



The Thermodynamic Analysis of a Novel Integrated Transcritical CO₂ with Kalina 11 Cycles from Sabalan Geothermal Wells

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Abdolalipouradi M.¹ PhD,
Khalilarya Sh.*¹ PhD,
Jafarmadar S.¹ PhD

How to cite this article

Abdolalipouradi M, Khalilarya Sh, Jafarmadar S. The Thermodynamic Analysis of a Novel Integrated Transcritical CO₂ with Kalina 11 Cycles from Sabalan Geothermal Wells. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):335-346.

ABSTRACT

In northwestern Iran, two wells with different temperature and pressure conditions have been exploited in Sabalan region. According to the thermodynamic properties of wells, the integrated cycle (flash integrated cycle with transcritical CO₂ and Kalina 11) is proposed for Sabalan geothermal. In the Kalina 11 and transcritical CO₂ heat exchangers, in which the fluid temperature is rising, there is a different temperature variation gradient; therefore, a new method is proposed for the determination of pinch point and other thermodynamic properties. The effects of the Kalina high pressure, ammonia concentration, transcritical CO₂ cycle pressure ratio, pinch points temperature difference, and separators' pressure on the thermal and exergy efficiencies of the proposed combined cycle were studied. Finally, the proposed combined cycle was optimized thermodynamically, using the EES (Engineering Equation Solver) software. Based on identical operation conditions, the net power of the combined cycle is 20046 kW, the thermal efficiency is 17.15%, the rate of exergy destructions is 8259 kW, and the exergy efficiency is 65.74%. It was found that the net power output, the thermal, and exergy efficiencies of combined cycle are about 17.55%, 17.55% and 20.04% higher than the previously proposed system.

Keywords Thermodynamic Analysis; Sabalan Geothermal Power Plant; Kalina Cycle System 11; Transcritical CO₂ Cycle

CITATION LINKS

[1] A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy [2] Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant [3] Exergetic analysis of various types of geothermal power plants [4] Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources [5] Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance [6] Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles [7] The performance of the Kalina Cycle System 11(KCS-11) with low-temperature heat sources. Journal of Energy Resources Technology [8] A Kalina cycle with ejector [9] Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study [10] Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle [11] Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (Organic Rankine Cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source [12] Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource [13] Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil [14] Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for temperature enhanced geothermal system [15] Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept [16] Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for Meshkin Shahr region [17] Proposal and analysis of a new cycle for power generation from Sabalan geothermal wells [18] Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran [19] Thermodynamics: An engineering approach [20] Thermal design and optimization [21] Engineering Equation Solver (EES) [22] Thermodynamic performance of Kalina Cycle System 11 (KCS11): Feasibility of using alternative zeotropic mixtures

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Urmia University, Urmia, Iran

*Correspondence

Address: Engineering Faculty, Urmia University, 11km Sero road, University boulevard, Urmia, Iran. Postal Code: 5756151818
Phone: +98 (44) 32752741
Fax: +98 (44) 32752746
h.naffakh-moosavy@modares.ac.ir

Article History

Received: May 07, 2018

Accepted: June 03, 2018

ePublished: February 01, 2019

تحلیل ترمودینامیک یک سیستم نوین ترکیبی چرخه‌های دی‌اکسید کربن گذر بحرانی و کالینا ۱۱ از چاه‌های زمین‌گرمایی سبلان

مهران عبدالعلی پورعدل PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

شهرام خلیل‌آریا PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

صمد جعفرمدار PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در شمال غرب ایران در منطقه سبلان دو چاه با شرایط دمایی و فشاری متفاوت مورد بهره‌برداری قرار گرفته است. با توجه به مشخصات ترمودینامیک چاه‌ها، چرخه ترکیبی جدید (چرخه ترکیبی تبخیر آبی با چرخه دی‌اکسید کربن گذر بحرانی و کالینا ۱۱) برای زمین‌گرمایی سبلان پیشنهاد شده است. در چرخه‌های کالینا ۱۱ و گذر بحرانی دی‌اکسید کربن داخل مبدل‌های حرارتی که سیال در حال افزایش دما است شیب تغییر دمایی متفاوتی دارد، بنابراین یک روش جدید برای پیدا کردن محل نقطه تنگش و سایر مشخصات ترمودینامیک مبدل پیشنهاد شده است. تاثیر نسبت به فشار بالای کالینا، غلظت آمونیاک، نسبت فشار چرخه گذر بحرانی دی‌اکسید کربن، اختلاف دمای نقاط تنگش و فشار جداسازها روی بازده حرارتی و آگزرژی چرخه ترکیبی پیشنهادی مورد مطالعه قرار گرفت، سپس چرخه ترکیبی پیشنهادی مورد بهینه‌سازی ترمودینامیک با استفاده از نرم‌افزار ای‌اس (حل معادلات مهندسی) قرار گرفت. براساس شرایط عملکرد بهینه، توان خالص چرخه ترکیبی ۲۰۰۴۶ کیلووات، بازده حرارتی ۱۷/۱۵٪، تخریب آگزرژی ۸۲۵۹ کیلووات و بازده آگزرژی ۶۵/۷۴٪ محاسبه شده است. مشخص شده که برای چرخه پیشنهادی در این مقاله توان خالص تولیدی ۱۷/۵۵٪، بازده حرارتی ۱۷/۵۵٪ و بازده آگزرژی برای چرخه ترکیبی ۲۰/۰۴٪ نسبت به چرخه‌های پیشنهادی قبلی ارتقا یافته است.

کلیدواژه‌ها: تحلیل ترمودینامیک، نیروگاه زمین‌گرمایی سبلان، چرخه کالینا ۱۱، چرخه دی‌اکسید کربن گذر بحرانی

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۲/۱۷

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۳/۱۳

*نویسنده مسئول: sh.khalilarya@urmia.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه به دلیل هزینه‌های بسیار زیاد و آلودگی‌های زیست‌محیطی سوخت‌های فسیلی، رویکرد استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر اهمیت خود را به صورت زیادی نشان داده است. با پیشرفت تکنولوژی در زمینه انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین گرمایی به علت کارایی بیشتر، قابلیت اطمینان و ظرفیت بالا مورد توجه بیشتری بوده، به طوری که تولید توان در بسیاری از کشورها توسط انرژی زمین گرمایی افزایش پیدا کرده و در برخی کشورها به ۱۰٪ کل تولید برق می‌رسد [1,2]. با توجه به دمای چاه‌های زمین گرمایی، آرایش‌های مختلفی برای استفاده از انرژی سیال خروجی پیشنهاد می‌شود. مثلاً اگر سیال خروجی از زمین ۲۳۵ درجه سلسیوس باشد، آرایش بخار خشک استفاده می‌شود و بخار انبساط آبی تک و دومرحله‌ای برای دمای سیال خروجی زمین گرمایی بالاتر از ۱۸۰ درجه سلسیوس پیشنهاد شده است. چرخه رانکین در صورتی که دمای منبع زمین گرمایی کمتر از ۱۸۰ درجه سلسیوس باشد، مناسب است [3]. چرخه کالینا و چرخه رانکین آبی (ORC) به طور بالقوه برای بهبود کارایی انرژی و تبدیل انرژی گرمایی اتلاف از منابع گرما در دمای پایین همانند زمین گرمایی بسیار مناسب هستند [4]. غلظت آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک یکی از مزیت‌های چرخه کالینا نسبت به چرخه رانکین آبی است که باعث می‌شود یک درجه آزادی بیشتری داشته باشد و تغییر در غلظت آمونیاک باعث

می‌شود تا بتوان تغییرات اساسی در پارامترهای عملکردی چرخه ایجاد کرد [5]، اما محدوده بالای فشار کاری چرخه کالینا باعث می‌شود که هزینه‌های مربوط به نصب دستگاه‌ها از چرخه رانکین آبی بیشتر شود [6]. یکی از پرکاربردترین سیستم‌های کالینا، کالینای شماره ۱۱ است. ماد/وا هتیارچی و همکاران [7] کارایی چرخه کالینای ۱۱ را که از منبع زمین گرمایی دما پایین استفاده می‌کرد، بررسی و در ادامه آن را با چرخه رانکین آبی مقایسه کردند. طبق این بررسی، برای یک فشار ورودی توربین مشخص می‌توان یک غلظت بهینه در مخلوط به دست آورد که در آن شرایط بازده چرخه حداکثر می‌شود و همچنین چرخه کالینا کارایی بهتری را نسبت به چرخه رانکین آبی با سیال ایزوبوتان نشان داد. لی و همکاران [8] یک چرخه کالینا با اجکتور را مورد مطالعه قرار دادند. آنها به جای شیر انبساط و جاذب در چرخه کالینای شماره ۱۱ از یک اجکتور استفاده کردند و این چرخه را با چرخه کالینای شماره ۱۱ مقایسه نمودند و به این نتیجه رسیدند که توان خروجی و بازده گرمایی چرخه پیشنهادی آنها بیشتر از چرخه کالینای شماره ۱۱ در شرایط مشابه است.

شوکتی و همکاران [9] در یک بررسی به تحلیل آگزرژواکونومیک و مقایسه عملکرد چرخه رانکین آبی با مبدل حرارتی داخلی، رانکین آبی دوگانه، کالینا و چرخه رانکین با فشار دوگانه پرداختند که نشان داده شد چرخه کالینا اقتصادی‌ترین چرخه و چرخه رانکین آبی فشار دوگانه دارای بیشترین توان تولیدی است. ولز و همکاران [10] برای دماهای مختلف زمین گرمایی، چرخه گذر بحرانی دی‌اکسید کربن را بررسی کردند و مقادیر فشار بهینه بالای چرخه را به دست آوردند. یاری و همکاران چرخه رانکین آبی، چرخه کالینا و چرخه رانکین سه‌وجهی را برای منابع حرارتی دما پایین مقایسه کردند که توان تولیدی در این بررسی برای چرخه رانکین سه‌وجهی به دست آمد [11]. کوسکان و همکاران [12] تحلیل ترمواکونومیک را روی چرخه‌های تبخیر آبی دومرحله‌ای، رانکین، ترکیب تبخیری-رانکین و کالینا انجام دادند و برگشت سرمایه را برای چرخه انبساط دومرحله‌ای و کالینا ۵/۸ سال، برای چرخه ترکیبی ۸/۳ سال و برای چرخه رانکین ۹ سال محاسبه کردند. رودریگوز و همکاران [13] به بررسی چرخه کالینای ۱۱ و چرخه رانکین برای یک نیروگاه زمین گرمایی در برزیل پرداختند و نشان دادند که چرخه کالینا برای حالت غلظت ۸۴ درصدی آمونیاک، حدود ۱۸٪ توان بیشتری را نسبت به چرخه رانکین آبی تولید می‌کند. فلاح و همکاران [14] روی چرخه کالینای ۱۱ مربوط به مطالعه قبلی، تحلیل آگزرژی پیشرفته را انجام و نشان دادند که در چرخه کالینا مقدار تخریب آگزرژی اجتناب‌پذیر برای اجزا بیشتر از اجتناب‌ناپذیر است و در حالت نهایی نمی‌توان نرخ تخریب آگزرژی را از ۳۰/۶۸٪ کمتر کرد.

تاکنون مطالعات مختلفی برای چاه‌های زمین گرمایی و راه‌های مختلف برای استفاده حداکثری از توان انجام یافته و جدیداً در منطقه شمال غرب ایران از چاه‌های سبلان بهره‌برداری شده است. مطالعاتی در مورد زمین گرمایی سبلان انجام یافته است و از جمله جلیلی‌نصراবাদ و همکاران [15] برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان با گرفتن فرض برای دما و فشار ورودی، حالت‌های چرخه تبخیر آبی یک‌مرحله‌ای و دومرحله‌ای را بررسی و ملاحظه کردند که چرخه تبخیر آبی یک‌مرحله‌ای در فشار مخزن تبخیر آبی ۵/۵ بار، توان خالص خروجی ۳۱ مگاوات را به دست می‌آورد. همچنین برای چرخه تبخیر آبی دومرحله‌ای اگر فشار در مخازن تبخیر آبی فشار بالا و پایین به ترتیب ۵/۷ و ۱/۱ بار باشد، توان خالص می‌تواند به مقدار ۴۹/۷ مگاوات برسد. عامری و همکاران [16] نیز با گرفتن

اشباع قرار دارد و با این حالت وارد پمپ ۲ می‌شود تا به فشار فوق بحرانی برسد. آب زمین گرمایی خارج شده از تبخیرکننده ۱ به‌علت بالابودن دما از آن در تبخیرکننده چرخه کالینا استفاده می‌شود. مخلوط آب- آمونیاک در چرخه کالینا بعد از گرفتن انرژی در تبخیرکننده ۲ وارد جداساز شده ۳ می‌شود تا با افزایش غلظت آمونیاک و آنتالپی وارد توربین ۴ شود. از آنجایی که مایع خارج شده از جداساز ۳ دمای بالایی دارد، با استفاده از بازیاب از اتلاف انرژی جلوگیری می‌شود. آب- آمونیاک خارج شده از بازیاب وارد شیر انبساط می‌شود تا فشار بالای چرخه را از دست بدهد. جریان خارج شده از جداساز ۳ با جریان خارج شده از توربین در جاذب ترکیب می‌شوند. سپس این جریان وارد کندانسور می‌شود و به حالت مایع اشباع می‌رسد و وارد پمپ ۳ می‌شود تا به فشار بالای چرخه برسد.

۳- تحلیل ترمودینامیک

۳-۱- تحلیل انرژی

برای هر یک از اجزای سیستم، بالانس جرم و انرژی با در نظر گرفتن حجم کنترل طبق روابط ۱ و ۲ نوشته می‌شود [19, 20].

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

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

بازده آیزنتروپیک برای هر یک توربین‌ها و پمپ‌های چرخه پیشنهادی از روابط ۳ و ۴ به دست خواهند آمد.

$$\eta_{Tur} = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \quad (3)$$

$$\eta_p = \frac{v_i(P_o - P_i)}{h_o - h_i} \quad (4)$$

در مبدل‌های حرارتی چرخه کالینا و دی‌اکسیدکربن، داخل مبدل‌های حرارتی که سیال در حال افزایش دما است، شیب تغییر دمایی متفاوتی دارد، بنابراین تعیین محل نقطه تنگش پیچیده است. در شکل ۲ روشی برای تعیین محل نقطه تنگش و دبی چرخه کالینا ارائه شده است. از آنجایی که دمای ۱۴ و دبی در اوپراتور ۲ جزء مجهولات است، ابتدا دمای جریان ۱۴، ۱۰ درجه کمتر از دمای جریان ۱۳ در نظر گرفته می‌شود، سپس با حل بقای انرژی دبی به دست می‌آید و پس از مشخص شدن دماهای مبدل مقدار کمینه در کل نقاط مبدل با مقدار نقطه تنگش مقایسه می‌شود. اگر این مقدار کوچک‌تر نباشد، در طول یک فرآیند به‌طور مداوم یک‌درجه سلسیوس از دمای نقطه ۱۴ کم می‌شود تا شرط نقطه تنگش برآورده شود. در این حالت مکان دقیق نقطه تنگش، دمای دقیق نقطه ۱۴ و همچنین بقای انرژی دبی کالینا به دست می‌آید. برای پیدا کردن نقطه تنگش اوپراتور ۱، پیش‌گرمکن و بازیاب نیز همین ترتیب را خواهیم داشت.

۳-۲- تحلیل انرژی

مقدار انرژی فیزیکی و شیمیایی طبق روابط ۵ و ۶ به دست می‌آیند [19, 20].

$$\dot{E}_{x_{ph}} = \dot{m}(h - h_o - T_o(s - s_o)) \quad (5)$$

$$\dot{E}_{x_{ch}} = \dot{m} \left(\left(\frac{x_i}{M_{NH_3}} \right) ex_{ch, NH_3}^0 + \left(\frac{1 - x_i}{M_{H_2O}} \right) ex_{ch, H_2O}^0 \right) \quad (6)$$

شرایط فرضی در مطالعه‌ای به تحلیل چرخه تبخیر آبی دومرحله‌ای برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان پرداخته‌اند و چرخه تبخیر دومرحله‌ای، نتایج بهتری را از لحاظ قانون اول نسبت به تبخیر آبی یک‌مرحله‌ای نشان داده است.

با بهره‌برداری از چاه‌های زمین گرمایی سبلان با شرایط مختلف فشاری و دمایی، برای اولین بار عالی و همکاران [17] با در نظر گرفتن شرایط واقعی دو چاه زمین گرمایی، چرخه ترکیبی جدیدی را پیشنهاد کردند و بررسی چهار سیال عامل آبی، R141b، نتایج بهتری را نشان داد و برای این حالت توان خالص ۱۷/۱۱ مگاوات و بازده حرارتی ۱۴/۱۸٪ محاسبه شد. عالی و همکاران [18] در تحقیقی دیگر به تحلیل انرژی و اگزرواکنونومیک و بهینه‌سازی چرخه جدید ترکیبی تبخیر آبی- رانکین با در نظر گرفتن اختلاف فشار و دمای چاه‌های نیروگاه زمین گرمایی سبلان پرداخته‌اند.

در مطالعات گذشته، در بیشتر چرخه‌های ترکیبی از یک چاه برای تولید توان استفاده شده و مطالعات بسیار کمی با استفاده از چاه‌های مختلف با دما و فشار مختلف صورت گرفته است. در این بررسی برای چاه‌های منطقه سبلان، یک چرخه ترکیبی برای تولید توان ارائه شده است. آب خروجی از چاه‌های زمین گرمایی به‌صورت مجزا انبساط آبی می‌شود، سپس وارد مخازن جداساز می‌شود و در قسمت‌های مختلف چرخه مورد استفاده قرار می‌گیرد. به‌منظور گرفتن توان و انرژی بیشتر از سیال خروجی چاه‌های زمین گرمایی، چرخه‌های کالینای ۱۱ و دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی به چرخه اصلی اضافه شده است. در مبدل‌های حرارتی چرخه کالینای ۱۱ و دی‌اکسیدکربن با توجه به این که مکان دقیق نقطه تنگش مشخص نیست، یک روش برای پیدا کردن مکان دقیق نقطه تنگش بیان می‌شود. سپس در این مطالعه، سیستم ترکیبی چرخه‌های گذر بحرانی و کالینای ۱۱ از چاه‌های زمین گرمایی سبلان مورد تحلیل پارامتریک قرار می‌گیرد و این چرخه ترکیبی برای حاصل شدن بیشترین مقدار توان و همچنین بیشترین بازده قانون دوم نسبت به پارامترهای تاثیرگذار، بهینه‌سازی می‌شود.

۲- توصیف چرخه ترکیبی پیشنهادی از چاه‌های سبلان

تنها چاه‌های زمین گرمایی ایران در شمال غرب و در منطقه سبلان قرار دارد. دو دسته چاه با شرایط دمایی و فشاری مختلف در منطقه سبلان مورد بهره‌برداری و استفاده قرار گرفته است. چرخه ترکیبی جدید با توجه به شرایط مختلف این دسته از چاه‌ها در شکل ۱ نشان داده شده است. در این چرخه ترکیبی، چاه‌ها، مطابق با شرایط چاه‌های منطقه سبلان به دو گروه چاه‌های فشار پایین (LPW) و فشار بالا (HPW) تقسیم شده است. آب زمین گرمایی از چاه‌های فشار بالا بعد از منبسط شدن و جداسازی بخار از مایع وارد توربین ۱ می‌شود. همچنین آب زمین گرمایی چاه‌های فشار پایین بعد از منبسط شدن و ترکیب با آب خروجی از توربین ۱، وارد جداساز ۲ و پس از جداسازی مایع با بخار وارد توربین ۲ می‌شود و کار صورت می‌گیرد. سپس جریان خارج شده از توربین ۲ بعد از تبدیل به مایع اشباع شدن در کندانسور ۱ وارد پمپ ۱ می‌شود تا به چاه تزریق شود. قسمت مایع خارج شده از جداساز ۲ برای پیش‌گرم چرخه گذر بحرانی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

در چرخه دی‌اکسیدکربن بعد از پیش‌گرم، سیال وارد تبخیرکننده ۱ می‌شود تا مقدار گرمای بیشتری را از قسمت مایع خارج شده از جداساز ۱ دریافت کند که دمای بالایی دارد. دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی با دما و فشار بالا به توربین ۳، وارد و پس از تولید توان وارد کندانسور می‌شود. سیال در خروجی کندانسور در حالت مایع

اگرژی خروجی، اگرژی ورودی، اگرژی سوخت و محصول بیان می‌شوند.

بازده اگرژی و نسبت تخریب اگرژی اجزای چرخه از روابط ۱۰ و ۱۱ به دست خواهد آمد [20].

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}x_{p,i}}{\dot{E}x_{f,i}} \quad (10)$$

$$Y_{D,i} = \frac{\dot{E}x_{D,i}}{\dot{E}x_{in}} \quad (11)$$

با توجه به بالانس جرم، انرژی و اگرژی و روابط گفته شده، فهرست روابط جرم، انرژی، اگرژی سوخت و اگرژی محصول برای تحلیل هر یک از اجزای چرخه ترکیبی در جدول ۱ ارائه شده است.

که ex_{ch,H_2O}^0 و ex_{ch,NH_3}^0 اگرژی شیمیایی استاندارد آب و آمونیاک است [20].

مقدار اگرژی کل برای هر جریان با صرف نظر از اگرژی جنبشی و پتانسیل طبق رابطه زیر به دست خواهد آمد:

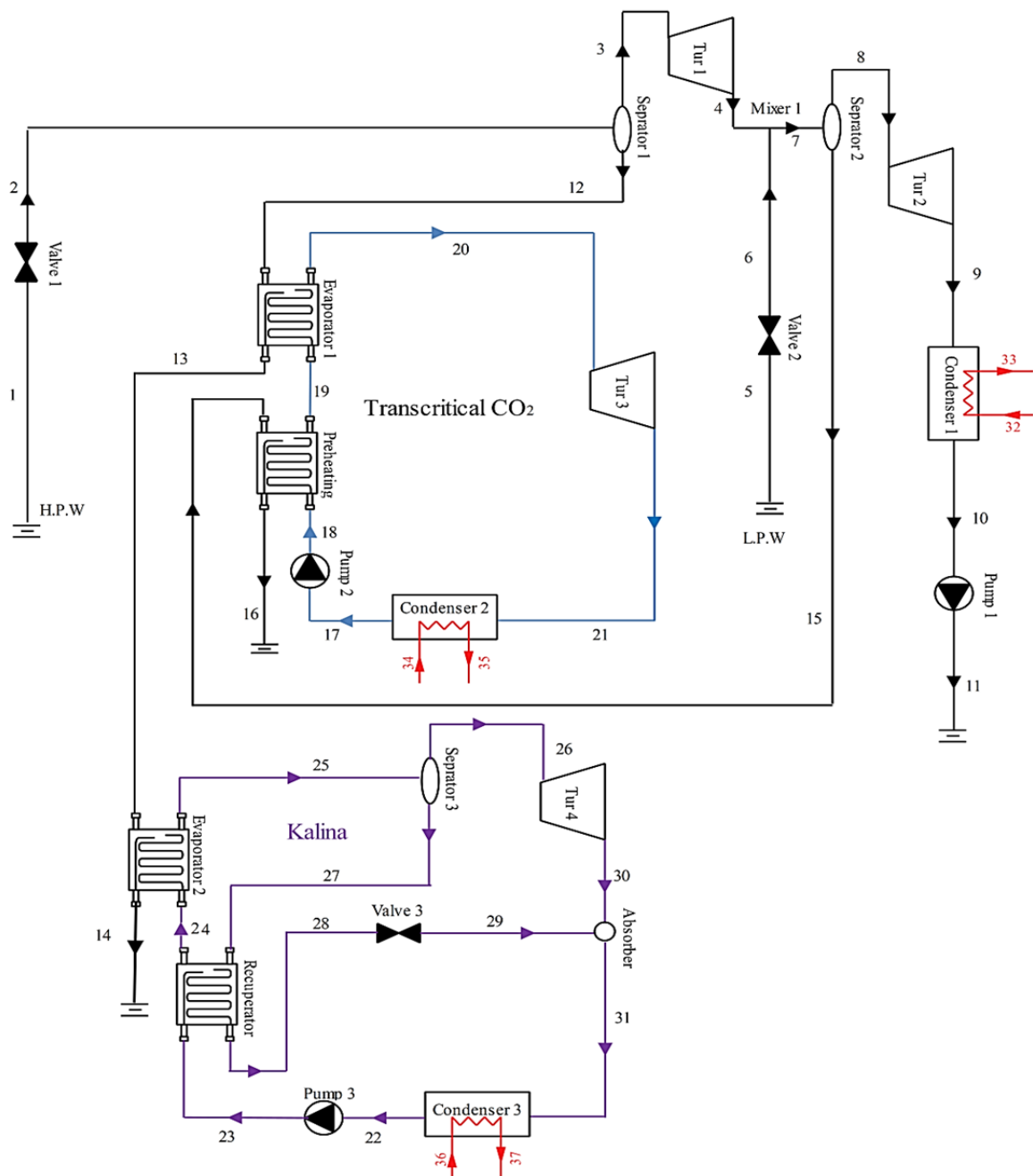
$$\dot{E}x_i = \dot{E}x_{ph,i} + \dot{E}x_{ch,i} \quad (7)$$

با در نظر گرفتن حجم کنترل برای محاسبه تخریب اگرژی هر عضو ($\dot{E}x_D$) از روابط ۸ یا ۹ می‌توان استفاده کرد.

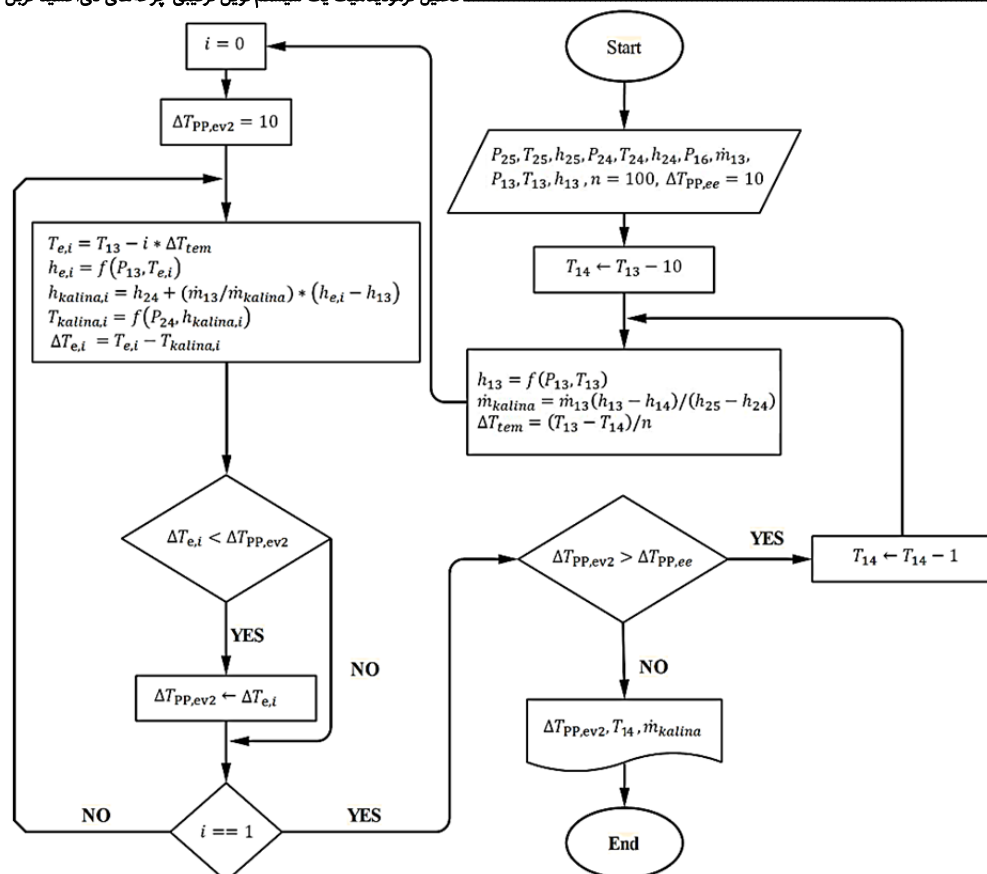
$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_o + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (8)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_f - \dot{E}x_p \quad (9)$$

که $\dot{E}x_Q$ ، $\dot{E}x_o$ ، $\dot{E}x_i$ ، $\dot{E}x_f$ و $\dot{E}x_p$ به ترتیب اگرژی گرمایی، نرخ



شکل ۱) چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاه‌های زمین گرمایی سیلان



شکل ۲) دیاگرام محاسبه دمای خروجی و دبی چرخه کالینا براساس تحلیل نقطه تنگش برای اواپراتور ۲

جدول ۱) روابط مربوط به بالانس جرم، انرژی، اگزرژی سوخت و محصول

جزء	روابط انرژی	روابط جرم	اگزرژی سوخت	اگزرژی محصول
توربین ۱	$\eta_{Tur1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, W_{Tur1} = \dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	$\dot{W}_{Tur1}$
شیر انبساط ۱	$h_1 = h_2$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{E}x_2$	$\dot{E}x_1$
جداساز ۱	$h_3 = h_{2g}, h_{12} = h_{2f}$	$\dot{m}_3 = \dot{Q}u_2 \dot{m}_2, \dot{m}_{12} = \dot{m}_2 - \dot{m}_3$	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_2$
شیر انبساط ۲	$h_5 = h_6$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{E}x_6$	$\dot{E}x_5$
اختلاط	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6$	$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6$	$\dot{E}x_7$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_4$
جداساز ۲	$h_8 = h_{7g}, h_{15} = h_{7f}$	$\dot{m}_8 = \dot{Q}u_7 \dot{m}_7, \dot{m}_{15} = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$	$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_7$
توربین ۲	$\eta_{Tur2} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,s}}, W_{Tur2} = \dot{m}_8(h_8 - h_9)$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{W}_{Tur2}$
کندانسور ۱	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{32} h_{32} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{33} h_{10}$	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9, \dot{m}_{32} = \dot{m}_{33}$	$\dot{E}x_{33} - \dot{E}x_{32}$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$
پمپ ۱	$\eta_{P1} = \frac{v_{10}(P_{11} - P_{10})}{h_{11} - h_{10}}, W_{P1} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})$	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$	$\dot{W}_{P1}$
پیش گرمکن	$\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}, \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}$
تبخیرکن ۱	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}, \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$
توربین ۳	$\eta_{Tur3} = \frac{h_{20} - h_{21}}{h_{20} - h_{21,s}}, W_{Tur3} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21})$	$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{W}_{Tur3}$
کندانسور ۲	$\dot{m}_{34} h_{28} + \dot{m}_{34} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{35} h_{35}$	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{21}, \dot{m}_{34} = \dot{m}_{35}$	$\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{34}$	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{21}$
پمپ ۲	$\eta_{P2} = \frac{v_{17}(P_{18} - P_{17})}{h_{18} - h_{17}}, W_{P2} = \dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17})$	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17}$	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$	$\dot{W}_{P2}$
بازیاب	$\dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{27} h_{27} = \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{28} h_{28}$	$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}, \dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$	$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{23}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{28}$
تبخیرکن ۲	$\dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{25} h_{25}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}, \dot{m}_{24} = \dot{m}_{25}$	$\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$
جداساز ۳	$h_{26} = h_{25g}, h_{27} = h_{25f}$	$\dot{m}_{26} = \dot{Q}u_{25} \dot{m}_{25}, \dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27}$	$\dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{27}$	$\dot{E}x_{25}$
توربین ۴	$\eta_{Tur4} = \frac{h_{26} - h_{30}}{h_{26} - h_{30,s}}, W_{Tur4} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{30})$	$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{30}$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{30}$	$\dot{W}_{Tur4}$
شیر انبساط ۳	$h_{28} = h_{29}$	$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29}$	$\dot{E}x_{29}$	$\dot{E}x_{28}$
جاذب	$\dot{m}_{29} h_{29} + \dot{m}_{30} h_{30} = \dot{m}_{31} h_{31}$	$\dot{m}_{29} + \dot{m}_{30} = \dot{m}_{31}$	$\dot{E}x_{31}$	$\dot{E}x_{29} + \dot{E}x_{30}$
کندانسور ۳	$\dot{m}_{31} h_{31} + \dot{m}_{36} h_{36} = \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{37} h_{37}$	$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{22}, \dot{m}_{36} = \dot{m}_{37}$	$\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{36}$	$\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{22}$
پمپ ۳	$\eta_{P3} = \frac{v_{22}(P_{23} - P_{22})}{h_{23} - h_{22}}, W_{P3} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22})$	$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22}$	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{W}_{P3}$

فرضیات زیر در تحقیق حاضر در نظر گرفته شده است [17, 18]:

- ۱- کلیه اجزای چرخه در حالت پایا کار می‌کنند.
- ۲- خواص ترمودینامیک چاه‌های سبلان در شرایط واقعی مطابق با جدول ۲ استفاده شده است.

جدول ۲) خواص واقعی سیال چاه‌های زمین گرمایی سبلان [17, 18]

مشخصات	چاه اول	چاه دوم
فشار (kPa)	۱۰۷۲	۷۰۰
دما (°C)	۱۸۳	۱۶۵
دبی جرمی (kg/s)	۵۷	۵۳
آنتالپی (kJ/kg)	۱۱۵۰	۱۱۰۰

- ۳- افت فشار و اتلافات حرارتی در خطوط لوله قابل چشم‌پوشی بوده و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمام اجزا ناچیز است.
- ۴- برای چرخه کالینا و دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی، نقطه تنگش در نظر گرفته شده است.
- ۵- توربین‌ها دارای بازده آیزونتروپیک ۸۵٪ و پمپ‌ها دارای بازده آیزونتروپیک ۹۰٪ هستند.
- ۶- دما و فشار محیط، ۲۹۸ کلوین و یک‌بار در نظر گرفته شده است.

۳-۴- ارزیابی کل چرخه ترکیبی

توان خالص و بازده کل چرخه ترکیبی از روابط ۱۲ و ۱۳ به دست می‌آید [18].

$$\dot{W}_{\text{net}} = \sum \dot{W}_{\text{Tur}} - \sum \dot{W}_{\text{P}} \quad (12)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0) + \dot{m}_5(h_5 - h_0)} \quad (13)$$

برای چرخه پیشنهادی انرژی ورودی کل، انرژی خروجی محصول کل و بازده انرژی کل چرخه با روابط ۱۴-۱۶ محاسبه می‌شوند [19, 20].

$$\dot{E}x_{f,\text{tot}} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_5 \quad (14)$$

$$\dot{E}x_{p,\text{tot}} = \dot{W}_{\text{net}} \quad (15)$$

$$\varepsilon_{\text{tot}} = \frac{\dot{E}x_{p,\text{tot}}}{\dot{E}x_{f,\text{tot}}} \quad (16)$$

۳-۵- بهینه‌سازی

توان خالص و بازده چرخه ترکیبی به فشارهای خروجی شیرهای انبساط (فشار جداسازها)، نسبت فشار چرخه دی‌اکسیدکربن، غلظت آمونیاک و فشار بالای چرخه کالینا وابسته است. در واقع برای بهینه‌سازی توان چرخه طبق رابطه ۱۷ پنج متغیر وابسته در نظر گرفته شده و بقیه پارامترها ثابت است. برای بهینه‌سازی توان خالص و با استفاده از الگوریتم ژنتیک نسبت به پنج متغیر ذکرشده خواهیم داشت:

$$\dot{W}_{\text{net}}(P_2, P_6, PR, x_{25}, P_{25}) \quad (17)$$

$$7 \leq P_2(\text{bar}) \leq 10.72 \quad (18)$$

$$1 < P_6(\text{bar}) \leq P_2 \text{ و } P_6 \leq 7 \quad (19)$$

$$1 < PR < 4 \quad (20)$$

$$0 < x_{25}(-) < 1 \quad (21)$$

$$10 \leq P_{25}(\text{bar}) \leq 60 \quad (22)$$

با توجه به روابط ۱۲، ۱۳ و ۱۵، بهینه‌سازی توان خالص منجر به بهینه‌سازی بازده انرژی و انرژی نیز خواهد شد.

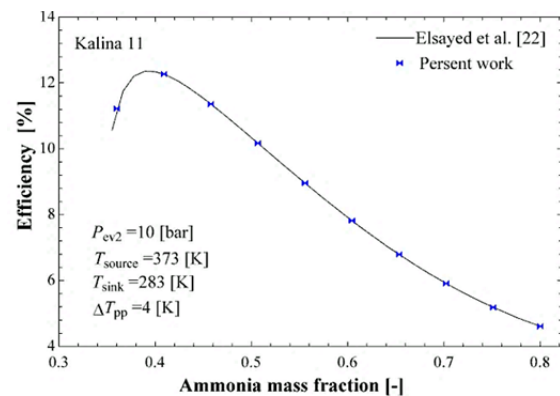
روی چرخه ترکیبی پیشنهادی با توجه به روابط موجود در جدول ۱ و خواص واقعی چاه‌های موجود در جدول ۲، تحلیل ترمودینامیک و بهینه‌سازی با نرم‌افزار E.E.S انجام می‌شود [21].

۳-۷- اعتبارسنجی

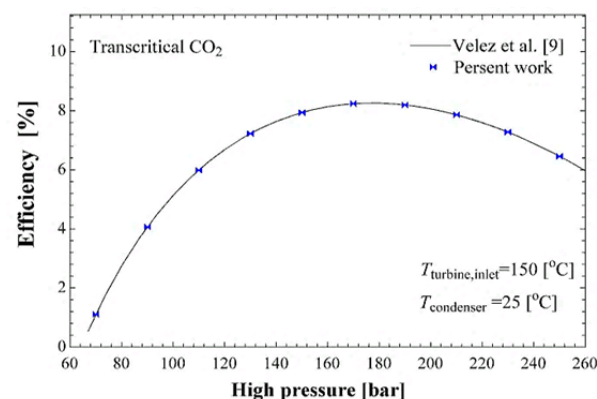
به‌منظور اعتبارسنجی مدل، نتایج حاصل از تحقیق حاضر با نتایج تحقیق‌های قبلی، سه قسمت انبساط آبی، چرخه کالینای ۱۱ و چرخه دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی به‌صورت جداگانه مقایسه شده است. قسمت تبخیر آبی چرخه برای چاه‌های پرفشار با پژوهش عالی و همکاران [17] مقایسه شده و در جدول ۳ آمده است. در نمودار ۱، بازده حرارتی چرخه کالینای ۱۱ براساس دمای منبع گرم ۳۳۷ کلوین و دمای آب خنک‌کن کندانسور ۲۸۳ کلوین با نتایج به‌دست‌آمده توسط الساید و همکاران [22] مقایسه شده است. در نمودار ۲، بازده چرخه دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی براساس فشار ورودی توربین با شرایط دمای ورودی توربین ۱۵۰ درجه سلسیوس و دمای ورودی کندانسور ۲۵ درجه سلسیوس با نتایج به‌دست‌آمده توسط ولز و همکاران [10] مقایسه شده است. نتایج نشان‌دهنده در جدول ۳ و نمودارهای ۳ و ۴ حاکی از مطابقت نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات پیشین است.

جدول ۳) اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی برای تبخیر آبی در تحقیق حاضر و یک پژوهش [17]

نقطه	تحقیق حاضر			پژوهش عالی و همکاران		
	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)
۱	۱۸۳	۱۰۷۲	۱۱۵۰	۱۸۳	۱۰۷۲	۱۱۵۰
۲	۱۷۰/۴	۸۰۰	۱۱۵۰	۱۷۰/۴	۸۰۰	۱۱۵۰
۳	۱۷۰/۴	۸۰۰	۲۷۶۹	۱۷۰/۴	۸۰۰	۲۷۶۹
۴	۹۷/۳۲	۹۲	۲۴۵۸	۹۷/۳۲	۹۲	۲۴۵۸
۱۲	۱۷۰/۴	۸۰۰	۷۲۱/۲	۱۷۰/۴	۸۰۰	۷۲۱/۲



نمودار ۱) اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی برای چرخه کالینای ۱۱



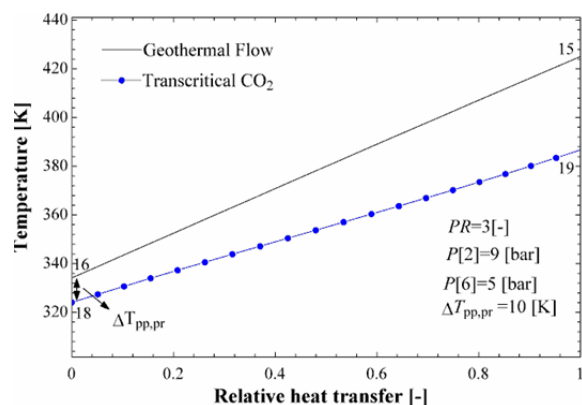
نمودار ۲) اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی برای چرخه دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی

تحلیل ترمودینامیک یک سیستم نوین ترکیبی چرخه‌های دی‌اکسید کربن گذر بحرانی و ... ۳۴۱

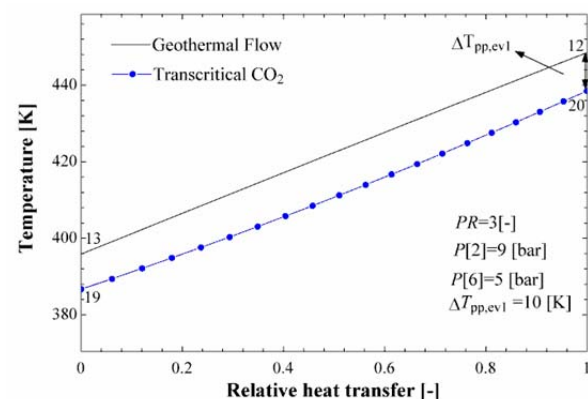
در نمودار ۵، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی فشار پایین و دی‌اکسیدکربن در پیش‌گرمکن ترسیم شده است. در این حالت مقدار دقیق نقطه تنگش در نمودار در قسمت ورودی مبدل و نقطه ۱۸ به دست آمده و مشخص است که با کاهش نقطه تنگش پیش‌گرمکن، مقدار دمای سیال زمین گرمایی فشار پایین کم می‌شود، ولی دمای نقطه ۱۹ با توجه به بقای انرژی افزایش می‌یابد. در نمودار ۶، برای اواپراتور ۱، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی فشار بالا و دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی نمایش داده شده و همچنین مکان دقیق نقطه تنگش در نقطه ۲۰ به دست آمده است. کاهش مقدار اختلاف نقطه تنگش اواپراتور ۱ باعث افزایش دما و آنتالپی ورودی به توربین چرخه گذر بحرانی می‌شود و در نتیجه توان کل چرخه افزایش می‌یابد.

در نمودار ۷، تاثیر فشار جداساز ۱ روی بازده انرژی و کار خالص چرخه ترسیم شده است. طبق نتایج به‌دست‌آمده، به‌ازای افزایش فشار جداساز ۱ ابتدا کار خالص چرخه و بازده انرژی افزایش و سپس کاهش می‌یابد. افزایش فشار جداساز ۱ باعث کاهش دبی بخار ورودی توربین ۱ و افزایش دمای اشباع متناظر با این فشار که در واقع دمای ورودی توربین ۱ است، خواهد شد. در نتیجه اثر متضادی در توان تولیدی و بازده چرخه خواهد داشت و طبق این نمودار مشخص است که در یک نقطه متناظر به مقدار بهینه خود خواهد رسید.

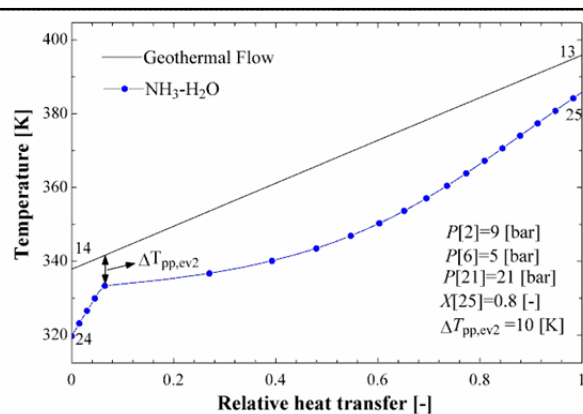
تاثیر فشار جداساز ۲ یا همان فشار خروجی شیر انبساط ۲ روی بازده انرژی و کار خالص چرخه در نمودار ۸ ترسیم شده است. طبق نتایج، تاثیر فشار جداساز ۲ نیز همانند فشار جداساز ۱ است و همزمان بازده انرژی و کار خالص چرخه به مقدار بیشینه خود می‌رسد.



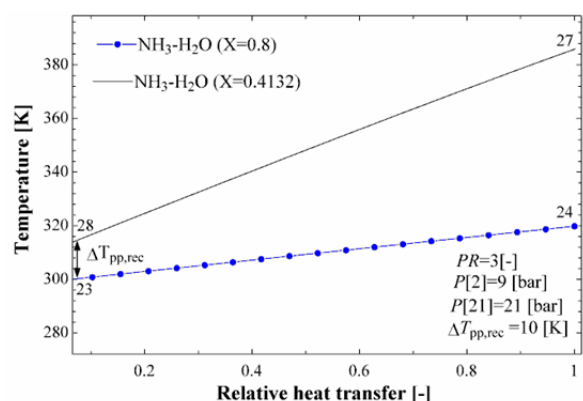
نمودار ۵) نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در پیش‌گرمکن



نمودار ۶) نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در اواپراتور ۱



نمودار ۳) نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و آب- آمونیاک در اواپراتور ۲



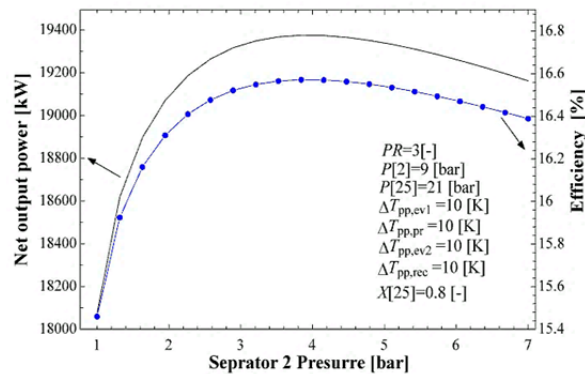
نمودار ۴) نمودار T-Q برای آب- آمونیاک در بازیاب کالینا

۴- نتایج و بحث

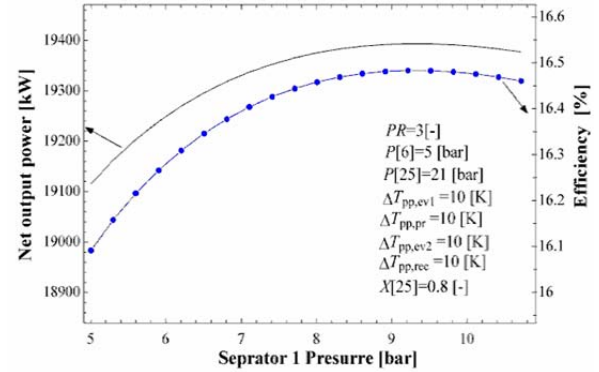
مشخصات ترمودینامیک مانند دما، فشار، آنتالپی، آنترپی، دبی جرمی، غلظت آب- آمونیاک و آگرژی برای چرخه ترکیبی جدید با در نظر گرفتن $x_{25}=0.8$ و $PR=3$ ، $p_{25}=21\text{ bar}$ ، $p_2=9\text{ bar}$ ، $p_6=5\text{ bar}$ در جدول ۴ آمده است. برای این حالت توان خالص تولیدی ۱۹/۳۳ مگاوات، بازده حرارتی ۱۶/۵۴٪، تخریب آگرژی کل ۸۷۵۹ کیلووات و بازده آگرژی ۳/۴۲٪ به دست می‌آیند.

در نمودار ۳، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و مخلوط آب- آمونیاک در اواپراتور ۲ برای نتایج حاصل شده در جدول ۴ نشان داده شده و در این حالت مقدار دقیق نقطه تنگش در نمودار نمایش داده شده است. رعایت مقدار و مکان دقیق نقطه تنگش در مبدل‌های حرارتی برای به‌دست‌آوردن مشخصات ترمودینامیک بسیار مهم است. در این نوع نمودارها، Q نسبت گرمای منتقل شده در هر نقطه به کل گرمای منتقل شده در انتهای مبدل‌ها است که در این حالت مقدار Q از صفر شروع و به یک در انتهای انتقال گرما ختم می‌شود. باید توجه داشت که در مبدل‌های گذر بحرانی و کالینا بر خلاف مبدل‌های چرخه‌های رانکین آلی که نقطه تنگش دقیقاً به بالای نقطه مایع اشباع قرار می‌گیرد، دارای مکان‌های مختلفی هستند که در بسیاری از تحلیل‌ها در نظر گرفته نمی‌شود.

در نمودار ۴، نمودار T-Q برای دو غلظت متفاوت آب- آمونیاک در بازیاب کالینا و همچنین مکان دقیق نقطه تنگش به‌دست‌آمده در مکان ورودی سیال ۲۳ مبدل حرارتی نشان داده شده است. کاهش مقدار اختلاف نقطه تنگش بازیاب کالینا باعث افزایش دمای ۲۴ و در ادامه باعث افزایش دمای ۲۵ و آنتالپی ورودی توربین کالینا می‌شود و در نتیجه بازده چرخه کالینا و توان چرخه کل چرخه افزایش می‌یابد.



نمودار ۸) تاثیر فشار جداساز ۲ روی بازده انرژی و کار خالص چرخه



نمودار ۹) تاثیر فشار جداساز ۱ روی بازده انرژی و کار خالص چرخه

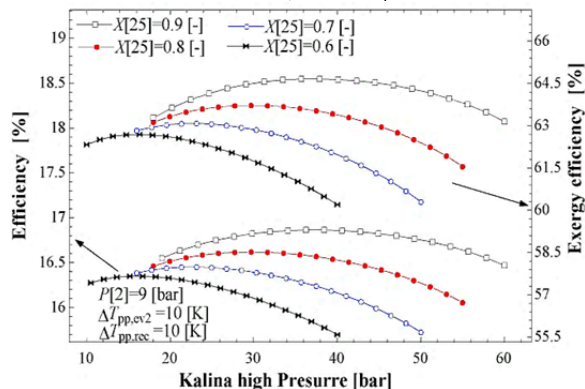
جدول ۴) مشخصات ترمودینامیک محاسبه شده برای سیال‌ها در چرخه ترکیبی پیشنهادی جدید

نقطه	سیال	دما (K)	فشار (bar)	دبی جرمی (kg/s)	غلظت آمونیاک (-)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	انرژی (kW)
۱	زمین گرمایی	۴۵۶/۱	۱۰/۷۲	۵۷	-	۱۱۵۰	۲/۹۸۸	۱۶۵۷۳
۲	زمین گرمایی	۴۴۸/۵	۹	۵۷	-	۱۱۵۰	۳/۰۰۲	۱۶۳۳۸
۳	زمین گرمایی	۴۴۸/۵	۹	۱۱/۴۳	-	۲۷۷۴	۶/۶۲۲	۹۹۰۷
۴	زمین گرمایی	۴۲۵	۵	۱۱/۴۳	-	۲۴۸۰	۶/۱۶۱	۸۷۱۴
۵	زمین گرمایی	۴۳۸/۱	۷	۵۳	-	۱۱۰۰	۲/۹۱۲	۱۳۹۲۰
۶	زمین گرمایی	۴۲۵	۵	۵۳	-	۱۱۰۰	۲/۹۴۲	۱۳۴۴۸
۷	زمین گرمایی	۴۲۵	۵	۶۴/۴۳	-	۱۳۸۰	۳/۶۰۲	۲۲۱۶۲
۸	زمین گرمایی	۴۲۵	۵	۲۲/۶۱	-	۲۷۴۹	۶/۸۲۱	۱۷۷۴۱
۹	زمین گرمایی	۲۹۸/۲	۰/۰۳۱۶۹	۲۲/۶۱	-	۲۱۳۷	۷/۱۸۳	۱۵۵۵۵
۱۰	زمین گرمایی	۲۹۸/۲	۰/۰۳۱۶۹	۲۲/۶۱	-	۱۰۴/۸	۰/۳۶۷	۱۳/۸۵
۱۱	زمین گرمایی	۲۹۸/۲	۱/۱	۲۲/۶۱	-	۱۰۴/۹	۰/۳۶۷	۱۶/۲۸
۱۲	زمین گرمایی	۴۴۸/۵	۹	۴۵/۵۷	-	۷۴۲/۹	۲/۰۹۵	۶۴۲۱
۱۳	زمین گرمایی	۳۹۵/۹	۹	۴۵/۵۷	-	۵۱۵/۸	۱/۵۵۶	۳۱۴۲
۱۴	زمین گرمایی	۳۳۷/۸	۹	۴۵/۵۷	-	۲۷۱/۵	۰/۸۸۹۲	۷۶۹/۷
۱۵	زمین گرمایی	۴۲۵	۵	۴۱/۸۲	-	۶۴/۰۴	۱/۸۶۱	۴۴۲۱
۱۶	زمین گرمایی	۳۳۴/۱	۵	۴۱/۸۲	-	۲۵۵/۶	۰/۸۴۳	۵۹۶/۸
۱۷	دی اکسید کربن	۲۹۸/۲	۶۴/۳۴	۱۱۰	-	-۲۳۲/۳	-۱/۴۹۱	-۲۷۹۸۰
۱۸	دی اکسید کربن	۳۲۴/۱	۲۲۱/۳	۱۱۰	-	-۲۰۷/۸	-۱/۴۷۹	-۲۷۴۸۹
۱۹	دی اکسید کربن	۳۸۶/۷	۲۲۱/۳	۱۱۰	-	-۶۱/۴۹	-۱/۰۶۶	-۲۴۴۸۸
۲۰	دی اکسید کربن	۴۳۸/۵	۲۲۱/۳	۱۱۰	-	۳۲/۶۱	-۰/۸۳۶۷	-۲۱۳۹۷
۲۱	دی اکسید کربن	۳۳۶	۶۴/۳۴	۱۱۰	-	-۲۴/۰۵	-۰/۸۰۶۶	-۲۸۵۸۲
۲۲	آب - آمونیاک	۲۹۸/۲	۸/۰۹۱	۱۰/۱۸	۰/۸	-۲۳/۵۶	۰/۳۲۳۴	۱۶۵۲۰
۲۳	آب - آمونیاک	۲۹۸/۶	۲۱	۱۰/۱۸	۰/۸	-۲۰/۴۸	۰/۳۲۷۵	۱۶۵۲۳۹
۲۴	آب - آمونیاک	۳۱۹/۸	۲۱	۱۰/۱۸	۰/۸	۷۹/۷۹	۰/۶۵۱۹	۱۶۵۳۰۹
۲۵	آب - آمونیاک	۳۸۵/۹	۲۱	۱۰/۱۸	۰/۸	۱۱۷۳	۳/۷۷۱	۱۶۷۲۹۳
۲۶	آب - آمونیاک	۳۸۵/۹	۲۱	۷/۲۷۵	۰/۹۵۴۵	۱۵۳۰	۴/۷۱۶	۱۴۲۱۹۷
۲۷	آب - آمونیاک	۳۸۵/۹	۲۱	۲/۹۰۵	۰/۴۱۳۲	۲۷۹/۷	۱/۴۰۴	۲۵۰۹۷
۲۸	آب - آمونیاک	۳۰۸/۶	۲۱	۲/۹۰۵	۰/۴۱۳۲	-۷۱/۷	۰/۳۸۹۹	۲۴۹۲۵
۲۹	آب - آمونیاک	۳۰۸/۹	۸/۰۹۱	۲/۹۰۵	۰/۴۱۳۲	-۷۱/۷	۰/۳۹۴۸	۲۴۹۲۱
۳۰	آب - آمونیاک	۳۴۶/۶	۸/۰۹۱	۷/۲۷۵	۰/۹۵۴۵	۱۴۰۱	۴/۷۸۲	۱۴۱۱۱۵
۳۱	آب - آمونیاک	۳۴۱/۲	۸/۰۹۱	۱۰/۱۸	۰/۸	۹۸۰/۵	۳/۵۳۷	۱۶۶۰۱۴
۳۲	آب	۲۸۸/۲	۱	۲۲۵۲	-	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲	۰
۳۳	آب	۲۹۳	۱	۲۲۵۲	-	۸۳/۴۲	۰/۲۹۴۴	۳۸۴/۶
۳۴	آب	۲۸۸/۲	۱	۸۰۰	-	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲	۰
۳۵	آب	۲۹۵	۱	۸۰۰	-	۹۱/۶۴	۰/۳۲۲۴	۲۶۷/۷
۳۶	آب	۲۸۸/۲	۱	۳۰۰	-	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲	۰
۳۷	آب	۲۹۶/۱	۱	۳۰۰	-	۹۷/۰۸	۰/۳۳۸۳	۳۵۹/۲

توربین کالینا و کل چرخه کاهش یابد. با کاهش کل توان طبق روابط با توجه به روابط ۱۳ و ۱۶ مقدار بازده انرژی و انرژی نیز کم خواهد شد.

در نمودار ۱۰، تاثیر نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن روی بازده انرژی و انرژی برای مقادیر مختلف غلظت آمونیاک نشان داده

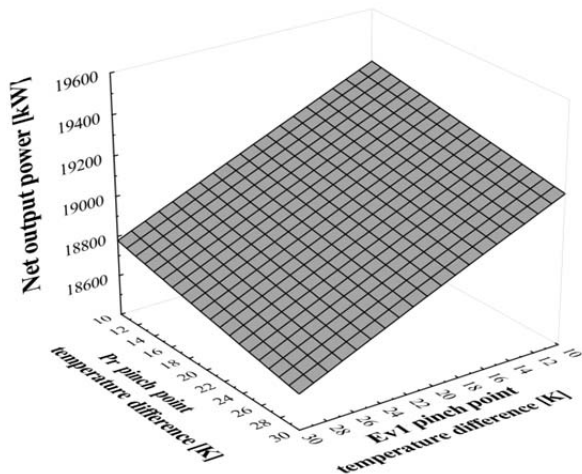
در نمودار ۹، تاثیر اختلاف دمای تنگش اوپراتور ۲ روی بازده انرژی و انرژی نشان داده شده است. طبق نتایج به ازای افزایش اختلاف دمای تنگش از ۱۰ تا ۳۰ کلوین، هر دو بازده انرژی و انرژی کاهش می یابد. این بدان علت است که با افزایش اختلاف تنگش دمای ۲۵ و به تبع آن دمای ۲۶ کاهش پیدا می کند و باعث می شود کار



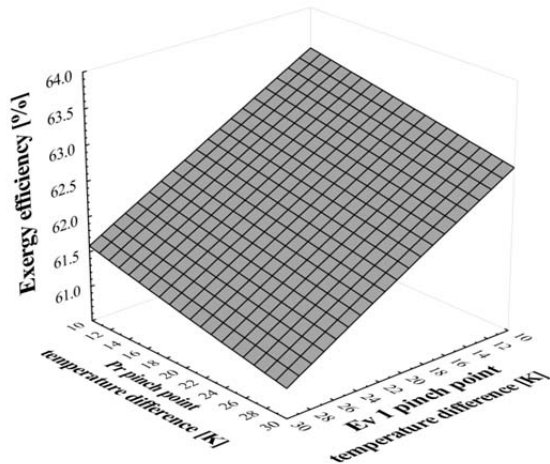
نمودار ۱۲) تاثیر فشار بالای کالینا روی بازده انرژی

با توجه به روابط ۱۳ و ۱۶ مقدار بازده انرژی و انرژی در نمودار ۱۲ نیز با رسیدن به مقدار بهینه فشار بالای کالینا متناظر با مقدار بهینه نمودار ۱۱ به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

تاثیر اختلاف دمای تنگش‌اوپراتور ۱ و پیش‌گرمکن روی توان خالص چرخه در نمودار ۱۳ نشان داده شده است. با کاهش مقادیر اختلاف نقطه تنگش و با توجه به مکان قرارگیری این نقطه در نمودار ۵، مقدار دمای نقطه ۱۹ زیاده‌تر می‌شود که تاثیر مثبتی روی آنتالپی ورودی توربین چرخه دی‌اکسید کربن و در نتیجه چرخه دی‌اکسید کربن می‌شود. همچنین کم‌بودن اختلاف دمای تنگش‌اوپراتور ۱ و با توجه به قرارگیری مکان آن در نمودار ۶، مقدار دمای نقطه ۲۰ زیاده‌تر می‌شود و توان چرخه افزایش می‌یابد.



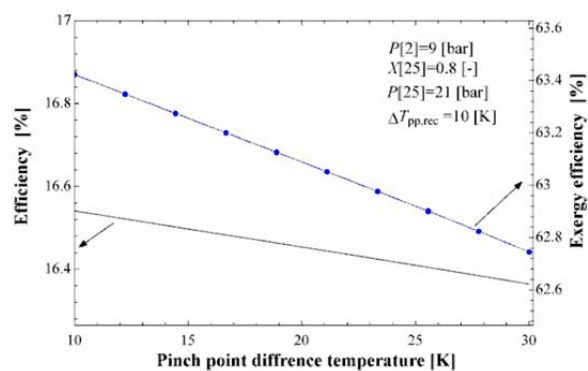
نمودار ۱۳) تاثیر اختلاف دمای تنگش‌اوپراتور ۱ و پیش‌گرمکن روی توان چرخه



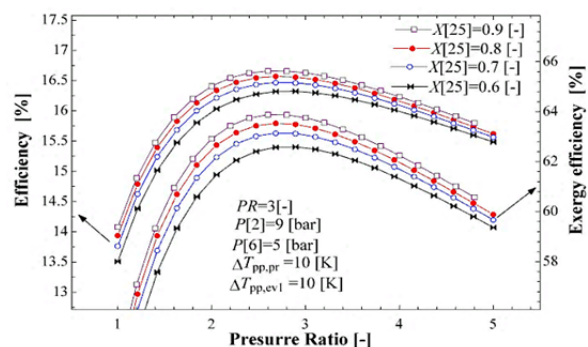
نمودار ۱۴) تاثیر اختلاف دمای تنگش‌اوپراتور ۱ و پیش‌گرمکن روی بازده انرژی

شده است. با افزایش نسبت فشار (نسبت فشار بالای چرخه به فشار بحرانی)، فشار بالای چرخه افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه همزمان مقدار کار پمپ و توربین چرخه دی‌اکسید کربن افزایش می‌یابد و اثر متضادی روی توان خالص چرخه دی‌اکسید کربن و کل چرخه ترکیبی نشان می‌دهد و در یک نقطه مشخص به بیشترین مقدار خود می‌رسد. این بیشترین مقدار توان متناظر با بیشترین بازده چرخه ترکیبی خواهد بود. همچنین با توجه به رابطه ۱۵، چون انرژی محصول که متناظر با توان چرخه افزایش یافته است، پس مقدار بازده انرژی نیز متناظر با این نسبت فشار افزایش پیدا می‌کند. همچنین با توجه به این افزایش مقدار غلظت آمونیاک در مخلوط، چون آنتالپی نقطه ۱۵ افزایش پیدا می‌کند، بنابراین کار توربین کالینا و در نتیجه کل چرخه در این حالت بیشتر می‌شود.

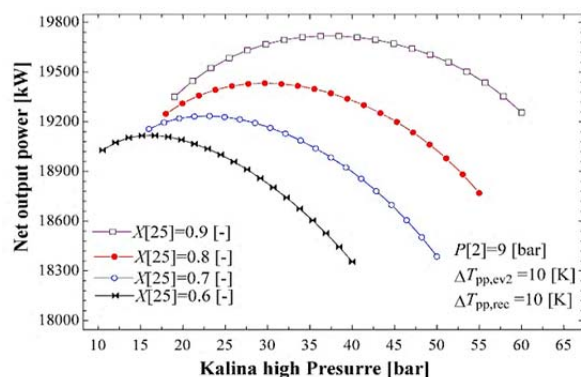
از جمله پارامترهای مهم در طراحی کالینا، فشار ورودی توربین است. تاثیر فشار بالای کالینا در نمودار ۱۱، روی کار خالص چرخه مشاهده می‌شود. با افزایش فشار بالای کالینا، ابتدا کار خالص افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همانند نمودار ۱۰، در این حالت نیز با افزایش غلظت آمونیاک مقدار کار چرخه افزایش می‌یابد.



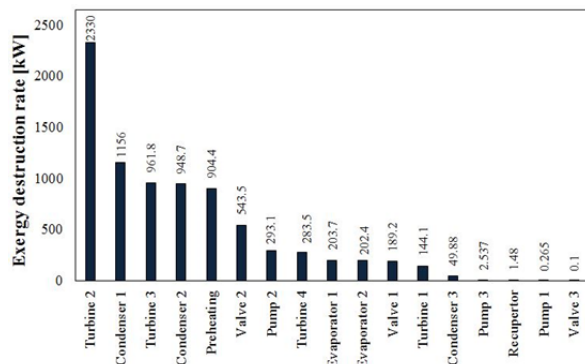
نمودار ۹) تاثیر اختلاف دمای تنگش‌اوپراتور ۲ روی بازده انرژی و انرژی



نمودار ۱۰) تاثیر نسبت فشار چرخه دی‌اکسید کربن روی بازده انرژی و انرژی



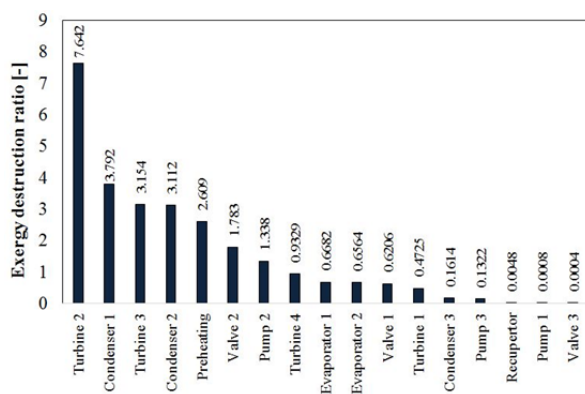
نمودار ۱۱) تاثیر فشار بالای کالینا روی کار خالص چرخه



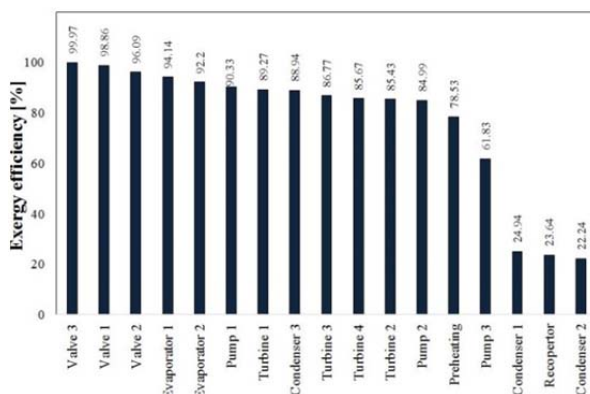
نمودار ۱۷) نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی

نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی در نمودار ۱۸ در حالت بهینه نمایش داده شده است. با توجه به ثابت بودن انرژی ورودی کل، توربین ۲، کندانسور ۱ و توربین ۳ نیز بیشترین مقدار نسبت تخریب انرژی را خواهند داشت.

در نمودار ۱۹، بازده انرژی اجزای چرخه ترکیبی در حالت بهینه آورده شده است. شیرهای انبساط، اواپراتور ۱ و ۲ دارای بیشترین مقدار بازده انرژی هستند. در این حالت مقدار انرژی سوخت و محصول بسیار نزدیک به هم هستند.



نمودار ۱۸) نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی به انرژی ورودی

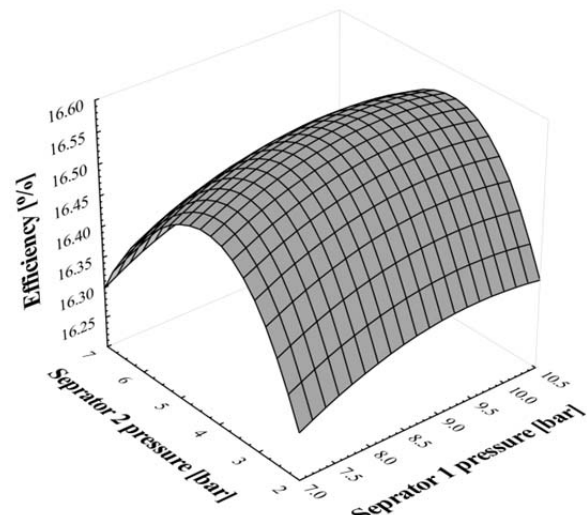


نمودار ۱۹) بازده انرژی اجزای چرخه ترکیبی

با توجه به بررسی‌های پارامتریک انجام شده، کار خالص چرخه پیشنهادی نسبت به پارامترهای روابط ۲۲-۱۸ بهینه‌سازی شده و نتایج در جدول ۵ ارائه شده است. با در نظر گرفتن فشار جداساز ۱ و ۲ به ترتیب ۹/۳۵۲ و ۴/۷۶۶، نسبت فشار ۳/۰۱۸، فشار بالای کالینا ۴۷/۷۳ بار و غلظت آمونیاک ۰/۹۸۷۸ مقدار کار خالص

با افزایش اختلاف دمای تنگش اواپراتور ۱ و پیش‌گرمکن توان خالص کاهش می‌یابد. این کاهش توان باعث کاهش انرژی محصول کل چرخه می‌شود، بنابراین بازده انرژی نیز مطابق با نمودار ۱۴ کاهش می‌یابد.

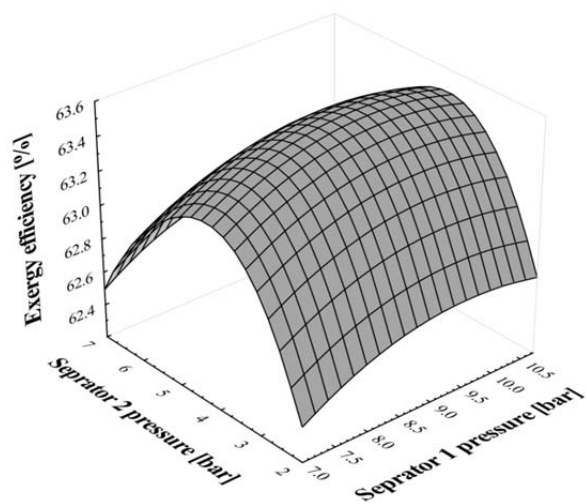
تأثیر همزمان فشار جداسازهای ۱ و ۲ روی بازده انرژی در نمودار ۱۵ نمایش داده شده است. با توجه به نتایج به دست آمده در این نمودار برای فشار بهینه جداساز ۱ و ۲ به ترتیب ۹/۳۱ و ۳/۹۳ بار بیشترین مقدار بازده انرژی ۱۶/۵۷ به دست آمده است.



نمودار ۱۵) تأثیر فشار جداسازهای ۱ و ۲ روی بازده انرژی

در نمودار ۱۶، تأثیر همزمان فشار جداسازهای ۱ و ۲ روی بازده انرژی آمده است. همانند نمودار قبل با افزایش فشار جداسازها، بازده انرژی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد و در فشار متناظر با فشار بهینه نمودار ۱۵ به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

عموماً چرخه‌های پیشنهادی جدید مورد تحلیل انرژی قرار می‌گیرند و تخریب انرژی برای اجزای چرخه به دست می‌آید که نشان داده شود اعضای چرخه، ناقص قانون دوم نیست. در نمودار ۱۷، نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه پیشنهادی در حالت بهینه نمایش داده شده است. توربین ۲، کندانسور ۱ و توربین ۳ بیشترین مقدار تخریب انرژی را دارند. در این حالت تخریب انرژی کل ۸۲۵۹ کیلووات به دست آمده است. در حالت بهینه چرخه ترکیبی، شیرهای انبساط و جداسازها، تخریب انرژی صفر یا نزدیک صفر دارند.



نمودار ۱۶) تأثیر فشار جداسازهای ۱ و ۲ روی بازده انرژی

۲۰۴۵ کیلووات، بازده حرارتی ۱۷/۱۵٪ و بازده اگزرژی ۶۵/۷۴٪ به دست می‌آیند.

با در نظر گرفتن مطالعات پیشین^[17, 18] که در شرایط دو چاه با دما و فشار زمین گرمایی سبلان انجام یافته، توان خالص تولیدی، بازده حرارتی و بازده اگزرژی آن بررسی‌ها با چرخه ترکیبی پیشنهادی جدید در این مقاله مقایسه شده و نتایج در جدول ۶ آمده است. در این مطالعه توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی به ترتیب ۱۷/۵۵، ۱۷/۵۵ و ۲۰/۰۴٪ افزایش داشته‌اند.

جدول ۵) خلاصه نتایج بهینه‌سازی چرخه ترکیبی

متغیرهای بهینه‌سازی/نتایج عملکرد	مقادیر بهینه
فشار شیر انبساط ۱ (bar)	۹/۳۵۲
فشار شیر انبساط ۲ (bar)	۴/۷۶۶
نسبت فشار (-)	۳/۰۱۸
فشار بالای چرخه کالینا (bar)	۴۷/۷۳
غلظت آمونیاک یا x_{25} (-)	۰/۹۸۷۸
کار خالص کل (kW)	۲۰۰۴۶
تخریب اگزرژی کل (kW)	۸۲۵۹
بازده انرژی (درصد)	۱۷/۱۵
بازده اگزرژی (درصد)	۶۵/۷۴

جدول ۶) مقایسه عملکرد چرخه ترکیبی پیشنهادی در این مطالعه با سیستم‌های قبلی^[17, 18]

چرخه پیشنهادی	توان خالص چرخه (kW)	بازده انرژی (درصد)	بازده اگزرژی (درصد)
پژوهش‌های پیشین	۱۶۵۲۷	۱۴/۱۴	۵۲/۵۶
کار حاضر	۲۰۰۴۶	۱۷/۱۵	۶۵/۷۴
درصد بهبود (درصد)	۱۷/۵۵	۱۷/۵۵	۲۰/۰۴

۵- نتیجه‌گیری

امروزه استفاده حداکثری از انرژی‌های تجدیدپذیر از جمله زمین گرمایی مورد توجه بوده و در ایران در منطقه سبلان دو دسته چاه با مشخصات دمایی و فشاری متفاوت مورد بهره‌برداری قرار گرفته است. در این مطالعه چرخه ترکیبی جدیدی پیشنهاد شده که در آن از دو چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن و کالینای ۱۱ به‌عنوان چرخه تحتانی استفاده شده است. همچنین در این تحقیق اثر پارامترهای موثر بر چرخه زمین گرمایی سبلان پیشنهادی مورد مطالعه قرار گرفته است که خلاصه این نتایج در زیر بیان می‌شود:

۱- در مبدل‌های حرارتی چرخه کالینا و دی‌اکسیدکربن که سیال در حال افزایش دما است، شیب تغییر دمایی متفاوتی وجود دارد. در این مطالعه روشی برای تعیین محل نقطه تنگش پیشنهاد شده است. طبق بررسی انجام‌شده با این که نقطه تنگش در پیش‌گرمکن و اواپراتور ۱ و بازیاب در ابتدا یا انتهای مبدل قرار گرفت، اما برای اواپراتور ۲، این نقطه تنگش بین این دو حالت و نزدیک به نقطه ۲۴ قرار گرفت.

۲- کاهش اختلاف دمای نقطه تنگش در مبدل‌های حرارتی مانند پیش‌گرمکن، اواپراتور ۱، بازیاب و اواپراتور ۲ باعث بهبود توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی می‌شود.

۳- با افزایش فشار جداسازها توان و بازده چرخه پیشنهادی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد و در یک نقطه فشار برای بازده اگزرژی که همانند بهینه فشارها برای توان و بازده حرارتی است، به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

۴- در چرخه پیشنهادی برای نسبت فشار چرخه گذر بحرانی، فشار بالای کالینا، توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی ابتدا افزایش و سپس کاهش پیدا می‌کنند.

تحلیل ترمودینامیک یک سیستم نوین ترکیبی چرخه‌های دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی و... ۳۴۵

۵- با در نظر گرفتن فشار جداساز ۱ و ۲ به ترتیب ۹/۳۵۲ و ۴/۷۶۶، نسبت فشار ۳/۰۱۸، فشار بالای کالینا ۴۷/۷۳ بار و غلظت آمونیاک ۰/۹۸۷۸، مقدار کار خالص ۲۰۰۴۵ کیلووات، بازده حرارتی ۱۷/۱۵٪ و بازده اگزرژی ۶۵/۷۴٪ به دست می‌آیند.

۶- برای چرخه پیشنهادی جدید، توان خالص در مقاله حاضر ۱۷/۵۵٪، بازده حرارتی آن ۱۷/۵۵٪ و بازده اگزرژی ۲۰/۰۴٪ بیشتر از چرخه پیشنهادی قبلی است.

تشکر و قدردانی: بدین وسیله از دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه ارومیه که امکان انجام این پژوهش را فراهم نمود، تشکر و قدردانی می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است. ضمناً محتویات علمی مقاله حاصل فعالیت علمی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان است.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ گونه تعارض منافعی با سازمان‌ها و اشخاص دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: مهران عبدالعلی‌پورعدل (نویسنده اول)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۴۵٪)؛ شهرام خلیل‌آریا (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۵٪)؛ صمد جعفرمدار (نویسنده سوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی (۲۰٪)

منابع مالی: منابع مالی خاصی برای انجام این تحقیق استفاده نشده است.

۶- پی‌نوشت

علائم	شرح
علائم اختصاری	
Ex_D	تخریب اگزرژی (kW)
h	انتالپی مخصوص (kJ kg^{-1})
$\dot{m}_i$	دبی جرمی عبوری از جزء i (kg s^{-1})
p	فشار (kPa)
PR	نسبت فشار بالای چرخه به فشار حالت بحرانی دی‌اکسیدکربن (-)
Q	گرمای منتقل شده در هر نقطه به کل گرمای منتقل شده در انتهای مبدل (-)
Qu	کیفیت (-)
s	آنترپوی مخصوص ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
Trans	گذر بحرانی
W_{net}	توان خالص چرخه (kW)
x	غلظت آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک (-)
علائم یونانی	
η_{th}	بازده انرژی (درصد)
η_P	بازده آیزنتروپیک پمپ (درصد)
η_{Tur}	بازده آیزنتروپیک توربین
ε	بازده اگزرژی (درصد)
زیرنویس‌ها	
Abs	جاذب
D	تخریب
ev	اواپراتور
f	مایع اشباع
g	بخار اشباع (s)
HPW	چاه فشار بالا
LPW	چاه فشار پایین
P	پمپ (s)
pp	نقطه تنگش
pr	پیش‌گرمکن
rec	بازیاب
S	فوق بحرانی (s)
Tur	توربین

for a medium temperature geothermal resource. *Energy Conversion and Management*. 2014;78:39-49.

13- Rodríguez CEC, Palacio JCE, Venturini OJ, Silva Lora EE, Cobas VM, Dos Santos DM, et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*. 2013;52(1):109-119.

14- Fallah M, Mahmoudi SMS, Yari M, Akbarpour Ghiasi R. Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for temperature enhanced geothermal system. *Energy Conversion and Management*. 2016;108:190-201.

15- Jalilinasrabady S, Itoi R, Valdimarsson P, Saevarsdottir G, Fujii H. Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. *Geothermics*. 2012;43:75-82.

16- Ameri M, Amanpour S, Amanpour S. Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for Meshkin Shahr region. *World Renewable Energy Congress*, 8-13 May, 2011, Linköping, Sweden. Linköping: Linköping University Electronic Press; 2011. pp. 1297-1304.

17- Aali A, Pourmahmood N, Zare V. Proposal and analysis of a new cycle for power generation from Sabalan geothermal wells. *Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University*. 2017;47(3):139-147. [Persian]

18- Aali A, Pourmahmood N, Zare V. Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran. *Energy Conversion and Management*. 2017;143:377-390.

19- Cengel YA, Boles MA. *Thermodynamics: An engineering approach*. 7th Edition. New York: McGraw-Hill; 2011.

20- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal design and optimization*. Hoboken: John Wiley & Sons; 1996. pp. 113-160.

21- Klein SA, Alvarada SF. *Engineering Equation Solver (EES)* [Internet]. Madison: F-chart software; 2007 [cited 2018 May 01]. Available from: <http://www.fchart.com/ees/mastering-ees.php>.

22- Elsayed A, Embaye M, AL-Dadah R, Mahmoud S, Rezk A. Thermodynamic performance of Kalina Cycle System 11 (KCS11): Feasibility of using alternative zeotropic mixtures. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2013;8(S1):i69-i78.

1- Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*. 1997;22(7):661-667.

2- Aneke M, Agnew B, Underwood C. Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31(10):1825-1832.

3- Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable Energy*. 2010;35(1):112-121.

4- Badr O, O'Callaghan PW, Probert SD. Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources. *Applied Energy*. 1990;36(4):263-292.

5- Valdimarsson P, Eliasson L. Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance. *Proceedings of the International Geothermal Conference*, 14-17 Sep, 2003, Reykjavik, Island. Iceland: Geothermal Association of Iceland; 2003. pp. 32-40.

6- Bombarda P, Invernizzi CM, Pietra C. Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30(2-3):212-219.

7- Madhawa Hettiarachchi HD, Golubovic M, Worek WM, Ikegami Y. The performance of the Kalina Cycle System 11(KCS-11) with low-temperature heat sources. *Journal of Energy Resources Technology*. 2007;129(3):243-247.

8- Li X, Zhang Q, Li X. A Kalina cycle with ejector. *Energy*. 2013;54:212-219.

9- Shokati N, Ranjbar F, Yari M. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renewable Energy*. 2015;83:527-542.

10- Vélez F, Segovia J, Chejne F, Antolín G, Quijano A, Carmen Martín M. Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle. *Energy*. 2011;36(9):5497-5507.

11- Yari M, Mehr AS, Zare V, Mahmoudi SMS, Rosen MA. Exergoeconomic comparison of TLC (Trilateral Rankine Cycle), ORC (Organic Rankine Cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*. 2015;83:712-722.

12- Coskun A, Bolatturk A, Kanoglu M. Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles