

تحلیل اگزرو-اقتصادی یک سیستم جدید برای تولید سه‌گانه‌ی توان، گرما و آب شیرین

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، m.pashapour@urmia.ac.ir

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، s.jafarmadar@urmia.ac.ir

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

ملیحه پاشاپور

صمد جعفرمدار*

شهرام خلیل آریا

چکیده

مطالعه‌ی حاضر، به تحلیل اگزرو-اقتصادی سیستمی جدید برای تولید توان، گرما و آب شیرین می‌پردازد. سیستم پیشنهادی شامل یک توربین گاز (GT) است که گرمای اتلاقی آن ابتدا توسط یک مولد بخار (HRSG) برای تولید بخار آب اشباع و سپس یک چرخه رانکین آلی برای تولید توان بیشتر بازیافت می‌گردد. این سیستم از یک منبع انرژی زمین گرمایی برای گرمایش مجدد سیال آلی جهت افزایش توان و بازده استفاده کرده و همچنین دارای یک واحد آب شیرین کن اسمز معکوس برای تولید آب شیرین است. دمای آب تغذیه قبل از ورود به واحد آب شیرین کن از طریق کاهش جریان جرمی آن در چگالنده بالا می‌رود. در نتیجه هزینه واحد تولید آب شیرین ۳۲/۲۴٪ کاهش می‌یابد. ضریب اگزرو-اقتصادی سیستم ۱۲/۱۴٪ بدست می‌آید که نشان از نقش بالای تخریب اگزرو-اقتصادی در هزینه سیستم دارد. GT/HRSG بالاترین سهم را از نظر هزینه سرمایه‌گذاری به خود اختصاص می‌دهد (۸۶/۱۰٪). در انتها، اثر اختلاف دمای پینچ مولد بخار و فشار بازگرمایش بر هزینه واحد توان تولیدی در چرخه رانکین آلی، بخار آب تولیدی، آب تصفیه شده و همچنین نرخ هزینه کلی سیستم بررسی شده‌اند.

واژه‌های کلیدی: اگزرو-اقتصادی، توربین گاز، چرخه رانکین آلی، بازگرمایش، زمین گرمایی، آب شیرین کن اسمز معکوس.

Exergo-economic analysis of a novel tri-generation system to produce power, heat and fresh water

M. Pashapour

S. Jafarmadar

Sh. Khalilarya

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Abstract

The current study reviews the exergo-economic analysis of a new system for producing power, heat, and distilled water. This proposed system includes a gas turbine (GT) which its waste heat first was recovered by a heat recovery steam generator (HRSG) for producing saturated water vapor and then recycled by an organic Rankine cycle (ORC) for generating more power. Also, this system includes a geothermal energy resource for reheating organic fluid because of power and efficiency increase and a reverse osmosis (RO) desalination unit on the production of freshwater. Feed-water temperature is increased in the condenser via decreasing its mass flow rate. As a result, the unit cost of produced freshwater decreases by 32.24%. The exergo-economic factor of the system is 12.14%, suggesting that exergy destruction accounts for a high proportion of costs. GT/HRSG have the highest share in terms of the capital cost (86.10%). Finally, the effects of the pinch temperature difference in the HRSG and re-heating pressure on the unit cost of the power generated in the ORC, produced water vapor, distilled water, and the overall cost rate were investigated.

Keywords: Exergo-economic, gas turbine, organic Rankine cycle, re-heating, geothermal, reverse osmosis desalination.

۱- مقدمه

توسط چرخه‌های پایین دست مانند چرخه رانکین آلی^۱ (ORC) بازیابی می‌شود [۲]. نامی و همکاران [۳] دو پیکربندی موازی و سری از چرخه رانکین آلی برای بازیابی گرما از اگزوز توربین گازی ارائه دادند. آنها از چهار مایع مختلف برای انتخاب بهترین آنها برای سیستم‌های سری و موازی با استفاده از آنالیز اگزرو-اقتصادی بهره بردند. لی و همکاران [۴] دو چرخه رانکین آلی معمولی و رانکین آلی دو مرحله‌ای سری را برای بازیافت گرمای گازهای خروجی توربین گازی از دیدگاه انرژی و اگزرو-اقتصادی مورد مطالعه و مقایسه قرار دادند. تجزیه و تحلیل ترمودینامیک و اقتصادی از یک چرخه ترکیبی متشکل از چرخه فوق بحرانی CO₂ با

اخیرا به علت رشد آگاهی در مورد محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و تاثیر انتشار آلاینده‌ها روی محیط‌زیست، مطالعات متعددی در مورد استفاده‌ی بهینه از انرژی انجام گرفته‌اند. فناوری تولید چگالنده یکی از روش‌های پیشنهادی برای تولید همزمان توان، گرما، آب شیرین و ... است [۱]. در این فناوری، بازیابی گرمای تلف شده منجر به افزایش بازده، کاهش آلاینده‌گی محیط‌زیست و کاهش هزینه‌های راه‌اندازی، نگهداری، و عملیاتی می‌شود. مصرف سوخت چرخه‌های ترکیبی کمتر از چرخه‌های جداگانه است. در این میان سیستم‌هایی که محرک اصلی‌شان توربین گاز است نسبت به سایر سیستم‌های تولید همزمان شناخته شده‌تر هستند. انرژی موجود در گازهای حاصل از احتراق

¹ Organic Rankine cycle

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.jafarmadar@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۱/۲۹

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۶/۱۰

بازیاب و چرخه رانکین آلی برای بازیابی انرژی اتلافی یک توربین گازی توسط هو و همکاران گزارش شده است [۵]. آنها تأثیر پارامترهای مختلف سیستم را بر هزینه واحد برق و راندمان انرژی بررسی کرده و سیستم را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه نمودند.

به علت بحران انرژی و آب شیرین و البته رشد سریع جمعیت در سراسر دنیا، خصوصاً در کشورهای در حال توسعه، تقاضا برای این محصولات ارزشمند برای زندگی بشر در حال افزایش است. یک راهکار برای حل بحران آب شیرین، تصفیه آب شور و استفاده از آب شیرین تولیدی در زمینه های کشاورزی، صنعتی و محیط‌های شهری است. از میان روش‌های متداول آب شیرین‌سازی، روش اسمز معکوس^۱ با فرآیند غشایی در سطح وسیعی استفاده می‌شود. عیب این روش این است که چندان مقرون به صرفه نیست. بنابراین، با استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و همچنین بازیابی انرژی‌های اتلافی به جای استفاده از سوخت فسیلی، هم هزینه‌ی آب شیرین‌سازی [۶] و هم آلودگی محیط‌زیست کاهش خواهند یافت. امروزه تقاضای جهانی برای استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی زمین‌گرمایی به علت مزایای آن-ها در حال افزایش است [۷]. انرژی زمین‌گرمایی یک منبع انرژی محبوب برای تولید الکتریسیته است که علت آن پایداری، فراوانی، هزینه پائین، پاک و قابلیت اطمینان بالای آن است. علاوه بر این، این منبع انرژی جزو منابع دما پایین یا متوسط می‌باشد که آن را برای استفاده در چرخه رانکین آلی مناسب می‌سازد. عبدالعلی پورعدل و همکاران [۸] چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله‌ای با چرخه رانکین آلی را برای منابع زمین‌گرمایی سبلان پیشنهاد و مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار دادند. سپه‌وند و فصیح‌فر [۹] به مطالعه سیستم هیبریدی شامل توربین گاز، تقطیر چندمرحله‌ای و سیستم تصفیه اسمز معکوس برای تامین برق و آب شیرین مورد نیاز شهرستان بشاگرد در حاشیه خلیج فارس پرداختند. تاجیک منصوری و همکاران [۱۰] چرخه ترکیبی برای بازیابی انرژی اتلافی یک واحد صنعتی توسط یک چرخه رانکین آلی را مورد مطالعه قرار دادند که توان خروجی آن توسط یک سیستم تصفیه اسمز معکوس مورد مصرف قرار می‌گرفت و آب نمک غلیظ گرم و برای تصفیه بیشتر به واحد تصفیه غشایی فرستاده می‌شد. نعمتی و همکاران [۱۱] به تجزیه و تحلیل انرژی، انرژی و انرژی اتلافی اقتصادی یک سیستم تولید همزمان برای بازیابی انرژی انرژی یک موتور دیزل با استفاده از چرخه رانکین آلی دو مرحله‌ای کوپل شده با واحد اسمز معکوس پرداختند.

اولوی و همکاران یک چرخه ترکیبی را از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی مورد تحلیل قرار دادند که در آن انرژی اتلافی یک توربین گازی توسط یک سیال میانی و سپس توسط یک چرخه رانکین آلی مورد بازیابی قرار می‌گرفت. توان تولید شده در چرخه رانکین آلی به مصرف پمپ فشار بالای سیستم اسمز معکوس می‌رسید. آنها شش سیال آلی برای چرخه رانکین در نظر گرفته و بازده سیستم و کیفیت گذردهی غشا را مورد مطالعه قرار دادند [۱۲]. در تحقیق دیگری آنها سیستم ترکیبی توربین گازی-پیل سوختی اکسید جامد، چرخه رانکین آلی و سیستم تصفیه اسمز معکوس را مطالعه نموده و به بهینه

سازی سیستم از لحاظ انرژی و اقتصادی با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند [۱۳]. کیانفرد و همکاران [۱۴] سیستمی ترکیبی را از لحاظ انرژی و انرژی اتلافی اقتصادی مورد مطالعه قرار دادند که در آن یک چرخه رانکین آلی دوگانه از انرژی زمین‌گرمایی تغذیه کرده و توان مورد نیاز یک سیستم تصفیه اسمز معکوس و یک سیستم الکترولیزر را فراهم می‌کرد.

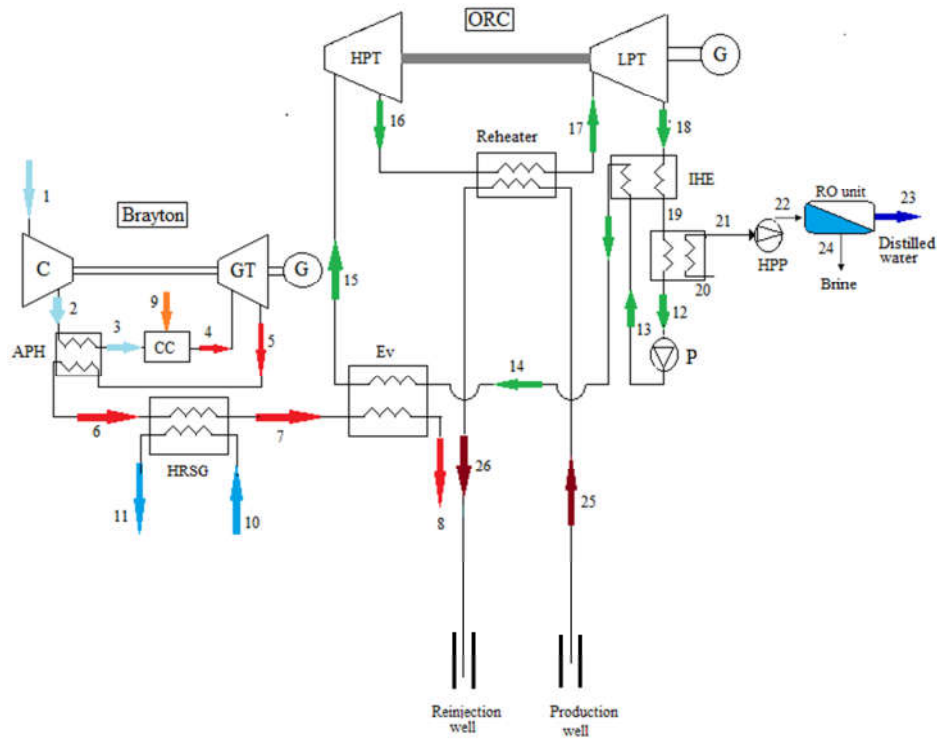
بهره‌گیری همزمان از گرمای اتلافی توربین گازی و انرژی زمین‌گرمایی در ترکیب با چرخه رانکین آلی و سیستم اسمز معکوس، شکافی است که در مطالعات قبلی به آن پرداخته نشده است. در این پروژه از انرژی زمین‌گرمایی به جای دیگ بخار برای بازگرمایش در چرخه رانکین آلی استفاده می‌شود. همچنین آب دریا قبل از ورود به واحد تصفیه با عبور از چگالنده گرم می‌شود. بنابراین، تغییر نرخ جریان جرمی آب می‌تواند دمای ورودی واحد تصفیه را تغییر دهد. مطالعه حاضر تأثیر این پارامتر را نیز بر عملکرد سیستم بررسی کرده است. سیستم تولید سه‌گانه از نظر انرژی اتلافی-اقتصادی به صورت کامل تحلیل می‌شود. نهایتاً تأثیر پارامترهای طراحی روی نرخ هزینه‌ی کلی سیستم و قیمت واحد محصولات (توان، بخار آب و آب تصفیه شده) بررسی می‌گردد.

۲- توصیف سیستم

شکل ۱ طرحواره‌ای از سیستم تولید سه‌گانه پیشنهادی را نشان می‌دهد. این سیستم شامل یک چرخه توربین گاز، یک چرخه رانکین آلی و یک واحد آب شیرین‌کن اسمز معکوس است. هوا با شرایط اتمسفریک (۲۹۸ کلوین و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال) وارد کمپرسور و سپس وارد پیش‌گرم‌کننده هوا شده و بعد به محفظه احتراق می‌رود. در این محفظه، سوخت با فشار ۱۲۰۰ کیلوپاسکال پاشیده شده و احتراق رخ می‌دهد. گازهای حاصل از احتراق از توربین گاز عبور می‌کنند. توان خالص تولیدی در چرخه توربین گاز ۳۰ مگاوات در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. یک مولد بخار بازیافت گرما (HRSG) سر راه گازهای احتراقی، جهت تولید بخار آب اشباع در فشار ۳۵۰۰ کیلوپاسکال وجود دارد. باقیمانده گرمای گازها برای بازیابی در چرخه رانکین آلی، به طرف تبخیرکن هدایت می‌شوند. در این چرخه، سیال آلی به شکل مایع اشباع وارد پمپ شده و از آنجا به مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌رود تا قبل از ورود به تبخیرکن پیش‌گرم شود. جایی که گرما گازهای احتراقی آن را پیش از ورود به توربین فشار بالا تبدیل به بخار اشباع می‌کند [۱۶]. این بخار بعد از انبساط در توربین فشار بالا توسط منبع زمین‌گرمایی در یک مبادله‌کن گرمایی مورد گرمایش مجدد قرار گرفته و دمایش افزایش می‌یابد. سیال آلی سپس به سمت توربین فشار پائین رفته و چون در خروجی آن دمای سیال هنوز زیاد است یک مبادله‌کن گرمایی داخلی در آنجا وجود دارد تا حداکثر استفاده از گرمای سیال آلی به عمل آید. سیال سپس وارد چگالنده شده و به پمپ باز می‌گردد تا چرخه تکرار شود. در چگالنده، گرمای سیال آلی برای افزایش دمای آب دریا قبل از ورود به پمپ فشار بالای واحد آب-شیرین‌سازی استفاده می‌شود.

² Heat recovery steam generator

¹ Reverse Osmosis (RO)



شکل ۱- طرحواره سیستم تولید سه گانه‌ی پیشنهادی

جدول ۱- پارامترهای مربوط به چرخه توربین گاز، رانکین آلی و آب زمین گرمایی [۱۴، ۱۵، ۱۶]

مقدار	پارامتر
۲۹۸/۱۵	دمای محیط (کلوین)
۱	فشار محیط (بار)
۳۰	توان خالص چرخه توربین گاز (مگاوات)
۱۰	نسبت فشار کمپرسور
۸۶	راندمان آیزنتروپیک توربین گازی (%)
۸۶	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا (%)
۸۵۰	دمای ورودی محفظه احتراق (کلوین)
۱۵۲۰	دمای ورودی توربین گازی (کلوین)
۶	اختلاف دمای تنگش در مبادله‌کن بازگرمایش (کلوین)
۳۷۵	دمای خروجی تبخیرکن در رانکین آلی (کلوین)
۳۰۳/۱۵	دمای خروجی چگالنده در رانکین آلی (کلوین)
۸	اختلاف دمای تنگش در تبخیرکن (کلوین)
۸۵	راندمان آیزنتروپیک پمپ رانکین آلی (%)
۰/۹	کارایی مبادله‌کن گرمایی داخلی (-)
۸۳	نرخ جریان جرمی سیال زمین گرمایی (کیلوگرم بر ثانیه)
۱۷۵	دمای ورودی سیال زمین گرمایی (درجه سلسیوس)
۷۰	فشار ورودی سیال زمین گرمایی (بار)

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

۳-۱- فرضیات

- تمامی فرآیندها در حالت پایا هستند.
- متان به عنوان سوخت در نظر گرفته می‌شود [۱۵].
- هوا و گازهای احتراق مخلوط گازی ایده آل هستند [۱۵].
- جریان‌های هوا و گاز در چرخه توربین گاز، هنگام عبور از دستگاه‌های اصلی، افت فشار ۵٪ و ۳٪ را دارند، اجزای دیگر و خطوط لوله بدون افت فشار فرض می‌شود. [۱۵].
- ۲٪ از ارزش حرارتی پائین سوخت از محفظه احتراق هدر می‌رود، بقیه اجزاء بدون تلفات گرما هستند [۱۵].
- دما و فشار ورودی آب به ترتیب ۲۹۸ کلوین و ۳۵۰۰ کیلوپاسکال است. آب خروجی در حالت بخار اشباع است [۱۵].
- در چرخه رانکین آلی، جریان ورودی توربین فشار بالا، بخار اشباع و جریان ورودی پمپ، مایع اشباع در نظر گرفته شده‌اند [۱۶].

داده‌های ورودی برای تحلیل چرخه‌های توربین گاز و رانکین آلی و همچنین واحد آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس به ترتیب در جدول‌های ۱ و ۲ ارائه شده‌اند.

جدول ۲- پارامترهای مربوط به واحد آب شیرین کن اسمز معکوس [۱۸، ۱۷، ۱۱]

پارامتر	مقدار
نرخ جریان حجمی آب تغذیه (مترمکعب بر ساعت)	۴۸۵/۹
نسبت بازیابی (%)	۳۰
درصد رد نمک (-)	۰/۹۹۴۴
غلظت نمک آب دریا (گرم بر کیلوگرم)	۴۳
تعداد وسل‌های فشار (n _{pv}) (-)	۴۲
تعداد المان‌ها (n _m) (-)	۷
ارزش هر المان (C _k) (دلار)	۱۲۰۰
ارزش و سل فشار (C _{pv}) (دلار)	۷۰۰۰
مساحت هر المان (متر مربع)	۳۵/۴

۳-۲- تحلیل انرژی

معادله انرژی برای یک حجم کنترل که نرخ مبادله کار و گرما آن با محیط به ترتیب \dot{W} و \dot{Q} باشد به صورت زیر است [۱۴]:

$$\dot{W} - \dot{Q} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i = 0 \quad (۱)$$

که \dot{m} و h به ترتیب نرخ جریان جرمی و آنتالپی ویژه و i و e به ترتیب جریانهای ورودی و خروجی حجم کنترل هستند

۳-۴- تحلیل انرژی

با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، دو نوع انرژی فیزیکی و شیمیایی در این مطالعه بررسی خواهند شد [۱۵]. در یک حالت پایا، تعادل انرژی برای یک حجم کنترل به شرح زیر است [۱۴]:

$$\dot{E}_W - \dot{E}_Q + \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_i \dot{m}_i ex_i + \dot{E}_D = 0 \quad (۲)$$

که ex و \dot{E}_D به ترتیب انرژی ویژه و نرخ تخریب انرژی هستند. \dot{E}_Q و \dot{E}_W به ترتیب، انرژی مربوط به کار انجام شده و گرما انتقال یافته بین حجم کنترل و محیط می باشند:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j, \quad (۳)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (۴)$$

انرژی فیزیکی ویژه در یک حالت مشخص به صورت زیر تعریف می شود [۱۵]:

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۵)$$

اندیس ۰ مقدار یک متغیر را در شرایط محیطی نشان می دهد. مقدار انرژی شیمیایی برای یک مخلوط گازی ایده آل توسط معادله (۶) تعریف می شود [۱۵]:

$$\overline{ex}^{ch} = \sum_{k=1}^n x_k \cdot \overline{ex}_k^{ch} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{k=1}^n x_k \cdot \ln x_k \quad (۶)$$

که \overline{ex}_k^{ch} و x_k به ترتیب انرژی شیمیایی در هر مول و کسر مولی جزء k ام مخلوط گازی هستند. \bar{R} ثابت جهانی گاز است.

۳-۵- تحلیل انرژی و اقتصادی

معادله نرخ هزینه بر حسب دلار بر ساعت برای جزء k که کار انجام داده و با محیط گرما مبادله می کند، به شرح زیر است [۱۵ و ۱۹]:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{W,k} = \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{Z}_k \quad (۷)$$

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}_j \quad (۸)$$

که i و e جریانهای ورودی و خروجی، و c هزینه واحد انرژی بر حسب دلار بر گیگاژول می باشد. $\dot{C}_{Q,k}$ و $\dot{C}_{W,k}$ به ترتیب نشان دهنده هزینه مربوط به کار و انتقال گرما و \dot{E}_j نرخ انرژی جریان زام هستند. \dot{Z}_k نرخ هزینه مربوط به سرمایه گذاری، عملیات و هزینه های تعمیر و نگهداری جزء k است [۱۹]:

$$\dot{Z}_k = Z_k \cdot CRF \cdot \frac{\varphi}{N} \quad (۹)$$

که φ عامل نگهداری (۱/۰۶) و N تعداد ساعات کار سیستم در سال می باشد (۷۴۴۶ ساعت) [۱۹]. Z_k نشان دهنده هزینه مورد نیاز برای خرید جزء k است. جدول ۳ معادله هزینه اجزایی را که در سیستم پیشنهادی مورد استفاده قرار گرفته اند بر حسب دلار و براساس اندازه یا ظرفیت دستگاه ارائه می دهد. تمامی مبادله کن ها مانند تبخیرکن، مبادله کن گرمایی داخلی و مبادله کن مورد استفاده برای بازگرمایش از نوع پوسته و لوله هستند. ضریب انتقال گرما کلی و اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، دو متغیر ضروری برای تعیین مساحت انتقال گرما هستند [۱۵ و ۲۰]. باید به این نکته توجه داشت که هزینه اجزاء باید از سال مرجع با استفاده از شاخص هزینه برای سال جاری تخمین زده شوند [۱۴ و ۱۵]. ضریب بازیابی سرمایه طبق معادله زیر تعریف می شود [۲۱]:

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (۱۰)$$

که i_r و n به ترتیب عبارتند از نرخ بهره خدمات مالی (۱۲٪) و طول عمر مورد انتظار سیستم (۲۰ سال) [۲۱ و ۱۹]. جدول ۴ معادله هزینه و معادلات کمکی برای هر جزء سیستم را نشان می دهد. هزینه واحد سوخت ۹/۵۱ دلار بر گیگا ژول در نظر گرفته شده است [۱۹].

جدول ۳- هزینه اجزای مورد استفاده در سیستم پیشنهادی

مرجع	معادله هزینه بر حسب دلار	اجزا
[۲۳، ۲۰]	$Z_{AC} = \frac{71.1\dot{m}_a}{0.9 - \eta_{AC}} r_{AC} \ln(r_{AC})$	کمپرسور هوا
[۲۳]	$Z_{APH} = 4122 \left(\frac{\dot{m}_g (h_5 - h_6)}{U \Delta T_{lm,APH}} \right)^{0.6}$	پیش گرمکن هوا
[۲۲، ۲۰]	$Z_{CC} = \frac{46.08\dot{m}_g}{0.995 - \frac{P_4}{P_3}} [1 + \exp(0.0186T_4 - 26.4)]$	محفظه احتراق
[۲۲]	$Z_{GT} = \frac{479.34\dot{m}_g}{0.92 - \eta_{GT}} \ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right) [1 + \exp(0.036T_4 - 54.4)]$	توربین گازی
[۲]	$Z_{HRSG} = 6570 \left[\left(\frac{\dot{Q}_{ec}}{\Delta T_{lm,ec}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{ev}}{\Delta T_{lm,ev}} \right)^{0.8} \right] + 21276\dot{m}_w + \dot{m}_g^{0.2}$	مولد بخار
[۲]	$Z_{Ev} = 309.143A_{Ev} + 231.915$	تبخیرکن
[۱۴]	$Z_{HPT} = 4750 \times \dot{W}_{HPT}^{0.75}$	توربین فشار بالا
[۱۴]	$Z_{RH} = 309.14 \times A_{RH}^{0.85}$	باز گرمایش
[۱۴]	$Z_{LPT} = 4750 \times \dot{W}_{LPT}^{0.75}$	توربین فشار پائین
[۲]	$Z_{IHE} = 309.143A_{IHE} + 231.915$	مبادله-کن گرمایی داخلی
[۱۴]	$Z_{Cond} = 1773 \times \dot{m}_{19}$	چگالنده
[۲۰]	$Z_P = 705.48 \times \dot{W}_P^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_P} \right)$	پمپ رانکین آلی
[۱۴، ۱۱]	$Z_{RO} = n_m n_{pv} C_k + n_{pv} C_{pv} + 996 \times M_f^{0.8} + Z_{HPP};$ $Z_{HPP} = 52(Q_{HPP} \times P_{HPP}); Q_{HPP} \leq 200 \frac{m^3}{hr}$ $Z_{HPP} = 81(Q_{HPP} \times P_{HPP})^{0.96}; Q_{HPP} \geq 200 \frac{m^3}{hr}$	سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس

جدول ۴- معادله هزینه هر جزء و معادلات کمکی آن [۱۴، ۱۵]

معادلات کمکی	معادله هزینه بر حسب دلار	اجزا
$c_1 = 0$	$c_1 \dot{E}_1 + c_{w,AC} \dot{W}_{AC} + \dot{Z}_{AC} = c_2 \dot{E}_2$	کمپرسور هوا
$c_5 = c_6$	$c_2 \dot{E}_2 + c_5 \dot{E}_5 + \dot{Z}_{APH} = c_3 \dot{E}_3 + c_6 \dot{E}_6$	پیش گرمکن هوا
$c_9 = 9.51 [\$/GJ]$	$c_3 \dot{E}_3 + c_9 \dot{E}_9 + \dot{Z}_{CC} = c_4 \dot{E}_4$	محفظه احتراق
$c_4 = c_5, c_{w,AC} = c_{w,GT}$	$c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{GT} = c_{w,GT} \dot{W}_{GT} + c_5 \dot{E}_5$	توربین گازی
$c_6 = c_7, c_{12} = 0$	$c_6 \dot{E}_6 + c_{10} \dot{E}_{10} + \dot{Z}_{HRSG} = c_7 \dot{E}_7 + c_{11} \dot{E}_{11}$	مولد بخار
$c_7 = c_8$	$c_7 \dot{E}_7 + c_{14} \dot{E}_{14} + \dot{Z}_{Ev} = c_8 \dot{E}_8 + c_{15} \dot{E}_{15}$	تبخیرکن
$c_{15} = c_{16}$	$c_{15} \dot{E}_{15} + \dot{Z}_{HPT} = c_{w,HPT} \dot{W}_{HPT} + c_{16} \dot{E}_{16}$	توربین فشار بالا
$c_{22} = c_{23}$	$c_{16} \dot{E}_{16} + c_{22} \dot{E}_{22} + \dot{Z}_{RH} = c_{17} \dot{E}_{17} + c_{23} \dot{E}_{23}$	باز گرمایش
$c_{17} = c_{18}$	$c_{17} \dot{E}_{17} + \dot{Z}_{LPT} = c_{w,LPT} \dot{W}_{LPT} + c_{18} \dot{E}_{18}$	توربین فشار پائین
$c_{18} = c_{19}$	$c_{18} \dot{E}_{18} + c_{13} \dot{E}_{13} + \dot{Z}_{IHE} = c_{19} \dot{E}_{19} + c_{14} \dot{E}_{14}$	مبادله-کن گرمایی داخلی
$c_{20} = 0, c_{12} = c_{19}$	$c_{19} \dot{E}_{19} + c_{20} \dot{E}_{20} + \dot{Z}_{Cond} = c_{12} \dot{E}_{12} + c_{21} \dot{E}_{21}$	چگالنده
$c_{w,P} = c_{w,HPT} = c_{w,LPT}$	$c_{12} \dot{E}_{12} + c_{w,P} \dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_{13} \dot{E}_{13}$	پمپ رانکین آلی
$c_{21} \dot{E}_{21} + c_{w,HPP} \dot{W}_{HPP} + \dot{Z}_{RO} = c_{23} \dot{E}_{23} + c_{24} \dot{E}_{24}$	$c_{w,HPP} = c_{w,LPT}$	سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس

جدول ۵- پارامترهای اگزروزو- اقتصادی سیستم [۱۱، ۱۵]

$c_{F,k} = \dot{C}_{F,k} / \dot{E}_{F,k}$	هزینه واحد سوخت
$c_{P,k} = \dot{C}_{P,k} / \dot{E}_{P,k}$	هزینه واحد محصول
$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}$	نرخ هزینه تخریب اگزروزی
$f_k = \dot{Z}_k / (\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})$	فاکتور اگزروزو- اقتصادی

جدول ۵ شامل چند پارامتر اساسی برای ارزیابی عملکرد سیستم

از دیدگاه اگزروزو- اقتصادی است. همچنین نرخ هزینه کلی سیستم از رابطه (۱۱) قابل محاسبه است:

$$\dot{C}_{overall} = \dot{C}_{fuel} + \sum_k (\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}), \dot{C}_{fuel} = c_{fuel} \dot{m}_{fuel} LHV \quad (11)$$

۴- نتایج و بحث

۴-۱- اعتبارسنجی نتایج

مطابق جداول ۶ و ۷، هزینه واحد توان تولید شده در چرخه توربین گازی، بخار آب تولید شده در مولد بخار و آب تصفیه شده در واحد اسمز معکوس به ترتیب با مراجع [۱، ۱۹، ۱۴] مقایسه و اعتبارسنجی شده‌اند. از آنجا که برای اعتبارسنجی نتایج، از داده‌های مراجع مربوطه استفاده شده، بنابراین داده‌ها برای کار حاضر تکرار نشده و تنها نتایج کار حاضر و تفاوت آنها با مراجع مربوطه در جدول‌های فوق‌الذکر آمده‌اند.

جدول ۶- هزینه واحد توان تولید شده در چرخه توربین گازی و بخار آب تولید شده در مولد بخار در مقایسه با مراجع [۱ و ۱۹]

پارامتر	مراجع	مقدار
نسبت فشار کمپرسور	[۱]	۱۵
	[۱۹]	۱۰
نرخ جریان جرمی هوا (kg/s)	[۱]	۹۱/۲۲
	[۱۹]	۹۴/۷۵
نرخ جریان جرمی سوخت (kg/s)	[۱]	۱/۶۸
	[۱۹]	۱/۷۰۴
راندمان توربین گازی (%)	[۱]	۹۰
	[۱۹]	۸۶
فشار آب در مولد بخار (bar)	-	-
	[۱۹]	۳۵
هزینه واحد توان تولید شده توسط توربین بخار (\$/GJ)	[۱]	۸/۳۷
	کار حاضر	۸/۳۴
	تفاوت	۰/۰۳
هزینه واحد بخار آب تولید شده در مولد بخار (\$/GJ)	[۱۹]	۲۲/۵۲
	کار حاضر	۲۱/۴۷
	تفاوت	۱/۰۵

جدول ۷- هزینه واحد آب تصفیه شده در مقایسه با مرجع [۱۴]

پارامتر	مراجع	مقدار
غلظت نمک آب دریا (ppm)	[۱۴]	۴۵۰۰۰
نرخ جریان حجمی آب دریا (m ³ /h)	[۱۴]	۴۸۵/۹
مصرف توان ویژه پمپ فشار بالا (kW)	[۱۴]	۱۸۴۸
هزینه واحد مصرف توان توسط پمپ فشار بالا (cent/kW.h)	[۱۴]	۱/۹۹۴
هزینه واحد آب تصفیه شده (cent/m ³)	[۱۴]	۳۲/۷۳
	کار حاضر	۳۴/۸۵
	تفاوت	۲/۱۲

۴-۲- نتایج اگزروزو- اقتصادی

جدول ۸ حاوی نتایج مربوط به هزینه واحد محصول و سوخت، هزینه تخریب اگزروزی، هزینه سرمایه‌گذاری و فاکتور اگزروزو- اقتصادی برای هر جزء و نیز کل سیستم می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، کمترین مقدار فاکتور اگزروزو- اقتصادی مربوط به محفظه احتراق و سپس تبخیرکن است. یعنی در این اجزا هزینه تخریب اگزروزی بر هزینه سرمایه‌گذاری غالب است و استفاده از دستگاه‌های کارآمدتر حتی با قیمت بالاتر و یا کاهش تخریب اگزروزی در آنها از طریق بهینه‌سازی باید مورد توجه قرار گیرد. بالاترین ضریب اگزروزو- اقتصادی به ترتیب مربوط به توربین فشار پائین، توربین فشار-بالا و کمپرسور هوا می‌باشد. بنابراین، استفاده از دستگاه‌های با قیمت کمتر توصیه می‌شود. ضریب اگزروزو-اقتصادی کل ۱۲/۱۴٪ نشان می‌دهد که نرخ هزینه مربوط به تخریب اگزروزی بر هزینه سرمایه‌گذاری غلبه دارد. به عبارت دیگر ۸۷/۸۶٪ از کل هزینه‌های سیستم ناشی از تخریب اگزروزی است. بنابراین افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اجزا و یا به عبارت دیگر استفاده از دستگاه‌های با کیفیت بالاتر می‌تواند عملکرد اگزروزو- اقتصادی سیستم را بهبود دهد.

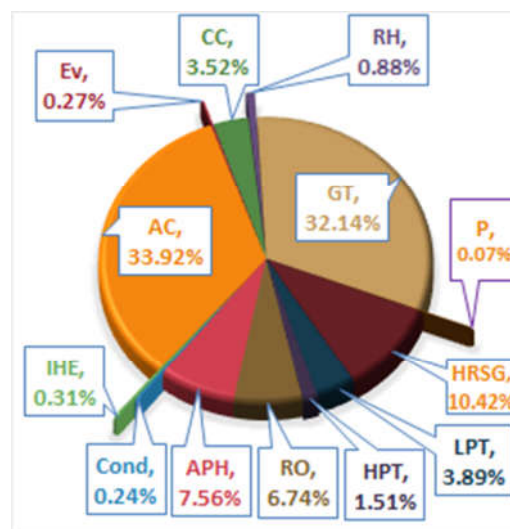
جدول ۸- نتایج عددی اگزروزو- اقتصادی برای هر جز سیستم

اجزاء	C _F [\$GJ]	C _P [\$GJ]	C _D [\$GJ]	Ż [\$GJ/hr]	Ċ _D + Ż [\$GJ/hr]	f [%]
کمپرسور هوا	۱۶/۶۴	۲۱/۸۵	۸۰/۷۲	۸۳/۱۵	۱۶۳/۸۷	۵۰/۷۴
پیش‌گرمکن هوا	۱۵/۶۱	۱۸/۶۹	۱۲۵/۶	۱۹/۱۹	۱۴۴/۷۹	۱۳/۳۶
محفظه احتراق	۱۲/۴۳	۱۵/۶۱	۱۰۸۶	۷/۶۴۹	۱۰۹۳/۶۵	۰/۷
توربین گازی	۱۵/۶۱	۱۶/۶۴	۱۳۰/۸	۸۱/۱۹	۲۱۱/۹۹	۳۸/۳
مبادله‌کن گرمایی	۱۵/۶۱	۲۰/۳۳	۲۰۲/۷	۲۶/۳۲	۲۲۹/۰۲	۱۱/۵
تبخیرکن	۱۵/۶۱	۲۸/۰۱	۲/۵	۰/۶۷۳	۲۱/۱۷	۳/۰۳۵
توربین فشار بالا	۳۶/۳۶	۵۱/۷۳	۳/۶۷۳	۳/۸۰۹	۷/۴۸۲	۵۰/۹۱
بازگرمایش	۳۵/۵۷	۴۷/۳۲	۱۱/۶۳	۲/۲۱۶	۱۳/۴۸۶	۱۶
توربین فشار پائین	۴۰/۷۶	۵۱/۷۳	۹/۰۷۸	۹/۸۳۱	۱۸/۹۰۹	۵۲
مبادله‌کن گرمایی داخلی	۴۰/۷۶	۶۳/۱۹	۱۰/۹۲	۰/۷۸۳	۱۱/۷۰۳	۶/۷
چگالنده	۴۰/۷۶	۱۲۲/۲	۵/۰۷۵	۰/۶	۵/۶۷۵	۱۰/۵۷
پمپ رانکین آلی	۵۱/۷۳	۶۵/۸۹	۰/۲۷۲	۰/۱۶۴	۰/۴۳۶	۳۷/۶۱
واحد اسمز معکوس	۵۱/۷۳	۹۲/۱۵	۹۱/۲۸	۱۷/۰۳	۱۰۸/۳۱	۱۵/۷۲
کل سیستم	-	-	۱۷۷۹/۲۵	۲۵۲/۶۱	۲۰۸۰/۸۰	۱۲/۱۴

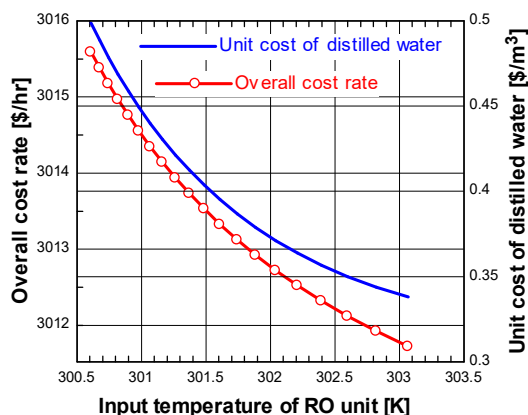
بنابر نتایج حاصل از تحلیل اگزرو-اقتصادی، نرخ هزینه کلی برابر با ۳۰۱۳ دلار بر ساعت تخمین زده می‌شود. هزینه واحد برای تولید توان توسط چرخه‌های توربین گاز و رانکین آلی به ترتیب ۵/۹۹۲ و ۱۸/۶۲ سنت بر کیلووات ساعت به دست می‌آیند. همچنین، هزینه واحد برای تولید بخار آب اشباع در مولد بخار و آب تصفیه شده در واحد آب-شیرین کن اسمز معکوس به ترتیب ۳۴/۸۵ و ۳۸/۱۵ سنت بر مترمکعب محاسبه می‌شوند.

همانطور که پیشتر نیز گفته شد، آب تغذیه قبل از ورود به واحد آب-شیرین کن گرم می‌شود تا تأثیر دمای آب دریا بر عملکرد سیستم بررسی شود. در صورتیکه واحد تصفیه اسمز معکوس مستقل در نظر گرفته شود، افزایش دمای ورودی به آن باعث افزایش مصرف پمپ فشار بالا، افزایش تخریب اگزروزی در این واحد و بالاخره افزایش هزینه واحد آب تصفیه شده می‌گردد. ولی در حالتی که واحد تصفیه توسط چگالنده به چرخه رانکین آلی کوپل شده است، مانند سیستم مورد مطالعه، افزایش دمای ورودی به واحد تصفیه (یا به عبارتی دمای خروجی از چگالنده) باعث کاهش تخریب اگزروزی در چگالنده شده و از این طریق باعث کاهش هزینه واحد آب تصفیه شده می‌گردد. مضاف بر اینکه افزایش دمای ورودی به واحد تصفیه، براساس تعادل انرژی در چگالنده، مستلزم کاهش جریان جرمی آب دریا عبوری از چگالنده است. همین کاهش جریان جرمی آب باعث کاهش مصرف پمپ فشار بالا، کاهش تخریب اگزروزی در سیستم آب‌شیرین کن و هزینه اولیه آن و در نتیجه کاهش بیشتر هزینه واحد آب شیرین می‌گردد. افزایش دمای ورودی به واحد تصفیه (جریان ۲۱) از ۳۰۰/۵ تا ۳۰۳/۵ کلون در نتیجهی کاهش ۵۰ درصدی نرخ جریان جرمی آب دریا (عبوری از چگالنده) باعث می‌شود که مصرف توان پمپ فشار بالا به میزان ۴۳/۵۳٪ کاهش یابد. شکل ۴ هزینه واحد آب تصفیه شده و هزینه کل را نسبت به دمای ورودی واحد آب شیرین کن نشان می‌دهد. کاهش هزینه تخریب اگزروزی در چگالنده و واحد تصفیه و همینطور کاهش هزینه سرمایه‌گذاری آن باعث کاهش هزینه واحد آب شیرین به میزان ۳۲/۲۴ درصد می‌شود. علاوه بر این، با گرم کردن آب دریا در چگالنده، نرخ کلی هزینه سیستم از ۳۰۱۶ به ۳۰۱۲ دلار بر ساعت کاهش می‌یابد.

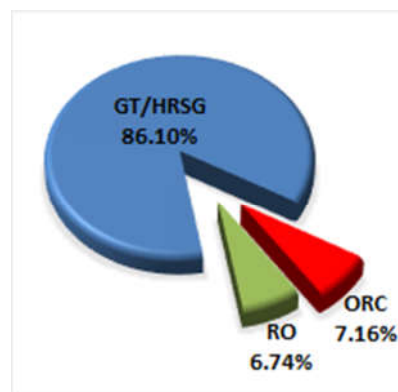
شکل‌های ۲ و ۳ به ترتیب سهم هر جزء و سهم هر بخش در هزینه سرمایه‌گذاری را در قالب نمودار نشان می‌دهند. براساس شکل ۲، اجزای ارزشمندی مانند کمپرسور هوا و توربین گاز به ترتیب ۳۳/۹۲٪ و ۳۲/۱۴٪ از کل هزینه را در بر می‌گیرند که هر دو از اجزای چرخه توربین گاز هستند. در نتیجه همان‌طور که در شکل ۳ قابل مشاهده است، بیشترین سهم سرمایه‌گذاری (۸۶/۱۰٪) مربوط به چرخه توربین گاز است که روشن می‌کند این چرخه به لحاظ اقتصادی بسیار حائز اهمیت است. بنابراین هر تغییری در پارامترهای اگزرو-اقتصادی چرخه توربین گاز می‌تواند تغییر چشم‌گیری روی عملکرد کلی سیستم داشته باشد. سهم چرخه رانکین آلی و واحد آب‌شیرین کن اسمز معکوس به ترتیب ۷/۱۷٪ و ۶/۷۴٪ است. به عبارت دیگر می‌توان نتیجه گرفت ترکیب انرژی زمین گرمایی با چرخه رانکین آلی برای بازگرمایش آن، در عین اینکه سبب افزایش توان خروجی می‌گردد، هزینه سرمایه‌گذاری زیادی بر سیستم تحمیل نمی‌کند. یعنی با هزینه اولیه مناسب (۱۳/۹٪ کل هزینه سرمایه‌گذاری) می‌توان گرمای اتلافی یک توربین گاز را بازیابی نمود و توان اضافی و همچنین آب شیرین تولید کرد.



شکل ۲- توزیع هزینه سرمایه‌گذاری در هر جزء سیستم



شکل ۴- هزینه‌ی واحد آب تصفیه شده و نرخ هزینه‌ی کلی سیستم نسبت به دمای آب تغذیه‌ی واحد اسمز معکوس

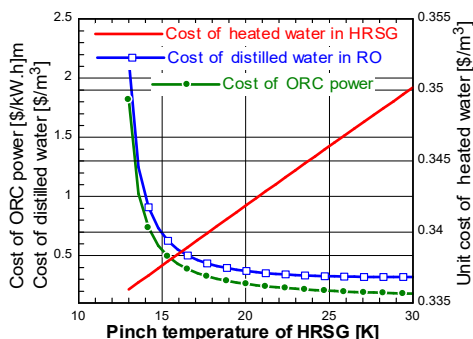


شکل ۳- توزیع هزینه سرمایه‌گذاری در هر زیر سیستم

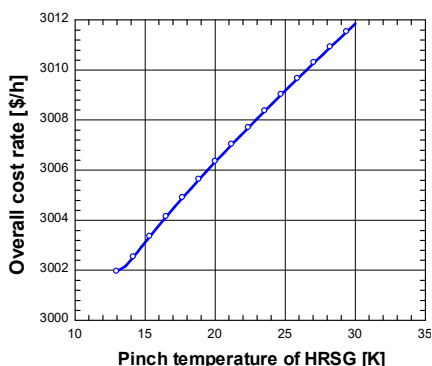
۳-۴- بررسی پارامتری

۴-۳-۱- اختلاف دمای تنگش در مولد بخار

اختلاف دمای تنگش (pinch) مولد بخار پارامتری مربوط به چرخه GT/HRSG است و همانطور که پیشتر گفته شد از لحاظ هزینه سرمایه‌گذاری بسیار حائز اهمیت است. خود مولد بخار دارای سهم ۱۰/۴۲٪ در این زمینه است. از سوی دیگر، علاوه بر هزینه اولیه، هزینه ناشی از تخریب انرژی توسط دستگاه‌ها نیز در هزینه محصولات تاثیرگذار است. برآیند این دو اثر تعیین می‌کند که وقتی اختلاف دمای تنگش مولد بخار دچار تغییر شود هزینه محصولات و همچنین هزینه کلی سیستم چه تغییری می‌کنند. شکل ۵ هزینه واحد توان تولید شده در چرخه رانکین آلی، بخار آب تولیدی در مولد بخار، و آب تصفیه شده در سیستم اسمز معکوس را نسبت به اختلاف دمای تنگش مولد بخار نشان می‌دهد. با تغییر اختلاف دمای تنگش از ۱۳ به ۳۰ کلوین، افزایش تخریب انرژی در مولد بخار به دلیل افزایش دمای گازهای خروجی از آن باعث افزایش ۴/۳٪ در قیمت واحد آب داغ تولیدی (از ۰/۳۳۶ به ۰/۳۵۰۲ دلار بر مترمکعب) می‌شود. هر چند هزینه اولیه مولد بخار با افزایش دمای پینچ آن کاهش می‌یابد ولی اثر افزایش تخریب انرژی غالب بوده و هزینه تولید بخار آب را افزایش می‌دهد. در مقابل، قیمت واحد توان تولیدی توسط چرخه رانکین آلی و آب تصفیه شده در اسمز معکوس به ترتیب از ۱/۸۱۸ به ۰/۱۷۸۵ دلار بر کیلووات ساعت و ۲/۱۵۲ به ۰/۳۲ دلار بر مترمکعب تغییر می‌یابند که نشان از کاهش ۹۰/۲٪ و ۸۵/۱٪ دارند. افزایش دمای گازهای حاصل از احتراق که از مولد بخار به سمت تبخیرکن می‌آیند، بنا بر تعادل انرژی در تبخیرکن، موجب افزایش جریان جرمی R123 می‌گردند که این امر، افزایش تخریب انرژی توسط اجزای چرخه رانکین آلی و از سوی دیگر، افزایش قابل ملاحظه توان خروجی این چرخه را در پی دارد. اثر افزایش توان بیشتر از اثر افزایش تخریب انرژی بوده و منجر به کاهش هزینه توان تولیدی توسط این چرخه می‌گردد. همچنین، کاهش هزینه تخریب انرژی در چگالنده به دلیل افزایش دمای آب خروجی از آن علاوه بر افزایش توان چرخه رانکین آلی، در نهایت منجر به کاهش در هزینه آب شیرین می‌گردد. در مجموع، مطابق شکل ۶، نرخ هزینه کلی سیستم با افزایش اختلاف دمای پینچ در مولد بخار، به اندازه ۰/۲٪ افزایش می‌یابد. دلیل اندک بودن این تغییر این است که هر چند هزینه ناشی از تخریب انرژی در تجهیزات کاهش می‌یابد، لکن هزینه خرید برخی اجزا مانند توربین فشاربالا، توربین فشارپایین و چگالنده چرخه رانکین آلی افزایش می‌یابد.



شکل ۵- تاثیر اختلاف دمای تنگش مولد بخار روی هزینه واحد توان تولیدی در چرخه رانکین آلی، آب گرم تولیدی در مولد بخار و آب تصفیه شده در سیستم اسمز معکوس



شکل ۶- تاثیر اختلاف دمای تنگش مولد بخار بر نرخ هزینه کلی سیستم

۴-۳-۲- فشار بازگرمایش

فشار بازگرمایش یک پارامتر مهم در چرخه های دارای بازگرمایش محسوب می‌شود. از آنجا که مبادله‌کن بازگرمایش از اجزای چرخه رانکین آلی است و دارای هزینه اولیه پائینی است، قاعدتاً فشار بازگرمایش نباید به اندازه پارامترهای مربوط به چرخه توربین گازی (از جمله اختلاف دمای تنگش مولد بخار) روی هزینه محصولات تاثیر داشته باشد. شکل ۷ تغییرات هزینه واحد توان تولیدی در چرخه رانکین آلی و آب تصفیه شده در اسمز معکوس را نسبت به فشار بازگرمایش نشان می‌دهد. افزایش فشار بازگرمایش باعث کاهش تخریب انرژی در تبخیرکن، توربین فشار بالا، مبادله‌کن بازگرمایش و مبادله‌کن داخلی، و به عبارت دیگر در چرخه رانکین آلی، می‌گردد. بنابراین انتظار می‌رود هزینه تولید توان توسط این چرخه کاهش یابد. این موضوع در نمودار شکل ۷ به وضوح قابل رویت است. وقتی فشار بازگرمایش از ۳۳۰ تا ۵۰۰ کیلوپاسکال تغییر می‌کند، هزینه واحد توان تولیدی در چرخه رانکین آلی به میزان ۵/۱۳٪ کاهش می‌یابد (از ۰/۱۹۵ به ۰/۱۸۵ دلار بر کیلووات ساعت). از سوی دیگر، تعادل انرژی در چگالنده نشان از کاهش دمای ورودی به واحد آب شیرین کن و متعاقباً کاهش مصرف پمپ فشار بالا و کاهش تخریب انرژی در اسمز معکوس دارد که این امر باعث کاهش هزینه واحد آب شیرین به میزان ۴٪ می‌گردد (از ۰/۳۳۲ به ۰/۳۱۹ دلار بر مترمکعب). به طور کلی، براساس شکل ۸، هزینه کلی سیستم تقریباً ثابت است. علت افزایش و

تخریب اگزروی در آنهاست و استفاده از دستگاه‌های با قیمت پایین‌تر پیشنهاد می‌شود. کمترین فاکتور اگزرو- اقتصادی مربوط به محفظه احتراق است. بنابراین استفاده از دستگاهی کارآمدتر علی‌رغم هزینه بیشتر باعث بهبود عملکردش خواهد شد.

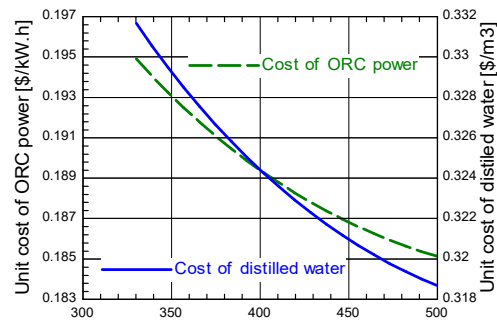
- فاکتور اگزرو- اقتصادی کل ۱۲/۱۴٪ نشان از غلبه نرخ هزینه مربوط به تخریب اگزروی در کل سیستم دارد. بنابراین استفاده از اجزائی با بازدهی بالاتر و حتی گران‌قیمت‌تر و یا استفاده از روش‌های بهینه‌سازی برای کاهش تخریب اگزروی در سیستم می‌تواند عملکرد سیستم را بهبود دهد.
- با تغییر اختلاف دمای پینچ مولد بخار از ۱۳ تا ۳۰ کلوین، هزینه تولید توان در چرخه رانکین آلی و هزینه واحد آب شیرین به ترتیب ۹۰/۲٪ و ۸۵/۱٪ کاهش را نشان دادند. هزینه واحد تولید آب گرم ۴/۳٪ افزایش یافت. در مجموع، نرخ هزینه کلی سیستم ۰/۲٪ افزایش یافت.
- هنگامی که فشار بازگرمایش از ۳۳۰ به ۸۰۰ کیلوپاسکال رسید هزینه واحد توان در چرخه رانکین آلی و آب شیرین به ترتیب کاهش ۵/۱۳٪ و ۴٪ را نشان داد. هزینه کلی سیستم تقریباً ثابت ماند.

۶- فهرست علائم

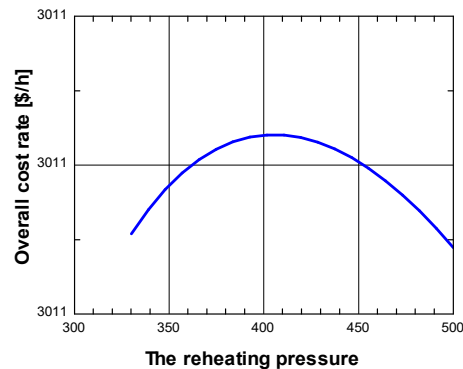
علائم انگلیسی

- A مساحت (متر مربع)
 c هزینه اگزروی ویژه (دلار بر گیگاژول)
 \dot{C} نرخ هزینه (دلار بر ساعت)
 \dot{E} نرخ اگزروی (کیلووات)
 \dot{E}_D نرخ تخریب اگزروی (کیلووات)
 f فاکتور اگزرو-اقتصادی (%)
 h آنتالپی ویژه (کیلوژول بر کیلوگرم)
 M آهنگ جریان جرمی (متر مکعب بر ساعت)
 m آهنگ جریان جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
 P فشار (کیلوپاسکال)
 Q انتقال گرما (کیلوژول)
 \dot{Q} آهنگ انتقال گرما (کیلووات)
 r_{AC} نسبت فشار کمپرسور (-)
 \bar{R} ثابت جهانی گاز
 T دما (کلوین)
 \dot{W} توان (کیلووات)
 x کسر مولی
 Z هزینه سرمایه‌گذاری اجزا (دلار)
 \dot{Z} نرخ هزینه سرمایه‌گذاری اجزا (دلار بر ساعت)
- زیر نویس‌ها**
- شرایط محیط
 - ۱، ۲، ۳... نقاط مختلف سیستم
 - a هوا
 - AC کمپرسور هوا
 - APH پیش‌گرمکن هوا

کاهش اندک آن این است که هزینه سرمایه‌گذاری چرخه رانکین آلی و نیز کل سیستم همین رفتار را نسبت به فشار بازگرمایش دارند.



شکل ۷- تاثیر فشار بازگرمایش روی هزینه واحد توان تولیدی در چرخه رانکین آلی و آب تصفیه شده در اسمز معکوس



شکل ۸- تاثیر فشار بازگرمایش بر نرخ هزینه کلی سیستم

۵- نتیجه‌گیری

مطالعه‌ی حاضر به تحلیل اگزرو- اقتصادی سیستم تولید سه‌گانه توان، گرما و آب شیرین می‌پردازد. این سیستم شامل یک توربین گاز، یک چرخه رانکین آلی و یک واحد آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس است. در این سیستم یک منبع زمین‌گرمایی برای بازگرمایش سیال آلی وجود دارد که منجر به افزایش توان خروجی و بازده اگزروی سیستم می‌شود در حالیکه آلودگی کمتری را نسبت به سوخت‌های فسیلی ایجاد می‌کند. مهم‌ترین نتایج اگزرو- اقتصادی بدست آمده به شرح زیر هستند:

- با توجه به هزینه واحد سوخت ۹/۵۱ دلار بر گیگاژول، نرخ هزینه کلی سیستم برابر با ۳۰۱۳ دلار بر ساعت به دست آمد.
- گرمایش آب تغذیه به واحد اسمز معکوس از طریق کاهش جریان جرمی آن به اندازه ۵۰٪، باعث کاهش هزینه واحد آب تصفیه شده به میزان ۳۴/۲۴٪ می‌شود.
- GT/HRSG بیشترین سهم را در هزینه سرمایه‌گذاری (۸۶/۱۰٪) دارد. بنابراین هر تغییری در پارامترهای اگزرو- اقتصادی آن می‌تواند تاثیر زیادی روی عملکرد اقتصادی سیستم داشته باشد.
- بالاترین فاکتور اگزرو- اقتصادی به ترتیب مربوط به توربین فشارپایین، توربین فشاربالا و کمپرسور هوا هستند. این امر نشان می‌دهد که هزینه سرمایه‌گذاری این تجهیزات بیشتر از هزینه

[۹] سپه‌وند م. و فصیح‌فر ا.، بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم هیبرید (تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس) برای شیرین‌سازی آب دریا. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۹، ش. ۲، ص ۱۴۰-۱۳۱، ۱۳۹۸.

[10] Tajik Mansouri M., Amidpour M., Ponce-Ortega J. M., Optimal integration of organic Rankine cycle and desalination systems with industrial processes: Energy-water-environment nexus. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 158, pp. 113740, 2019.

[11] Nemati A., Sadeghi M., Yari M., Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a marine engine waste heat driven RO desalination system integrated with an organic Rankine cycle using zeotropic working fluid. *Desalination*, Vol. 422, pp. 113-123, 2017.

[12] Evely V., Rodgers P., Qiu L., Hybrid gas turbine-organic Rankine cycle for seawater desalination by reverse osmosis in a hydrocarbon production facility. *Energy Conversion and Management*, Vol. 106, pp: 1134-1148, 2015.

[13] Evely V., Rodgers P., Al Alili A., Multi-objective Optimization of a Pressurized Solid Oxide Fuel Cell – Gas Turbine Hybrid System Integrated with Seawater Reverse Osmosis. *Energy*, Vol. 123, pp:594-614, 2017.

[14] Kianfard H., Khalilarya S., Jafarmadar S., Exergy and exergoeconomic evaluation of hydrogen and distilled water production via combination of PEM electrolyzer, RO desalination unit and geothermal driven dual fluid ORC. *Energy Conversion and Management*, Vol. 177, pp. 339-349, 2018.

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

[16] Yari M., Mahmoudi S., A thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles. *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 181-196, 2011.

[17] Nafey A., Sharaf M., Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2571-2580, 2010.

[18] Mohammadi A., Mehrpooya M., Energy and exergy analyses of a combined desalination and CCHP system driven by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 116, pp. 685-694, 2017.

[19] Khaljani M., Khoshbakhti Saray R., Bahloul K., Comprehensive analysis of energy, exergy and exergoeconomic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp: 154-165, 2015.

[20] Abam F. I., Briggs T. A., Ekwe E. B., Effiom S. O., Investigation of intercooler-effectiveness on exergoeconomic and exergo-sustainability parameters of modified Brayton cycles. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 10, pp. 9-18, 2017.

[21] Abdolalipouradi M., Khalilarya S., 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. 420-435, 2019.

[22] Mehrpooya M., Mofstakhari Sharifzadeh M. M., Jalali Zonouz M., Rosen M. A., Cost and economic potential analysis of a cascading power cycle with liquefied natural gas regasification. *Energy Conversion and Management*, Vol. 156, pp. 68-83, 2018.

[23] Bet Sarkis R., Zare V., Proposal and analysis of two novel integrated configurations for hybrid solar-biomass power generation systems: Thermodynamic and economic evaluation. *Energy Conversion and Management*, Vol. 160, pp. 411-425, 2018.

b آب شور
CC محفظه احتراق
Cond چگالنده
d آب تصفیه شده
Ev تبخیرکن
F سوخت
g گازهای حاصل از احتراق
GT توربین گازی
Geo زمین گرمایی
HPP پمپ فشاربالا
HPT توربین فشاربالا
IHE مبادله‌کن گرمایی داخلی
LPT توربین فشارپائین
ORC چرخه رانکین آلی
P پمپ، محصول
RH بازگرمایش
RO اسمز معکوس

۷- مراجع

[1] Hou Sh., Zhou Y., Yu L., Zhang F., Cao Sh., Optimization of the combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, Vol. 160, pp. 313-325, 2018.

[2] Khosravi H., Salehi G. R., Azad M. T., Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 147, pp. 272-290, 2019.

[3] Nami H., Ertesvag I. S., Agromayor R., Riboldi L., Nord L. O., Gas turbine exhaust gas heat recovery by organic Rankine cycles (ORC) for offshore combined heat and power applications-Energy and exergy analysis. *Energy*, Vol. 165, pp. 1060-1071, 2018.

[4] Li T., Liu J., Wang J., Meng N., Zhu J., Combination of two-stage series evaporation with non-isothermal phase change of organic Rankine cycle to enhance flue gas heat recovery from gas turbine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 185, pp: 330-338, 2019.

[5] Hou Sh., Zhou Y., Yu L., Zhang F., Cao Sh., Optimization of the combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, Vol. 160, pp: 313-325, 2018.

[6] Molinos-Senante M., González D., Evaluation of the economics of desalination by integrating greenhouse gas emission costs: An empirical application for Chile. *Renewable Energy*, Vol. 133, pp. 1327-1337, 2019.

[۷] آلی ا.، پورمحمدون. و زارع.، تحلیل اگزرژی چرخه ی جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی سیلان. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۸، ش. ۱، ص ۲۵۱-۲۶۰، ۱۳۹۷.

[۸] عبدالعلی پور عدل م.، خلیل آریا ش. و جعفرمدار ص.، استفاده از یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله ای با رانکین آلی برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی سیلان. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۵۰، ش. ۳، ص ۱۵۵-۱۶۴، ۱۳۹۹.