف و ۱ب به ترتیب از مبدل گرمایی دما بالا و دما پایین می‌گذرد تا جریان ورودی به توربین را گرم‌تر کند. قسمتی از جریان تقسیم شده خنک شده و سپس متراکم می‌شود. جریان خروجی از کمپرسور ۲ قبل از ترکیب با جریان خروجی از کمپرسور ۱ از خنک کن دما پایین عبور کرده و جریان ترکیبی قبل از گرم شدن در مبادله کن گرمایی اصلی از خنک کن دما بالا عبور می‌کند. گازهای احتراق ورودی به اواپراتور گرمای لازم برای تبخیر مبرد (سیال عامل چرخه رانکین آلی) را فراهم می‌کند. بخار مبرد در توربین منبسط شده و پس از عبور از چگالنده، تبدیل به مایع اشباع شده و سپس تا فشار تبخیرکننده پمپ می‌شود. جدول ۱ فرضیات به کار رفته در مدل سازی سیستم پیشنهادی را نشان می‌دهد.

## ۳- مدل سازی و تحلیل

مدل سازی سیستم پیشنهادی متشکل از مدل سازی ۴ بخش می‌باشد: گاز ساز پایین سو، توربین گاز، چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی، چرخه رانکین با سیال عامل آلی. بازده انرژی به عنوان تابع هدف انتخاب شده و عملکرد سیستم بر اساس آن بهینه سازی شده است.

### ۳-۱- تحلیل قانون اول ترمودینامیک

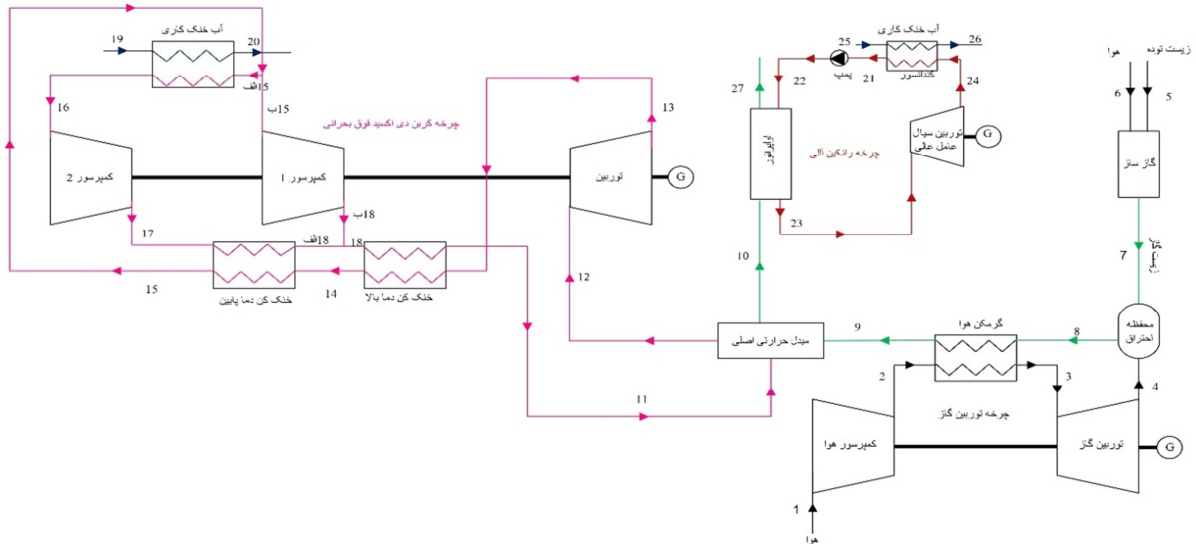
#### ۳-۱-۱- گاز ساز پایین سو

برای مدل سازی گازساز از روش ثابت‌های تعادلی استفاده شده است. واکنش‌های منطقه کاهش گازساز پایین سو به صورت معادلات ۱ و ۲ است [۱۶، ۱۷]:



جدول ۱ فرضیات به کار رفته در مدل سازی سیستم ترکیبی

پارامتر	واحد	مقدار فرض شده
بازده آیزنتروپیک توربین گاز	%	۰٫۸۹
بازده آیزنتروپیک کمپرسورها	%	۰٫۸۷
بازده آیزنتروپیک توربین ۱	%	۰٫۹
بازده آیزنتروپیک کمپرسور ۱	%	۰٫۸
بازده آیزنتروپیک توربین ۲	%	۰٫۸۷
دمای ورودی توربین گاز	K	۱۲۰۰-۱۴۰۰
اختلاف دمای انتهای سرد پیش‌گرمکن هوا	-	۲۴۵
دبی سوخت	kg.s <sup>-1</sup>	۱
اختلاف دمای انتهای سرد مبدل اصلی	-	۴۰
اختلاف دمای آب خنک کن در کندانسور	-	۱۰
بازده اواپراتور	%	۶۲
افت فشار در مبادله کن‌های گرمایی	%	۳
بازده خنک کن دمابالا و دماپایین	%	۰٫۸۶



شکل ۱- طرحواره سیستم ترکیبی پیشنهادی برای تولید توان

تغییر تابع گیبس در معادلات (۱۰) و (۱۱) را می‌توان به ترتیب

از معادلات ۱۲ و ۱۳ یافت:

$$-\Delta G_1^0 = (\bar{h}_{CH_4} - T_g \bar{s}_{CH_4}^0) - 2(\bar{h}_{H_2} - T_g \bar{s}_{H_2}^0) \quad (12)$$

$$-\Delta G_2^0 = (\bar{h}_{CO_2} - T_g \bar{s}_{CO_2}^0) + (\bar{h}_{H_2} - T_g \bar{s}_{H_2}^0) - (\bar{h}_{CO} - T_g \bar{s}_{CO}^0) - (\bar{h}_{H_2O} - T_g \bar{s}_{H_2O}^0) \quad (13)$$

با معلوم بودن دمای گازسازی و آدیاباتیک بودن معادله بالانس

انرژی برای گاز ساز به صورت معادله (۱۴) نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{f-wood}^0 + w \times \bar{h}_{f-H_2O}^0 + n_{air,6} \times \bar{h}_{air,6} = \\ n_1(\bar{h}_{f-H_2}^0 + \Delta \bar{h}_{H_2}) + n_2(\bar{h}_{f-CO}^0 + \Delta \bar{h}_{CO}) + \\ n_3(\bar{h}_{f-CO_2}^0 + \Delta \bar{h}_{CO_2}) + n_4(\bar{h}_{f-H_2O}^0 + \Delta \bar{h}_{H_2O}) \\ + n_5(\bar{h}_{f-CH_4}^0 + \Delta \bar{h}_{CH_4}) + n_6(\bar{h}_{f-N_2}^0 + \Delta \bar{h}_{N_2}) \end{aligned} \quad (14)$$

به منظور بررسی صحت مدل‌سازی، نتایج گازسازی کار حاضر با نتایج موجود در ادبیات فن (به ازای رطوبت ۲۰٪ و دمای ۸۰۰ درجه سلسیوس) در جدول ۳ مقایسه شده است. با توجه به جدول ۳ مشاهده می‌شود که مجموع مقدار گاز هیدروژن و مونواکسیدکربن که نقش مهمی در ارزش گرمایی گاز تولیدی دارد در مدل حاضر ۴۱٫۰۸٪ است که تطابق خوبی با نتایج تجربی ۳۸٫۲۷٪ دارد.

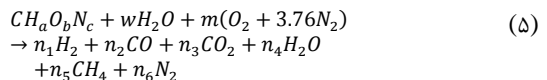
جدول ۲ تحلیل نهایی زیست‌توده [۱۹]

زیست-توده	HHV(kJ/kmol)	Ash	S	N	O	H	C
چوب	۴۴۹۵۶	۰	۰	۰	۶	۴۴	۵۰

با ترکیب معادلات ۱ و ۲ معادله ۴ به دست می‌آید که به معادله گاز-آب یا شیفت معروف است:



معادله کلی گازسازی را می‌توان به صورت معادله ۵ نوشت:



که در آن  $CH_aO_bN_c$  معرف زیست‌توده،  $w$  معرف درصد رطوبت موجود در زیست توده و  $m$  تعداد کیلومول‌های اکسیژن به ازای هر کیلومول زیست‌توده می‌باشد.

بر اساس تحلیل نهایی چوب (به عنوان زیست‌توده) که در جدول ۲ آورده شده است و با توجه به فرمول شیمیایی چوب با یک اتم کربن:  $CH_{1.44}O_{0.66}$ ، درصد رطوبت موجود در زیست توده به صورت رابطه ۶ است:

$$w = \frac{M_{biomass} MC}{18(1 - MC)} \quad (6)$$

که در آن  $MC$  از رابطه ۷ به دست می‌آید:

$$MC = (\text{جرم زیست‌توده مرطوب/جرم آب}) \quad (7)$$

$$\times 100$$

با در نظر داشتن معادله کلی گازسازی ثابت های تعادلی واکنش تشکیل متان و واکنش گاز-آب را می‌توان به صورت معادلات (۸) و (۹) نوشت [۱۸]:

$$K_1 = \frac{n_5}{n_1^2} \left( \frac{P/P_{ref}}{n_{tot}} \right)^{-1} \quad (8)$$

$$K_2 = \frac{n_1 n_3}{n_2 n_4} \left( \frac{P/P_{ref}}{n_{tot}} \right)^0 \quad (9)$$

که در روابط (۸) و (۹) ثابت های تعادلی را می‌توان از تغییر تابع گیبس برای واکنش‌ها، به دست آورد [۱۸]:

$$\frac{-\Delta G_1^0}{RT_g} = \ln K_1 \quad (10)$$

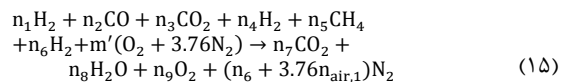
$$\frac{-\Delta G_2^0}{RT_g} = \ln K_2 \quad (11)$$

جدول ۳ مقایسه نتایج کار حاضر و نتایج تجربی و تحلیلی در دمای گازسازی ۸۰۰ درجه سلسیوس و درصد رطوبت ۲۰٪

ترکیبات	مدل حاضر	نتایج تجربی [۱۷]	نتایج تحلیلی [۱۷]
هیدروژن	۲۱٫۰۶	۱۵٫۲۳	۲۱٫۰۶
مونواکسیدکربن	۲۰٫۴۸	۲۳٫۰۴	۱۹٫۶۱
متان	۱٫۰۳	۱٫۵۸	۰٫۶۴
دی اکسیدکربن	۱۲٫۴۰	۱۶٫۴۲	۱۲٫۰۱
نیتروژن	۴۴٫۴۸	۴۲٫۳۱	۴۶٫۶۸
اکسیژن	۰	۱٫۴۲	۰

### ۳-۱-۲- محفظه احتراق

با فرض کامل بودن احتراق معادله واکنش را می توان به صورت معادله (۱۵) نوشت که در آن  $m'$  تعداد کیلو مول های اکسیژن ورودی به محفظه احتراق است:



همچنین با فرض احتراق آدیاباتیک در محفظه احتراق، معادله بالانس انرژی مطابق معادله (۱۶) است:

$$\sum_j X_j (\bar{h}_j^0 + \Delta \bar{h})_{produced\ gas} + \sum_j X_j (\bar{h}_j^0 + \Delta \bar{h})_{Air,1} = \sum_j X_j (\bar{h}_j^0 + \Delta \bar{h})_{products} \quad (16)$$

معادلات بالانس جرمی و بالانس انرژی برای سایر اجزای سیستم از طریق معادلات (۱۷) و (۱۸) به دست می آید که در جدول ۴ نیز نشان داده شده اند:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (17)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (18)$$

جدول ۴- معادلات مدل سازی ترمودینامیکی اجزای سیستم

معادله موازنه انرژی	اجزای سیستم
$\eta_{is,GT} = \frac{W_{is,GT}}{W_{GT}}, W_{GT} = \bar{h}_3 - \bar{h}_4$	توربین گاز
$\eta_{is,Ac} = \frac{W_{is,Ac}}{W_{Ac}}, W_{Ac} = \bar{h}_2 - \bar{h}_1$	کمپرسور هوا
$4.76 n_{air,1} (\bar{h}_3 - \bar{h}_2) = X_g \times (\bar{h}_8 - \bar{h}_9)$	پیش گرمکن هوا
$X_g (\bar{h}_8 - \bar{h}_9) = \dot{n}_{CO_2} (\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13})$	مبدل حرارتی اصلی
$\eta_{is,T} = \frac{W_{is,T}}{W_T}, W_T = \bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}$	توربین ۱
$\eta_{is,GT} = \frac{W_{is,GT}}{W_{GT}}, W_{GT} = \bar{h}_3 - \bar{h}_4$	توربین گاز
$\eta_{is,C1} = \frac{W_{is,C1}}{W_{C1}}, W_{C1} = \bar{h}_{18b} - \bar{h}_{15b}$	کمپرسور ۱
$\eta_{is,C2} = \frac{W_{is,C2}}{W_{C2}}, W_{C2} = \bar{h}_{17} - \bar{h}_{16}$	کمپرسور ۲
$\epsilon_{LTR} = \frac{T_{13} - T_{14}}{T_{13} - T_{18}}, \bar{h}_{18} - \bar{h}_{11} = \bar{h}_{13} - \bar{h}_{14}$	خنک کن دما بالا
$\epsilon_{LTR} = \frac{T_{14} - T_{15}}{T_{14} - T_{17}}, (1 - y) \times (\bar{h}_{17} - \bar{h}_{18}) = \bar{h}_{14} - \bar{h}_{15}$	خنک کن دما پایین
$\dot{n}_w (\bar{h}_{20} - \bar{h}_{19}) = (1 - y) \dot{n}_{CO_2} (\bar{h}_{15} - \bar{h}_{16})$	خنک کن میانی
$\eta_{is,C1} = \frac{W_{is,C1}}{W_{C1}}, W_{C1} = \bar{h}_{18b} - \bar{h}_{15b}$	کمپرسور ۱
$X_g (\bar{h}_{10} - \bar{h}_{27}) = \dot{n}_R (\bar{h}_{23} - \bar{h}_{22})$	اوپراتور
$\eta_{is,T2} = \frac{W_{is,T2}}{W_{T2}}, W_{T2} = \bar{h}_{23} - \bar{h}_{24}$	توربین ۲
$\dot{n}_w (\bar{h}_{26} - \bar{h}_{25}) = \dot{n}_R (\bar{h}_{15} - \bar{h}_{16})$	چگالنده
$h_{22} = h_{21} + \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_{21}}$	پمپ

با توجه به تعاریف فوق می توان بازده قانون اول سیستم را به شکل معادله ۱۹ تعریف کرد:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,S-CO_2} + \dot{W}_{net,ORC\ cycle}}{\dot{m}_{biomass} LHV_{biomass}} \quad (19)$$

همچنین به منظور بررسی صحت نتایج قسمت چرخه کربن دی-اکسید فرا بحرانی، نتایج حاضر با نتایج سارکار مقایسه شده اند [۲۰]. جدول ۵ نشان می دهد که تطابق بسیار خوبی بین نتایج وجود دارد.

### ۳-۲- تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

تحلیل سیستم های ترمودینامیکی از دید انرژی کمک شایانی به درک بهتر و ارائه روش های بهینه در سیستم های تبدیل انرژی از قبیل تولیدتوان، توان-گرما و توان-گرما-برودت می نماید. انرژی کل دارای ۴ بخش: فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل می باشد. برای فرآیند های سیستم حاضر از انرژی جنبشی و پتانسیل به دلیل ناچیز بودن تغییرات سرعت و ارتفاع چشم پوشی می شود [۱، ۲۱]. بنابراین انرژی ویژه برای هر جریان را مطابق معادله ۲۰ می توان تعریف کرد:

$$e = e_{ph} + e_{ch} \quad (20)$$

که در آن انرژی فیزیکی هر جریان را می توان از معادله (۲۱) یافت [۲۲]:

$$e_{ph,i} = h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0) \quad (21)$$

همچنین انرژی شیمیایی سوخت زیست توده جامد به شکل معادله (۲۲) می باشد [۲۳]:

$$e_{biomass}^{ch} = \beta LHV_{biomass} \quad (22)$$

ضریب بتا معرف نسبت انرژی شیمیایی زیست توده به ارزش حرارتی پایین آن می باشد [۱۶]. رابطه ای برای بتا توسط سارگات و همکاران مطابق ارائه شده است [۲۳]:

جدول ۵- نتایج کار حاضر و نتایج سارکار و همکاران [۲۰]

پارامتر $T_{min}$ (°C)	$T_{max}$ (°C)	$P_{max}$ (bar)	$P_{R,opt}$ کار حاضر	$Y_{opt}$ کار حاضر	$\eta_{Th}$ کار حاضر	مرجع [۲۰]	مرجع [۲۰]
۳۲	۵۵۰	۲۰۰	۲,۶۴۱	۰,۳۳۳۸	۴۱,۱۸	۲,۶۴	۰,۳۳۴
۳۲	۵۵۰	۳۰۰	۳,۸۶۴	۰,۳۵۵۲	۴۳,۳۳	۳,۸۶	۰,۳۵۵
۳۲	۷۵۰	۲۰۰	۲,۶۵	۰,۲۰۸۶	۴۶,۱۲	۲,۶۵	۰,۲۲۳
۳۲	۷۵۰	۳۰۰	۳,۹۴۲	۰,۲۸۱۵	۴۹,۸۳	۳,۹۴	۰,۲۸۱
۵۰	۵۵۰	۲۰۰	۲,۳۹۲	۰,۱۸۳۹	۳۶,۷۱	۲,۴۰	۰,۱۸۴
۵۰	۵۵۰	۳۰۰	۲,۷۹۵	۰,۲۵۳۵	۳۸,۹۳	۲,۸۰	۰,۲۵۴
۵۰	۷۵۰	۲۰۰	۳,۰۷۶	۰,۱۱۱۱	۴۳,۵۰	۲,۸۸	۰,۱۰۹
۵۰	۷۵۰	۳۰۰	۳,۱۰۲	۰,۱۷۵۹	۴۵,۲۸	۳,۰۸	۰,۱۷۵

جدول ۶- معادلات تخریب انرژی برای اجزای سیستم پیشنهادی

اجزای سیستم	معادله بالانس انرژی (تخریب انرژی در اجزای سیستم)
گازساز	$\dot{E}_{D,G} = \dot{E}_5 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$
محفظه احتراق	$\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_7 + \dot{E}_4 - \dot{E}_8$
توربین گاز	$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_{GT}$
کمپرسور هوا	$\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{AC}$
پیش گرمکن هوا	$\dot{E}_{D,AP} = \dot{E}_8 + \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_9$
مبادله کن گرمای اصلی	$\dot{E}_{D,HEX} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{12}$
توربین ۱	$\dot{E}_{D,T1} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{W}_{T1}$
کمپرسور ۱	$\dot{E}_{D,C1} = \dot{E}_{15b} - \dot{E}_{18b} + \dot{W}_{C1}$
کمپرسور ۲	$\dot{E}_{D,C2} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17} + \dot{W}_{C2}$
خنک کن دما بالا	$\dot{E}_{D,HTR} = \dot{E}_{18} + \dot{E}_{13} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{14}$
خنک کن دما پایین	$\dot{E}_{D,LTR} = \dot{E}_{17} + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{18a} - \dot{E}_{15}$
خنک کن میانی	$\dot{E}_{D,PC} = \dot{E}_{15a} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20} - \dot{E}_{16}$
اواپراتور	$\dot{E}_{D,evap} = \dot{E}_{22} + \dot{E}_{10} - \dot{E}_{27} + \dot{E}_{23}$
توربین ۲	$\dot{E}_{D,T2} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24} - \dot{W}_{T2}$
چگالنده	$\dot{E}_{D,cond} = \dot{E}_{24} + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{21} - \dot{E}_{26}$
پمپ	$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22} + \dot{W}_p$

بازده قانون دوم به عنوان تابع هدف جهت بهینه سازی انتخاب

شده است. قید های بهینه سازی به صورت زیر هستند:

$$\text{Maximize } \eta_{II}(\Gamma_{pac}, \Gamma_{pcs}, GTIT, MHEX_{CETD}) \quad (28)$$

$$\begin{aligned} 6 &\leq \Gamma_{pac} \leq 12 \\ 2 &\leq \Gamma_{cs} \leq 6 \\ 1200K &\leq GTIT \leq 1500K \\ 40 &\leq MHEX_{CETD} \leq 80 \end{aligned} \quad (29)$$

که در آن  $\Gamma_{pac}$  نسبت فشار کمپرسور هوا،  $\Gamma_{cs}$  نسبت فشار کمپرسور چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی،  $GTIT$  دمای ورودی توربین گاز و  $MHEX_{CETD}$  اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن گرمای اصلی می باشند.

#### ۴- اثرات زیست محیطی

برای بررسی اثرات زیست محیطی سیستم پیشنهادی، مقدار

کربن دی اکسید تولید شده برای هر چرخه تولید توان به وسیله

$$\beta = \frac{1.044 + 0.16 \frac{Z_H}{Z_C} - 0.34493 \frac{Z_0}{Z_C} (1 + 0.0531 \frac{Z_H}{Z_C})}{1 - 0.4142 \frac{Z_0}{Z_C}} \quad (23)$$

که در آن  $Z_0$  و  $Z_C$  و  $Z_H$  به ترتیب معرف نسبت های جرمی هیدروژن، کربن و اکسیژن می باشند. همچنین انرژی شیمیایی مخلوط گازهای ایده آل به صورت زیر است [۲۱]:

$$e_i^{ch} = \sum_i x_i e_{0,i}^{ch} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (24)$$

که در آن  $X_i$  نسبت مولی جز  $i$  ام و  $e_{0,i}^{ch}$  انرژی شیمیایی استاندارد همان جز می باشد [۱۸]. معادله (۲۵) معادله موازنه انرژی برای اجزای سیستم را نشان می دهد:

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} + \dot{E}_D \quad (25)$$

معادله موازنه انرژی برای اجزای سیستم ترکیبی پیشنهادی در جدول ۶ نشان داده شده اند.

بازده انرژی سیستم را می توان به صورت نسبت توان خالص خروجی به انرژی ورودی به سیستم مطابق زیر محاسبه کرد:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,S-CO2} + \dot{W}_{net,ORC\ cycle}}{\dot{E}_{in}} \quad (26)$$

$$\dot{E}_{in} = e_{biomass}^{ch} + w \times e_{water}^{ch} + 4.76 \times (m + m') \times e_{air}^{ch} \quad (27)$$

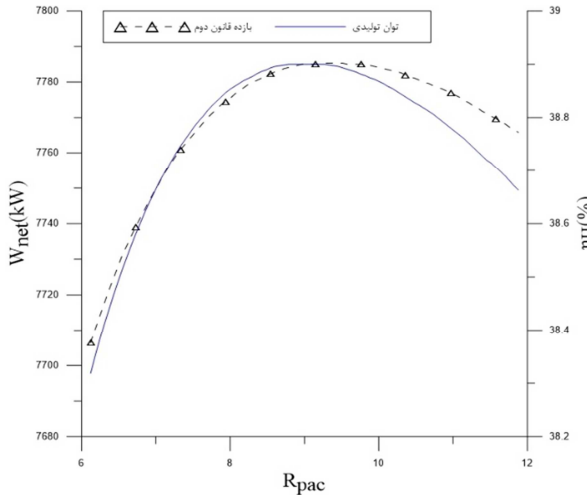
#### ۳-۳- روش بهینه سازی

کارایی سیستم تولید توان پیشنهادی با استفاده از روش الگوریتم مستقیم در نرم افزار حل گر معادلات مهندسی بهینه سازی شده است. مدل ریاضی مساله بیانگر این مهم است که کارایی سیستم به پارامتر های زیر وابسته است:

- نسبت فشار توربین گاز
- نسبت فشار چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی
- دمای ورودی توربین گاز
- اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن گرمای اصلی
- فشار ورودی به توربین ۲

جدول ۷- دمای نقاط مختلف سیستم پیشنهادی

نقاط	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱	۱۲
دما(کلوین)	۲۹۸/۲	۶۰۲/۷	۱۵۰۰	۹۳۷	۲۹۸/۲	۲۹۸/۲	۹۲۰/۲	۱۵۷۰	۸۴۷/۷	۶۸۵/۵	۶۴۵/۵	۸۲۳/۲
نقاط	۱۳	۱۴	۱۵	۱۶	۱۷	۱۸	۱۹	۲۰	۲۱	۲۲	۲۳	۲۴
دما(کلوین)	۶۶۳/۸	۵۹۶/۷	۴۲۸/۱	۳۰۷/۲	۴۰۰/۶	۵۸۵/۸	۲۹۸/۲	۳۱۸/۲	۳۰۳/۲	۳۰۳/۵	۳۷۳/۹	۳۲۰/۲



شکل ۲- تغییرات توان و بازده قانون دوم با نسبت فشار کمپرسور هوا

شکل ۴ روند تغییرات توان خالص تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک را با اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن حرارتی اصلی نشان می‌دهد. افزایش این اختلاف دما سبب کاهش کارایی مبادله کن در انتقال گرمای موثر شده و کارایی سیستم را پایین می‌آورد. به گونه‌ای که افزایش ۴۰ درجه‌ای اختلاف دمای سرد انتهای مبادله کن گرمای اصلی موجب کاهش توان تولیدی به میزان ۲٫۷۸٪ کاهش بازده قانون دوم به میزان ۱٫۰۸٪ می‌شود.

شکل ۵ نحوه تغییرات توان خالص تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک را با دمای گازسازی زیست‌توده نشان می‌دهد که نشان می‌دهد افزایش دمای گازسازی تاثیر معکوس بر روی پارامترهای کلیدی سیستم دارد. افزایش ۲۰۰ درجه دمای گازسازی موجب کاهش توان تولیدی به میزان ۱٫۷۵٪ و کاهش بازده قانون دوم ترمودینامیک به میزان ۰٫۷۱٪ می‌شود.

پارامتر کلیدی در چرخه رانکین آلی فشار و دمای اواپراتور می‌باشد. با توجه به محدودیت‌های موجود در گازهای احتراق خروجی از سیستم دمای اواپراتور دمای اشباع در فشار اواپراتور در نظر گرفته می‌شود. شکل ۶ تغییرات توان خالص تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک را با فشار اواپراتور نشان می‌دهد.

معادلات ۳۰ و ۳۱ و ۳۲ نشان داده شده‌اند. در حالت اول تولید کربن-دی‌اکسید فقط برای توربین گاز، در حالت دوم برای چرخه توربین‌گاز و کربن-دی‌اکسید فرا بحرانی و در نهایت تولید کربن-دی‌اکسید برای سیستم ترکیبی پیشنهادی تولید توان، ارائه شده است که در حالات ۱ و ۲ انرژی به ترتیب، بعد از جریان ۹ و ۱۰ به صورت انرژی اتلافی در نظر گرفته می‌شود [۱].

$$\epsilon_{em,GT} = \frac{\dot{m}_{CO_2,emitted}}{\dot{W}_{net,GT}} \quad (30)$$

$$\epsilon_{em,GT+S-CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2,emitted}}{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,S-CO_2}} \quad (31)$$

$$\epsilon_{em,power} = \frac{\dot{m}_{CO_2,emitted}}{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,S-CO_2} + \dot{W}_{net,ORC\ cycle}} \quad (32)$$

## ۵- نتایج و بحث

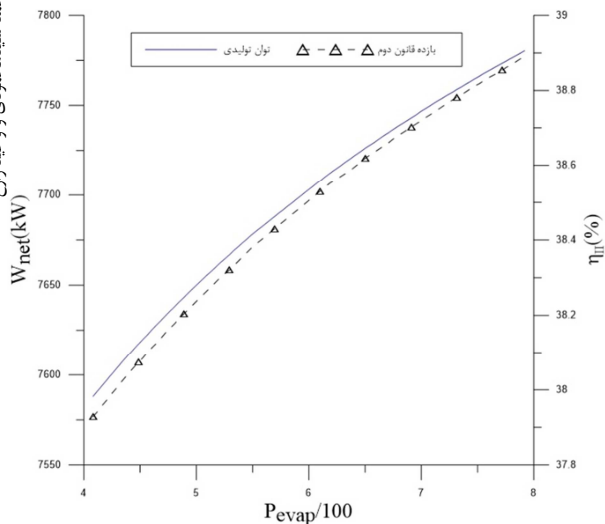
دمای نقاط مختلف سیستم در جدول ۷ نشان داده شده‌اند و تاثیر پارامترهای مهم بر عملکرد سیستم در ادامه مورد مطالعه قرار گرفته است.

### ۵-۱- نتایج مطالعه پارامتری

به دلیل اینکه نسبت فشار کمپرسورها، دمای ورودی توربین‌گاز و بازده مبادله‌کن‌های گرمایی (یا اختلاف دمای انتهای سرد مبادله‌کن‌های گرمایی) و دمای گازسازی اثرات مهمی در کارکرد سیستم دارند، تمرکز مطالعه پارامتریک به این متغیرها معطوف شده است.

افزایش نسبت فشار باعث افزایش بازده قانون دوم و توان تولیدی سیستم تا نقطه بیشینه می‌شود. شکل ۲ تغییرات توان خالص خروجی و بازده قانون دوم سیستم پیشنهادی را بر اساس تغییرات نسبت فشار کمپرسور هوا نشان می‌دهد. با توجه به شکل با افزایش نسبت فشار کمپرسور تا مقدار ۹٫۴۵۳ بازده قانون دوم افزایش می‌یابد و به مقدار ۳۸٫۹۱٪ می‌رسد که در مورد توان تولیدی با افزایش نسبت فشار کمپرسور تا مقدار ۹٫۰۱ مقدار توان تولیدی به ۷٫۷۷۶ مگاوات می‌رسد. پارامتر مهم دیگر در طراحی سیستم تولید توان حاضر نسبت فشار کمپرسور چرخه کربن-دی‌اکسید فرا بحرانی است. شکل ۳ روند تغییرات توان خالص خروجی و بازده قانون دوم ترمودینامیک را با نسبت فشار کمپرسور چرخه کربن-دی‌اکسید فرا بحرانی نشان می‌دهد. همانند نسبت فشار توربین‌گاز، با افزایش نسبت فشار کمپرسور تا مقدار ۳٫۸۷ توان به مقدار ۷٫۷۸۳ مگاوات و بازده به مقدار ۳۸٫۹٪ می‌رسد و پس از آن به دلیل افزایش کار ورودی نسبت به کار خروجی، توان و بازده سیر نزولی در پیش می‌گیرند.

با توجه به شکل ۶ روند صعودی به میزان ۲٫۶۵٪ و ۱٫۰۱٪ را به ترتیب برای توان و بازده قانون دوم با افزایش ۴۰۰ کیلوپاسکال مشاهده شده است.



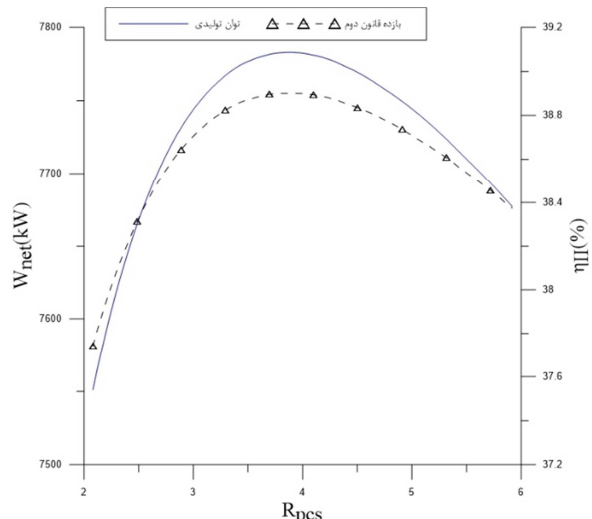
شکل ۶- تغییرات توان خالص تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک با فشار اواپراتور

#### ۵-۲- نتایج بهینه سازی سیستم ترکیبی تولید توان

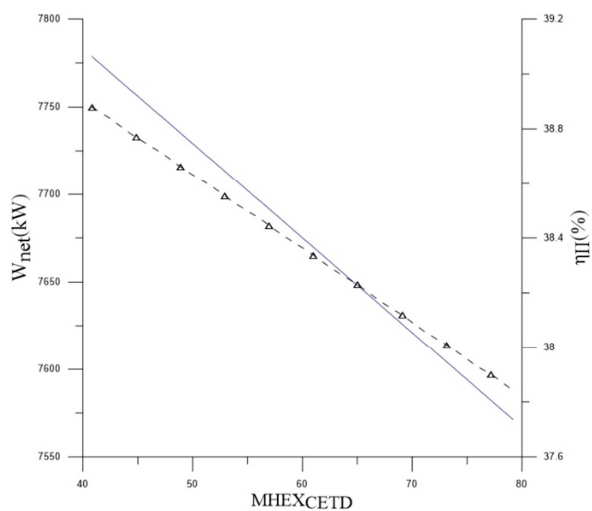
نتایج بهینه سازی سیستم ترکیبی برای بیشینه بازده قانون دوم در جدول ۸ نشان داده شده است. با توجه به جدول معلوم می‌شود که افزایش دمای بیشینه سیستم (دمای ورودی به توربین گاز) باعث بهبود عملکرد سیستم می‌شود به طوری که بالا بردن ۱۵۰ درجه‌ای این دما به ترتیب باعث افزایش ۱۱٫۰۷٪ و ۳٫۵۵٪ توان تولیدی و بازده قانون دوم می‌شود. افزایش بیشتر این دما تا ۱۵۰۰ کلوین بازده را ۷٫۵۲٪ و توان را ۲۳٫۴۴٪ افزایش می‌دهد. دبی مبرد در طی فرآیند افزایش دما کاهش می‌یابد که باعث کاهش کار تولیدی توربین می‌شود ولی این کاهش در مقایسه با افزایش کار خروجی توربین گاز به سبب افزایش دما ناچیز است. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش دما نسبت فشار بهینه در توربین گاز افزایش و در چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی ثابت می‌ماند. بازده حرارتی سیستم در شرایط بهینه برای دمای ۱۵۰۰ کلوین ۹٫۱۵٪ بیشتر از دمای ۱۲۰۰ کلوین می‌باشند.

#### ۵-۳- اثرات زیست محیطی

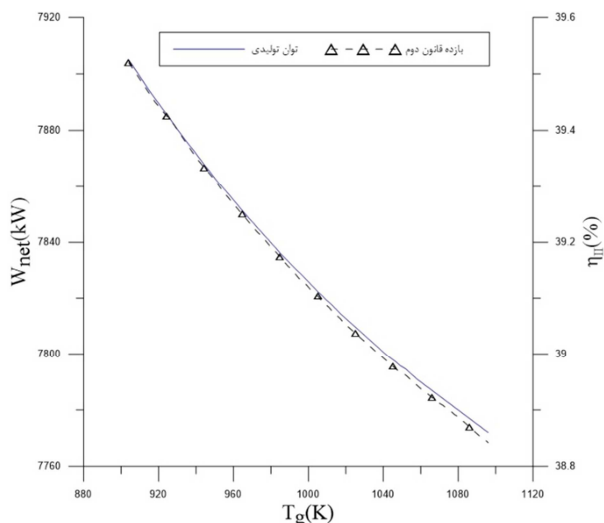
به منظور بررسی اثرات زیست محیطی، تولید کربن‌دی‌اکسید در سه حالت تولید توان با توربین گاز، تولید توان با توربین گاز و چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی و تولید توان با سیستم ترکیبی پیشنهادی با هم مقایسه شده‌اند. با توجه به شکل ۷ واضح است که سیستم ترکیبی تولید کربن دی اکسید کمتر و بازده انرژی بیشتری دارد



شکل ۳- تغییرات توان و بازده قانون دوم با نسبت فشار کمپرسور چرخه کربن‌دی‌اکسید فرا بحرانی



شکل ۴- تغییرات توان و بازده قانون دوم با اختلاف دمای انتهای سرد مبادله‌کن گرمای اصلی



شکل ۵- تغییرات توان خالص تولیدی و بازده قانون دوم ترمودینامیک با دمای گازسازی زیست توده

جدول ۸- نتایج بهینه سازی سیستم ترکیبی تولید توان

$\eta_{II}(\%)$	$\eta_I(\%)$	$\dot{W}_{net}(KW)$	$y$	$\dot{m}_{air,1}$ (Kg.S <sup>-1</sup> )	$\dot{m}_{CO_2}$ (Kg.S <sup>-1</sup> )	$MHEX_{CETD}$	$R_{cs}$	$R_{pac}$	دمای ورودی توربین گاز (کلوین)
۳۱٫۳۸	۳۸٫۹۵	۶۳۰۳	۰٫۳۲۰۶	۱۹٫۳۴	۱۵٫۸۵	۴۰	۳٫۸۸۹	۸٫۵۵۶	۱۲۰۰
۳۴٫۹۳	۴۳٫۲۸	۷۰۰۱	۰٫۳۲۳۹	۱۷٫۵۳	۱۵٫۵۵	۴۰	۳٫۸۸۹	۹	۱۳۵۰
۳۸٫۹	۴۸٫۱	۷۷۸۱	۰٫۳۲۳۹	۱۵٫۵۱	۱۵٫۲۶	۴۰	۳٫۸۸۹	۹٫۶۶۷	۱۵۰۰

کربن دی اکسید کمتر می باشد که اهمیت استفاده از سیستم ترکیبی را آشکار می سازد.

- بازده نیروگاه های با سوخت زیست توده در مقایسه با نیروگاه های با سوخت متان کمتر است ولی کاهش اثرات زیست محیطی، استفاده از این نیروگاه ها را توجیه پذیر می نماید.

که به ترتیب دارای ۳٫۲۷٪ و ۱۰٫۰۷٪ بازده بیشتر و ۰٫۷۲ و ۰٫۲۷۳ تن بر مگاوات ساعت تولید کربن دی اکسید کمتر نسبت به چرخه توربین گاز - کربن دی اکسید فرا بحرانی و توربین گاز تنها می باشد. این مقادیر مزیت استفاده از سیستم ترکیبی را آشکار می سازند.

### ۷- نمادها

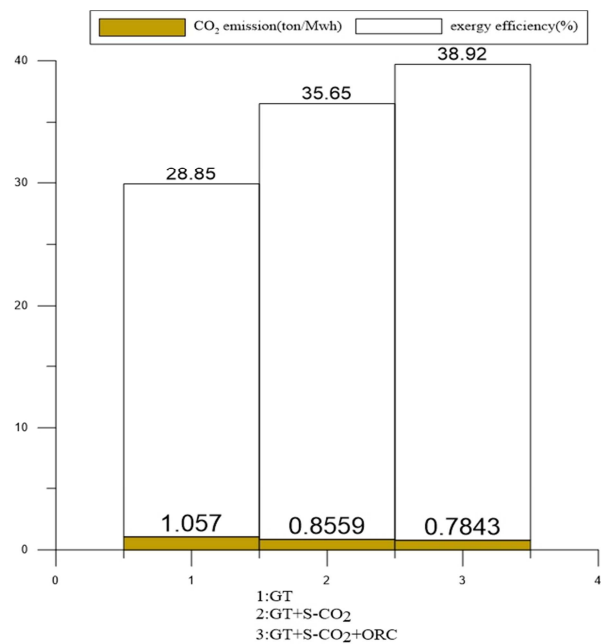
کمپرسور هوا	AC
اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن گرمایی	CETD
اگرزری ویژه جریان (KW.Kmol <sup>-1</sup> )	e
اگرزری جریان (KW)	$\dot{E}$
آنتالپی تشکیل (KJ.Kmol <sup>-1</sup> )	$\bar{h}_f^0$
ارزش حرارتی بالا (KJ.Kmol <sup>-1</sup> )	HHV
ثابت تعادلی واکنش	$K_i$
دبی جرمی (Kg.S <sup>-1</sup> )	$\dot{m}$
درصد رطوبت	MC
تعداد مول ماده (Kmol)	$n_i$
چرخه رانکین آلی	ORC
فشار (Kpa)	P
نسبت فشار	$P_R$
آهنگ گرما (KW)	$\dot{Q}$
دما (K)	T
توان (KW)	$\dot{W}$
کسر دبی عبوری از کمپرسور ۲	Y

### علائم یونانی

تولید کربن دی اکسید (t.MW <sup>-1</sup> .h <sup>-1</sup> )	$\varepsilon$
بازده (%)	$\eta$
نسبت اگرزری شیمیایی به ارزش حرارتی پایین زیست توده	$\beta$

### زیر نویس ها

هوا	air
زیست توده	biomass
کمپرسور	C
شیمیایی	ch
کمپرسور چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی	Cs
تولید شده	em
گاز سازی	g
ورودی	in
خروجی	out



شکل ۷- تولید کربن دی اکسید و بازده اگرزری برای سه نیروگاه متفاوت

### ۶- نتیجه گیری

در این مقاله یک سیستم ترکیبی جدید جهت تولید توان با استفاده از منبع انرژی زیست توده پیشنهاد شده و تحلیل کامل ترمودینامیکی بر اساس تحلیل اگرزری و بررسی اثرات زیست محیطی انجام گرفته است. نتایج معرف آن است که کارایی سیستم شدیداً تحت تاثیر دمای ورودی توربین گاز، نسبت فشار کمپرسور هوا و کمپرسور چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی و اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن حرارتی می باشد. سایر نتایج به صورت زیر است:

- بازده و توان تولیدی سیستم به ازای مقادیر معینی از نسبت فشار در هر دو کمپرسور بهینه می شود.
- با افزایش دما نسبت فشار بهینه در توربین گاز افزایش و در چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی کاهش می یابد.
- افزایش اختلاف دمای انتهای سرد مبادله کن گرمای اصلی باعث کاهش عملکرد سیستم می شود.
- سیستم ترکیبی دارای بازده قانون دوم بیشتر و تولید



management, Vol. 42, No. 12, pp. 1499-1515, 2001 .

[۱۸] Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B., Fundamentals of engineering thermodynamics: John Wiley & Sons, 2010 .

[۱۹] Perry R. H., Green D. W., Maloney J. O., Abbott M. M., Ambler C. M., Amero R. C., Perry's chemical engineers' handbook: McGraw-hill New York, 1997 .

[۲۰] Sarkar J., Bhattacharyya S., Optimization of recompression S-CO<sub>2</sub> power cycle with reheating, Energy Conversion and Management, Vol. 50, No. 8, pp. 1939-1945, 2009 .

[۲۱] Bejan A., Moran M. J., Thermal design and optimization: John Wiley & Sons, 1996 .

[۲۲] Wark K., Advanced thermodynamics for engineers: McGraw-Hill New York, 1995 .

[۲۳] Ptasincki K. J., Prins M. J., Pierik A., Exergetic evaluation of biomass gasification, Energy, Vol. 32, No. 4, pp. 568-574, 2007 .

فیزیکی	ph
گازهای تولیدی گازسازی	Producer gas
محصولات احتراق	products
مبرد	R
چرخه کربن دی اکسید فرا بحرانی	S-CO <sub>2</sub>

## ۸-مراجع

- [۱] Ahmadi P., Dincer I., Rosen M. A., Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system, Energy, Vol. 56, pp. 155-166, 2013 .
- [۲] Soltani S., Mahmoudi S., Yari M., Morosuk T., Rosen M., Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of two biomass and co-firing combined power plants, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 83-91, 2013 .
- [۳] Datta A., Ganguly R., Sarkar L., Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation, Energy, Vol. 35, No. 1, pp. 341-350, 2010 .
- [۴] Soltani S., Mahmoudi S., Yari M., Rosen M., Thermodynamic analyses of a biomass integrated fired combined cycle, Applied Thermal Engineering, Vol. 59, No. 1, pp. 60-68, 2013 .
- [۵] Gnanapragasam N. V., Reddy B. V., Rosen M. A., Optimum conditions for a natural gas combined cycle power generation system based on available oxygen when using biomass as supplementary fuel, Energy, Vol. 34, No. 6, pp. 816-826, ۲۰۰۹ .
- [۶] Kotowicz J., Sobolewski A., Iluk T., Energetic analysis of a system integrated with biomass gasification, Energy, Vol. 52, pp. 265-278, 2013 .
- [۷] Sebastián F., Royo J., Gómez M., Cofiring versus biomass-fired power plants: GHG (Greenhouse Gases) emissions savings comparison by means of LCA (Life Cycle Assessment) methodology, Energy, Vol. 36, No. 4, pp. 2029-2037, 2011 .
- [۸] Karamarkovic R., Karamarkovic V., Energy and exergy analysis of biomass gasification at different temperatures, Energy, Vol. 35, No. 2, pp. 537-549, 2010 .
- [۹] Akbari A D., Mahmoudi S. M., Thermo-economic analysis & optimization of the combined supercritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle, Energy, Vol. 78, pp. 501-512, 2014 .
- [۱۰] Dostal V., Hejzlar P., Driscoll M. J., The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles, Nuclear technology, Vol. 154, No. 3, pp. 283-301, 2006 .
- [۱۱] Hejzlar P., Dostal V., Driscoll M., Dumaz P., Poulennec G., Alpy N., Assessment of gas cooled fast reactor with indirect supercritical CO<sub>2</sub> cycle, Massachusetts Institute of Technology, 2006 .
- [۱۲] Ishiyama S., Muto Y., Kato Y., Nishio S., Hayashi T., Nomoto Y., Study of steam, helium and supercritical CO<sub>2</sub> turbine power generations in prototype fusion power reactor, Progress in Nuclear Energy, Vol. 50, No. 2, pp. 325-332, 2008 .
- [۱۳] Dai Y., Wang J., Gao L., Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, Energy Conversion and Management, Vol. 50, No. 3, pp. 576-582, 2009 .
- [۱۴] Yamamoto T., Furuhashi T., Arai N., Mori K., Design and testing of the organic Rankine cycle, Energy, Vol. 26, No. 3, pp. 239-251, 2001 .
- [۱۵] Hung T.-C., Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, Energy Conversion and Management, Vol. 42, No. 5, pp. 539-553, 2001 .
- [۱۶] Soltani S., Mahmoudi S., Yari M., Rosen M., Thermodynamic analyses of an externally fired gas turbine combined cycle integrated with a biomass gasification plant, Energy Conversion and management, Vol. 70, pp. 107-115, 2013 .
- [۱۷] Zainal Z., Ali R., Lean C., Seetharamu K., Prediction of performance of a downdraft gasifier using equilibrium modeling for different biomass materials, Energy conversion and