

تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان بر مبنای توربین گازی با سوخت بیوگاز برای تولید توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن

مهران عبدالعلی پورعدل

محقق پسا دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، m.abdolalipour@urmia.ac.ir

محسن رستمی

کارشناس ارشد، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، mohsen.rostami@modares.ac.ir

فرزاد محمدخانی*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی خوی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، f.mohammadkhani@urmia.ac.ir

شهرام خلیل آریا

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، sh.khalilarya@urmia.ac.ir

چکیده

امروزه یکی از فن‌آوری‌های مناسب از نظر تولید توان و صرفه‌جویی در مصرف انرژی با راندمان بالا، استفاده از سیستم‌های تولید همزمان است که از سوخت‌های تجدید پذیر به عنوان جایگزینی برای سوخت‌های فسیلی استفاده می‌شود. در این مطالعه سیستم تولید همزمان شامل توربین گازی مبتنی بر سوخت بیوگاز، چرخه رانکین آلی، آب‌گرم‌کن داخلی، واحد اسمز معکوس و الکتروولایزر غشاء پروتونی می‌باشد. این سیستم تولید همزمان جدید از دیدگاه انرژی و انرژی تحلیل شده است، سپس یک مطالعه پارامتری برای نشان دادن تاثیر برخی پارامترهای کلیدی (از جمله نسبت فشار کمپرسور، فشار چگالنده، دمای تبخیرکن، دمای پیش‌گرمکن و دمای ورودی توربین گازی) روی پارامترهای عملکرد سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته است. نهایتاً این سیستم نسبت به بازده حرارتی بهینه‌سازی شده است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که بازده حرارتی دارای مقادیر بهینه نسبت به دمای تبخیرکن و نسبت فشار کمپرسور می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که مقادیر توان خالص تولیدی ۱۱۹۲ کیلووات، آب شیرین تولیدی ۵/۵۸۴ کیلوگرم بر ثانیه، بازده حرارتی ۵۵/۷۴٪، بازده انرژی ۳۰/۵۶٪، هیدروژن تولیدی ۱/۴۵۵ کیلوگرم بر ساعت و تخریب انرژی کل ۲۸۲۷ کیلووات می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: تحلیل ترمودینامیک، بیوگاز، توربین گاز، تولید هیدروژن، تولید همزمان.

Thermodynamic analysis of a multigeneration system based on biogas fired gas turbine for power, fresh water, heating and hydrogen production

M. Abdolalipouradl

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Rostami

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

F. Mohammadkhani

Department of Mechanical Engineering, Engineering Faculty of Khoy, Urmia University, Urmia, Iran

Sh. Khalilarya

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Abstract

Nowadays, one of the suitable technologies in terms of power generation and saving energy with high efficiency is using the multigeneration systems that renewable fuels are used as an alternative to fossil fuels. In the present study, a multigeneration system including biogas fired gas turbine, Organic Rankine Cycle (ORC), domestic water heater, Reverse Osmosis (RO) unit and Proton Exchange Membrane (PEM) electrolyzer. The proposed multigeneration system is assessed from energy and exergy viewpoints. After that, a comprehensive parametric study is carried out to show the effects of some key parameters (including pressure ratio of compressor, condenser pressure, evaporator temperature, preheater temperature and inlet temperature of gas turbine) on main performance criteria of the multigeneration system. Finally, the multi generation system is optimized from thermal efficiency point of view. The optimization results indicate that the thermal efficiency has optimum values for evaporator temperature and pressure ratio of compressor. Also, results show that the values of generated power, produced fresh water, thermal efficiency, exergy efficiency, produced hydrogen and total exergy destruction are calculated as 1192 kW, 5.584 kg/s, 55.74%, 30.56%, 1.455 kg/hr and 2827 kW, respectively.

Keywords: Thermodynamic analysis, biogas, gas turbine, hydrogen production, multi-generation.

۱- مقدمه

ای را در اتمسفر کاهش می‌دهد یا به عبارت دیگر به علت اینکه دی-اکسیدکربن تولید شده از احتراق سوخت بیوگاز، تعادل کربن جو را بهم نمی‌ریزد، به‌عنوان یک سوخت تجدیدپذیر تلقی می‌شود [۴]. بسیاری از کشورها برنامه‌های خود را برای بهره‌برداری در مقیاس بزرگ از منابع بیوگاز آغاز کرده‌اند. این امر مستلزم مطالعات بسیاری از محققان برای مدل‌سازی فرایند بازیابی از زباله‌های شهری و صنعتی به عنوان یک منبع مستعد برای سوخت‌های بیوگاز برای تولید توان می‌باشد [۵]. حسینی و همکاران [۶] یک چرخه توربین گازی که از بیوگاز به جای

امروزه تولید توان به شدت وابسته به مصرف سوخت فسیلی است. کشورها به دلیل کاهش سوخت فسیلی و تخریب محیط زیست از طریق انتشار گازهای گلخانه‌ای حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی، تمایل به استفاده از انرژی تجدیدپذیر را دارند [۱-۳]. سهم تولید برق مبتنی بر انرژی تجدیدپذیر به طور مداوم در جهان رو به افزایش می‌باشد. استفاده از بیوگاز به عنوان سوخت جایگزین برای تولید توان، احتمال انتشار دی‌اکسیدکربن را به عنوان عنصر اصلی گازهای گلخانه-

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: f.mohammadkhani@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۱/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۵/۲۰

متان به عنوان سوخت استفاده می‌کرد، مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه چرخه رانکین آلی برای تولید توان بیشتر مورد استفاده قرار گرفته بود. سونگ و همکاران [۷] به تجزیه و تحلیل ترموآکونومیکی یک سیستم متشکل از چرخه توربین گاز با سوخت بیوگاز و چرخه رانکین آلی بر اساس حداکثر توان خالص دسترس پرداخته و نشان دادند که هزینه سیستم ترکیبی تحت تأثیر نسبت متان بیوگاز و هزینه برق می‌باشد. قلیزاده و همکاران [۸] یک چرخه‌ی ترکیبی توربین گازی و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و گرمکن باز آب تغذیه مورد مطالعه قرار دادند. در این سیستم از بیوگاز (ترکیب ۶۰ درصد متان و ۴۰ درصد دی‌اکسیدکربن) استفاده شده بود. طبق نتایج حاصله برای سیستم ترکیبی پیشنهادی توان خالص، بازه حرارتی، بازه انرژی و هزینه تولید توان به ترتیب ۱۳۶۸ کیلووات، ۴۱/۸۳ درصد، ۳۸/۹۱ درصد و ۱۷/۲ دلار بر گیگاژول حاصل شده بود. برزگراوال و همکاران [۹] یک تحلیل انرژی و اکونومیکی روی یک توربین گازی مبتنی بر سوخت بیوگاز انجام داده و تأثیر ترکیب سوخت و اندازه سیستم را بر روی بازه انرژی و پارامترهای مهم اقتصادی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که با کاهش متان از ۰/۹۵ تا ۰/۶ در ترکیب بیوگاز هزینه سیستم حدود ۱ درصد افزایش می‌یابد. کانگ و همکاران [۱۰] سیستم‌های ترکیبی گرما و توان را با استفاده از یک توربین گازی ۵ مگاواتی مبتنی بر سوخت بیوگاز مورد ارزیابی قرار دادند. طبق نتایج حاصله سیستم ترکیبی گرما و توان پس از بیست سال سودمندتر از سیستم چرخه‌ی ترکیبی است. زارع و همکاران [۱۱] یک سیستم تولید همزمان توان و گرما را که از ترکیب بیوگاز و گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده می‌کند مورد تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی قرار دادند. طبق نتایج حاصله محفظه احتراق دارای بیشترین برگشت‌ناپذیری می‌باشد و همچنین در صورت استفاده از بیوگاز خالص بازه انرژی چرخه به ۴۶/۹۴ درصد و در صورت استفاده از گاز طبیعی خالص به ۵۰/۶۴ درصد افزایش می‌یابد.

برخلاف سوخت‌های فسیلی، هیدروژن منبع انرژی طبیعی نیست. در عوض، هیدروژن یک منبع انرژی است که باید از منابع دیگر انرژی تولید شود. در حال حاضر هیدروژن می‌تواند، از طریق ریفرمینگ هیدروکربن (مانند متان) و اکسیداسیون جزئی تولید شود. اما این فرآیند تجدیدپذیر نبوده و پاک نمی‌باشد. از طرف دیگر، الکترولیز آب یک فناوری امیدوارکننده برای تولید هیدروژن در مقیاس بزرگ می‌باشد. در مقایسه با الکترولیز قلیایی سنتی، که در آن از محلول هیدروکسید پتاسیم خورنده به عنوان الکترولیت استفاده می‌شود، الکترولیز غشاء پروتونی دارای مزایای بیشتری مانند پاکیزگی زیست محیطی و نگهداری آسان می‌باشد [۱۲، ۱۳].

امروزه تولید همزمان با استفاده از منبع انرژی، کاربردهای زیادی دارد. بطوریکه سیستم‌های انرژی برای تولید همزمان یکی از رویکردهای امیدوارکننده با مزایای فنی، اقتصادی و زیست محیطی می‌باشد [۱۴-۱۶]. با توجه به مطالعات گذشته در بیشتر سیستم‌های توربین گازی بر مبتنی بر سوخت بیوگاز، انرژی زیادی از توربین گازی خارج شده و در بعضی مطالعات با افزودن چرخه رانکین آلی از اتلاف این انرژی جلوگیری شده است. اما با نگاهی دقیق‌تر به مطالعات گذشته به این نکته پی برده می‌شود که انرژی جریان بیوگاز زیادی از خروجی تبخیرکن با وجود چرخه‌ی رانکین آلی اتلاف می‌شود [۵، ۸].

باتوجه به این نقصان و با رویکرد استفاده از انرژی هدررفت بالای بیوگاز و همچنین افزایش بازده سیستم، در این مطالعه یک سیستم تولید همزمان جدید مبتنی بر بیوگاز برای تولید همزمان توان، گرمایش، آب شیرین و هیدروژن پیشنهاد شده است. با عبارت دیگر خلا مطالعه در ادبیات فن برای سیستم تولید همزمان مبتنی بر سوخت بیوگاز مشاهده می‌شود. همچنین این سیستم تولید همزمان پیشنهادی مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفته و در ادامه یک مطالعه پارامتریکی روی آن انجام می‌شود. در واقع اصلی عمده این تحقیق به صورت زیر می‌باشند:

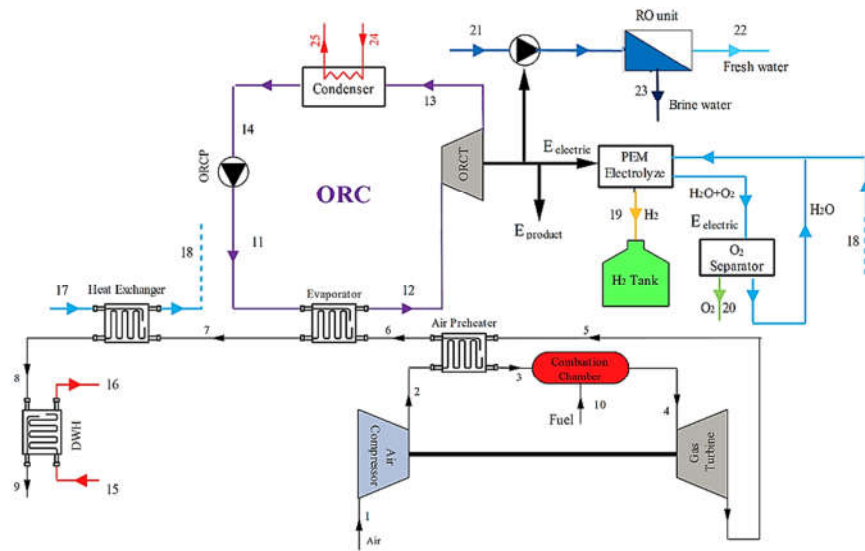
- استفاده از توربین گازی مبتنی بر بیوگاز برای تامین انرژی سیستم
- تولید آب شیرین توسط واحد اسمز معکوس و تولید هیدروژن به وسیله‌ی سیستم الکترولیزر غشاء پروتونی و همچنین گرمایش سیستم توسط آب گرمکن داخلی
- تحلیل انرژی و انرژی سیستم تولید همزمان
- تحلیل پارامتریکی سیستم تولید همزمان
- بهینه‌سازی سیستم

۲- توصیف سیستم و مدل‌سازی

۲-۱- توصیف سیستم

دی‌اگرام شماتیک چرخه‌ی تولید چهارگانه توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن با استفاده از سوختن بیوگاز در شکل ۱ نشان داده شده است. در این آرایش از یک توربین گازی مبتنی بر سوخت بیوگاز استفاده شده است. با توجه به اینکه محصول احتراق در خروج پیش-گرمکن (جریان ۶ و ۷) دارای دمای بالا می‌باشد، از مبدل‌هایی برای استفاده از این هدررفت انرژی استفاده شده است. در این بررسی از چرخه‌ی رانکین آلی جهت تولید توان بیشتر، از الکترولیزر غشاء پروتونی برای تولید هیدروژن، آب‌گرمکن داخلی برای گرمایش و از واحد اسمز معکوس برای تولید آب شیرین استفاده شده است.

هوا پس از افزایش فشار در کمپرسور (جریان ۲) وارد پیش‌گرمکن شده و دمای آن بالا می‌رود. جریان هوای خروجی از پیش‌گرمکن در محفظه احتراق با بیوگاز (جریان ۱۰) در فشار بالا عمل احتراق را انجام می‌دهد. محصولات احتراق که دارای دمای و فشار بالایی بوده (جریان ۴) وارد توربین گازی شده و کار تولید می‌کند. محصولات خروجی توربین گازی (جریان ۵) از جایی که دمای بالایی دارد در پیش‌گرمکن برای گرمایش هوای خروجی در کمپرسور استفاده می‌شود. محصولات خروجی از پیش‌گرمکن در تبخیرکن چرخه رانکین برای تولید توان برای مصارف واحد الکترولیزر و سیستم اسمز معکوس استفاده می‌شود. سیال عامل در تبخیرکن به فشار و دمای بالای چرخه رانکین رسیده و سپس از آن برای تولید توان در توربین چرخه رانکین استفاده می‌شود. سیال عامل پس از توربین وارد چگالنده شده تا به مایع اشباع تبدیل شود. این جریان سپس توسط پمپ به فشار بالای چرخه رانکین می‌رسد. محصولات خروجی (جریان ۷) از تبخیرکن از جایی که دمای بالایی دارد وارد مبدل غشاء پروتونی شده تا دمای آب را به دمای لازم جهت الکترولیزر (۸۰ درجه سلسیوس) برساند. سیستم غشاء پروتونی قادر به تولید هیدروژن و اکسیژن از آب را ضمن استفاده توان و گرما را دارد. آب عبوری از الکترولیزر غشاء پروتونی، به دو جریان شامل هیدروژن خروجی از کاند



شکل ۱- چرخه پیشنهادی تولید چهارگانه توان، گرمایش، آب شیرین و هیدروژن بر مبنای چرخه توربین گازی زیست توده

- ✓ دمای چگالنده به صورت مایع اشباع و در فشار ۱ بار در نظر گرفته شده است.
- ✓ راندمان توربین گازی و کمپرسور ۸۶٪، راندمان آیزنتروپیک توربین رانکین ۸۵٪ و پمپ رانکین ۹۰٪ در نظر گرفته شده است.
- ✓ در حالت ابتدایی نسبت فشار کمپرسور ۱۰، دمای هوای خروجی پیش‌گرمکن ۶۵۰ درجه کلوین و دمای خروجی محفظه احتراق ۱۲۵۰ کلوین در نظر گرفته شده است.
- ✓ در این بررسی پارامترهای ورودی مربوط به الکترولیزر غشاء پروتونی در جدول ۱ و پارامترهای ورودی مربوط به سیستم اسمز معکوس در جدول ۲ ارائه شده است.

- (جریان ۱۹) و جریان مخلوط آب و اکسیژن خروجی از آند تبدیل می‌شود. هیدروژن خروجی از کاند در مخازن برای موارد مورد مصرف ذخیره می‌گردد. محصولات خروجی (جریان ۸) از مبدل حرارتی در آب‌گرمکن داخلی برای گرمایش استفاده می‌شود. همچنین در این بررسی از واحد اسمز معکوس برای تولید آب شیرین استفاده شده است. در سیستم اسمز معکوس، پمپ فشار بالا فشار لازم برای عبور آب شور از غشاء را فراهم می‌کند. آب شور یا آب دریا ضمن عبور از واحد اسمز معکوس، شوری خود را از دست داده و به آب شیرین (جریان ۲۲) و به آبی با شور بیشتر (جریان ۲۳) تبدیل می‌شود.

۲-۲- فرضیات

- برای مدل‌سازی سیستم تولید همزمان مبتنی بر بیوگاز از فرض‌های زیر استفاده شده است [۵، ۸، ۱۷]:
- ✓ اجزای سیستم تولید همزمان در حالت پایا کار می‌کند.
- ✓ مخلوط گازها در هوا و محصول به صورت ایده‌آل در نظر گرفته شده است.
- ✓ بیوگاز تزریقی به محفظه احتراق شامل ۶۰ درصد متان و ۴۰ درصد دی‌اکسیدکربن می‌باشد.
- ✓ افت فشار در محفظه احتراق و سایر مبدل‌هایی با عبور بیوگاز به ترتیب ۴ درصد و ۵ درصد در نظر گرفته شده است.
- ✓ اتلاف حرارت در محفظه احتراق معادل ۲ درصد ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد.
- ✓ سیال R123 برای قسمت رانکین به دلیل سازگاری با لایه اوزون، آیزنتروپیک بودن و عدم نیاز به فوق گرم کردن، دما و فشار بحرانی متوسط، عدم اسیدی بودن و دمای جوش نرمال مناسب مورد استفاده قرار گرفته است.
- ✓ ۵۰ درصد از توان رانکین جهت الکترولیزر استفاده شده است.
- ✓ دمای محیط و فشار محیط به ترتیب ۲۵ درجه سلسیوس و ۱/۰۱ بار فرض شده است.

جدول ۱- پارامترهای ورودی الکترولیزر غشاء پروتونی [۱۸]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$T_{PEM} (^{\circ}C)$	۸۰	$P_0 (bar)$	۱
$E_{act,a} (kJ/mol)$	۷۶	$D (\mu m)$	۵۰
$E_{act,c} (kJ/mol)$	۱۸	$F (C/mol)$	۹۶۴۸۶
λ_a	۱۴	$J_a^{ref} (A/m^2)$	۱۷۰۰۰۰
λ_c	۱۰	$J_c^{ref} (A/m^2)$	۴۶۰۰

جدول ۲- پارامترهای ورودی سیستم مورد بررسی [۱۹]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$M_f (m^3/hr)$	۴۸۵/۹	$FF (-)$	۰/۸۵
$X_f (PPM)$	۴۵۰۰۰	$A_e (m^2)$	۴/۳۵
$RR (-)$	۰/۳	$T_0 (^{\circ}C)$	۲۵
$n_e (-)$	۷	$\eta_{HPP} (%)$	۸۰
$n_r (-)$	۴۲	$T_F (^{\circ}C)$	۲۵

۱-۲- تحلیل انرژی

بازده آیزنتروپیک و توان لازم برای کمپرسور به صورت زیر ارائه

$$\dot{W}_{ORCP} = \dot{n}_{14}(\bar{h}_{11} - \bar{h}_{14}) \quad (18)$$

برای آب گرمکن داخلی بقای انرژی بصورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{n}_{15}(\bar{h}_{15} - \bar{h}_{16}) = \dot{n}_{prod}(\bar{h}_9 - \bar{h}_8) \quad (19)$$

در این مطالعه برای سیستم تولید همزمان پیشنهادی، تحلیل انرژی و معادلات حاکم بر سیستم اسمز معکوس از جدول ۳ و برای الکتروولایزر غشاء پروتونی از جدول ۴ استفاده شده است.

۲-۲- تحلیل انرژی

مقدار انرژی فیزیکی طبق رابطه زیر به دست می‌آید [۸، ۲۱]:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{n}(\bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0)) \quad (20)$$

با صرف نظر کردن انرژی جنبشی و پتانسیل مقدار انرژی کل از مجموع انرژی فیزیکی و شیمیایی طبق رابطه‌ی زیر محاسبه خواهد شد [۸، ۲۱]:

$$\dot{E}x_{tot} = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (21)$$

بعد از محاسبه انرژی برای تمام جریان‌های سیال، مقدار تخریب انرژی را می‌توان از دو رابطه‌ی زیر محاسبه کرد [۲۱، ۲۲]:

$$\dot{E}x_{heat} + \sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (22)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (23)$$

که در رابطه‌ی بالا $\dot{E}x_{heat}$ ، $\dot{E}x_{out}$ ، $\dot{E}x_{in}$ ، $\dot{E}x_P$ ، $\dot{E}x_F$ به ترتیب به‌عنوان نرخ انرژی گرمایی، نرخ انرژی خروجی، انرژی ورودی، انرژی محصول و سوخت بیان می‌باشند.

جدول ۳- روابط مربوط به آب شیرین کن با روش اسمز معکوس [۱۹]

معادله	پارامتر
$RR = \frac{M_d}{M_f}$	نسبت بازیابی
$M_b = M_f - M_d$	دبی آب شور
$X_d = X_f(1 - SR)$	نمک موجود در آب شیرین خروجی
$X_b = \frac{M_f \cdot X_f - M_d \cdot X_d}{M_b}$	نمک موجود در آب شور خروجی
$X_b = \frac{M_f \cdot X_f - M_b \cdot X_b}{M_b}$	متوسط غلظت نمک
$TCF = \exp\left\{2700 \times \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{298}\right)\right\}$	فاکتور اصلاح دما
$k_w = \frac{6.48 \times 10^{-8} \times (18.6865 - 0.177X_b)}{T}$	نفوذپذیری غشا
$\Pi_{ave} = 0.5 \times (\Pi_b + \Pi_f)$	متوسط فشار در سمت تغذیه
$\Delta \Pi = \Pi_{ave} - \Pi_d$	فشار اسمزی خالص
$\Delta P = \left(\frac{M_d}{3600 \times TCF \times FF \times A_e \times n_e \times n_v \times k_w}\right) + \Delta \Pi$	اختلاف فشار خالص
$\dot{W}_{HPP} = \left(\frac{1000 \times M_f \times \Delta P}{3600 \times \eta_p \times \rho_f}\right)$	توان پمپ فشار بالا

جدول ۴- روابط مربوط به الکتروولایزر غشاء پروتونی [۱۷، ۱۸]

معادله	پارامتر
$\dot{E}_{electric} = J \cdot \dot{E}_{electric} = a \times \dot{W}_{ORCT}$	توان مصرفی الکتروولایزر

می‌شوند [۸، ۵]:

$$\eta_{AC} = \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_{2s}}{\bar{h}_1 - \bar{h}_2} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{n}_{air}(\bar{h}_2 - \bar{h}_1) \quad (2)$$

برای پیش گرمکن بقای انرژی بصورت زیر بیان می‌شود [۸، ۵]:

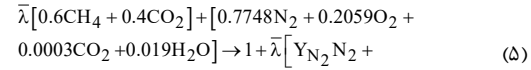
$$\dot{n}_{air}(\bar{h}_2 - \bar{h}_3) = \dot{n}_{prod}(\bar{h}_6 - \bar{h}_5) \quad (3)$$

برای نرخ مولی هوا، سوخت و محصولات احتراق می‌توان روابط زیر را در نظر گرفت [۸، ۵]:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{fuel}}{\dot{n}_{air}} \rightarrow 1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{prod}}{\dot{n}_{air}} \quad (4)$$

به‌طوریکه \dot{n}_{fuel} نرخ مولی سوخت، \dot{n}_{air} نرخ مولی هوا، \dot{n}_{prod} نرخ مولی محصولات احتراق و $\bar{\lambda}$ نسبت نرخ مولی سوخت به هوا می‌باشد.

معادله شیمیایی از نظر نسبت سوخت به هوا به شرح زیر می‌باشد [۸، ۵]:



$Y_{O_2}O_2 + Y_{CO_2}CO_2 + Y_{H_2O}H_2O]$ با تعادل نیتروژن، کربن، اکسیژن و هیدروژن در معادله بالا، کسر مولی هر یک از مولفه‌های محصولات عبارتند از [۸، ۵]:

$$Y_{N_2} = \frac{0.7748N_2}{1 + \bar{\lambda}} \quad (6)$$

$$Y_{O_2} = \frac{0.2059 - 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (7)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (8)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{0.019 + 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (9)$$

همچنین معادله انرژی برای محفظه احتراق به‌صورت زیر ارائه می‌شود [۸، ۵]:

$$-0.02\bar{\lambda}LHV + \bar{h}_{air} + \bar{\lambda}\bar{h}_{fuel} - (1 + \bar{\lambda})\bar{h}_{prod} = 0 \quad (10)$$

بازده آیزنتروپیک و توان تولیدی برای توربین گازی به‌صورت زیر بیان می‌شوند [۸، ۵]:

$$\eta_{GT} = \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_5}{\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{n}_{prod}(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (12)$$

همچنین با در نظر گرفتن اختلاف نقطه تنگش برای تبخیرکن قسمت رانکین آلی می‌توان روابط زیر را نوشت [۱۷، ۲۰]:

$$T_{pp,ev} = T_{ev} + \Delta T_{pp,ev} \quad (13)$$

$$\dot{n}_6(\bar{h}_6 - \bar{h}_{pp}) = \dot{n}_{12}(\bar{h}_{12} - \bar{h}(T_{EV}, x=0)) \quad (14)$$

بازده آیزنتروپیک و توان توربین رانکین آلی به‌صورت زیر بیان می‌شوند [۱۷، ۲۰]:

$$\eta_{ORCT} = \frac{\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}}{\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13s}} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{ORCT} = \dot{n}_{12}(\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) \quad (16)$$

بازده آیزنتروپیک و توان مصرفی پمپ رانکین آلی به‌صورت زیر ارائه می‌شوند [۱۷، ۲۰]:

$$\eta_{ORCP} = \frac{\bar{h}_{14} - \bar{h}_{11s}}{\bar{h}_{14} - \bar{h}_{11}} \quad (17)$$

۴-۲- اعتبار سنجی

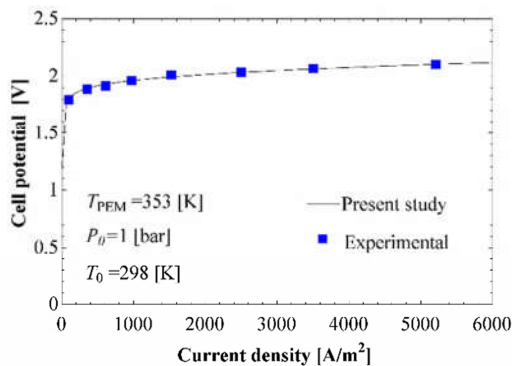
برای اعتبار سنجی مطالعه کنونی، در سه قسمت جداگانه، ترکیبی توربین گازی با سوخت بیوگاز با رانکین آلی، قسمت آب شیرین و تولید هیدروژن با نتایج تحقیقات گذشته به ترتیب در جدول ۵، جدول ۶ و شکل ۲ مقایسه شده است. نتایج حاصله از مدل سازی در این بررسی مطابقت بسیار خوبی با نتایج تحقیقات قبلی دارا می باشد.

جدول ۵- نتایج مدل سازی قسمت ترکیبی توربین گازی با سوخت بیوگاز با رانکین آلی

متغیرها	کار حاضر	[19]	درصد خطا (%)
\dot{W}_{GT} (kW)	۲۳۹۷	۲۴۴۴	۱/۹۲
\dot{W}_{AC} (kW)	۱۴۹۷	۱۴۴۴	۳/۵۴
\dot{W}_{net} (kW)	۱۳۱۰	۱۳۰۸	۰/۱۵
η_{th} (%)	۴۰/۰۱	۳۹/۹۹	۰/۰۵

جدول ۶- نتایج مدل سازی قسمت آب شیرین

متغیرها	کار حاضر	[19]	درصد خطا (%)
M_f (m^3/hr)	۴۸۵/۹	۴۸۵/۹	۰/۰
M_b (m^3/hr)	۳۴۰/۱	۳۴۰/۱	۰/۰
X_d (ppm)	۲۵۲	۲۵۰	۰/۸
X_b (ppm)	۶۴۱۸۰	۶۴۱۸۰	۰/۰
\dot{W}_{HPP} (kW)	۱۱۱۸	۱۱۳۱	۱/۱۶
ΔP (kPa)	۶۸۳۲	۶۸۵۰	۰/۲۶



شکل ۲- نتایج مدل سازی تولید هیدروژن با مطالعه [۱۸]

۳- نتایج و بحث

حالت اولیه چرخه تولید همزمان در این بررسی به ازای نسبت فشار کمپرسور ۱۰، دمای تبخیرکن ۴۱۵ کلوین، دمای پیش گرمکن ۶۵۰ کلوین، دمای ورودی توربین گاز ۱۲۵۰ کلوین و دمای الکترولایزر ۸۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. برای این حالت توان کل تولیدی سیستم بیوگاز ۱۰۰۰ کیلووات، توان خالص تولیدی کل ۱۱۹۲ کیلووات، توان مصرفی الکترولایزر ۱۰۱/۷ کیلووات، آب شیرین تولیدی ۵/۵۸۴ کیلوگرم بر ثانیه، بازده حرارتی ۵۵/۷۴٪، بازده انرژی ۳۰/۵۶٪، هیدروژن تولیدی ۱/۴۵۵ کیلوگرم بر ساعت، مقدار گرمایش ۴۱۵/۵ کیلووات و تخریب انرژی کل ۲۸۲۷ کیلووات محاسبه شده است.

$V = V_0 + V_{act,c} + V_{act,a} + V_{ohm}$	ولتاژ الکترولایزر
$V_{act,c} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{J}{2J_{0,c}} \right)$ $J_{0,c} = J_c^{ref} \exp \left(\frac{-E_{act,c}}{RT} \right)$	پتانسیل فعال سازی کاتد
$V_{act,a} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{J}{2J_{0,a}} \right)$ $J_{0,a} = J_a^{ref} \exp \left(\frac{-E_{act,a}}{RT} \right)$	پتانسیل فعال سازی آنود
$V_{ohm} = J R_{PEM} \cdot R_{PEM} = \int_0^D \frac{dx}{\sigma_{PEM} [\lambda(x)]}$ $\lambda(x) = \frac{\lambda_a - \lambda_c}{D} x + \lambda_c$ $\sigma_{PEM} [\lambda(x)] = [0.5139\lambda(x) - 0.326] \times \exp \left[1268 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T} \right) \right]$	پتانسیل اهمیک
$V_0 = 1.229 - 0.00085(T_{PEM} - 298)$	پتانسیل برگشت پذیر
$\dot{N}_{H_2, out} = \frac{J}{2F} = \dot{N}_{H_2O, reacted}$	نرخ جریان مولی هیدروژن
$\dot{N}_{O_2, out} = \frac{J}{4F}$	نرخ جریان مولی اکسیژن
$\dot{N}_{H_2O, out} = \dot{N}_{H_2O, in} - \frac{J}{2F}$	نرخ جریان آب باقی مانده

۳-۲- عملکرد کلی سیستم تولید همزمان

بازده انرژی برای سیستم تولید همزمان طبق رابطه زیر ارائه می شود [۸، ۱۷، ۱۹]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{n}_{H_2} L \overline{HV}_{H_2} + \dot{Q}_{heating} + \dot{n}_{22} \bar{h}_{22}}{\dot{n}_{fuel} L \overline{HV}_{fuel}} \quad (24)$$

که در رابطه بالا مقدار توان خالص و گرمایش به ترتیب طبق روابط زیر محاسبه می شوند:

$$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_T - (\sum \dot{W}_P + \dot{E}_{electric} + \dot{W}_{AC}) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{n}_{15} (\bar{h}_{16} - \bar{h}_{15}) \quad (26)$$

همچنین بازده انرژی زیر تعریف می شود [۸، ۱۷، ۱۹]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{heating}}{\dot{n}_{fuel} \bar{e}x_{ch, fuel}^0} \quad (27)$$

که در رابطه بالا مقدار انرژی مربوط به گرمایش طبق رابطه زیر بیان می شود:

$$\dot{E}x_{heating} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15} \quad (28)$$

با توجه به معادلات در نظر گرفته شده و فرضیات گفته شده در قسمت های قبلی برای سیستم تولید همزمان، تحلیل های انجام شده در نرم افزار E.E.S [۲۳] انجام گرفته است.

همچنین در انتها این سیستم نسبت به بازده حرارتی به صورت تک هدفه مورد بهینه سازی قرار خواهد گرفت. در این حالت از روش الگوریتم ژنتیک در نرم افزار E.E.S استفاده شده است.

همچنین محدوده متغیرهای بهینه سازی به صورت زیر می باشند:

$$5 < PR < 15 \quad (29)$$

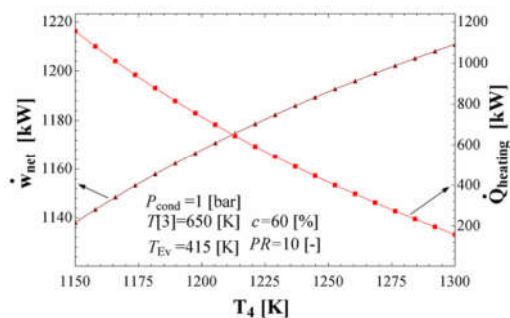
$$1150 < T_4 (K) < 1300 \quad (30)$$

$$350 < T_{EV} (K) < 450 \quad (31)$$

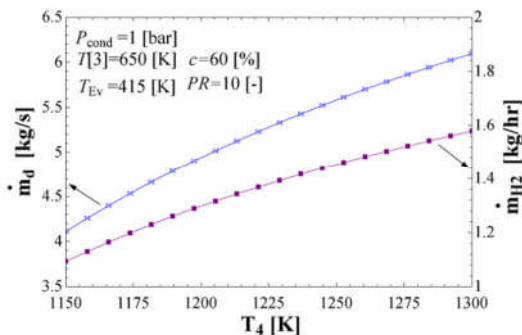
۳-۱- بررسی پارامتری

تحلیل پارامتری برای بررسی اثر پارامترهای موثر روی عملکرد سیستم انجام می‌شود. در شکل ۳ تاثیر دمای ورودی توربین گاز روی توان خالص و گرمایش سیستم ارائه شده است. با افزایش دمای توربین، آنتالپی ورودی توربین گازی افزایش یافته و در نتیجه توان توربین و به تبع آن کل سیستم تولید همزمان افزایش می‌یابد. با توجه به این شکل با افزایش دمای ورودی توربین گاز، دمای نقطه ۵ و ۶ افزایش می‌یابد. با توجه به معادله انرژی برای نقطه تنگش، دمای نقطه ۷ و به تبع آن دمای بیوگاز نقطه ۸ کم می‌شود و در نتیجه مقدار گرمایش کم می‌شود به‌طوریکه با افزایش دمای ورودی توربین گازی از ۱۱۵۰ تا ۱۳۰۰ کیلوین مقدار گرمایش از ۱۱۵۵ تا ۱۶۰ کیلووات کاهش می‌یابد. نتایج تاثیر افزایش دمای ورودی توربین گاز روی آب شیرین و هیدروژن تولیدی در شکل ۴ نمایش داده شده است. با توجه به افزایش دمای نقطه ۶ و با توجه به بقای انرژی در تبخیرکن، مقدار انرژی ورودی به چرخه رانکین افزایش یافته و در نتیجه با توجه به روابط موجود در جدول ۳ و ۴، مقدار انرژی بیشتری صرف تولید آب شیرین و هیدروژن می‌شود و در نتیجه مقادیر تولیدی آن‌ها افزایش می‌یابند. تاثیر بازده-های حرارتی و اگزرژی برحسب دمای ورودی توربین گاز در شکل ۵ ارائه شده است. با توجه به شکل‌های ۳ و ۴ کاهش مقدار گرمایش که در قسمت قبلی توضیح داده شد بر افزایش توان و انرژی مربوط به تولید آب شیرین و هیدروژن غلبه کرده و باعث می‌شود که بازده حرارتی طبق رابطه ۲۴ کاهش یابد. در حالیکه چون مقدار مقدار اگزرژی گرمایشی از مقدار انرژی گرمایشی کمتر می‌باشد و همچنین با توجه به کم بودن مقدار اگزرژی گرمایشی در مقابل افزایش سایر اگزرژی محصولات، مقدار بازده اگزرژی با دمای ورودی توربین گاز همواره افزایش می‌یابد.

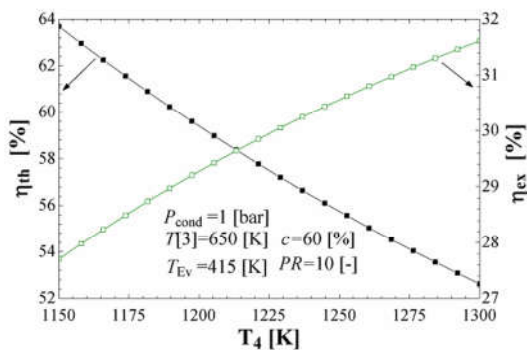
در شکل ۶ اثرات نسبت فشار کمپرسور هوا بر روی بازده حرارتی و اگزرژی سیستم تولید همزمان نشان داده شده است. در این شکل می‌توان مشاهده کرد که بازده حرارتی و اگزرژی در مقادیر خاص نسبت فشار بهینه شده است. حداکثر بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب ۵۵/۷۹ و ۳۰/۶ درصد محاسبه شده است. این روند را می‌توان با حقایق زیر توجیه کرد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، گرمای تأمین شده بیوگاز و در نتیجه توان خالص و به تبع آن تولید آب شیرین و هیدروژن کاهش می‌یابد، در حالی که باعث افزایش انرژی مربوط به گرمایش و در نتیجه اگزرژی گرمایشی می‌شود. این روند متضاد باعث ایجاد نقطه بهینه در نسبت فشار ۱۰/۷۹ بار شده است.



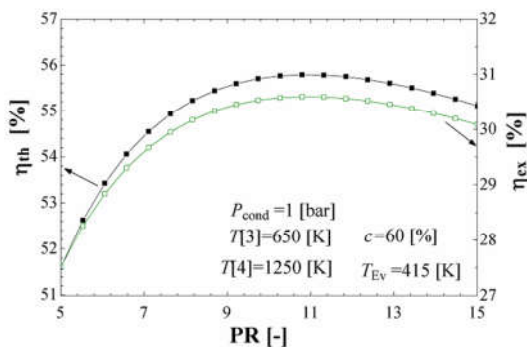
شکل ۳- توان خالص و گرمایش برحسب دمای ورودی توربین گاز



شکل ۴- آب شیرین و هیدروژن تولیدی بر حسب دمای ورودی توربین گاز



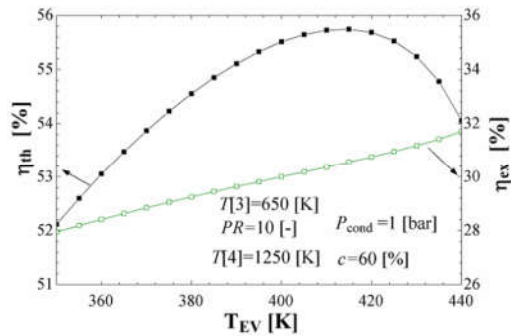
شکل ۵- بازده‌های حرارتی و اگزرژی برحسب دمای ورودی توربین گاز



شکل ۶- بازده‌های حرارتی و اگزرژی برحسب نسبت فشار کمپرسور

شکل ۷ تاثیر دمای پیش‌گرمکن بر روی بازده حرارتی و اگزرژی سیستم پیشنهادی را نشان می‌دهد. افزایش دما در پیش‌گرمکن باعث کاهش آنتالپی ورودی توربین رانکین شده و به تبع آن انرژی و اگزرژی مربوط به تولید آب شیرین و هیدروژن کاهش می‌یابد، از طرفی مقادیر انرژی و اگزرژی مربوط به گرمایش افزایش می‌یابد. روند این تغییرات باعث افزایش بازده حرارتی و اگزرژی با افزایش دمای پیش‌گرمکن می‌شود.

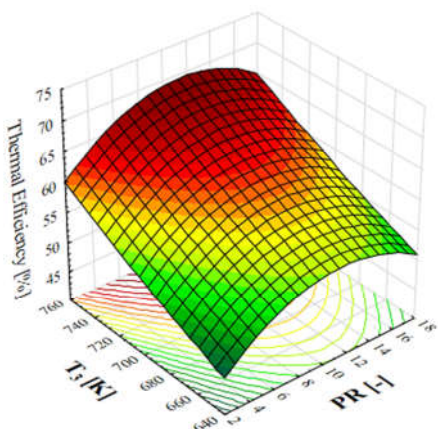
تغییرات بازده‌های حرارتی و اگزرژی با تغییر فشار چگالنده در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که مشخص است، افزایش فشار چگالنده باعث کاهش توان توربین رانکین شده و در نتیجه توان خالص و به تبع آن بازده‌های حرارتی و اگزرژی کاهش می‌یابند. طبق نتایج



شکل ۹- بازده‌های حرارتی و انرژی برحسب دمای تبخیرکن

تأثیر همزمان نسبت فشار کمپرسور و دمای پیش‌گرمکن روی بازده حرارتی در شکل ۱۰ نمایش داده شده است. طبق نتایج حاصله از این شکل، چرخه ترکیبی در حالتی که دارای بیشترین مقدار دمای پیش‌گرمکن و نسبت فشار کمپرسور حدود ۱۰ بار باشد، بیشترین مقدار بازده حرارتی حاصل می‌شود که اشکال ۶ و ۷ نیز موید این مطلب می‌باشند. همچنین با بررسی تأثیر همزمان دمای تبخیرکن و فشار چگالنده روی بازده حرارتی که در شکل ۱۱ ارائه شده است می‌توان فهمید که این دو پارامتر مستقل از یکدیگر عمل می‌کنند. در واقع روند این دو پارامتر شبیه شکل ۸ و ۹ می‌باشد.

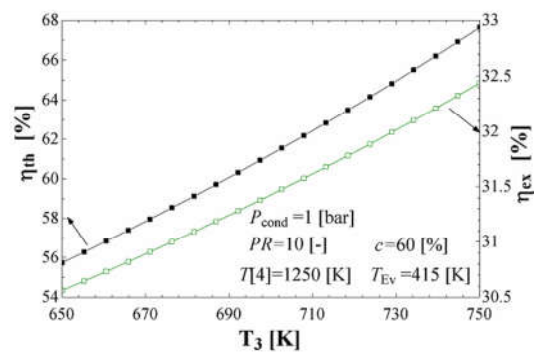
در شکل ۱۲ نرخ تخریب انرژی اجزای سیستم ارائه شده است. در این بین بیشترین مقدار تخریب انرژی به ترتیب مرتبط با محفظه احتراق، تبخیرکن و توربین گازی که به ترتیب برابر با ۱۴۸۰، ۶۳۹/۱ و ۱۶۰/۶ کیلووات می‌باشد. بیشتر بودن مقدار تخریب انرژی محفظه احتراق به علت احتراق و بازگشت‌ناپذیری بوده و همچنین بالا بودن نرخ تخریب انرژی توربین گازی به علت دمای بالای ورودی می‌باشد.



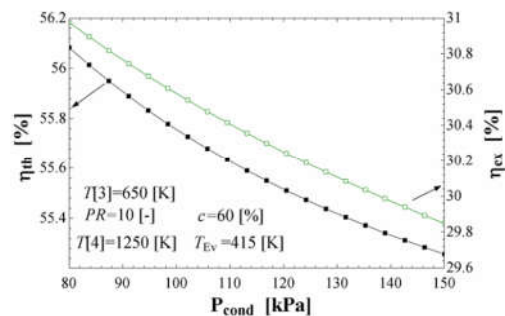
شکل ۱۰- تأثیر دمای پیش‌گرمکن و نسبت فشار کمپرسور روی بازده حرارتی

حاصل شده از این شکل با افزایش فشار چگالنده از ۸۰ تا ۱۵۰ کیلوپاسکال، بازده انرژی از ۵۶/۰۸ تا ۵۵/۲۶ درصد و بازده انرژی از ۳۰/۹۸ تا ۲۹/۸۵ درصد کاهش می‌یابد.

در شکل ۹ تأثیر دمای تبخیرکن روی بازده‌های حرارتی و انرژی ارائه شده است. با افزایش دمای تبخیرکن، مقدار آنتالپی ورودی توربین چرخه رانکین افزایش پیدا کرده و در نتیجه توان خالص چرخه رانکین افزایش می‌یابد. این افزایش منجر به افزایش انرژی مربوط به تولید آب شیرین و هیدروژن نیز می‌شود، از سوی دیگر با افزایش دمای تبخیرکن، دمای نقاط ۷ و ۸ کاهش پیدا کرده و در نتیجه مقدار گرمایش به شدت کاهش پیدا می‌کند. این روندها باعث ایجاد بیشترین بازده حرارتی یعنی ۵۵/۷۴ درصد در دمای تبخیرکن ۴۱۵ کلوین شده است. شایان ذکر است همواره مقدار انرژی مربوط به گرمایش بسیار کمتر از مقدار انرژی گرمایشی می‌باشد، این حالت در شکل ۹ باعث شده است که افزایش انرژی مربوط به توان خالص و تولید هیدروژن و آب شیرین بر کاهش انرژی مربوط به گرمایش غلبه کرده، بنابراین بازده انرژی با دمای تبخیرکن همواره روندی صعودی داشته باشد.



شکل ۷- بازده‌های حرارتی و انرژی برحسب دمای پیش‌گرمکن



شکل ۸- بازده‌های حرارتی و انرژی برحسب فشار چگالنده

بازده حرارتی (%)	۵۵/۸
بازده انرژی (%)	۳۰/۵۵

جدول ۸- مقایسه عملکرد بازده حرارتی با مطالعه گذشته

مقادیر بهینه	مطالعه کنونی [8]	
بازده حرارتی (%)	۵۵/۷۴	۳۹/۹۹
بهبود نسبت به مطالعه قبلی (%)	-	۳۹/۳۸

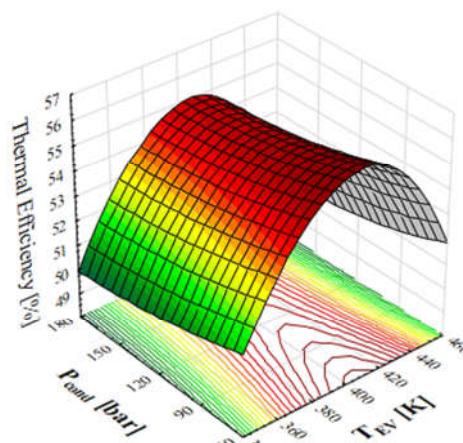
۴- نتیجه گیری

در این بررسی سیستم تولید همزمان بر مبنای یک توربین گازی مبتنی بر سوخت بیوگاز برای تولید توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن پیشنهاد و مورد تحلیل انرژی و انرژی و بهینه سازی قرار گرفته است. نتایج کلی این سیستم به صورت زیر ارائه شده است:

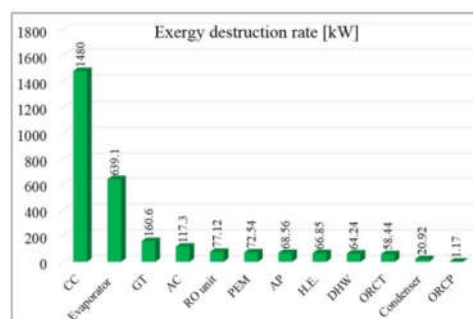
- برای حالت بهینه، مقادیر توان خالص تولیدی ۱۱۸۹ کیلووات، آب شیرین تولیدی ۵/۵۱۱ کیلوگرم بر ثانیه، بازده حرارتی ۵۵/۸٪، بازده انرژی ۳۰/۵۵٪، هیدروژن تولیدی ۱/۴۳۷ کیلوگرم بر ساعت و مقدار گرمایش ۴۲۳/۹ کیلووات حاصل شده اند.
- بازده حرارتی نسبت به دمای تبخیرکن و نسبت فشار کمپرسور دارای مقدار بهینه ای می باشد.
- با افزایش دمای پیش گرمکن، بازده حرارتی و بازده انرژی افزایش می یابند.
- با افزایش دمای ورودی به توربین گازی، بازده حرارتی روندی کاهشی داشته در حالیکه بازده انرژی افزایش می یابد.
- بیشترین مقدار تخریب انرژی مرتبط با محفظه احتراق، تبخیرکن و توربین گازی می باشد.
- سیستم تولید همزمان بر مبنای یک توربین گازی بیوگاز نتایج بهتری نسبت به سیستم ترکیبی توربین گازی بیوگاز با رانکین آبی را نشان می دهد.

۵- نمادها

AP	پیش گرمکن
c	نسبت سوخت متان در ترکیب کلی سوخت (-)
CC	محفظه احتراق
D	ضخامت غشاء (μm)
\dot{E}_X	نرخ تخریب انرژی (kW)
G	گازی
\bar{h}	آنتالپی مخصوص (kJ/kmol)
\dot{n}_k	دبی مولی عبوری از جزء k (kmol/s)
ORC	چرخه رانکین آبی
P	فشار (bar)
PEM	الکترولیزر غشاء پروتونی
PR	نسبت فشار در کمپرسور (-)
RO	اسمز معکوس
\bar{s}	آنتروپی مخصوص (kJ/kmolK)
T	دما (K)
\dot{W}_{net}	توان خالص چرخه (kW)



شکل ۱۱- تاثیر دمای تبخیرکن و فشار چگالنده روی بازده حرارتی



شکل ۱۲- تخریب انرژی اجزای سیستم

برای سیستم تولید همزمان نتایج بهینه سازی از دیدگاه قانون اول در جدول ۷ ارائه شده است. در این حالت همانطور که از شکل ۱۰ و ۱۱ نیز مشخص است، برای نسبت فشار کمپرسور ۱۰/۹۵ و دمای تبخیرکن ۴۱۳/۸ کلوین، بیشترین مقدار بازده حرارتی بدست آمده است. در حالت بهینه توان خالص تولیدی، بازده حرارتی، بازده انرژی، هیدروژن تولیدی، آب شیرین و گرمایش به ترتیب، ۱۱۸۹ کیلووات، ۵۵/۸٪، ۳۰/۵۵٪، ۱/۴۳۷ کیلوگرم بر ساعت، ۵/۵۱۱ کیلوگرم بر ثانیه و ۴۲۳/۹ کیلووات حاصل شده است.

همچنین با مقایسه نتایج این بررسی در شرایط یکسان با نتایج مطالعه قلیزاده و همکاران [۲۳] که در جدول ۸ ارائه شده است، می توان فهمید که بازده حرارتی این سیستم ۳۹/۳۸ درصد نسبت به مطالعه پیشین بهبود یافته است.

جدول ۷- عملکرد بهینه چرخه تولید همزمان

پارامترها/ مقادیر بهینه	نسبت به بازده حرارتی
نسبت فشار کمپرسور (-)	۱۰/۹۵
دمای تبخیرکن (K)	۴۱۳/۸
دمای ورودی توربین گازی (K)	۱۱۵۰
توان تولیدی خالص (kW)	۱۱۸۹
تخریب انرژی کل (kW)	۲۸۲۲
تولید هیدروژن (kg/hr)	۱/۴۳۷
تولید آب شیرین (kg/s)	۵/۵۱۱
مقدار گرمایش (kW)	۴۲۳/۹

[11] Zareh A.D., Saray R.K., Mirmasoumi S. and Bahlouli K., Extensive thermodynamic and economic analysis of the cogeneration of heat and power system fueled by the blend of natural gas and biogas. *Energy conversion and management*, Vol. 164, pp. 329-43, 2018.

[12] Grigoriev S., Poremsky V., Fateev V., Pure hydrogen production by PEM electrolysis for hydrogen energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 31, pp. 171-75, 2006.

[13] Lutz A.E., Bradshaw R.W., Bromberg L., Rabinovich A., Thermodynamic analysis of hydrogen production by partial oxidation reforming. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 29, pp. 809-16, 2004.

[14] Abdolalipouradi M., Mohammadkhani F., Khalilarya S. and Yari M., Thermodynamic and exergoeconomic analysis of two novel tri-generation cycles for power, hydrogen and freshwater production from geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, Vol. 226, pp. 113544, 2020.

[15] Zare V., A comparative thermodynamic analysis of two tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy. *Energy conversion and management*, Vol. 118, pp. 264-74, 2016.

[16] Abdolalipouradi M., Khalilarya S. and Mohammadkhani F., Hydrogen Production Using Proposed Cycle from Sabalan Geothermal Wells via Proton Exchange Membrane Electrolysis. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 20, No. 2, pp. 267-278, 2019.

[17] Abdolalipouradi M., Khalilarya S. and Jafarmadar S., Energy and Exergy Analysis of a New Power, Heating, Oxygen and Hydrogen Cogeneration Cycle Based on the Sabalan Geothermal Wells. *International Journal of Engineering*, Vol. 32, No. 3, pp. 445-50, 2019.

[18] Ni M., Leung M.K. and Leung D.Y., Energy and exergy analysis of hydrogen production by a proton exchange membrane (PEM) electrolyzer plant. *Energy conversion and management*, Vol. 49, No. 10, pp. 2748-56, 2008.

[19] Nafey A., and Sharaf M., Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy*, Vol. 35, No. 11, pp. 2571-80, 2010.

[20] Abdolalipouradi M., Khalilarya S. and Jafarmadar S., Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 4, pp. 11-22, 2018.

[21] Bejan A., Tsatsaronis G. and M. Moran, Thermal design and optimization. *John Wiley & Sons*, 1996.

[22] Abdolalipouradi M., Mohammadkhani F., and Khalilarya, S., A comparative analysis of novel combined flash-binary cycles for Sabalan geothermal wells: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints. *Energy*, Vol. 209, pp. 118235, 2020.

[23] Klein S. and Alvarado F., EES—Engineering Equation Solver. *F-Chart Software*, 2002.

x	عمق غشای اندازه گیری شده (kW)
.	مخفف و زیرنویس ها
D	حالت محیط
DHW	تخریب آگزژی
EV	گرمکن داخلی
f	اوپراتور
HPP	آگزژی سوخت
ORCT	پمپ فشار بالا
P	توربین چرخه رانکین آلی
PEM	پمپ، آگزژی محصول
ph	الکترولایزر غشا پروتونی
pp	آگزژی فیزیکی
T	نقطه تنگش
	توربین

علائم یونانی

η_{ex}	بازده آگزژی (%)
η_{th}	بازده حرارتی (%)
η_{AC}	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور (%)
η_p	راندمان آیزنتروپیک پمپ (%)
η_T	راندمان آیزنتروپیک توربین (%)

۶- مراجع

[1] Abdolalipouradi M., Khalilarya S., and Jafarmadar S., Use of Integrated Single and Triple flashes with Organic Rankine cycle to Generate Power from Sabalan Geothermal Wells. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 50, No. 3, pp. 155-164, 2020.

[2] Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy conversion and management*, Vol. 105, pp.127-38, 2015.

[3] Abdolalipouradi M., Khalilarya S., and Jafarmadar S., Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant. *Energy Conversion and Management*, Vol.195, pp. 420-35, 2019.

[4] Komiya M., T. Misonou, Takeuchi S., Umetsu K. and Takahashi J., Biogas as a reproducible energy source: Its steam reforming for electricity generation and for farm machine fuel. *International Congress Series, Elsevier*, pp. 234-7, 2006.

[5] Hosseini S.E. and Wahid M.A., Development of biogas combustion in combined heat and power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 40, pp. 868-75, 2014.

[6] Hosseini S.E., Barzegaravval H., Wahid M.A., Ganjehkaviri A. and Sies M.M., Thermodynamic assessment of integrated biogas-based micro-power generation system. *Energy conversion and management*, Vol. 128, pp. 104-19, 2016.

[7] Sung T., Kim S. and Kim K.C., Thermo-economic analysis of a biogas-fueled micro-gas turbine with a bottoming organic Rankine cycle for a sewage sludge and food waste treatment plant in the Republic of Korea. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 127, pp. 963-74, 2017.

[8] Gholizadeh T., Vajdi M. and Mohammadkhani F., Thermodynamic and thermo-economic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas. *Energy conversion and management*, Vol. 181, pp. 463-75, 2019.

[9] Barzegaravval H., Hosseini S.E., Wahid M.A. and Saat A., Effects of fuel composition on the economic performance of biogas-based power generation systems. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 128, pp. 1543-54, 2018.

[10] Kang J.Y., Kang D.W., Kim T.S. and Hur K.B., Comparative economic analysis of gas turbine-based power generation and combined heat and power systems using biogas fuel. *Energy*, Vol. 67, pp. 309-18, 2014.