



## بررسی عملکرد اگزرزی - اقتصادی سیکل رانکین بازیاب آب-آمونیاک با محرك انرژی خورشیدی و دفع حرارت به گاز طبیعی

کورش جواهرده<sup>۱\*</sup>، حامد حبیبی<sup>۲</sup>، محمد ذوقی<sup>۳</sup>

۱- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه گیلان، رشت

۳- دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشگاه گیلان، رشت

\* رشت، صندوق پستی ۱۸۴۱، javaherdeh@guilan.ac.ir

### چکیده

در این تحقیق سیکل رانکین بازیاب آب-آمونیاک با محرك انرژی خورشیدی و دفع گرمای به گاز طبیعی مابع شده در کنداسور، از منظر انرژی، اگزرزی و اگزرزی - اقتصادی شبیه‌سازی می‌شود. به منظور عملکرد سیکل در شرایط برقراری نقطه پینچ از یک روشن نسبتاً جدید استفاده شده است که منجر به بهبود عملکرد ترمودینامیکی و افزایش توان خروجی سیستم می‌شود. همچنین با بکار بردن روابط جزییات انتقال حرارتی مربوط به مبدل حرارتی پوسته و لوله، مبدل‌های حرارتی شبیه‌سازی می‌شوند. نتایج حالت پایه نشان دهنده عملکرد مناسب سیکل گاز طبیعی از منظر ترمودینامیکی و اگزرزی - اقتصادی بوده و اهمیت به کارگیری سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. کلکتور خورشیدی و کنداسور سیکل آب-آمونیاک نیز به عنوان اجزایی معروفی می‌شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرزی - اقتصادی مورد توجه قرار گیرند، چون بیشترین مقدار نرخ هزینه متعلق به این اجزا می‌باشد. نتایج تحلیل پارامتری نشان می‌دهد که در فشارهای بالای ورودی توربین آب-آمونیاک بازده اگزرزی و نرخ هزینه کلی سیستم مقادیر مناسبتری دارند در حالی که توان خالص خروجی سیستم رو به کاهش است. همچنین تغییرات پارامترهای خروجی با تغییر کسر جرمی آمونیاک دارای روند پیچیده‌ای می‌باشد. در نهایت با افزایش اختلاف دمای پینچ در مبدل‌های حرارتی میزان افت عملکرد ترمودینامیکی سیستم بیشتر از میزان بهبود عملکرد اقتصادی سیستم می‌باشد.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۲۹ شهریور ۱۳۹۵

پذیرش: ۱۴ آذر ۱۳۹۵

ارائه در سایت: ۱۱ دی ۱۳۹۵

کلید واژگان:

انرژی خورشیدی

سیکل رانکین آب-آمونیاک

سیکل گاز طبیعی

اگزرزی

اگزرزی - اقتصادی

## Exergoeconomic performance analysis of ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink

Koroush Javaherdeh<sup>\*</sup>, Hamed Habibi, Mohammad Zoghi

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran  
\* P.O.B. 1841, Rasht, Iran, javaherdeh@guilan.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 19 September 2016

Accepted 04 December 2016

Available Online 31 December 2016

Keywords:

Solar Energy  
Ammonia-Water Rankine cycle  
LNG cycle  
Exergy  
Exergoeconomic

### ABSTRACT

In this research, ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink in condenser is simulated from the energy, exergy and exergoeconomic viewpoints. A relatively new method is used for cycle to perform in pinch point condition which causes improvement in the thermodynamic performance and output power of the system. Also, heat exchangers are simulated by using heat transfer correlations of shell and tube heat exchanger in detail. The results of base condition show the suitable performance of natural gas cycle from the thermodynamic and exergoeconomic points of view and illustrate the importance of using the natural gas cycle. Solar collector and condenser of ammonia-water cycle, because of their high cost values, are introduced as the components that should be further considered from the exergoeconomic viewpoint. The parametric analysis results show that in high inlet pressure of ammonia-water turbine the exergy efficiency and the total cost rate of the system have more suitable values while the net output power of the system decreases. Also, by changing the ammonia mass fraction, change of output parameters has a complicated pattern. Finally, by increasing the pinch temperature difference in heat exchangers the decreased amount of the system's thermodynamic performance is more than the amount of the system's economical performance improvement.

### ۱- مقدمه

غیره را در پی داشته است. علاوه بر این با افزایش مراکز صنعتی و مصرف بیشتر این ساختهای دورنمای پایان ذخایر انرژی‌های فسیلی واضح‌تر شده است. با توجه به موارد گفته شده استفاده از منابع انرژی پاک و تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی، انرژی باد و همچنین انرژی

در سال‌های اخیر استفاده فزاینده از ساختهای فسیلی مشکلات زیست محیطی فراوانی مانند آلودگی شهرها، تخریب لایه اوزون، باران‌های اسیدی و

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

K. Javaherdeh, H. Habibi, M. Zoghi, Exergoeconomic performance analysis of ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 733-744, 2016 (in Persian)

توسط مراجع [14,13] به منظور یافتن محل و تحمل اختلاف دمای کمینه در مبدل‌های حرارتی سیکل بازیاب آب-آمونیاک استفاده می‌شود. همچنین به دلیل این که ایجاد اختلاف دمای کمینه در مبدل، منجر به افزایش مساحت و قیمت مورد نیاز مبدل حرارتی می‌گردد، در این تحقیق، تحلیل اقتصادی نیز به منظور بررسی اثر تحمل اختلاف دمای کمینه در مبدل‌های حرارتی بر روی متغیرهای اقتصادی انجام می‌گیرد که با توجه به اطلاعات نویسنده‌گان تاکنون این روش جدید در بررسی عملکرد اقتصادی سیکل آب-آمونیاک به کار گرفته نشده و جزو نوآوری‌های این تحقیق به شمار می‌رود.

در اثر استفاده از سیالات متداوول و ارزان مانند آب و هوا به منظور محیط دفع گرما در کندانسور سیکل رانکین آلی (و یا سایر سیکل‌های تولید قدرت)، نسبت فشار در سیکل تولید قدرت در اثر بالا بودن فشار کندانسور کاهش می‌یابد که موجب کاهش قدرت مطلوب خروجی و کاهش بازده سیکل می‌گردد. به منظور کاهش فشار پایینی، افزایش نسبت فشار و افزایش قدرت مطلوب خروجی در سیکل تولید قدرت، می‌توان از سیالات دیگری در کندانسور برای دفع گرما استفاده نمود. یکی از این سیالات، گاز طبیعی مایع شده است که در تحقیقات مختلفی به عنوان محیط دفع گرما در سیکل تولید قدرت مورد استفاده قرار گرفته است [16,15]. تحلیل انرژی، اگزرسی و اگزرسی-اقتصادی فرآیند مایع‌سازی گاز طبیعی در مراجع [18,17] به تفصیل شرح داده شده است. این فرآیند به منظور تسهیل در حمل و نقل و ذخیره‌سازی گاز طبیعی انجام می‌گیرد و گاز طبیعی مایع شده معمولاً در دمای 161.5- درجه سلسیوس و فشار نزدیک به اتمسفر ذخیره‌سازی می‌شود [19]. در واقع گاز طبیعی مایع شده پیش از مصرف شهری باید تبخیر گردد، از سوی دیگر می‌تواند به عنوان چاه حرارتی سیکل‌های ترمودینامیکی نیز مورد استفاده قرار گیرد، پس در این صورت هم گاز طبیعی به منظور استفاده شهری تولید می‌گردد و هم قدرت تولیدی سیکل ترمودینامیکی در اثر کاهش فشار کندانسور، افزایش می‌یابد [16].

در بررسی عملکرد سیکل‌های ترمودینامیکی استفاده از روش‌هایی که اصول ترمودینامیکی را با اصول اقتصادی ترکیب می‌کنند رو به افزایش است. این ترکیب، اساس و پایه شاخه جدیدی به اسم اگزرسی-اقتصادی را تشکیل می‌دهد که هزینه متناظر با تخریب و اتلاف اگزرسی را در اجزای مختلف سیکل‌های ترمودینامیکی مشخص می‌کند. از جمله تحقیقات انجام شده در این شاخه، شوکتی و همکاران [20] سیکل‌های پایه، دو فشاره و دو سیاله رانکین آلی و همچنین سیکل کالینا را برای تولید قدرت و با محرك سیال زمین گرمایی از دیدگاه انرژی، اگزرسی و اگزرسی-اقتصادی مقایسه کردند. بویاچی و همکاران [21] سیکل تولید همزمان قدرت، حرارت و برودت با محرك انرژی خورشیدی همراه با تانک ذخیره را برای دو فصل زمستان و تابستان از منظر انرژی، اگزرسی و اگزرسی-اقتصادی شبیه‌سازی نمودند. محمد خانی و همکاران [22] سیکل رانکین آلی بازیاب و غیر بازیاب با سیال عامل آب-آمونیاک را از منظر اگزرسی-اقتصادی مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. در این تحقیق ابتدا تحلیل پارامتری به منظور بررسی تغییر فشار ورودی توربین و کسر جرمی آمونیاک بر روی بازده انرژی و اگزرسی و عملکرد اگزرسی-اقتصادی دو سیکل انجام و در انتهای نتیجه‌گیری شد که سیکل بازیاب از منظر انرژی و اگزرسی (به دلیل بالاتر بودن بازده) و سیکل غیربازیاب از منظر اگزرسی-اقتصادی (به دلیل کمتر بودن هزینه تولید) کارخانه‌ای عملکرد بهتری دارد. خلجانی و همکاران [23] یک سیکل ترکیبی توربین گاز و رانکین آلی به منظور تولید همزمان حرارت و قدرت را

گرمای اتلافی برای تولید الکتریسیته بسیار مورد توجه قرار گرفته است. به منظور استفاده از انرژی گرمایی خورشید، کلکتور خورشیدی سهمی خطي به دلیل بازده بالا و قیمت مناسب نسبت به انواع کلکتورهای خورشیدی، یکی از بهترین تجهیزات انتقال انرژی خورشیدی به سیال دما متوسط و با دما بالا بوده [1] که تحقیقات مختلفی در مورد بررسی عملکرد آن منتشر شده و به عنوان محرك سیکل‌های مختلف قدرت تولید بخار [2]، رانکین آلی [3]، سیکل کالینا [4] و همچنین سیکل‌های تولید برودت و سیکل‌های محرك همزمان سوخت فسیلی و انرژی خورشیدی [5] مورد استفاده قرار گرفته است.

سیکل رانکین آلی یکی از نویددهنده‌ترین تکنولوژی‌های تبدیل انرژی اتلافی دما پایین و دما متوسط به انرژی الکتریکی می‌باشد، بنابراین توجه بسیاری از محققان به این تکنولوژی جلب شده و تحقیقات بسیاری در مورد انتخاب سیال آلی و بهینه‌سازی پارامتری سیکل رانکین آلی انجام شده است. از سوی دیگر مشکل اصلی استفاده از سیکل رانکین آلی، بازده انرژی کم، محدودیت راههای موجود برای افزایش کار خروجی، انتخاب سیال آلی مناسب، اثر روی محیط اطراف و هماهنگی دمای اجزای سیکل با دمای منبع و چاه گرمایی می‌باشد [6]. همچنین تاکنون پیکربندی‌های مختلفی راجع به سیکل رانکین آلی شامل سیکل آلی با پیش گرم کن میانی [7]، سیکل بازیابی [8]، سیکل با دو اوپراتور [9]، سیکل همراه با اجکتور [10] و غیره معرفی شده است.

استفاده از سیال عامل تک جزیی متداوول با دمای تغییر فاز ثابت به دلیل عدم هماهنگی دمایی بین سیال بیرونی و سیال عامل، عامل اصلی تخریب اگزرسی در اوپراتور و کندانسور سیکل رانکین آلی می‌باشد. به منظور رفع این مشکل راههای مختلف از جمله استفاده از سیال عامل دو جزیی با دمای تغییر فاز متغیر، افزایش فشار تا بالای فشار بحرانی سیال عامل، استفاده از سیکل سه گانه رانکین آلی و همچنین استفاده از سیکل تک تبخیره رانکین آلی پیشنهاد شده است [11]. در این تحقیق از مخلوط آب-آمونیاک به عنوان سیال عامل در سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. سیال عامل دوجزی آب-آمونیاک برخلاف سیالات تک جزیی، دارای دمای تغییر فاز متغیر می‌باشد که باعث هماهنگی دمایی در اوپراتور و کندانسور سیکل رانکین آلی بین منبع حرارتی و سیال عامل در اوپراتور (و یا چاه حرارتی و سیال عامل در کندانسور) و در نتیجه کاهش برگشت ناپذیره‌های متناظر با اختلاف دما در مبدل حرارتی می‌گردد [12].

با استفاده از سیالات آلی تک جزیی متداوول در سیکل رانکین، اختلاف دمای کمینه (اختلاف دمای پینچ) در اوپراتور سیکل آلی بین دو جریان گرم و سرد همواره در نقطه مایع اشباع سیال آلی رخ می‌دهد، اما در اثر استفاده از سیال عامل دو جزیی آب-آمونیاک در سیکل آلی، موقعیت اختلاف دمای کمینه در اوپراتور با تغییر فشار و خصوصاً تغییر درصد جرمی آمونیاک تغییر کرده و ممکن است در مکانی بین مایع اشباع و بخار اشباع رخ دهد [13]. این قضیه در مبدل حرارتی بازیاب سیکل آلی، آب-آمونیاک، به دلیل اینکه هر دو سیال گرم و سرد، آب-آمونیاک می‌باشند، آن‌طور که در مرجع [14] ذکر شده الگویی به مراتب پیچیده‌تر داشته که تعیین مکان دقیق اختلاف دمای پینچ را دشوار می‌نماید. از آنجا که یکی از اصلی ترین اهداف بررسی عملکرد سیکل‌های تولید قدرت، بیشینه نمودن کار خروجی سیکل بوده و کار خروجی بیشینه، متناظر با تولید دبی بیشینه و تحمل اختلاف دمای کمینه مبدل حرارتی است، در این تحقیق از یک روش نسبتاً جدید و معرفی شده

سلسیوس و فشار اتمسفر نگهداری می‌شود که بوسیله پمپ گاز طبیعی تا بالای فشار بحرانی افزایش فشار پیدا کرده و در کندانسور سیکل آلى به عنوان محیط دفع گرما و سپس در توربین گاز طبیعی (توربین 2) به منظور تولید قدرت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در نهایت گاز کاهش فشار یافته خروجی از توربین گاز طبیعی برای مصارف گاز شهری استفاده می‌گردد. به منظور شبیه‌سازی سیکل ترکیبی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود [25,14]:

- 1- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- 2- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرفنظر می‌شود.
- 3- افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌های متصل‌کننده اجزا ناچیز است.
- 4- در سیکل آب- آمونیاک سیال عامل خروجی اواپراتور، فوق‌گرم و سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ، مایع اشباع می‌باشد.
- 5- پمپ‌ها و توربین‌ها بازده آیزوونتروپیک مشخص دارند.

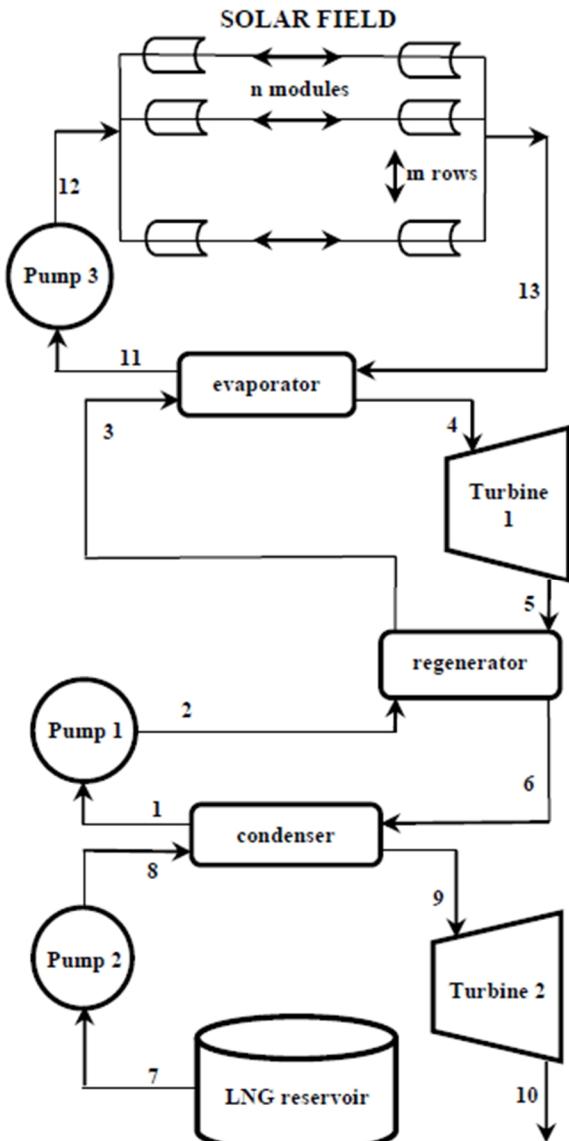


Fig. 1 Schematic of combined power cycle

شکل ۱ طرح شماتیکی سیکل ترکیبی

از منظر انرژی، اگزرزی و اگزرزی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. فلاخ و همکاران [24] سیکل کالینا با محرك انرژی زمین گرمایی را از منظر اگزرزی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. آنها در این تحقیق از دو روش متداول و پیشرفت‌های اگزرزی- اقتصادی به منظور بررسی عملکرد سیکل استفاده نمودند. نتایج تحلیل پیشرفت‌های اگزرزی- اقتصادی حاکی از آن بود که پتانسیل بالایی برای بهبود عملکرد سیکل به ترتیب در کندانسور، توربین و اوپراتور وجود دارد. همچنین بالاترین میزان تحریب اگزرزی نیز در اوپراتور رخ می‌دهد.

در این تحقیق ابتدا سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک با محرك کلکتور خورشیدی سهموی خطی و با دفع گرما به گاز طبیعی با استفاده از نرم افزار EES شبیه‌سازی شده و عملکرد سیکل در حالت ورودی پایه از منظر انرژی، اگزرزی و اگزرزی- اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس جرمی آمونیاک پارامترهای مختلف از جمله تغییر فشار ورودی توربین، کسر جرمی آمونیاک و اختلاف دمای پینچ بر روی بازده اگزرزی، توان خروجی، برگشت‌ناپذیری کلی و پارامترهای اگزرزی- اقتصادی بررسی می‌گردد. همچنین به منظور شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی در این تحقیق از مبدل حرارتی پوسته و لوله با یک مسیر پوسته و یک مسیر لوله و به صورت جریان مخالف استفاده شده و این مبدل‌های حرارتی با استفاده از جزیبات روابط انتقال حرارت مربوطه شبیه‌سازی می‌شود. تحقیق حاضر نوآوری‌هایی به شرح زیر دارد:

- 1- ترکیب کلکتور سهموی خطی، سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک و زیر سیستم گاز طبیعی به منظور تحلیل اگزرزی- اقتصادی که تاکنون در تحقیق دیگری مشاهده نشده است.
- 2- تحلیل نقطه پینچ در مبدل‌های حرارتی با در نظر گرفتن دیاگرام توزیع دمای سیال آب- آمونیاک و استفاده از روش جدید به منظور بررسی عملکرد سیکل در شرایط تحمیل اختلاف دمای پینچ در اوپراتور.
- 3- بررسی عملکرد اقتصادی سیکل رانکین با استفاده از مبدل حرارتی پوسته و لوله و شبیه‌سازی با جزیبات مبدل ذکر شده.

## 2- سیکل رانکین آلى بازیاب با محرك کلکتور خورشیدی و زیر سیستم گاز طبیعی

طرح شماتیکی سیکل رانکین آب- آمونیاک با محرك کلکتور خورشیدی و زیر سیستم گاز طبیعی در شکل 1 قابل مشاهده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، از سیال خورشیدی (روغن 1-therminol vp-1) با دمای 200 درجه سلسیوس به منظور تبخیر و فوق گرمایش سیال عامل آب- آمونیاک در اوپراتور سیکل آلى استفاده می‌شود. سپس سیال فوق گرم وارد توربین آب- آمونیاک (توربین 1) شده و با چرخاندن پره‌های توربین تولید قدرت می‌کند. سیال عامل در خروجی توربین نسبت به سیال خروجی از پمپ آب- آمونیاک دارای دمای بالاتری است که از آن در مبدل بازیاب به منظور پیش گرمایش سیال خروجی از پمپ استفاده می‌شود که باعث بهبود عملکرد سیکل آلى می‌گردد. سپس سیال خروجی از مبدل بازیاب وارد کندانسور شده، به جریان گاز طبیعی مایع شده دفع گرما کرده و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. مایع اشباع نیز ابتدا وارد پمپ شده و پس از افزایش فشار وارد مبدل بازیاب شده و سیکل تکمیل می‌شود. همچنین همان‌طور که از شکل پیداست از گاز طبیعی مایع شده به عنوان محیط دفع گرما در کندانسور سیکل آلى استفاده می‌شود که در این صورت کاهش فشار پایینی سیکل و افزایش کار خروجی آن امکان پذیر می‌گردد. گاز طبیعی مایع شده در مخزن در دمای 161.5- درجه

جدول ۱ مقادیر ورودی به منظور شبیه‌سازی

Table 1 Input data in the simulation

مقدار	توضیح	نماد
25	دماي محیط	$T_0(\text{^{\circ}C})$
101	فشار محیط	$p_0(\text{kPa})$
200	دماي سیال خورشیدی ورودی به اوپراتور	$T_{13}(\text{^{\circ}C})$
30	دبی جرمی سیال خورشیدی	$m_{\text{HTF}} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
20	تعداد ردیفهای کلکتور خورشیدی	$ROW$
2	سرعت باد	$V \frac{\text{m}}{\text{s}}$
800	شدت تشعشع خورشیدی	$I_b \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
190	دماي ورودی توربین آب-آمونیاک	$T_4(\text{^{\circ}C})$
0	دماي خروجی مخلوط از کندانسور	$T_1(\text{^{\circ}C})$
5	اختلاف دماي نقطه پینچ	$\Delta T_{\text{pp}}$
18	فشار ورودی توربین آب-آمونیاک	$p_4(\text{bar})$
50	فشار ورودی توربین گاز طبیعی	$p_9(\text{bar})$
5	فشار خروجی توربین گاز طبیعی	$p_{10}(\text{bar})$
0.6	کسر جرمی آمونیاک	$x$
0.8	بازده آیزونتروپیک توربین	$\eta_t$
0.7	بازده آیزونتروپیک پمپ	$\eta_p$

مرکز تشکیل شده است. لوله داخلی که سیال داخل آن جریان دارد معمولاً با یک ماده با ضریب جذب بالا برای جذب حداکثر تشعشع خورشیدی پوشانده می‌شود. فضای بین دو لوله نیز اکثراً به منظور کاهش اتفاف حرارتی از کلکتور به سمت هوای محیط و به خصوص در دماهای بالا خلاء می‌گردد و لوله خارجی نیز معمولاً از جنس شیشه با ضریب عبور بالای امواج خورشیدی و به منظور کاهش اتفاف حرارتی از کلکتور به محیط بکار برده می‌شود [27]. بررسی عملکرد مجموعه جذب کننده کلکتور شامل نوشتن معادلات توازن انرژی در بخش‌های مختلف آن به منظور محاسبه شار مستقیم ورودی به مجموعه جذب کننده، اتفاقات نوری مربوط به کلکتور و مجموعه جذب کننده، اتفاقات حرارتی مربوط به مجموعه جذب کننده و جذب انرژی حرارتی نهایی به وسیله سیال داخل لوله می‌باشد. شکل a-3 شامل شماتیک یک بعدی حالت یکنواخت مجموعه جذب کننده کلکتور به منظور نوشتن معادلات توازن انرژی بر واحد طول کلکتور در بخش‌های مختلف آن می‌باشد و شکل b-3 مقاومات‌های انتقال حرارتی بخش‌های مختلف مجموعه جذب کننده را نشان می‌دهد [27]. اتفاقات نوری نیز شامل نواقص در آینه‌های کلکتور، نواقص در ردیابی خورشید به منظور جذب حداکثر تشعشع خورشیدی، اثر سایه انداختن و تمیز نبودن کلکتور و مجموعه جذب کننده می‌باشد. مطابق شکل a-3 شار ورودی خورشیدی به وسیله پوشش شیشه‌ای می‌باشد. مطابق شکل b-3 سطح خارجی صفحه جذب کننده از طریق مکانیزم انتقال حرارت رسانش به سطح داخلی صفحه جذب کننده ( $q'_{\text{pi-po,cond}}$ ) و سپس از طریق مکانیزم انتقال حرارت جابجایی ( $q'_{\text{f-pi,conv}}$ ) به سیال داخل لوله انتقال می‌یابد و مابقی به وسیله اتفاف حرارتی جابجایی ( $q'_{\text{po-gi,rad}}$ ) و تشعشعی ( $q'_{\text{po-gi,conv}}$ ) به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای منتقل می‌گردد. انرژی انتقال یافته از طریق جابجایی و تشعشع به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای ابتدا به وسیله رسانش ( $q'_{\text{gi-go,cond}}$ ) به سطح خارجی آن انتقال می‌یابد و سپس از طریق تشعشع ( $q'_{\text{go-s,rad}}$ ) و جابجایی ( $q'_{\text{go-a,conv}}$ ) به محیط تلف می‌شود. با استفاده از موارد گفته

6- پمپ‌ها و توربین‌ها آدیاباتیک می‌باشند.

7- گاز طبیعی، متان خالص در نظر گرفته می‌شود.

8- به منظور تحلیل اگزرسی، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار

مرجع در نظر گرفته می‌شود.

همچنین مقادیر ورودی پایه برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی مطابق

جدول 1 می‌باشد.

### 3- شبیه‌سازی سیکل ترکیبی

در این بخش ابتدا در قسمت 1-3 روابط کلی مربوط به تحلیل انرژی و اگزرسی اجزای سیکل گفته می‌شود. در قسمت 2-3 کلکتور خورشیدی سهموی خطی معرفی و روابط مربوطه شرح داده می‌شود. در قسمت 3-3 به روش جدید مورد استفاده برای برقراری شرایط اختلاف دما پینچ مبدل‌های شبیه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله مورد بررسی قرار می‌گیرد.

#### 3-1- توازن جرم، انرژی و اگزرسی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و اگزرسی به منظور مختلف مطابق روابط (1) تا (3) نوشته می‌شوند.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

$$\dot{E}x_Q + \dot{m}_i ex_i = \dot{E}x_w + \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_D \quad (3)$$

که زیرنویس i و e به ترتیب ورودی به خروجی از حجم کنترل و

تخربی اگزرسی در هر جزء بوده و اگزرسی متناظر با انتقال حرارت.

$\dot{E}x_w$  اگزرسی متناظر با توان و اگزرسی فیزیکی هر جریان بوده که از

روابط (4) تا (6) بدست می‌آیند [26].

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_K}) \dot{Q}_K \quad (4)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. همچنین به

منظور سنجش حقیقی کارآیی هر جز در سیکل، بازده اگزرسی مطابق رابطه

(7) تعریف می‌گردد [26].

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (7)$$

که ترتیب مربوط به جریان اگزرسی محصول و سوت

هر جزء می‌باشد. سوت اگزرسی بیانگر منابعی است که محرك جزء بوده و

در نهایت محصول را تولید می‌کند و محصول اگزرسی، جریان اگزرسی مفید

حاصله از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه

می‌باشد.

#### 3-2- کلکتور خورشیدی سهموی خطی

کلکتور سهموی خطی از انواع متداول کلکتور خورشیدی بوده که به منظور

گرمایش سیال مکانیزم انتقال حرارت جابجایی (HCE) که در راستای محور کانونی سهمی قرار

دارد منعکس می‌کند. تصویر یک نوع متداول کلکتور سهمی خطی در شکل 2

نشان داده شده است. مجموعه جذب کننده کلکتور معمولاً از دو لوله هم

کننده و پوشش شیشه‌ای محاسبه می‌شود. در انتها نیز بازده از رابطه (13) محاسبه می‌گردد و از مقدار بازده بدست آمده به منظور محاسبه مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی طبق رابطه (14) استفاده می‌شود [29].

$$\eta_{en,col} = \frac{\dot{m}_{HTF} \Delta h_{col}}{A_{ap} I_b} \quad (14)$$

که در رابطه (14)  $\dot{m}_{HTF}$  دبی سیال خورشیدی،  $\Delta h_{col}$  اختلاف آنتالپی سیال خورشیدی در ورودی و خروجی کلکتور و  $A_{ap}$  مساحت مورد نیاز (30 kg/s) و مقدار توصیه شده مربوط به دبی یک ردیف کلکتور خورشیدی در نظر [30]، به منظور شبیه‌سازی، 20 ردیف موادی کلکتور خورشیدی در نظر گرفته می‌شود. همچنین، مجموع اگرژری تحریب و اتلاف در کلکتور، از تفاضل اگرژری سوخت و محصول کلکتور طبق روابط (15) تا (17) بدست می‌آید [30].

$$\dot{E}x_{p,col} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12} \quad (15)$$

$$\dot{E}x_{f,col} = A_{ap} I_b (1 + 0.333 \left( \frac{T_0 + 273}{T_{sun} + 273} \right)^4 - 1.333 \left( \frac{T_0 + 273}{T_{sun} + 273} \right)) \quad (16)$$

$$\dot{E}x_{dest\&loss,col} = \dot{E}x_{f,col} - \dot{E}x_{p,col} \quad (17)$$

که  $T_{sun}$  دمای سطح خورشید و برابر 5527 درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود [31].

در انتها ابعاد هندسی کلکتور LS-2 مورد استفاده مطابق جدول 2 می‌باشد [28].

### 3- اختلاف دمای پینچ مبدل‌های حرارتی

#### 3-1- اوپرатор

در این قسمت با برقراری شرایط پینچ در اوپرатор، دمای خروجی سیال خورشیدی طوری بدست می‌آید که دبی سیال آب-آمونیاک بیشینه مقدار ممکن خود را داشته باشد. در این صورت توان خروجی توربین آمونیاک نیز با توجه به بیشینه بودن دبی جرمی، بیشینه خواهد بود. همان‌طور که گفته شد محل وقوع نقطه پینچ در سیالات دو جزی با تغییر فشار و کسر جرمی آمونیاک مکان مشخصی ندارد و ممکن است در نقطه مایع اشباع و یا در نقطه‌ای بین مایع اشباع و بخار اشباع در ناحیه دو فازی رخ دهد.

به منظور تعیین محل وقوع و برقراری شرایط نقطه پینچ از روش دمای فرضی خروجی طبق رابطه (18) استفاده می‌شود [13]. این روش برای مبدل‌هایی که نمودار توزیع دمای جریان محرك آن خطی و بدون تغییر فاز باشد قابل استفاده است. در این روش دمای فرضی خروجی سیال خورشیدی تابعی از نسبت اختلاف انتالپی بدون بعد ( $H$ ) در نظر گرفته می‌شود [13].

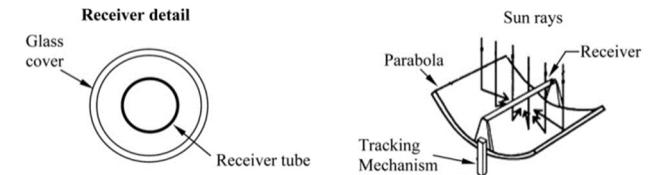
$$T_{im,HTF,o}(H) = \frac{T(H) + \Delta T_{pp} - T_{HTF,i}H}{1 - H} \quad (18)$$

در رابطه (18) زیرنویس‌های  $i$ ،  $m$  و  $o$  به ترتیب بیانگر فرضی،

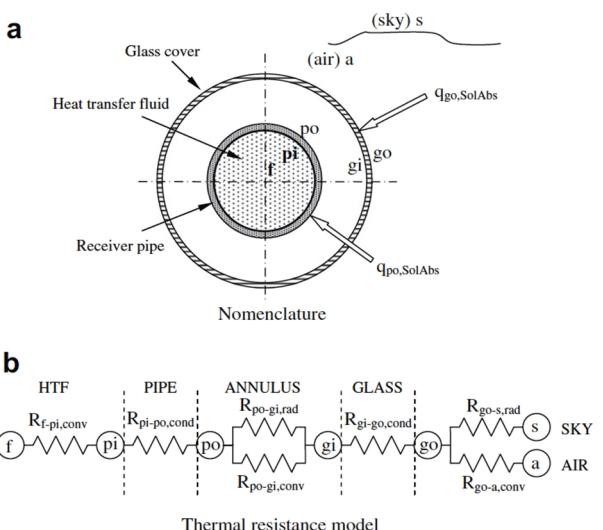
جدول 2 مشخصات هندسی کلکتور مورد استفاده

Table 2 geometric parameter of collector

مقادیر	توضیح	پارامتر
4.823	عرض دهانه کلکتور	$W_{aperture}$ (m)
0.066	قطر داخلی لوله جاذب	$D_{pi}$ (m)
0.07	قطر خارجی لوله جاذب	$D_{po}$ (m)
0.109	قطر داخلی پوشش شیشه‌ای	$D_{gi}$ (m)
0.115	قطر خارجی پوشش شیشه‌ای	$D_{go}$ (m)



شکل 2 شماتیک کلکتور سه‌موی خنک



شکل 3 مجموعه جذب کننده کلکتور (الف) نامگذاری بخش‌های مختلف، (ب) مقامات -

های انتقال حرارتی بخش‌های مختلف [27]

شده پایستگی انرژی در سطوح مختلف از سطح مقطع مجموعه جذب کننده کلکتور، روابط (8) تا (12) را به ازای واحد طول کلکتور نتیجه می‌دهد [27].

$$\dot{q}'_{f-pi,conv} = \dot{q}'_{pi-po,cond} \quad (8)$$

$$\dot{q}'_{po,SolAbs} = \dot{q}'_{pi-po,cond} + \dot{q}'_{po-gi,conv} + \dot{q}'_{po-gi,rad} \quad (9)$$

$$\dot{q}'_{po-gi,rad} + \dot{q}'_{po-gi,conv} = \dot{q}'_{gi-go,cond} \quad (10)$$

$$\dot{q}'_{gi-go,cond} + \dot{q}'_{go,SolAbs} = \dot{q}'_{go-a,conv} + \dot{q}'_{go-s,rad} \quad (11)$$

$$\dot{q}'_{HeatLoss} = \dot{q}'_{go-a,conv} + \dot{q}'_{go-s,rad} \quad (12)$$

به منظور شبیه‌سازی کلکتور، لوله جذب کننده از جنس مس، پوشش لوله جذب کننده به منظور جذب حداکثر تابش خورشیدی از جنس کروم سیاه و پوشش خارجی نیز همان‌طور که گفته شد از جنس شیشه می‌باشد. همچنین فضای بین صفحه جذب کننده و پوشش شیشه‌ای به منظور کاهش اتلاف حرارتی خلاء می‌گردد. در این تحقیق برای بدست آوردن ضرایب انتقال حرارت جابجایی و رسانشی و نرخ انتقال حرارت در بخش‌های مختلف کلکتور، همچنین ضرایب و روابط مربوط به اتلافات نوری پوشش شیشه‌ای و صفحه جذب کننده از روابط موجود در مراجع [28,27] استفاده شده است.

خواننده می‌تواند برای توضیحات بیشتر به مراجع ذکر شده مراجعه کند.

در نهایت بازده انرژی کلکتور خورشیدی از رابطه (13) محاسبه می‌شود [28].

$$\eta_{en,col} = \frac{\dot{q}'_{f-pi,conv}}{\dot{q}'_{Sol}} \quad (13)$$

به منظور بدست آوردن دمای قسمت‌های مختلف کلکتور، با داشتن دمای روغن  $vp-1$  therminol ورودی و خروجی کلکتور، معادلات (8) تا (12) به طور همزمان حل شده و دمای سطح داخلی و خارجی لوله جذب

بالاتری را به دست می‌دهد. در هر حال با داشتن خواص ترمودینامیکی نقاط 2 و 5، همچنین یکی از نقاط 3 و 6 به کمک موازنۀ انرژی در مبدل بازیاب طبق رابطه (21) خواص نقطه دیگر بدست می‌آید. بر این اساس خواص ترمودینامیکی در نقاط 3 و 6 بدست می‌آید [14].

$$h_3 - h_2 = h_5 - h_6 \quad (21)$$

#### 4-3- مبدل حرارتی پوسته و لوله

همان‌طور که در مقدمه گفته شد در این تحقیق به منظور شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی از نوع مبدل پوسته و لوله با یک مسیر پوسته و یک مسیر لوله و به صورت جریان مخالف استفاده می‌شود. نرخ انتقال حرارت در پخش‌های مختلف مبدل حرارتی از رابطه (22) محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q} = FUA\Delta T_{lmtd} \quad (22)$$

که  $A$  مساحت مورد نیاز مبدل حرارتی،  $\Delta T_{lmtd}$  اختلاف دمای متوسط لگاریتمی،  $F$  ضریب تصحیح مبدل حرارتی برابر با 1 و  $U$  ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل حرارتی است که از رابطه (23) بدست می‌آید [32].

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{sh}} + \left(d_o \frac{\ln(\frac{d_o}{d_i})}{2k_w}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_t}\right)\right)} \quad (23)$$

که  $d_i$  و  $d_o$  به ترتیب قطر داخلی، قطر خارجی و ضریب هدایت گرمایی دیواره لوله مبدل و  $h_{sh}$  و  $h_t$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت پوسته و لوله می‌باشند.

به منظور محاسبات در ناحیه دو فازی سیال (در اواپراتور و همچنین ناحیه دو فازی سیال گرم شونده در مبدل بازیاب)، فرآیند انتقال حرارت به 50 زیر پخش کوچک تقسیم شده است که نرخ انتقال حرارت در هر زیر پخش مقدار یکسان  $Q_i$  می‌باشد. سپس سطح مورد نیاز در هر زیر پخش از رابطه (24) بدست می‌آید [33].

$$Q_i = FU_i A_i \Delta T_{lmtd_i} \quad (24)$$

که  $U_i$  ضریب کلی انتقال حرارت در هر زیر پخش،  $A_i$  مساحت هر زیر پخش و  $\Delta T_{lmtd_i}$  اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بین دو سیال گرم و سرد در هر زیر پخش می‌باشد.

#### 4-4- اواپراتور

در اواپراتور روغن محرك خورشیدی که در طول مبدل در فاز مایع است، در سمت پوسته و سیال آب-آمونیاک را که در طول مبدل ابتدا به صورت دو فازی و سپس به صورت فوق گرم می‌باشد در سمت لوله در نظر گرفته می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی برای جریان سیال تک فاز روغن در سمت پوسته از رابطه (25) بدست می‌آید [32].

$$h_{sh,sp} = h_{id} \quad (25)$$

که زیر نویس‌های  $sh$  و  $sp$  به ترتیب بیانگر پوسته و حالت تکفاز است و ضریب  $J$  حاصلضرب ضرایب تصحیح مربوطه بوده و مقدار توصیه شده آن به منظور طراحی مبدل پوسته و لوله حدود 0.6 می‌باشد [32].  $h_{id}$  ضریب انتقال حرارت جریان متقاطع در پوسته از رابطه (26) بدست می‌آید [32].

جدول 4 اختلاف دمای دو جریان در ورودی یا خروجی مبدل بازیاب

Table 4 Temperature difference of two streams at inlet or outlet of regenerator

محدوده کسر جرمی	اختلاف دما
$0.6 \leq x \leq 0.75$	$T_3 = T_5 - \Delta T_{pp} - 15$
$0.75 < x \leq 0.8$	$T_3 = T_5 - \Delta T_{pp} - 40$
$0.8 < x \leq 0.9$	$T_6 = T_2 + \Delta T_{pp} + 35$
$0.9 < x \leq 0.95$	$T_6 = T_2 + \Delta T_{pp} + 20$
$0.95 < x < 1$	$T_6 = T_2 + \Delta T_{pp} + 5$

سیال محرك خورشیدی، ورودی و خروجی می‌باشند. همچنین  $H$  نسبت اختلاف انتالپی بدون بعد است که از رابطه (19) بدست می‌آید و نشان دهنده مکان سیال در مبدل حرارتی می‌باشد.  $H$  مقداری بین 0 و 1 دارد، مقدار 0 متناظر با ورودی سیال مخلوط به مبدل و مقدار 1 متناظر با خروجی سیال مخلوط از مبدل حرارتی می‌باشد [13].

$$H = \frac{(h - h_i)}{(h_0 - h_i)}_{cold} = \frac{(h - h_0)}{(h_i - h_0)}_{hot} \quad (19)$$

در نهایت مقدار دمای خروجی سیال خورشیدی در شرایطی که اختلاف دمای پینچ در نظر گرفته شده در اواپراتور اتفاق بیفتد برابر مقدار بشیشه دمای فرضی خروجی است [13]. جدول 3 مکان وقوع نقطه پینچ را برای فشارهای مختلف ورودی توربین آب-آمونیاک در کسر جرمی 0.6 نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، در محدوده وسیعی از فشارها نقطه پینچ بین نقطه ورودی و خروجی سیال در اواپراتور اتفاق می‌افتد.

#### 3-3-2- کندانسور

در کندانسور با توجه به افزایش قابل ملاحظه دمای سیال گاز طبیعی فوق بحرانی و تغییرات محدودتر دمای سیال آب-آمونیاک از نقطه ورودی تا خروجی، نقطه پینچ در خروجی سیال گاز طبیعی رخ می‌دهد که برای تمام کسرهای جرمی و فشارها صادق می‌باشد. بنا بر این می‌توان دمای سیال گاز طبیعی خروجی از کندانسور را با استفاده از اختلاف دمای پینچ و دمای بdest آمده سیال ورودی به کندانسور از رابطه (20) بدست آورد.

$$T_9 = T_6 - \Delta T_{pp} \quad (20)$$

#### 3-3-3- مبدل بازیاب

از آنجا که در مبدل بازیاب هر دو جریان، سیال آب-آمونیاک است و نمودار توزیع دمای آن گویی پیچیده‌ای را در مبدل طی می‌کند نمی‌توان از روش اختلاف دمای فرضی معروف شده استفاده نمود. در مبدل بازیاب، خطوط توزیع دمای دو جریان طوری کنترل می‌شود که حداقل اختلاف دمای دو جریان از اختلاف دمای پینچ در نظر گرفته شده برای مبدل کمتر نشود. برای این منظور از اختلاف دمای دو جریان در ورودی یا خروجی مبدل استفاده می‌شود، اما به دلیل پیچیدگی و تغییرات نمودار توزیع دمای دو جریان نمی‌توان یک اختلاف دمای ورودی یا خروجی ثابت را به این منظور در نظر گرفت. با بررسی‌های انجام شده مشخص شد که این اختلاف دما وابستگی زیادی به مقدار کسر جرمی آمونیاک دارد. در این بخش از روابط موجود در جدول 4 به منظور بدست آوردن دمای نقطه مجھول مورد نظر در مبدل بازیاب استفاده می‌شود. همان‌طور که از جدول 4 مشخص است کنترل خطوط جریان در مبدل بازیاب در کسر جرمی پایین‌تر، از نقطه خروجی توربین و در کسر جرمی بالاتر، از نقطه خروجی پمپ در سیکل آب-آمونیاک با دقت مناسبی انجام گرفته است. این رهیافت بر اساس اختلاف دمای کمتر دو جریان در نقاط یاد شده نسبت به هم حاصل شده است. به طور حتم کنترل خطوط جریان از سمتی که اختلاف دمای دو جریان کمتر باشد دقت

جدول 3 مکان وقوع نقطه پینچ در اواپراتور

Table 3 Pinch point position within evaporator

Mحل وقوع نقطه پینچ	$p_4$ (bar)
ورودی سیال مخلوط	0
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	0.39
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	0.52
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	0.62

$$n = \begin{cases} 0.4 & , T_b < T_b \leq T_c \text{ یا } 1.2T_c \leq T_b < T_w \\ 0.4 + 0.2\left(\frac{T_w}{T_c} - 1\right) & , T_b \leq T_c < T_w \\ 0.4 + 0.2\left(\frac{T_w}{T_c} - 1\right) \\ \times \left[1 - 5\left(\frac{T_b}{T_c} - 1\right)\right] & , T_b < T_w \text{ و } T_c < T_b \leq 1.2T_c \end{cases} \quad (39)$$

که زیرنویس  $w$  و  $c$  به ترتیب بیانگر دیواره لوله و حالت بحرانی می‌باشد.  
در سمت پوسته نیز سیال آب-آمونیاک جریان دارد که ضریب انتقال حرارت در ناحیه تک فاز آن از رابطه (25) و در ناحیه دو فازی از رابطه (40) بدست می‌آید [35].

$$h_{sh, tp} = 0.95k_l \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g}{\mu_l \Gamma} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (40)$$

که از رابطه 41 بدست می‌آید [35].

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{N_t l_{t, tp}} \quad (41)$$

که  $N_t$  و  $l_{t, tp}$  به ترتیب تعداد لوله‌ها و طول لوله در ناحیه دو فازی می‌باشد.

### 3-4-3- مبدل بازیاب

در مبدل بازیاب در هر دو سمت لوله و پوسته سیال آب-آمونیاک جریان دارد. ضریب انتقال حرارت جریان سیال سرد شونده که در سمت پوسته جریان دارد در ناحیه تک فاز از رابطه (25) و در ناحیه دو فازی از رابطه (40) بدست می‌آید. همچنین ضریب انتقال حرارت جریان سیال گرم شونده که در سمت لوله دارد در ناحیه تک فاز از رابطه (29) و در ناحیه دو فازی از روابط (31) تا (33) حاصل می‌شود. به منظور بدست آوردن سطح مورد نیاز در ناحیه دوفازی لوله این ناحیه به 50 زیربخش تقسیم شده است. در نهایت با معلوم بودن سایر موارد، مساحت مورد نیاز مبدل حرارتی با استفاده از روابط (24) و (22) محاسبه می‌گردد.

## 4- تحلیل اگزوزی- اقتصادی

فرآیند هزینه‌گذاری اگزوزی شامل معادلات موازنۀ هزینه‌ای می‌باشد که برای هر یک از اجزای سیستم مطابق رابطه (42) به صورت جداگانه نوشته می‌شود [26].

$$\sum (c_e E_x e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{Q,k} \dot{E}_{Q,k} + \dot{Z}_k \quad (42)$$

که  $c$  هزینه واحد اگزوزی و  $\dot{Z}_k$  نرخ هزینه برای جزء  $k$  ام می‌باشد و از رابطه (43) بدست می‌آید [26].

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \varphi}{N} \quad (43)$$

که  $Z_k$  هزینه ابتدایی خریداری جزء،  $\varphi$  ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء،  $N$  تعداد ساعت عملکرد سالیانه جزء و  $CRF$  ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه (44) بدست می‌آید [26].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (44)$$

که  $i$  نرخ سود سرمایه برابر با 8 درصد و  $n$  تعداد سال‌های عملکرد سیستم برابر با 20 سال می‌باشد. همچنین  $i = 0.06$  و  $\varphi$  بوده و با توجه به محرك خورشیدی سیکل ترکیبی  $N=2000$  ساعت در نظر گرفته می‌شود [36]. در این تحقیق برای بدست آوردن قیمت ابتدایی کلکتور خورشیدی از روابط موجود در مرجع [37] و برای بدست آوردن قیمت ابتدایی اجزای سیکل آب-آمونیاک و گاز طبیعی از روابط موجود در مراجع [38,22]

$$h_{id} = J_i c_{p, sh} \left( \frac{\dot{m}_{sh}}{A_{sh}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left( \frac{\mu_{sh}}{\mu_{w, sh}} \right)^{0.14} \quad (26)$$

که  $A_{sh}$  سطح مقطع،  $\dot{m}$  ضریب هدایت حرارتی،  $c_p$  گرمای ویژه و  $\mu$  ویسکوزیتۀ سیال بوده و زیرنویس  $w$  بیانگر دیواره است.  $J_i$  فاکتور کولبرن از رابطه (27) حاصل می‌شود [32].

$$J_i = a_1 \left( \frac{1.33}{\frac{p_T}{d_o}} \right)^a \cdot (Re_{sh})^{a_2} \quad (27)$$

که  $p_T$  گام لوله بوده و  $a$  از رابطه (28) بدست می‌آید [32].

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_{sh})^{a_4}} \quad (28)$$

ضراب  $a_1, a_2, a_3$  و  $a_4$  در مرجع [32] موجود می‌باشند.

در این قسمت ضریب انتقال حرارت جابجایی برای جریان سیال آب-آمونیاک فوق گرم در سمت لوله از رابطه (29) بدست می‌آید [32].

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \left( \frac{\frac{f}{8}(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{0.5} (Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1)} \right) \quad (29)$$

که  $Re$  و  $Pr$  به ترتیب عدد رینولدز و پرانتل و زیرنویس  $t$  بیانگر لوله بوده و  $f$  ضریب اصطکاک از رابطه (30) بدست می‌آید [32].

$$f = (0.79 \ln Re_t - 1.64)^{-2} \quad (30)$$

ناحیه دو فازی اوپرатор، همان‌طور گفته شد، به زیربخش‌های کوچک تقسیم می‌شود و ضریب انتقال حرارت سیال مخلوط داخل لوله از روابط (31) تا (33) بدست می‌آید [33].

$$h_{t,i} = E_i h_{t,i,i} \quad (31)$$

$$E_i = 1 + 3000(Bo F_{c,i})^{0.86} + 1.12 \left( \frac{Q_i}{1 - Q_i} \right)^{0.75} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (32)$$

$$h_{t,i,i} = 0.023 \left[ G_t (1 - Q_i) \frac{d_i}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d_i} \quad (33)$$

که زیرنویس‌های  $1$  و  $v$  بیانگر مایع و بخار اشباع و  $Q_i$  کیفیت سیال در هر زیربخش است.  $Bo$  و  $F_{c,i}$  به ترتیب عدد جوشش، سرعت جرمی و ضریب تصحیح برای سیال مخلوط در هر زیربخش می‌باشند که از روابط 34 تا 36 بدست می‌آیند [33].

$$Bo = \frac{q}{G_t h_{fg}} \quad (34)$$

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t} \quad (35)$$

$$F_{c,i} = \left[ 1 + \left( \frac{h_{t,i,i}}{q} \Delta T_{glide} \right) \left[ 1 - \exp \left( \frac{-B_0 q}{\rho_l h_{fg} \beta_l} \right) \right] \right]^{-1} \quad (36)$$

در روابط بالا،  $q$  و  $h_{fg}$  به ترتیب شار دیواره، گرمای نهان تبخیر و اختلاف دمای مایع و بخار اشباع و  $B_0$  و  $\beta_l$  ضریب پیماش و ضریب انتقال جرم فاز مایع می‌باشند که به ترتیب برابر با  $1$  و  $0.0003 \text{ m/s}$  فرض می‌شوند [33].

### 3-4-3- کندانسور

در کندانسور، گاز طبیعی فوق بحرانی در سمت لوله جریان دارد که ضریب انتقال حرارت آن از رابطه (37) محاسبه می‌شود [34].

$$h_{t,LNG} = 0.0156 Re_b^{0.82} Pr_b^{0.5} \left( \frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \left( \frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}} \right)^n \frac{k_b}{d_i} \quad (37)$$

که  $\rho$  چگالی سیال بوده و زیرنویس  $b$  بیانگر خواص در دمای توده سیال می‌باشد و  $\bar{c}_p$  و  $n$  از روابط (38) و (39) حاصل می‌شوند [34].

$$\bar{c}_p = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \quad (38)$$

نتایج، مقادیر بازده کلکتور بدست آمده از شبیه‌سازی کلکتور خورشیدی با مقادیر گزارش شده در مرجع [41] و مقادیر نرخ اگررژی نقاط مختلف سیکل ترکیبی بدون مزرعه خورشیدی با مقادیر گزارش شده در مرجع [14] در شرایط و مقادیر ورودی یکسان مقایسه شده و به ترتیب در جداول 6 و 7 آورده شده است. قابل ذکر است شماره نقاط در جدول 7 مطابق شکل 1 می‌باشد.

برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی موارد ابتدایی ورودی سیکل در حالت پایه مطابق جدول 1 می‌باشد. با استفاده از موارد ورودی طبق جدول 1 و معادلات توازن جرم و انرژی و روابط مربوط به اگررژی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ اگررژی و اگررژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده اگررژی اجزای مختلف سیکل در جدول 8 آمده است. همان‌طور که از جدول 8 مشخص است بیشترین مقدار تخریب اگررژی به ترتیب در کلکتور، کندانسور و اوپراتور اتفاق می‌افتد. بخش بزرگی از تخریب اگررژی در کلکتور خورشیدی مربوط به اتلاف حرارتی در کلکتور است. اما با این وجود مقدار بازده اگررژی کلکتور برابر با 0.4045 می‌باشد که مقدار مناسبی است. علیرغم استفاده از سیال دو جزئی و برقراری شرایط پینچ در مبدل‌های حرارتی، این مقدار تخریب اگررژی در کندانسور و اوپراتور احتساب ناپذیر است که به دلیل تک جزئی بودن سیالات محرك و میزان زیاد تبادل حرارت در هر دو مبدل می‌باشد. همچنین کاهش میزان اگررژی جریان سیال گاز طبیعی ضمن تبخیر و اختلاف دمای زیاد دو سیال در طی عبور از مبدل کندانسور باعث ایجاد تخریب اگررژی بیشتری در کندانسور می‌شود. با اعمال اختلاف دمای مناسب طبق جدول 4 مشاهده می‌شود که میزان تخریب اگررژی در مبدل بازیاب، نسبت به گرمای مبالغه شده بین دو جریان کم است که تا حدودی باعث کاهش بازگشت ناپذیری کل سیکل ترکیبی می‌شود. در حالت پایه مقادیر نرخ اگررژی محرك خورشیدی و سیال متان خروجی از مخزن به ترتیب برابر با 14.63 و 10.13 مگاوات و توان خروجی توربین در سیکل آب-آمونیاک و سیکل گاز طبیعی به ترتیب برابر با 1.693 و 2.329 مگاوات می‌باشد که اهمیت سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. همچنین توان

استفاده می‌شود.

روابط موازنه نرخ هزینه در اجزای مختلف، همراه با معادلات کمکی با استفاده از روش SPECO مجموعه‌ای از معادلات خطی را ایجاد می‌کند که با حل آنها هزینه واحد اگررژی تمام جریان‌ها محاسبه می‌شود [39]. معادلات اصلی و کمکی مربوط به تحلیل اگررژی - اقتصادی اجزای مختلف سیکل ترکیبی تحقیق حاضر در جدول 5 آمده است [40,39,17].

تعريف سوت و محصول برای محاسبات بازده اگررژی در یک جزء منجر به تعريف جریان هزینه مربوط به سوت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می‌گردد. هزینه متوسط واحد سوت و محصول برای جزء k ام سیستم مطابق روابط (45) و (46) بدست می‌آید [26].

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (45)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (46)$$

و هزینه تخریب اگررژی از رابطه (47) محاسبه می‌گردد [26].

$$\dot{C}_{dest,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (47)$$

در نهایت فاکتور اگررژی-اقتصادی در هر جزء مطابق رابطه (48) بدست می‌آید [26].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{dest,k}} \quad (48)$$

## 5- پارامترهای خروجی

به منظور تحلیل عملکرد سیکل ترکیبی توان خالص خروجی، بازده اگررژی و نرخ هزینه کل سیکل ترکیبی از روابط (49) تا (51) محاسبه می‌شوند.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{t,AW} + \dot{W}_{t,LNG}) - (\dot{W}_{p,AW} + \dot{W}_{p,LNG} + \dot{W}_{p,sol}) \quad (49)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{f,col} + \dot{E}x_{LNG}} \quad (50)$$

$$\dot{C}_{tot} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{dest,k} \quad (51)$$

## 6- نتایج و بحث

### 6-1- نتایج حالت پایه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل اگررژی - اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. در ابتدا به منظور صحت سنجی

جدول 5 توانان هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل اگررژی-اقتصادی

**Table 5** Cost balance and auxiliary equation for exergoeconomic analysis

رابطه کمکی	رابطه اصلی	جزء
$c_{13} = c_{11}$	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_4 = \dot{C}_{13} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{eva}$	اوپراتور
$c_4 = c_5$	$\dot{C}_5 + c_{el,AW} \cdot \dot{W}_{t,AW} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_{t,AW}$	توربین 1
$c_8 = c_9$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_9 = \dot{C}_6 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{con}$	کندانسور
$c_5 = c_6$	$\dot{C}_6 + \dot{C}_3 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{reg}$	بازیاب
	$\dot{C}_1 + c_{el,AW} \cdot \dot{W}_{p,AW} + \dot{Z}_{p,AW} = \dot{C}_2$	پمپ 1
$c_9 = c_{10}$	$\dot{C}_{10} + c_{el,LNG} \cdot \dot{W}_{t,LNG} = \dot{C}_9 + \dot{Z}_{t,LNG}$	توربین 2
$c_7 = 13.6(\frac{\$}{GJ})$	$\dot{C}_7 + c_{el,LNG} \cdot \dot{W}_{p,LNG} + \dot{Z}_{p,LNG} = \dot{C}_8$	پمپ 2
$c_{f,col} = 0$	$\dot{C}_{13} = \dot{C}_{12} + c_{f,col} \cdot \dot{E}x_{f,col} + \dot{Z}_{col}$	کلکتور
$c_{el,sol} = 10(\frac{\$}{GJ})$	$\dot{C}_{12} = \dot{C}_{11} + c_{el,sol} \cdot \dot{W}_{p,sol} + \dot{Z}_{p,sol}$	پمپ 3

**جدول 6** صحبت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی کلکتور خورشیدی

**Table 6** validation of solar collector simulation

$\eta_{col}$ [41]	$\eta_{col}$ تحقيق حاضر	اختلاف دمای متوسط سیال خورشیدی و محیط
73.85	71.95	50
73.09	71.82	100
71.83	71.23	150
70.06	70.26	200
67.79	68.8	250

**جدول 7** صحبت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی سیکل ترکیبی

**Table 7** validation of combined cycle simulation

$\dot{E}x$ (kW) [14]	$\dot{E}x$ (kW) تحقيق حاضر	شماره نقاط
4.17	3.77	1
4.26	3.87	2
6.25	6.54	3
30.1	35.8	4
10.2	14.11	5
5.9	7.998	6
140.3	112.8	7
140.4	112.9	8
46.1	37.68	9
1.59	0.98	10

ابتداي سیستم می شود، عملکرد سیستم را از منظر اگزرزی - اقتصادی بهبود می بخشد.

## 6-2- تحلیل پارامتری

حساسیت پارامترهای خروجی سیکل ترکیبی نسبت به فشار ورودی توربین آب-آمونیاک و به بیژه کسر جرمی آمونیاک به مراتب بیشتر از دمای خروجی کندانسور و دمای ورودی توربین آب-آمونیاک است. به همین دلیل مقدار دمای خروجی کندانسور و دمای ورودی توربین آب-آمونیاک در شرایط عملکرد مناسب سیستم طبق جدول 1 ثابت در نظر گرفته می شود و با ثابت ماندن سایر پارامترها اثر فشار ورودی توربین آب-آمونیاک، کسر جرمی آمونیاک و اختلاف دمای پینچ در مبدل های حرارتی بر پارامترهای خروجی بررسی می شود. محدوده تغییرات فشار ورودی توربین از 10 تا 25 بار و حداقل مقدار کسر جرمی آمونیاک، به منظور فوق گرم بودن سیال مخلوط ورودی به توربین آب-آمونیاک در محدوده فشار یاد شده، 0.6 در نظر گرفته می شود.

در شکل 4 تغییرات توان خالص خروجی سیکل ترکیبی بر حسب افزایش فشار ورودی توربین آب-آمونیاک در کسرهای جرمی مختلف قابل ملاحظه است. به دلیل ناچیز بودن مقادیر توان مصرفی در پمپ ها در مقابل توان تولیدی در توربین ها، مجموع مقادیر توان تولیدی در دو توربین سیکل ترکیبی تعیین کننده تغییرات توان خالص خروجی کل سیکل ترکیبی است. همان طور که از شکل 4 مشخص است در تمام کسرهای جرمی، تغییرات توان خالص خروجی سیکل ترکیبی با افزایش فشار ورودی توربین آب-آمونیاک دارای یک نقطه بیشینه در یک فشار مشخص می باشد که این نقطه بیشینه در کسرهای جرمی پایین تر در فشارهای بالاتر و در کسرهای جرمی بالاتر در فشارهای پایین تر خ می دهد. نکته قابل توجه این است که در فشار بالای 24 بار در هر کسر جرمی آمونیاک، توان خالص خروجی سیکل ترکیبی افت قابل ملاحظه ای دارد. همچنین با افزایش کسر جرمی آمونیاک در همه فشارها، توان خالص خروجی تا کسر جرمی حدود 0.91 رو به افزایش بوده و پس از آن تا کسر جرمی 0.99 به میزان کمی کاهش نشان می دهد. در فشارهای پایین و کسر جرمی بالای 0.75 با افزایش کسر جرمی آمونیاک میزان توان خالص خروجی سیکل ترکیبی افزایش شدیدی نشان می دهد که دلیل آن افزایش ناگهانی توان خروجی توربین گاز طبیعی بوده که این افزایش ناگهانی نیز در اثر افزایش شدید دبی سیال متان در محدوده یاد شده می باشد. به طور کلی حساسیت توان خالص خروجی سیکل ترکیبی نسبت به فشار ورودی توربین آب-آمونیاک و کسر جرمی آمونیاک در کسرهای جرمی پایین تر بیشتر بوده و در کسر جرمی بالاتر از 0.85 تغییرات قابل ملاحظه ای ندارد که به دلیل نزدیک شدن رفتار سیال به سیال تک جزئی است. بیشترین مقدار توان خالص خروجی در محدوده تغییرات یاد شده برابر با 4.442 مگاوات بوده که در کسر جرمی 0.91 و در فشار ورودی توربین آب-آمونیاک برابر با 14.2 بار اتفاق می افتد. در این کسر جرمی رفتار سیال مخلوط به رفتار سیال تک جزئی نزدیک شده که سبب افزایش بازگشت ناپذیری ها در سیستم می شود. افزایش تخریب اگزرزی نیز سبب کاهش بازده اگزرزی کل و افزایش هزینه تخریب اگزرزی کل سیستم می شود به طوری که در این نقطه میزان بازده اگزرزی کل برابر با 0.135 و هزینه کل سیستم برابر با 1525 دلار بر ساعت می باشد.

در شکل 5 تغییرات بازده اگزرزی سیکل ترکیبی بر حسب افزایش فشار ورودی توربین آب-آمونیاک در کسرهای جرمی مختلف قابل ملاحظه است.

خالص خروجی سیستم 3.852 مگاوات و بازده اگزرزی کلی 0.155 می باشد. در انتها جدول 9 نشان دهنده نتایج اگزرزی - اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. با توجه به جدول 9 مشخص است که کلکتور و کندانسور سیکل آب-آمونیاک باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرزی - اقتصادی موردن توجه قرار گیرند چون بیشترین مقدار  $\dot{Z}_{D,k} + \dot{C}_{D,k}$  متعلق به این اجزا می باشد. همچنین همان طور که از جدول پیداست اواپراتور، کندانسور و مبدل بازیاب کمترین مقدار فاکتور اگزرزی - اقتصادی را دارا می باشند. مقادیر به دست آمده برای اجزای ذکر شده به این معنی است که قیمت تخریب اگزرزی بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور اگزرزی - اقتصادی می شود. در مورد چنین اجزایی در سیکل، افزایش قیمت ابتدایی به منظور کاهش مقدار تخریب اگزرزی توصیه می شود. این مورد در مبدل های حرارتی به وسیله افزایش مساحت مبدل حرارتی (که منجر به افزایش قیمت ابتدایی آن می شود) و از سوی دیگر کاهش اختلاف دما در مبدل حرارتی (که منجر به کاهش برگشت ناپذیری در مبدل حرارتی می گردد) محقق می شود. همچنین مقدار هزینه واحد انرژی الکتریکی تولید شده بواسیله توربین در سیکل آب-آمونیاک و گاز طبیعی در حالت پایه به ترتیب مقادیر 76.081 دلار بر گیگاژول و 25.36 دلار بر گیگاژول می باشد. هزینه واحد انرژی الکتریکی تولیدی نیز طبق توصیه مرجع [22] پارامتر مهمی در تحلیل اگزرزی - اقتصادی سیکل های تولید قدرت بوده و کمتر بودن آن در سیکل گاز طبیعی از این منظر عملکرد بهتری نسبت به سیکل آب-آمونیاک دارد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور اگزرزی - اقتصادی برای سیکل ترکیبی 24.9 درصد می باشد. این مقدار نشان دهنده این است که 75.1 درصد هزینه سیستم در اثر هزینه متناظر با تخریب اگزرزی می باشد، در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب اگزرزی و افزایش هزینه

جدول 8 نتایج انرژی و اگزرزی سیکل ترکیبی

Table 8 Energy and exergy results for combined cycle

$\eta_{ex}$	$E\dot{x}_D$ (kW)	$E\dot{x}_p$ (kW)	$E\dot{x}_f$ (kW)	$\dot{W}_t$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	دستگاه
0.4045	8712	5919	14631	10919		کلکتور
0.4723	3123	2796	5991	10919		اوپراتور
0.829	349.4	1693	2043	1693	1	توربین
0.181	258	57.04	315.1	1785		بازیاب
0.1117	5030	505.3	4525	9241		کندانسور
0.6728	5.053	10.39	15.44	15.44	1	پمپ
0.7419	810.2	2329	3140	2329	2	توربین
0.2127	121.9	32.94	154.8	154.8	2	پمپ

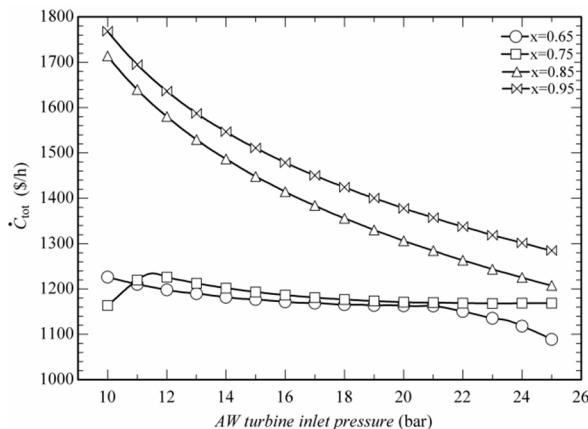
جدول 9 نتایج اگزرزی - اقتصادی سیکل ترکیبی

Table 9 exergoeconomic results for combined cycle

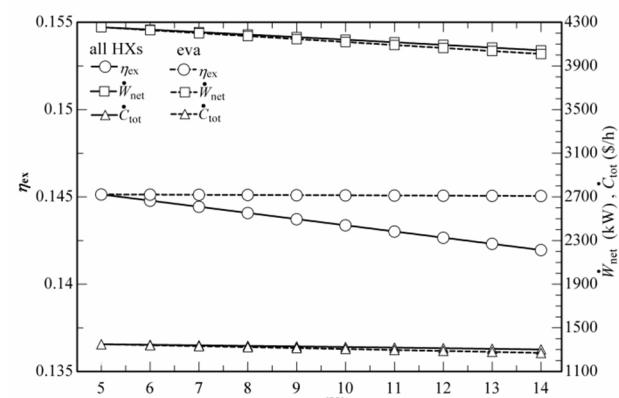
$f$	$\dot{Z}(\frac{\$}{h})$	$\dot{C}_D(\frac{\$}{h})$	$c_p(\frac{\$}{GJ})$	$c_f(\frac{\$}{GJ})$	دستگاه
0.4045	180.2	265.2	8.455	0	کلکتور
0.0376	3.804	96.7	18.332	8.48	اوپراتور
0.3757	43.28	71.91	76.081	57.192	1
0.01267	0.6815	53.12	319.157	57.192	بازیاب
0.0074	1.882	254.2	126.69	14.035	کندانسور
0.2807	0.54	1.384	127.524	76.081	1
0.5693	54.11	40.94	25.368	14.035	2
0.2347	3.415	11.13	148.051	25.368	2

برابر با 25 بار اتفاق می‌افتد. در این نقطه توان خالص خروجی و هزینه کل سیستم به ترتیب برابر با 4.18 مگاوات و 1150 دلار بر ساعت می‌باشد. با نگاهی به نتایج جدول 9 مشخص است که بیشترین سهم در هزینه کل مربوط به هزینه تخریب اگزرسی می‌باشد که واسطه به میزان تخریب اگزرسی در سیکل ترکیبی است. روند تغییرات هزینه کل سیستم نسبت به تغییرات فشار ورودی توربین آب-آمونیاک و کسر جرمی آمونیاک کاملاً مشابه با روند تغییرات بازگشت ناپذیری کل سیستم می‌باشد. با توجه به شکل 6 مشخص است که در کسرهای جرمی پایین تغییرات هزینه کل نسبت به افزایش فشار ورودی توربین آب-آمونیاک حساسیت بالایی نشان نمی‌دهد. در حالی که در کسرهای جرمی بالاتر روند کاهشی شدیدی دارد. به طور کلی در يك فشار ورودی توربین مشخص افزایش کسر جرمی آمونیاک منجر به افزایش هزینه کل شده که این افزایش در فشارهای کمتر شدیدتر است.

شکل 7 اثر اختلاف دمای پینچ در بر روی پارامترهای خروجی سیستم در کسر جرمی 0.8 و فشار ورودی توربین آب-آمونیاک برابر با 18 بار نشان می‌دهد. با توجه به شکل 8 با افزایش اختلاف دمای پینچ در اوپراتور، هزینه کل سیستم و توان خالص خروجی سیکل ترکیبی هر دو به میزان حدود 6 کل سیستم کاهش نشان می‌دهند. اما در اثر کاهش نرخ اگزرسی کل ورودی به درصد کاهش نشان می‌دهند. اما در اثر کاهش نرخ اگزرسی کل ورودی به سیستم، میزان بازده اگزرسی کل تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در واقع با افزایش اختلاف دمای پینچ در اوپراتور، می‌توان تا حدودی هزینه کل سیستم را در

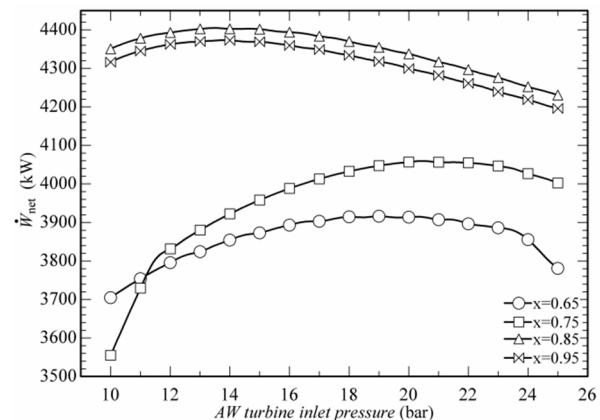


شکل 6 اثر فشار ورودی توربین آب-آمونیاک بر روی نرخ هزینه کل سیستم

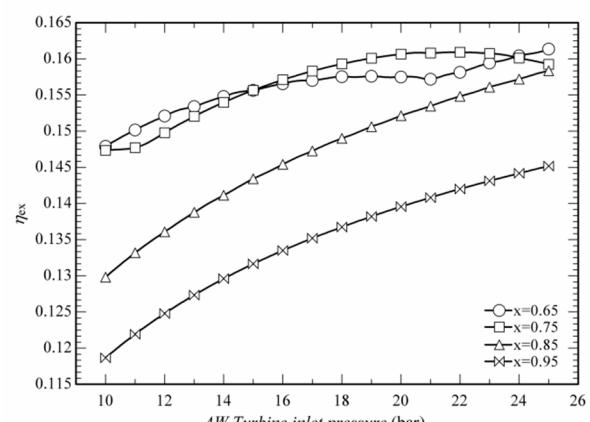


شکل 7 اثر اختلاف دمای پینچ بر روی پارامترهای خروجی

مطابق شکل 5 به طور کلی در هر فشار مشخص با افزایش کسر جرمی آمونیاک تغییرات بازده اگزرسی سیکل ترکیبی روندی کاهشی نشان می‌دهد که این تغییرات در کسرهای جرمی بالای 0.75 شدیدتر است. این روند کاهشی ناشی از افزایش قابل توجه نرخ اگزرسی کل ورودی به سیستم می‌باشد. طبق رابطه 16، نرخ اگزرسی ورودی خورشیدی با توجه به ثابت بودن سایر پارامترها، تابع سطح مورد نیاز کلکتور خورشیدی است و نرخ اگزرسی ورودی گاز طبیعی مایع شده، تنها تابع دبی جرمی سیال متان می‌باشد. در واقع قسمت عمده‌ای از تغییرات بازده اگزرسی در اثر تغییرات این دو پارامتر است. قابل ذکر است که تغییرات دبی جرمی متان، تابع تغییرات دبی جرمی سیال آب-آمونیاک است و تغییرات سطح مورد نیاز کلکتور خورشیدی از کلکتور، تابع تغییرات دمای سیال خورشیدی ورودی به کلکتور می‌باشد. از سوی دیگر همان‌طور که از شکل 5 مشخص است با افزایش فشار ورودی توربین آب-آمونیاک در هر کسر جرمی مشخص بازده اگزرسی رو به افزایش است و حساسیت بازده اگزرسی سیکل ترکیبی نسبت به تغییرات فشار ورودی توربین و کسر جرمی آمونیاک در کسرهای جرمی بالاتر بیشتر است. بیشترین مقدار بازده اگزرسی کل سیستم در محدوده تغییرات یاد شده برابر با 0.164 می‌باشد که در کسر جرمی 0.811 و در فشار ورودی توربین آب-آمونیاک



شکل 4 اثر فشار ورودی توربین آب-آمونیاک بر روی کل توان خالص خروجی سیکل ترکیبی



شکل 5 اثر فشار ورودی توربین آب-آمونیاک بر روی بازده اگزرسی سیکل ترکیبی

- applications, *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 20, No.1, pp. 103-118, 2013.
- [2] F. A. Al-Sulaiman, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy*, Vol. 58, No. C, pp. 561-570, 2013.
- [3] Y.-L. He, D.-H. Mei, W.-Q. Tao, W.-W. Yang, H.-L. Liu, Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, Vol. 97, No. 1, pp. 630-641, 2012.
- [4] M. Ashouri, A. M. K. Vandani, M. Mehrpooya, M. H. Ahmadi, A. Abdollahpour, Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, No. 1, pp. 1328-1339, 2015.
- [5] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammadi, S. Ait-Kaci, A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, No. 1, pp. 223-250, 2014.
- [6] J. Roy, M. Mishra, A. Misra, Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 9, pp. 2995-3004, 2011.
- [7] M. Imran, B. S. Park, H. J. Kim, D. H. Lee, M. Usman, M. Heo, Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications, *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, No. 1, pp. 107-118, 2014.
- [8] J. Roy, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery, *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 227-235, 2012.
- [9] T. Li, J. Zhu, K. Hu, Z. Kang, W. Zhang, Implementation of PDORC (parallel double-evaporator organic Rankine cycle) to enhance power output in oilfield, *Energy*, Vol. 68, No. 1, pp. 680-687, 2014.
- [10] X. Li, C. Zhao, X. Hu, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with ejector, *Energy*, Vol. 42, No. 1, pp. 342-349, 2012.
- [11] T. Ho, S. S. Mao, R. Greif, Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy, *Energy*, Vol. 42, No. 1, pp. 213-223, 2012.
- [12] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink, *Energy*, Vol. 50, No. 1, pp. 513-522, 2013.
- [13] K. H. Kim, H. J. Ko, K. Kim, Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles, *Applied Energy*, Vol. 113, No. 1, pp. 970-981, 2014.
- [14] K. H. Kim, K. C. Kim, Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 50-60, 2014.
- [15] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, E. Zhou, Thermodynamic analysis of a transcritical CO<sub>2</sub> power cycle driven by solar energy with liquefied natural gas as its heat sink, *Applied energy*, Vol. 92, No. 1, pp. 194-203, 2012.
- [16] J. Wang, J. Wang, Y. Dai, P. Zhao, Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 531-540, 2014.
- [17] M. Mehrpooya, H. Ansarinab, Advanced exergoeconomic evaluation of single mixed refrigerant natural gas liquefaction processes, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 26, No. 1, pp. 782-791, 2015.
- [18] A. Vatani, M. Mehrpooya, A. Palizdar, Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes, *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, No. 1, pp. 720-737, 2014.
- [19] M. R. Gómez, R. F. García, J. R. Gómez, J. C. Carril, Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 38, No. 1, pp. 781-795, 2014.
- [20] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study, *Renewable Energy*, Vol. 83, No. 1, pp. 527-542, 2015.
- [21] F. A. Boyaghchi, P. Heidarnejad, Thermo-economic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on organic Rankine cycle for domestic application, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, No. 1, pp. 224-234, 2015.
- [22] F. Mohammadmakhani, F. Ranjbar, M. Yari, A comparative study on the ammonia-water based bottoming power cycles: The exergoeconomic viewpoint, *Energy*, Vol. 87, No. 1, pp. 425-434, 2015.
- [23] M. Khaljani, R. K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, No. 1, pp. 154-165, 2015.
- [24] M. Fallah, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, R. A. Ghiasi, Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 108, No. 1, pp. 190-201, 2016.
- [25] K. H. Kim, C. H. Han, K. Kim, Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles, *Thermochimica Acta*, Vol. 530, No. 1, pp. 7-16, 2012.
- [26] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal design and optimization*, pp.405-462, New York: John Wiley & Sons, 1996.
- [27] S. A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector

با زده اگررژی ثابت کاهش داد. اما این کاهش هزینه، کاهش توان خالص خروجی سیکل ترکیبی را در پی خواهد داشت. از سوی دیگر با افزایش همزمان اختلاف دمای پینچ در هر سه مبدل سیکل، هزینه کل سیستم به مقدار کمی (حدود 3.6 درصد) کاهش می‌یابد که ناشی از کاهش هزینه اولیه و کاهش تخریب اگررژی کل سیستم و هزینه مربوط به آن می‌باشد. اما در اثر همزمان اختلاف دمای پینچ در هر سه مبدل به سبب افت سیکل ترکیبی نیز به میزان 2.1 درصد کاهش می‌یابد. بنابراین افزایش همزمان اختلاف دمای پینچ در هر سه مبدل به سبب افت عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی می‌شود باعث کاهش هزینه کل سیستم نمی‌گردد.

## 7- نتیجه گیری

- در این تحقیق سیکل رانکین بازیاب آب-آمونیاک به صورت ترکیب با سیکل گاز طبیعی به منظور تولید توان، شبیه‌سازی و مورد مطالعه قرار گرفت.
- نتایج حالت پایه حاکی از اختلاف اگررژی زیاد در اجزاء کلکتور خروشیدی، کندانسور و اوپراتور می‌باشد که مجموع اختلاف اگررژی در این سه جزء نقش تعیین‌کننده‌ای را در هزینه کل سیستم ایفا می‌کنند. مشخص شد که میزان اگررژی ورودی گاز طبیعی مایع شده مقدار قابل توجهی دارد و همچنین توان خروجی سیکل گاز طبیعی همواره بیشتر از سیکل آب-آمونیاک است که اهمیت به کارگیری سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. همچنین هزینه واحد انرژی الکتریکی تولیدی در سیکل گاز طبیعی نسبت به سیکل آب-آمونیاک کمتر است که نشان دهنده عملکرد بهتر سیکل گاز طبیعی از منظر اگررژی - اقتصادی می‌باشد. در مبدل بازیاب در اثر کنترل دمای خطوط دو جریان علاوه بر بهبود عملکرد کل سیستم، هزینه مبدل حرارتی مقدار قابل توجهی ندارد به طوری که تنها 4.9 درصد از هزینه کل سیستم را شامل می‌شود.
  - نتایج تحلیل پارامتری نشان داد که بیشترین مقدار توان خالص خروجی سیستم در کسر جرمی 0.91 اتفاق می‌افتد، در حالی که میزان بازده اگررژی و هزینه کل سیستم در این کسر جرمی مقدار مناسبی ندارند. با کاهش حدود 10 درصدی کسر جرمی در مقدار 0.811 و در فشار ورودی توربین آب-آمونیاک برابر با 25 بار به بیشترین مقدار بازده اگررژی سیستم خواهیم رسید که در این نقطه هزینه کل سیستم نسبت به نقطه یاد شده 25 درصد کاهش نشان می‌دهد، در حالی که توان خالص خروجی فقط به میزان 6 درصد کاهش می‌یابد. بنابراین پیشنهاد می‌شود فشار ورودی توربین آب-آمونیاک تا حدی که سبب کاهش چشمگیر توان خالص خروجی سیستم نشود افزایش یابد.
  - در انتها با بررسی اثر اختلاف دمای پینچ مشخص شد که عملکرد سیستم از نظر ترمودینامیکی در اختلاف دمای پینچ کمتر بهتر می‌باشد در حالی که با افزایش اختلاف دمای پینچ، هزینه کل سیستم مقداری کاهش می‌یابد. به طور کلی افزایش اختلاف دمای پینچ در مبدل‌های حرارتی به منظور کاهش هزینه کل سیستم به دلیل افت عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی پیشنهاد نمی‌شود.

## 8- مراجع

- [1] F. Cabrera, A. Fernández-García, R. Silva, M. Pérez-García, Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning

- Chemical Engineering: Chemical & biochemical reactors & process control*, pp. 640-750, London: Elsevier, 1994.
- [36] A. M. Elsafi, Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 103, No. 1, pp. 338-347, 2015.
- [37] P. Kurup, C. Turchi, *Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM)*, NREL (National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (United States)), 2015.
- [38] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [39] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [40] M. Sadeghi, S. Mahmoudi, R. K. Saray, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion (HCCI) engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 96, No. 1, pp. 403-417, 2015.
- [41] V. E. Dudley, G. J. Kolb, A. R. Mahoney, T. R. Mancini, C. W. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, *Test results: SEGS LS-2 solar collector*, Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), Appendix D, Page D-6, Table D-1, 1994..
- receiver, *Energy*, Vol. 48, No. 1, pp. 298-306, 2012.
- [28] R. Forristall, *Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver*: National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- [29] D. Tempesti, D. Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 45-51, 2013.
- [30] A. Rovira, M. J. Montes, F. Varela, M. Gil, Comparison of heat transfer fluid and direct steam generation technologies for integrated solar combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 2, pp. 264-274, 2013.
- [31] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*, pp. 49-110, London: Elsevier, 2013.
- [32] S. Kakac, H. Liu, A. Pramanjaroenkij, *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*, pp. 283-343, London: CRC press, 2012.
- [33] A. Kheiri, M. Feidt, S. Pelloux-Prayer, Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid, *Energy*, Vol. 78, No. 1, pp. 622-638, 2014.
- [34] Y.-Z. Wang, Y.-X. Hua, H. Meng, Numerical studies of supercritical turbulent convective heat transfer of cryogenic-propellant methane, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 24, No. 3, pp. 490-500, 2010.
- [35] J. M. Coulson, J. F. Richardson, D. G. Peacock, *Coulson & Richardson's Chemical Engineering: Chemical & biochemical reactors & process control*, pp. 640-750, London: Elsevier, 1994..