

# ارزیابی انرژی و انرژی چرخه‌ی جدید تولید همزمان توان، گرمایش، سرمایش و آب‌شیرین‌کن به روش تقطیر چند مرحله‌ای و اسمز معکوس

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، mohajerp@gmail.com  
استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، mfallah@azaruniv.ac.ir  
استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، ac.rahmanpour@azaruniv.ac.ir

محمد مهاجر  
محسن فلاح\*  
مرتضی رحمانپور

## چکیده

در این مطالعه، یک چرخه‌ی جدید تولید همزمان توان، گرما و سرما یکپارچه شده با آب شیرین‌کن آب دریا به روش تقطیر چند مرحله‌ای و اسمز معکوس و سامانه خورشیدی با استفاده از تحلیل‌های انرژی و انرژی مورد ارزیابی قرار گرفته است. به منظور تولید توان از چرخه‌ی گازی به عنوان محرک اصلی و چرخه‌ی رانکین آلی به عنوان چرخه‌ی پایین دستی بهره برده شده است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد در اثر افزودن سامانه خورشیدی در مجاورت چرخه‌ی رانکین آلی، افزایش راندمان چرخه‌ی رانکین آلی از ۳۸،۷۷۸ درصد به ۴۴،۵۹۲ درصد به میزان ۵،۸۱۳ درصد بهبود می‌گردد. به علاوه، در میزان خنک‌کاری ثابت، ضریب عملکرد بخش سرمایش یک افزایش ۱،۲۷۵ درصدی از مقدار ۱،۵۹۶ به ۱،۶۱۷ را تجربه می‌کند. همچنین، با توجه به بالابودن توان تولیدی چرخه‌ی توربین گازی نسبت به توان تولیدی چرخه‌ی رانکین، افزودن سیستم خورشیدی به چرخه‌ی پایه (بدون سیستم خورشیدی) باعث افزایش راندمان گرمایشی و انرژی به ترتیب به میزان ۰/۰۸۵ و ۰/۶۳۸ درصد می‌گردد. همچنین ظرفیت شیرین‌سازی سیستم پیشنهادی با استفاده از سیستم اسمز معکوس، ۷۲۶/۸ Ton/h افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: تولید همزمان، تقطیر چند مرحله‌ای، اسمز معکوس، سامانه خورشیدی، توربین گازی، چرخه‌ی رانکین آلی.

## Energy and exergy evaluation of the new cycle of cogeneration power, heating, cooling and seawater desalination system by multi-effect distillation and reverse osmosis methods

M. Mohajer  
M. Fallah  
M. Rahmanpour

Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University  
Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University  
Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University

## Abstract

In this study, a new cycle of cogeneration power, heating and cooling integrated with fresh water production system by multi-effect desalination method and solar system has been evaluated. Energy and exergy analyzes have been used to evaluate system performance. In order to generate power, the gas cycle has been used as the main stimulus and the organic Rankin cycle has been used as the downstream cycle. The results of this study show that due to the addition of the solar system in the vicinity of the organic Rankin cycle, the increase of the organic Rankin cycle efficiency improves from 38.778% to 44.592% to 5.813%. In addition, at constant cooling rates, the cooling performance increased by 1.275 percent from 1,596 to 1,617. Also, due to the high production capacity of the gas turbine cycle compared to the production capacity of the Rankin cycle, the addition of the solar system to the base cycle (without the solar system) increases the thermal efficiency and exergy by 0.638 and 0.085%, respectively. Also, distillate flow rate increases 726.8 Ton/h by using reverse osmosis system.

**Keywords:** Co-generation, multi-effect desalination, gas turbine, organic Rankine cycle.

## ۱- مقدمه

چن و همکاران [۱] یک مطالعه عملیاتی در کشور چین انجام دادند. در این مطالعه، یکپارچه‌سازی سامانه خورشیدی با سیستم تولید آب شیرین به روش تقطیر چند مرحله‌ای مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد بحران کمبود آب می‌تواند به عنوان یک تهدید جدی در آینده این کشور قلمداد شود. از این رو آن‌ها یکپارچه‌سازی یک سیستم آب‌شیرین‌کن گرمایی مانند روش تقطیر چند مرحله‌ای با سامانه‌های خورشیدی را به عنوان یک راه حل اجرایی پیشنهاد کردند. مقایسه چند سامانه مختلف تولید آب شیرین از جنبه‌های انرژی و انرژی توسط آتمن و همکاران [۲] انجام شد. همچنین یکپارچه‌سازی این سامانه‌ها با چرخه‌های تولید توان نیز مورد ارزیابی قرار گرفت. طبق این مطالعه، سامانه‌های گرمایی تولید آب شیرین زمانی که با چرخه‌های تولید گرمایش و توان یکپارچه شده باشند مورد استقبال بیشتری قرار می‌گیرند. درحالی‌که واحدهای آب‌شیرین‌کن اسمز

با گذر زمان مناطق خشک و پرجمعیت جهان، خطر کم‌آبی را بیش از پیش احساس می‌کنند. همچنین در دهه اخیر با توجه به درک اهمیت بالای مسائل زیست‌محیطی بر آینده بشریت، این تحلیل‌ها جایگاه ویژه‌ای در پژوهش‌های اخیر داشته است. بنابراین ارزیابی سیستم‌های تولید آب شیرین با تحلیل‌های زیست‌محیطی اهمیت خصوصی دارد. سه عامل نیاز به آب شیرین در مناطق جنوبی ایران، افزایش جمعیت و به طبع آن افزایش نیاز به انرژی و فراوان بودن منابع گازی، ما را بر آن داشت تا در این تحقیق، شبیه‌سازی یک چرخه‌ی نیروگاهی نوین برای استفاده در مناطق جنوبی ایران، مورد بررسی قرار بگیرد.

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mfallah@azaruniv.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۰/۰۴/۲۵

تاریخ پذیرش: ۰۰/۰۸/۲۴

معکوس در حالت کارکرد به صورت تنها، عملکرد مناسب‌تری از خود نشان می‌دهند. لویز و همکاران [۳] سیستم تولید همزمان آب شیرین و سرمایش را با شبیه‌سازی در نرم افزار Aspen plus، مورد بررسی قرار دادند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد سیستم پیشنهاد شده آن‌ها باعث افزایش ۸،۷ درصدی ظرفیت تبرید می‌گردد. یکپارچه‌سازی آب-شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای و یک نیروگاه تولید توان هسته‌ای توسط دانگ و همکاران [۴] صورت پذیرفت. آن‌ها از یک سامانه کنترلی به منظور مدیریت دقیق این سامانه یکپارچه استفاده نمودند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد سیستم پیشنهاد شده امکان عملیاتی شدن داشته و دقت قابل قبولی در کنترل سامانه دارد. ارزیابی سیستم-های تولید آب شیرین به روش‌های اسمز معکوس و تقطیر چند مرحله-ای توسط فارسی و دینسر [۵] انجام شد. به منظور تامین گرمایش محرک واحد آب‌شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای از منبع انرژی زمین گرمایی بهره برده شد. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد چگالنده آب-شیرین‌کن گرمایی دارای بیشترین سهم تخریب انرژی بین بخش‌های مختلف این سیستم بوده که این نتیجه‌گیری به علت دبی بالای آب شور خنک کننده در چگالنده می‌باشد. دسیدر و همکاران [۶] یک سامانه خورشیدی با اندازه میکرو را مورد مطالعه قرار دادند. در این مطالعه، سیستم مورد نظر در دو حالت پایا و گذرا مورد ارزیابی قرار گرفت و معادلات مربوط به سامانه مذکور در هر حالت ارائه گردید. در پایان، مقادیر محاسبه شده توسط آن‌ها با نتایج واقعی نمونه موجود در کشور اسپانیا مقایسه گردید و صحت و قابل اعتماد بودن این نتایج تایید گردید. تحلیل گردآور سهمی خطی از منظر بازده نوری و بازده گرمایی توسط ژو و همکاران [۷] را انجام شد. گارسیا و همکاران [۸] پیشنهاد بهره بردن از نانو سیال در سامانه‌های خورشیدی را مطرح کرده و پیشنهاد خود را از نقطه‌نظر ترمودینامیکی مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کسر حجمی این نانو سیالات رابطه مستقیم با راندمان قانون اول سیستم خورشیدی دارد شبیه‌سازی بسیار دقیق سامانه‌های خورشیدی تولید مستقیم بخار، با بررسی کردن محدودیت‌ها و مشکلات سیستم تولید بخار مستقیم توسط ساندر و همکاران [۹] انجام شد. آن‌ها با ارائه کردن مسیر جامع طراحی سامانه‌های مستقیم، به این نتیجه رسیدند که اگر در طراحی این سامانه‌ها بر دشواری‌های موجود غلبه کنیم، بازده بالاتری نسبت به سامانه غیرمستقیم خواهیم داشت. ژنگ و همکاران [۱۰] یک سامانه تولید همزمان گرمایش و سرمایش را به کمک تحلیل فنی و مدل‌سازی ریاضی آن ارزیابی نمودند. طبق نتایج بدست آمده از این مطالعه، یکپارچه‌سازی سیستم مذکور با سامانه خورشیدی می‌تواند منجر به بهبود ۲۱/۳ درصد در مصرف سوخت و ۱۸/۸ درصد در میزان انتشار گاز کربن دی اکسید گردد. کادلایان و کالیسکان [۱۱] چرخه تولید همزمان تولید توان و گرمایش را به کمک روش‌های ترمودینامیکی، زیست‌محیطی و اقتصادی تحلیل کردند. آن‌ها با اولویت قرار دادن انتشار آلاینده‌ها برای تحلیل زیست‌محیطی، به بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط را بر کارایی سیستم پرداختند. کاپیتز و همکاران [۱۲] با عبدالعلی‌پورعدل و همکاران [۱۹] به مطالعه سیستم زمین‌گرمایی سیلان از دیدگاه انرژی، انرژی و اقتصادی پرداختند. آن‌ها برای بهبود عملکرد سیستم موجود، سامانه جدیدی را پیشنهاد داده و چرخه جدید را مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد سامانه جدید با

مدلسازی چرخه تولید همزمان توان و آب شیرین، تحلیل انرژی و آنالیز حساسیت این چرخه را انجام دادند. سپس با یکپارچه‌سازی چرخه پیشنهادی با سیستم خورشیدی، اثر اضافه شدن سیستم خورشیدی را تحلیل کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با اضافه کردن بخش خورشیدی به چرخه پیشنهادی، به میزان ۳/۲ درصد راندمان کلی سیستم افزایش می‌یابد. یک چرخه نوین تولید همزمان که با یک سامانه خورشیدی از نوع هیلواستات یکپارچه شده بود، توسط عبدالخالق و همکاران [۱۳] پیشنهاد شده و روی آن تحلیل‌های ترمودینامیکی انجام شد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در سیستم فوق‌الذکر، ۶۵٪ انرژی خورشیدی به صورت انرژی مفید و ۱۴٪ انرژی حاصل از تابش خورشید جذب شده و مابقی آن‌ها اتلاف می‌شود. هم-چنین ۱۴٪ انرژی حاصل از تابش خورشید جذب سیستم خورشیدی شده و بقیه انرژی ورودی، تخریب یا اتلاف می‌شود. ییلماز و همکاران [۱۴] مطالعاتی بر روی توسعه‌ی چرخه تولید همزمان یکپارچه شده با تولید و بهره‌گیری از زیست توده انجام دادند. آن‌ها از قسمت‌های آب-شیرین‌کن اسمز معکوس، تبرید و خشک‌کن با هدف تولید محصولات مختلف از سامانه بهره بردند. نرخ هزینه‌های سیستم، بازده انرژی و بازده انرژی به ترتیب برابر با ۲۰۰۰ دلار بر ثانیه، ۶۲/۴ درصد و ۵۹/۲۶ درصد برآورد شده است. یک نوع چرخه تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش یکپارچه شده با انرژی زمین‌گرمایی و خورشیدی توسط رن و همکاران [۱۵] ارائه شد. آن‌ها با روش مرتب‌سازی پاسخ-های نامغلوب به کمک الگوریتم ژنتیک، سیستم پیشنهادی خود را بهینه‌سازی و اثرات تغییرات هزینه‌ی انرژی سیستم را ارزیابی کردند. آن‌ها نشان دادند که بالا رفتن ۱۰ درصدی هزینه سوخت، کمتر شدن ۳ درصدی نرخ سالانه صرفه‌جویی در هزینه‌های سیستم را به همراه دارد. عبدالعلی‌پورعدل و همکاران [۱۶] یک سیستم تولید همزمان شامل توربین گازی مبتنی بر سوخت بیوگاز، چرخه رانکین آلی، آب‌گرم‌کن داخلی، واحد اسمز معکوس و الکترولایزر غشاء پروتونی را از دیدگاه انرژی و انرژی تحلیل کردند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که مقادیر توان خالص تولیدی ۱۱۹۲ کیلووات، آب شیرین تولیدی ۵/۵۸۴ کیلوگرم بر ثانیه، بازده گرمایی ۴۴/۷۴٪، بازده انرژی ۳۰/۵۶٪، هیدروژن تولیدی ۱/۴۵۵ کیلوگرم بر ساعت و تخریب انرژی کل ۲۸۲۷ کیلووات می‌باشد. عبداللهی و قمری [۱۷] به مدل‌سازی یک سیستم آب‌شیرین‌کن MEE-TVC و یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرما و توان CCHP پرداختند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که هزینه سالیانه و جریمه انتشار آلاینده برای سیستم تولید همزمان ۳۹/۳۴٪ و ۴۰/۶۵٪ به ترتیب، نسبت به سیستم سنتی کاهش یافته است. تحلیل ترمودینامیکی و انرژی اقتصادی دو چرخه جدید تولید همزمان توان، هیدروژن و آب شیرین با بهره‌گیری از انرژی زمین گرمایی توسط عبدالعلی‌پورعدل و همکاران [۱۸] صورت پذیرفت. آن‌ها نشان دادند استفاده کردن از سیستم جدید با دو مرحله در آب‌شیرین-کن دارای عملکرد بهتری از دیدگاه انرژی و اقتصادی می‌باشد.

بهره‌گیری از سیال R123 در چرخه رانکین آلی یکپارچه شده با انرژی زمین گرمایی بهترین عملکرد انرژی و اقتصادی را دارا می‌باشد.

در این مطالعه، یک پیکربندی جدید برای تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش به صورت یکپارچه شده با سامانه خورشیدی و

$$\dot{m}_{air} h_4 + \dot{m}_{fuel} LHV_{fuel} \eta_{CC} - \dot{m}_{fg} h_6 = 0 \quad (4)$$

توان ناخالص<sup>۴</sup> خروجی چرخه تولید توان گازی به وسیله ی بکارگیری قانون موازنه انرژی برای توربین گازی وارد محاسبات می گردد. همچنین اثر توان خالص<sup>۵</sup> بخش گازی با در نظر گرفتن موازنه انرژی برای چرخه گازی از طریق معادلات (۵) تا (۸) اعمال می گردد [۲۲، ۲۴].

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{fg} (h_6 - h_7) \quad (5)$$

$$\dot{W}_{net,gc} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (6)$$

$$T_7 = T_6 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[ 1 - r_{p,GT}^{\frac{1-\gamma_{fg}}{\gamma_{fg}}} \right] \right\} \quad (7)$$

$$P_7 = P_0 + \sum \Delta P_{HRSG,fg} + \Delta P_{EV1,fg} + \Delta P_{HX2,fg} \quad (8)$$

با استفاده از تعریف بازده مبادله کن های گرمایشی<sup>۶</sup> و نیز اعمال موازنه انرژی، می توان خواص جریان های خروجی از بازیاب گرمایشی اول<sup>۷</sup> را مطابق روابط ذیل بدست آورد [۲۵].

$$\varepsilon_{Re g_1} = \frac{Q_{Re g_1}}{\dot{m}_{air} \cdot cp_{air} (T_7 - T_3)} \quad (9)$$

$$Q_{Re g_1} = \dot{m}_{air} \cdot cp_{air} (T_4 - T_3) = \dot{m}_{fg} \cdot cp_{fg} (T_7 - T_8) \quad (10)$$

$$\dot{m}_{air} \cdot cp_{air} (T_4 - T_3) = \dot{m}_{fg} \cdot cp_{fg} (T_7 - T_8) \quad (11)$$

روابط (۱۲) تا (۱۴) معادلات حاکم بر فراگرمن را نشان می دهد.

$$\dot{m}_{fg} (h_8 - h_9) + \dot{m}_s (h_{19} - h_{18}) = 0 \quad (12)$$

$$Q_{SH} = \dot{m}_s (h_{19} - h_{18}) \quad (13)$$

$$T_{19} = T_{sat,SH} + T_{sup,SH} \quad (14)$$

مجموعه معادلات (۱۵) تا (۲۱) روابط حاکم بر آب شیرین کن چند مرحله ای را بیان می کند [۲۶].

$$FX_F = BX_B, FX_F = B_e X_{B_e} \quad (15)$$

$$D_c \Delta h_{D_c} = Dh_D + Bh_B - Fh_F \quad (16)$$

$$PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_s}, RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} \quad (17)$$

$$BPE_D = T_D - T_{D,out} \quad (18)$$

$$D_c \Delta h_{D_c} = A_e U_e (T_{D,at}^{prev} - T_e) \quad (19)$$

$$TTD_e = T_c - T_e \quad (20)$$

استفاده از اسمز معکوس ارائه شده است. همچنین، به منظور ارزیابی سیستم پیشنهادی، تحلیل های انرژی و انرژی بر روی این سامانه پیاده شده است.

## ۲- توصیف سیستم پیشنهادی

در این بخش، سامانه تولید همزمان چرخه پایه (بدون سیستم خورشیدی) در کنار سیستم پیشنهاد شده مورد بررسی قرار گرفته است. سیستم پیشنهادی، شامل واحد تولید توان گازی و چرخه رانکین آلی یکپارچه با سیستم خورشیدی، واحد تولید آب شیرین به روش چند مرحله ای<sup>۱</sup> با کمپرسور بخار گرمایشی، واحد آب شیرین کن اسمز معکوس و واحدهای سرمایش و گرمایش، مولد بازیاب گرمایی تک فشاره، واحد خنک کاری هوای ورودی کمپرسور هوا<sup>۲</sup> می باشد. همچنین سیستم خورشیدی استفاده شده از نوع گردآور گرمایشی خورشیدی و سهمی خطی می باشد. جدول (۱) مشخصات فنی واحد موجود را بیان می کند.

## ۳- معادلات حاکم

معادلات اساسی به منظور تحلیل ترمودینامیکی و تحلیل انرژی سیستم شامل قانون پایستگی جرم، قانون اول و دوم ترمودینامیک می باشد که در ادامه آمده است.

### ۳-۱- تحلیل ترمودینامیکی

مدل سازی ترمودینامیکی سامانه، براساس دو قانون اصلی علم ترمودینامیک که همان قانون پایستگی جرم و قانون پایستگی انرژی است، شکل می گیرد [۲۰، ۲۱]:

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0 \quad (2)$$

در کمپرسور هوا، اگر سیستم خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور خاموش باشد و یا وجود نداشته باشد، فشار و دما هوای ورودی به کمپرسور برابر با فشار و دما محیط اطراف تجهیز می باشد و در صورت کارکردن سیستم خنک کاری هوای ورودی کمپرسور، شرایط فشاری و دمایی جریان ورودی این تجهیز را قیده های سیستم خنک کاری هوای ورودی کمپرسور تعیین می کند. در مورد شرایط ترمودینامیکی خروجی کمپرسور هوا، جریان هوا گاز ایده آل فرض شده و با تاثیر دادن بازده آیزنتروپیک کمپرسور هوا می توان دمای خروجی کمپرسور هوا را با دارا بودن خواص سیال هوا، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا و دمای ورودی را حساب کرد [۲۲].

$$T_3 = T_2 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[ r_{p,AC}^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right] \right\} \quad (3)$$

اعمال موازنه انرژی (قانون بقا) برای محفظه احتراق مطابق معادله (۴) می باشد که لازمی آن وارد کردن تاثیر بازده عملکردی محفظه احتراق<sup>۳</sup> در روابط است [۲۰، ۲۲، ۲۳].

<sup>4</sup> Gross Power Output

<sup>5</sup> Net Power Output

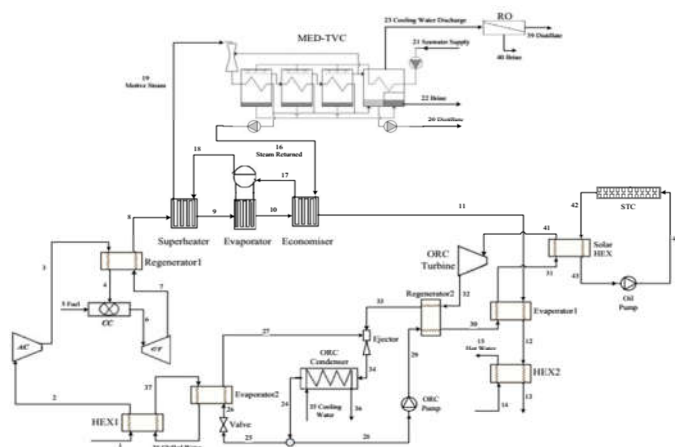
<sup>6</sup> Effectiveness of Heat Exchangers

<sup>7</sup> Regenerator

<sup>1</sup> Multi Effect Desalination

<sup>2</sup> Inlet Air Cooling System (IACS)

<sup>3</sup> Efficiency of the Combustion Chamber



شکل ۱- طرحواره چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی تولید همزمان توان، گرمایش، سرمایش و آب شیرین یکپارچه شده با سامانه خورشیدی

جدول ۱- مشخصات فنی سامانه تولید همزمان توان، گرمایش، سرمایش و آب شیرین واحد موجود

پارامتر	واحد	مقدار
ظرفیت تولید آب شیرین واحد آب شیرین کن چند مرحله‌ای	Kg/s	85.89
نسبت فشار کمپرسور بخار گرمایشی	---	1.871
ظرفیت توربین گاز	MW	33.94
دمای ورودی توربین گاز	°C	1219
نسبت فشار کمپرسور هوا	---	8.525
افت فشار نسبی محفظه احتراق	%	5
دمای بخار فراگرم بخار تولیدی مولد بازیاب گرما	°C	5.033
دمای دودکش مولد بازیاب گرما	°C	199.65
ظرفیت واحد گرمایش	MW	1.113
فشار بالای چرخه‌ی رانکین آلی	bar	16
فشار مولد بازیاب گرما	bar	20

$$E_r = \frac{P_{motive-steam}}{P_{suction}} \quad (22)$$

$$C_r = \frac{P_{discharge}}{P_{suction}} \quad (23)$$

$$M_r = \frac{\dot{m}_{motive-steam}}{\dot{m}_{suction}} \quad (24)$$

$$M_r = -1.9342 + 2.1525 C_r + \frac{113.49}{E_r} - 0.52 C_r^2 - \frac{14735.96}{E_r^2} - \frac{31.85 C_r}{E_r} + 0.047 C_r^3 + \frac{900786}{E_r^3} - \frac{495.6 C_r}{E_r^2} + \frac{10.02 C_r^2}{E_r} \quad (25)$$

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_{s,1^{st} effect}}{1 + M_r} \quad (26)$$

به منظور مدل‌سازی ترمودینامیکی بخش خورشیدی، دمای خروجی گردآور، فشار کاری چرخه خورشیدی و راندمان مبدا گرمایشی خورشیدی به عنوان قیده‌های این سیستم در نظر گرفته

$$U_e = 10^{-3} [1939.1 + 1.40562(T_{D_{sat}}^{prev} - 273.15) - 0.0207525(T_{D_{sat}}^{prev} - 273.15)^2 + 0.0023186(T_{D_{sat}}^{prev} - 273.15)^3] \quad (21)$$

که در آن  $F$  نرخ جریان خوراک،  $B$  نرخ جریان آب شور،  $D$  نرخ جریان آب شیرین تولیدی در هر مرحله،  $PR$  نسبت عملکرد و  $RR$  نسبت بازیابی آب شیرین کن،  $BPE$  افزایش نقطه جوش جریان در هر مرحله،  $TTD$  اختلاف دمای ترمینال در هر مرحله و  $U$  ضریب کلی انتقال گرما برای مرحله  $i$  ام می‌باشد. اثرات بهره‌گیری از کمپرسور بخار گرمایشی در آب شیرین کن چند مرحله‌ای در معادلات (۱۹) تا (۲۳) در این تجهیز هویدا می‌شود. نسبت انبساط و تراکم کمپرسور بخار گرمایشی پارامتر تصمیم گیرنده در موضوع این است که چه سهمی از بخار محرک مورد نیاز توسط آب شیرین کن چند مرحله‌ای از سمت مولد بازیاب گرما و چه مقدار از این بخار مورد نیاز توسط کمپرسور بخار گرمایشی تامین گردد. روابط (۲۲) تا (۲۴) به ترتیب سه پارامتر نسبت انبساط، نسبت تراکم و نسبت اختلاط را تعریف می‌کنند. روابط (۲۵) و (۲۶) بیانگر رابطه ارائه شده برای محاسبه نسبت اختلاط و ارتباط بین نسبت اختلاط و نرخ جریان بخار محرک می‌باشد.

برای محاسبات مربوط به اسمز معکوس نیز از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{W}_{RO} = \frac{\dot{m}_F (P_{Feed} - P_{37}) \times 100}{\rho \times \eta_{pump}} \quad (35)$$

$$J_w = \frac{D_w C_w V_w}{RTe} \{ (P_F - P_D) - (\pi_F - \pi_D) \} \quad (36)$$

$$\pi_i = \frac{385 \times sal_i \times T_i}{0.14507(1000 - 10 sal_i)} \quad (37)$$

در روابط ذکر شده  $J$  نشانگر نرخ جریان ویژه<sup>۴</sup> آب با یکای کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع،  $T$  دمای میانگین آب شیرین کن،  $R$  ثابت جهانی گازها،  $e$  ضخامت غشاء،  $V$  حجم مولی،  $C$  غلظت و  $\Pi$  فشار اسمزی در آب شیرین کن است.

### ۳-۲- تحلیل انرژی

انرژی به صورت بخش مفید و دارای قابلیت کاردهی انرژی تعریف می‌گردد. این پارامتر به وسیله کمی ساختن کیفیت انرژی، پایه‌ی بسیاری از مطالعات آبی را فراهم می‌نماید. برای تبیین مفاهیم انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی، نیازمند تعریف حالت مرده جهانی<sup>۵</sup> و حالت مرده محدود<sup>۶</sup> هستیم. حالت مرده جهانی، به معنی حالتی است که جریان مورد نظر در دما، فشار و غلظت محیط قرار داشته باشد و در حالت مرده محدود، جریان مذکور در دما و فشار محیط و غلظت خود جریان قرار دارد [۲۹]. در دو قسمت از این مطالعه، نیازمند محاسبه و دخیل کردن انرژی شیمیایی جریان‌ها در محاسبات هستیم.

الف) انرژی شیمیایی سوخت

ب) انرژی شیمیایی ترکیبات گازی

ج) انرژی شیمیایی آب شور

انرژی شیمیایی سوخت تابع جنس سوخت است که از رابطه‌ی زیر بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم محاسبه می‌شود [۲۳، ۲۰]:

$$ex_{methane}^{CH} = \phi_{fuel} \times LHV_{fuel} \quad (38)$$

که  $\phi_{fuel}$  نسبت انرژی به انرژی سوخت است که برای متان برابر با ۱/۰۳۷ می‌باشد [۲۳، ۲۰]، و  $LHV_{fuel}$  ارزش گرمایی پایین سوخت است که برای متان ۵۰۰۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم می‌باشد [۲۳، ۲۰]. انرژی شیمیایی ترکیبات گازی از جمله محصولات حاصل از احتراق از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۹، ۲۳، ۲۰]:

$$ex^{CH} = \sum x_k ex_k^{CH} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln(x_k) \quad (39)$$

که  $x_k$  کسر مولی جزء  $k$  ام در ترکیب گازی می‌باشد. انرژی شیمیایی مولی آب شور بر حسب کیلوژول بر کیلومول از رابطه زیر قابل محاسبه است [۳۰]:

$$ex_{sw}^{CH} = n_s (\bar{\mu}_s - \bar{\mu}_s^0) - n_w (\bar{\mu}_w - \bar{\mu}_w^0) \quad (40)$$

که  $\bar{\mu}_w$  پتانسیل شیمیایی مولی آب و  $\bar{\mu}_s$  پتانسیل شیمیایی مولی نمک بر حسب کیلوژول بر کیلومول و  $n$  تعداد مول بخش مورد نظر

شده‌اند. همچنین از رابطه زیر برای محاسبه آنتالپی روغن ترمینول<sup>۱</sup> برای جریان  $\dot{m}$  با این جنس استفاده شده‌است [۲۷]:

$$= 3.172 \times 10^{-7} \times T_i^3 + 10.99 \times 10^{-4} \times T_i^2 + 1.571 \times T_i - 23.85 \quad (26)$$

که در این رابطه،  $T$  دما بر حسب درجه سلسیوس و  $h$  آنتالپی جریان بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم می‌باشد. از معادله‌های زیر به منظور محاسبه دمای خروجی مبدل گرمایی خورشیدی سمت روغن و آنتالپی جریان خروجی پمپ روغن استفاده می‌شود [۲۷]:

$$T_{43} = T_{42} - \epsilon_{SHX} \times (T_{42} - T_{31}) \quad (27)$$

$$h_{44} = h_{43} + \frac{1}{\rho_{oil}} (p_{44} - p_{43}) / \eta_{OILP} \quad (28)$$

برای محاسبه مساحت گردآور گرمایی خورشیدی از رابطه (۲۹) به صورت زیر استفاده می‌شود که در این رابطه،  $\eta_{STC}$  راندمان گردآور بوده و از معادله (۳۰) قابل محاسبه می‌باشد [۲۸]:

$$A_{STC} = \frac{Q_{STC}}{\eta_{STC} \times G / 1000} \quad (29)$$

$$\eta_{STC} = 0.75 - 4.5 \times 10^{-5} \times (T_{STC,out} - T_0) - 0.039 \times \frac{T_{STC,out} - T_0}{G} - 0.0003 \times \left( \frac{T_{STC,out} - T_0}{G} \right)^2 \quad (30)$$

در رابطه فوق،  $G$  شدت تابش خورشید بر حسب وات بر متر مربع،  $T_0$  دمای محیط بر حسب درجه سلسیوس،  $A_{STC}$  مساحت گردآور گرمایی خورشیدی بر حسب متر مربع،  $\eta_{STC}$  راندمان گردآور و  $T_{STC,out}$  دمای خروجی این تجهیز بر حسب درجه سلسیوس می‌باشد.

توربین مورد استفاده در چرخه رانکین آلی قادر به تولید توان از جریان سیال آلی گرم شده در بالادست خود است که مقدار این توان تولیدی از رابطه (۳۳) قابل محاسبه می‌باشد. همچنین برای محاسبه دبی‌های جرمی مجهول این بخش، می‌توان از روابط موازنه جرم و انرژی برای اجکتور مطابق زیر استفاده کرد [۲۴، ۲۰]:

$$\dot{W}_{ORCT} = \dot{m}_{motive} \times (h_{41} - h_{32}) \quad (31)$$

$$\dot{m}_{motive} + \dot{m}_{suc} = \dot{m}_{dis} \quad (32)$$

$$\dot{m}_{motive} \times h_{33} + \dot{m}_{suc} \times h_{27} = \dot{m}_{dis} \times h_{34} \quad (33)$$

$$\lambda_{SER} = \frac{\dot{m}_{suc}}{\dot{m}_{motive}} \quad (34)$$

در روابط فوق،  $\dot{m}_{dis}$  و  $\dot{m}_{suc}$  به ترتیب دبی جرمی جریان محرک<sup>۲</sup> ورودی به اجکتور از سمت توربین، جریان مکشی<sup>۳</sup> از سمت تبخیرکن دوم و جریان خروجی اجکتور هستند. همچنین پارامتر  $\lambda_{SER}$  نشان دهنده نسبت مکش در اجکتور بوده که به صورت نسبت نرخ جریان مکشی به جریان محرک اجکتور تعریف می‌گردد.

<sup>4</sup> Specific Mass Flow Rate

<sup>5</sup> Global Dead State

<sup>6</sup> Restricted Dead State

<sup>1</sup> Therminol

<sup>2</sup> Motive Stream

<sup>3</sup> Suction Stream

در آب شور می‌باشد. اگزرژی شیمیایی بر پایه‌ی جرم آب شور بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم از رابطه زیر قابل محاسبه است [۳۰].

$$ex_{sw}^{CH} = mf_s(\mu_s^* - \mu_s^0) - mf_w(\mu_w^* - \mu_w^0) \quad (41)$$

که  $\mu_w^*$  پتانسیل شیمیایی آب در حالت مرده محدود و  $\mu_s^*$  پتانسیل شیمیایی مولی نمک در حالت مرده محدود بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم و  $mf$  کسر جرمی بخش مورد نظر در آب شور می‌باشد. اگزرژی فیزیکی جریان ماده بیانگر اثرات دما، فشار و جنس جریان می‌باشد که بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم از رابطه زیر قابل محاسبه است [۲۰، ۲۳].

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (42)$$

در روابط فوق زیروندها و بالانویس‌های \* و 0 به ترتیب مربوط به حالت مرده محدود و جهانی هستند. برای جریان ماده، اگزرژی ویژه کل جریان، برابر با جمع اگزرژی‌های ویژه فیزیکی و شیمیایی آن جریان می‌باشد [۲۰، ۲۳].

$$ex_i = ex_i^{CH} + ex_i^{PH} \quad (43)$$

نرخ اگزرژی جریان ماده از ضرب اگزرژی ویژه آن جریان در دبی جرمی مربوط به خود به دست می‌آید [۲۰، ۲۳]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i \times ex_i \quad (44)$$

#### ۴- صحت‌سنجی نتایج

صحت‌سنجی شبیه‌سازی مدل در نرم‌افزار MATLAB، در دو مرحله انجام شده است. بخش اول مربوط به صحت‌سنجی آب-شیرین‌کن و بخش دوم صحت‌سنجی چرخه‌ی گازی و چرخه‌ی رانکین آلی می‌باشد. جدول ۲ نتایج صحت‌سنجی خروجی‌های مهم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای در مدل‌سازی انجام شده در متلب و مدل‌سازی صورت گرفته توسط عبدالحی و همکاران [۲۷] را ارائه می‌دهد. همچنین صحت‌سنجی پارامترهای اصلی چرخه‌ی گازی، چرخه‌ی رانکین آلی نیز با مرجع [۲۴] انجام شده است. نتایج این مقایسه دقت قابل قبول مدل‌سازی انجام شده در نرم‌افزار را نشان می‌دهد.

جدول ۲- نتایج صحت‌سنجی پارامترهای اصلی آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای در مدل‌سازی انجام شده در MATLAB

Error [27]	Abdelhay [27]	MATLAB	
6.71	5.422	5.810	نسبت عملکرد
1.56	292.94	297.5	سطح ویژه انتقال گرمایش (مترمربع بر کیلوگرم-۲۹۷.۵)
6.64	1.174	1.096	نرخ جریان بخار (کیلوگرم بر ثانیه)
0.01	12.7315	12.73	نرخ جریان خوراک (کیلوگرم بر ثانیه)
0.59	45.84	46.11	نرخ جریان آب شور ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)
0.01	6.3657	6.366	نرخ جریان آب شور خروجی (کیلوگرم بر ثانیه)
0.81	33.1097	33.38	نرخ جریان آب خنک‌کن مازاد (کیلوگرم بر ثانیه)

جدول ۳- نتایج صحت‌سنجی پارامترهای اصلی چرخه‌ی گازی، چرخه‌ی رانکین آلی و نتایج کلی سیستم در مدل‌سازی انجام شده در متلب

Error [24]	H. You [24]	MATLAB	
0.00	30.33	30.33	توان خالص چرخه‌ی گازی (مگاوات)
0.00	1492	1492	دمای ورودی توربین گازی (کلوین)
5.00	1.71	1.80	دبی جرمی سوخت (کیلوگرم بر ثانیه)
0.59	100.93	101.53	دبی جرمی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)
3.48	36.37	37.68	راندمان گرمایشی چرخه‌ی گازی (/)
1.35	0.3	0.3041	نسبت مکش اجکتور (-)
6.08	36.42	38.78	راندمان گرمایشی چرخه‌ی رانکین آلی (/)
2.39	46.70	45.58	راندمان گرمایشی سیستم (/)

را متناسب با نوع تجهیزات، برای چرخه‌ی ارائه شده منطبق بر شکل ۱ نشان می‌دهد. همچنین نتایج خروجی مربوط به سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای در جدول ۶ جمع‌آوری شده است.

#### ۵- بررسی نتایج

در این بخش نتایج تحلیل‌های ترمودینامیکی و اگزرژی مربوط به جریان‌ها و تجهیزات آورده شده است. جدول ۴ دما، فشار و دبی جرمی هر یک از جریان‌های سیستم ارائه شده را منطبق بر شکل ۱ نشان می‌دهد. جدول ۵ بار گرمایی و توان تولیدی یا مصرفی تجهیزات

جدول ۴- دبی جرمی، دما و فشار مربوط به جریان‌های سیستم ارائه شده

P[kPa]	T[°C]	m[kg/s]	State	P[kPa]	T[°C]	m[kg/s]	State
101.30	45.00	400.02	23	101.30	25.00	101.54	1
404.20	25.95	21.34	24	101.30	10.00	101.54	2
404.20	25.95	4.98	25	863.60	284.90	101.54	3
186.60	4.98	4.98	26	820.50	630.49	101.54	4
186.60	9.98	4.98	27	101.30	25.00	1.80	5
404.20	25.95	16.36	28	779.47	1218.85	103.34	6

1600.00	27.46	16.36	29	112.30	706.35	103.34	7
1600.00	119.29	16.36	30	106.70	414.97	103.34	8
1600.00	143.29	16.36	31	104.00	413.58	103.34	9
800.00	124.20	16.36	32	104.00	241.99	103.34	10
800.00	40.35	16.36	33	101.30	180.99	103.34	11
404.20	30.00	21.34	34	101.30	172.27	103.34	12
101.30	25.00	169.06	35	101.30	120.00	103.34	13
101.30	28.00	169.06	36	101.30	25.00	39.18	14
101.30	12.00	73.05	37	101.30	60.00	39.18	15
101.30	7.00	73.05	38	2000.00	60.25	10.34	16
1600.00	144.86	16.36	41	2000.00	212.38	10.34	17
1700.00	200.00	8.00	42	2000.00	212.38	10.34	18
1200.00	135.28	8.00	43	2000.00	217.42	10.34	19
2500.00	136.28	8.00	44	450.00	44.39	85.89	20
				2000.00	35.00	594.82	21
				101.30	45.00	108.91	22

جدول ۶- نتایج خروجی مربوط به سیستم آب شیرین کن چند

مرحله‌ای و اسمز معکوس		
Unit	Value	
ton/h	309.2	دبی جریان تقطیر MED
ton/h	726.8	دبی جریان تقطیر RO
---	8.31	ضریب عملکرد MED-TVC
---	4.76	ضریب عملکرد MED بدون TVC
---	0.505	نرخ بازیاب RO
m <sup>2</sup> . s/kg	420.1	سطح ویژه MED-TVC
	2	
kg/s	10.34	تقاضای بخار MED-TVC
g/kg	55.82	شوری آب شور خروجی MED-TVC
g/kg	72.68	شوری آب شور خروجی RO

طبق نتایج جدول ۵ آب شیرین کن چند مرحله‌ای قادر به تولید ۳۰۹/۲ تن آب شیرین در هر ساعت می‌باشد. این واحد برای تولید این حجم از آب شیرین نیاز به مصرف ۱۰/۳۴ کیلوگرم بر ثانیه بخار فرآیندی است که این بخار را از بخش مولد بازیاب گرما تامین می‌نماید. همچنین با مقایسه نتایج آب شیرین کن چند مرحله‌ای با او بدون بهره‌گیری از کمپرسور بخار گرمایشی، مشاهده می‌شود که آب شیرین-کن چند مرحله‌ای در حالت استفاده از کمپرسور بخار گرمایشی به میزان ۳/۵۵ واحد، نسبت عملکرد بالاتری دارد.

پس از انجام مدل‌سازی سیستم و پیاده‌کردن تحلیل انرژی بر روی آن، انرژی ویژه و نرخ انرژی برای هر یک از جریان‌های موجود در چرخه تعریف و محاسبه می‌گردد که در جدول ۷ گردآوری شده است.

جدول ۷- انرژی ویژه و نرخ انرژی برای هر یک از جریان‌های موجود در چرخه

Ex [MW]	ex [kJ/kg]	State	Ex [MW]	ex [kJ/kg]	State
1.011	2.53	23	0.450	4.44	1
1030.538	48291.87	24	0.490	4.83	2
240.320	48291.87	25	26.815	264.09	3
240.308	48289.53	26	49.965	492.08	4
240.199	48267.44	27	93.407	51850.00	5
790.218	48291.87	28	114.884	1111.71	6
790.254	48294.05	29	43.174	417.79	7
791.462	48367.91	30	18.604	180.03	8
791.711	48383.13	31	18.278	176.88	9
791.170	48350.03	32	8.058	77.98	10
790.245	48293.54	33	5.167	50.00	11
1030.571	48293.43	34	4.839	46.82	12
0.422	2.50	35	3.169	30.67	13
0.433	2.56	36	0.098	2.50	14
0.272	3.72	37	0.410	10.47	15

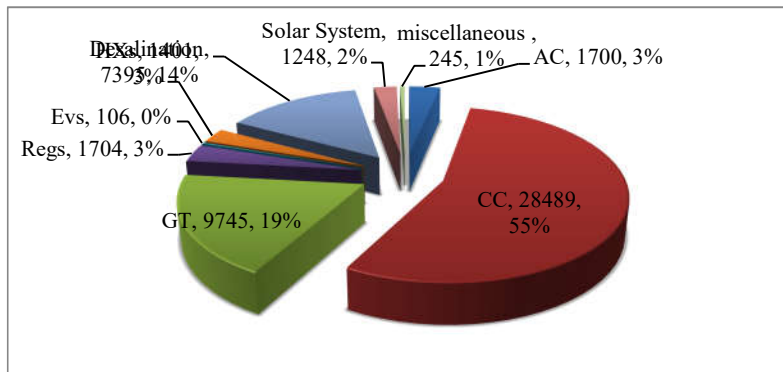
جدول ۵- بار گرمایی و توان تولیدی یا مصرفی مربوط به تجهیزات

سیستم			
Unit	Power	Heat Duty	Component
MW	28.025	---	کمپرسور هوا
MW	---	90.074	محفظه احتراق
MW	61.965	---	توربین گازی
MW	---	38.036	بازیاب ۱
MW	---	6.827	بازیاب ۲
kW	---	948.17	تبخیرکن ۱
kW	---	1532.7	تبخیرکن ۲
kW	---	1532.7	مبدل گرمایشی ۱
kW	---	5732.2	مبدل گرمایشی ۲
kW	493.90	---	توربین ORC
kW	---	2120.6	چکالنده ORC
kW	---	---	پمپ ORC
MW	---	6.768	صرفه جو
MW	---	19.535	تبخیرکن
kW	---	161.15	فوق گرمکن
kW	---	1002.4	گردآور گرمایشی خورشیدی
kW	---	1018.2	مبدل گرمایشی خورشیدی
kW	15.81	---	پمپ روغن

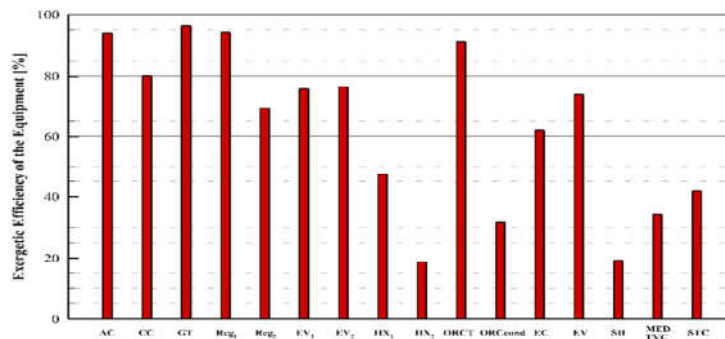
0.356	4.87	38	0.129	12.47	16
791.729	48384.22	41	1.924	186.10	17
0.949	118.63	42	9.463	915.42	18
0.418	52.23	43	9.525	921.49	19
0.425	53.12	44	0.461	5.37	20
			1.470	2.47	21
			2.251	20.67	22

اگرزری تجهیزات را به صورت نمودارهای دایره‌ای و میله‌ای نشان می‌دهد.

از جمله خروجی‌های مهم تحلیل اگرزری می‌توان به توزیع تخریب اگرزری بین تجهیزات مختلف سیستم و راندمان اگرزری آن‌ها اشاره کرد. شکل ۲ و ۳، به ترتیب نمودارهای توزیع تخریب اگرزری و راندمان



شکل ۲- نمودار توزیع تخریب اگرزری تجهیزات در چرخه پیشنهادی



شکل ۳- نمودار راندمان اگرزری تجهیزات در چرخه پیشنهادی

مشخصات مربوط به این بخش از سیستم بدون تغییر باقی مانده‌است. در اثر افزودن سامانه خورشیدی در مجاورت چرخه رانکین آلی، این چرخه انرژی خوراک بیشتری دریافت می‌کند که منجر به افزایش محصول تولیدی در آن می‌گردد. این تغییر باعث افزایش راندمان چرخه رانکین آلی از ۳۸/۷۷۸ درصد به ۴۴/۵۹۲ درصد به میزان ۵،۸۱۳ درصد بهبود گردیده‌است. به علاوه، در میزان خنک‌کاری ثابت، ضریب عملکرد بخش سرمایش شاهد یک افزایش ۱/۲۷۵ درصدی از مقدار ۱/۵۹۶ به ۱/۶۱۷ بوده‌است. طبق توضیحات فوق و مقایسه کمی نتایج، افزودن سامانه خورشیدی به سیستم باعث بهبود عملکرد انرژی و اگرزری سیستم گردیده‌است.

جدول ۸ نتایج کلی سیستم را از نقطه نظر تحلیل‌های انرژی و اگرزری برای دو حالت چرخه با و بدون سیستم خورشیدی نشان می‌دهد. مقایسه نتایج این جدول برای پارامترهای مختلف، اثر طرح پیشنهادی جدید را بر روی سیستم به صورت کمی برای پارامترهای مختلف ترمودینامیکی و اگرزری بیان می‌کند. طبق نتایج نشان داده شده در جدول ۸، افزودن سیستم خورشیدی به چرخه پایه باعث افزایش راندمان گرمایشی و راندمان اگرزری به ترتیب به میزان ۰/۶۳۸ و ۰/۰۸۵ درصد گردیده‌است. هم‌چنین در توان ثابت چرخه گازی، به دلیل تولید بیشتر توان در بخش چرخه رانکین آلی، راندمان توانی سیستم از مقدار ۳۸/۰۳۹ درصد به ۳۸/۱۴۹ درصد افزایش یافته‌است. پیشنهاد مطرح شده تأثیری بر روی چرخه گازی نداشته‌اند، بنابراین



جدول ۸- نتایج تحلیل‌های ترمودینامیکی و انرژی برای کل سیستم در دو حالت با و بدون سیستم خورشیدی و اسمز معکوس

Unit	Proposed Case	Base Case	Parameter
%	46.215	45.577	بازده گرمایشی سیستم
%	37.165	37.081	بازده انرژی سیستم
%	38.149	38.093	بازده توانی سیستم
%	37.680	37.680	بازده گرمایشی چرخه توربین گاز
%	44.592	38.778	بازده گرمایشی چرخه رانکین
---	1.617	1.596	ضریب عملکرد سیستم سرمایشی
Ton/h	726.8	---	ظرفیت شیرین‌سازی RO
Ton/h	1036	309.2	ظرفیت شیرین‌سازی کل

### ۶- نتیجه گیری

- در کار حاضر، یک چرخه نوین تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش یکپارچه شده با سیستم تولید آب شیرین به روش تقطیر چند مرحله‌ای و سامانه خورشیدی از نقطه نظر تحلیل انرژی و انرژی مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج کلی زیر از این مطالعه استخراج گردیده است:
- طبق خروجی‌های ارائه شده در بخش نتایج، یکپارچه کردن سیستم پایه با سامانه خورشیدی منجر به افزایش محصول تولید شده در سیستم می‌گردد. این افزایش محصول خود را به صورت افزایش راندمان گرمایشی و راندمان انرژی به ترتیب به میزان ۰/۶۳۸ و ۰۸۵٪
- ۰/۱ درصد، افزایش راندمان توانی سیستم از مقدار ۳۸/۰۳۹ درصد به ۳۸/۱۴۹ درصد و افزایش راندمان چرخه رانکین آلی از ۳۸/۷۷۸ تا ۳۸،۷۷۸ درصد به ۴۴/۵۹۲ درصد به میزان ۵/۸۱۳ درصد نشان می‌دهد. همچنین، ضریب عملکرد بخش سرمایش از مقدار ۱/۵۹۶ به ۱/۶۱۷ به میزان ۱/۲۷۵ درصد افزایش یافته است.
- پیشنهاد یکپارچه‌سازی واحد موجود با سامانه خورشیدی گرمایشی تاثیر قابل ملاحظه بر چرخه رانکین آلی داشته و در نهایت منجر به افزایش عملکرد انرژی و انرژی و انرژی می‌گردد.
- ظرفیت شیرین‌سازی سیستم پیشنهادی با استفاده از سیستم اسمز معکوس،  $Ton/h$  ۱۰۳۶ افزایش می‌یابد.

### ۷- فهرست علائم

$A$	مساحت سطح	$FWH$	گرماکن آب تغذیه
$AC$	کمپرسور هوا	$fw$	آب تغذیه
$B$	دبی آب شور	$gc$	چرخه توربین گاز
$CC$	محفظه احتراق	$HP$	فشار بالا
$Cond$	چگالنده		
$C_p$	ظرفیت گرمایشی ویژه	$P$	فشار
$C_r$	نسبت تراکم	$PR$	ظرفیت عملکرد
$D$	تقطیر	$Q$	ظرفیت گرمایشی
$E_j$	اجکتور	$\bar{R}$	ثابت جهانی گاز
$STC$	گردآور گرمایشی خورشیدی	$r_p$	نسبت فشار
$\dot{E}$	نرخ انرژی	$RR$	نسبت بازیابی آب شیرین‌کن
$E_r$	نسبت انبساط	$s$	آنترپی
$ex$	انرژی ویژه	$SA$	سطح ویژه
$\dot{E}x$	نرخ انرژی ویژه	$T$	دما
$ORC$	چرخه رانکین آلی	$TIT$	دمای ورودی توربین
$GT$	توربین گاز	$TVC$	کمپرسور بخار گرمایشی
$h$	انتالپی	$U$	ضریب انتقال گرمایش کلی
$HEX$	مبدل گرمایشی	$W$	کار
$EC$	صرفه‌جو	$w$	وزن
$EV$	تبخیرکن	$x$	کسر مولی
$HRS$	مولد بخار بازیاب گرما	$X$	شوری
$J$	نرخ دبی جرمی ویژه		<b>حروف یونانی</b>
$LHV$	ارزش گرمایشی پایین سوخت	$\gamma$	نسبت گرماهای ویژه
$\dot{m}$	دبی جرمی	$\Delta$	اختلاف

$MED$	تقطیر چند مرحله‌ای	$\varepsilon$	بازده انرژی
$M_r$	نسبت اختلاط	$\eta$	بازده
$MW$	وزن مولکولی	$s$	بخار
$N$	تعداد مراحل تقطیر	$sat$	اشباع
		$sub$	مادون سرد
		$sup$	مافوق گرم
		$sw$	آب دریا
	<b>زیر نویس‌ها</b>		<b>بالا نویس‌ها</b>
$0$	شرایط محیط	*	حالت مرده محدود
$fg$	محصولات احتراقی	$0$	حالت مرده جهانی
$C$	چگالنده	$CH$	شیمیایی
$cwd$	آب خنک‌کن مازاد	$PH$	فیزیکی
$D$	تخریب انرژی		
$F$	سوخت		

### ۸- مراجع

- and geothermal energies. Energy Conversion and Management, 2019. **197**: p. 111866.
- [۱۶] عبدالعلی پورعدل، م. et al., تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان بر مبنای توربین گازی با سوخت بیوگاز برای تولید توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د ۵۱، ش ۰۴، ص ۲۰۹-۲۱۷، ۱۴۰۰
- [۱۷] حاج عبداللہی، ح. and بو. قمری. مدلسازی و بهینه سازی فنی اقتصادی سیستم‌های هیبریدی تولید سرمایش، گرما، توان و آب شیرین. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د ۵۱، ش ۰۴، ص ۲۷۶-۲۶۷، ۱۴۰۰.
- [18] Abdolalipouradl, M., et al., *Thermodynamic and exergoeconomic analysis of two novel tri-generation cycles for power, hydrogen and freshwater production from geothermal energy*. Energy Conversion and Management, 2020. **226**: p. 113544.
- [19] Abdolalipouradl, M., F. Mohammadkhani, and S. Khalilarya, *A comparative analysis of novel combined flash-binary cycles for Sabalan geothermal wells: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints*. Energy, 2020. **209**: p. 118235.
- [20] Dincer, I., M.A. Rosen, and P. Ahmadi, *Optimization of Energy Systems*. 2017: Wiley.
- [21] Bejan, A., G. Tsatsaronis, and M.J. Moran, *Thermal design and optimization*. 1995: John Wiley & Sons.
- [22] Valero, A., et al., *CGAM problem: Definition and conventional solution*. Energy, 1994. **19**(3): p. 279-286.
- [23] Bejan, A., et al., *Thermal Design and Optimization*. 1996: Wiley.
- [24] You, H., J. Han, and Y. Liu, *Performance assessment of a CCHP and multi-effect desalination system based on GT/ORC with inlet air precooling*. Energy, 2019. **185**: p. 286-298.
- [25] Shah, R.K. and D.P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2003: Wiley.
- [26] H. Mistry, K., M. Antar, and J. H. Lienhard V, *An improved model for multiple effect distillation*. Vol. 51. 2012. 1-15.
- [27] Abdelhay, A., H.S. Fath, and S.A. Nada, *Solar driven polygeneration system for power, desalination and cooling*. Energy, 2020. **198**: p. 117341.
- [28] Sharaf Eldean, M.A. and A.M. Soliman, *Study of Using Solar Thermal Power for the Margarine Melting Heat Process*. J Sol Energy Eng, 2015. **137**(2): p. 0210041-2100413.
- [29] Dincer, I. and M.A. Rosen, *Chapter 3 - Chemical Exergy, in Exergy (Second Edition)*, I. Dincer and M.A. Rosen, Editors. 2013, Elsevier. p. 31-49.
- [30] Sharqawy, M.H., S.M. Zubair, and J.H. Lienhard, *Second law analysis of reverse osmosis desalination plants: An alternative design using pressure retarded osmosis*. Energy, 2011. **36**(11): p. 6617-6626.
- [1] Chen, C., et al., *Sustainably integrating desalination with solar power to overcome future freshwater scarcity in China*. Global Energy Interconnection, 2019. **2**(2): p. 98-113.
- [2] Altmann, T., et al., *Primary energy and exergy of desalination technologies in a power-water cogeneration scheme*. Applied Energy, 2019. **252**: p. 113319.
- [3] López-Zavala, R., et al., *Absorption cooling and desalination system with a novel internal energetic and mass integration that increases capacity and efficiency*. Desalination, 471pp. 114144, 2019.
- [4] Dong, Z., et al., *Dynamical modeling and simulation analysis of a nuclear desalination plant based on the MED-TVC process*. Desalination, 2019. **456**: p. 121-135.
- [5] Farsi, A. and I. Dincer, *Development and evaluation of an integrated MED/membrane desalination system*. Desalination, 2019. **463**: p. 55-68.
- [6] Desideri, A., et al., *Steady-state and dynamic validation of a parabolic trough collector model using the ThermoCycle Modelica library*. Solar Energy, 2018. **174**: p. 866-877.
- [7] Xu, L., et al., *Analysis of optical and thermal factors' effects on the transient performance of parabolic trough solar collectors*. Solar Energy, 2019. **179**: p. 195-209.
- [8] Quezada-García, S., et al., *Modeling and simulation to determine the thermal efficiency of a parabolic solar trough collector system*. Case Studies in Thermal Engineering, 2019: p. 100523.
- [9] Sandá, A., S.L. Moya, and L. Valenzuela, *Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019. **113**: p. 109226.
- [10] Zheng, X., et al., *Mathematical modeling and performance analysis of an integrated solar heating and cooling system driven by parabolic trough collector and double-effect absorption chiller*. Energy and Buildings, 2019. **202**: p. 109400.
- [11] Caglayan, H. and H. Caliskan, *Thermodynamic based economic and environmental analyses of an industrial cogeneration system*. Applied Thermal Engineering, 2019. **158**: p. 113792.
- [12] Coppitters, D., et al., *Techno-economic feasibility study of a solar-powered distributed cogeneration system producing power and distillate water: Sensitivity and exergy analysis*. Renewable Energy, 2019.
- [13] Khaliq, A., E.M.A. Mokheimer, and M. Yaqub, *Thermodynamic investigations on a novel solar powered trigeneration energy system*. Energy Conversion and Management, 2019. **188**: p. 398-413.
- [14] Yilmaz, F., M. Ozturk, and R. Selbas, *Development and techno-economic assessment of a new biomass-assisted integrated plant for multigeneration*. Energy Conversion and Management, 2019. **202**: p. 112154.
- [15] Ren, F., et al., *Multi-objective optimization of combined cooling, heating and power system integrated with solar*