

بررسی مقایسه‌ای دو سامانه تولید محصولات چندگانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی از دیدگاه‌های ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی

دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران،
A.khazaeinam@student.uma.ac.ir

آرمین خزاعی نام

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، a.minaei@uma.ac.ir

عسگر مینایی*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hghaebi@uma.ac.ir

هادی غائبی

دانش آموخته دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران،
m.ebadollahi@email.kntu.ac.ir

محمد عباداللهی

چکیده

هدف از پژوهش حاضر، بررسی مقایسه‌ای و تحلیل ترمودینامیکی، انرژی-اقتصادی دو سامانه تبرید تراکمی-جذبی تک اثره (A) و دو اثره (B) آبشاری راه اندازی شده با منبع انرژی زمین گرمایی، در جهت تولید آب شیرین، رساندن دمای هوای خانه به دمای مطلوب در شرایط طرح خارج فصل تابستان شهر اهواز با دریافت بار سرمایش از سامانه مورد بررسی و همچنین تولید توان و آبگرم مصرفی است. سیال عامل سیستم تبرید جذبی آبشاری لیتیم بروماید-آب و سیال عامل سیستم تبرید تراکمی یخار R134a است. معادلات حاکم با استفاده از نرم افزار EES حل شده‌اند. نمودار تغییرات پارامترهای اثرگذار بر روی متغیرهای خروجی سامانه ارائه شده و نتایج برای دو سامانه A و B مقایسه شده‌اند. مقدار متغیرهای خروجی سامانه نظیر ضریب عملکرد، بازده انرژی، بازده انرژی و مجموع هزینه محصولات برای سامانه A در حالت پایه به ترتیب ۰٫۵۱۴، ۰٫۶۵۰۱، ۶۵٫۸۴٪ و ۵۶٫۸۴ دلار بر گیگاژول و برای سامانه B مقدار این متغیرها ۰٫۸۳، ۰٫۶۸۰۸، ۳۹٪/۹۹ و ۸۶٫۶۴ دلار بر گیگاژول بدست آمده‌اند که این مقادیر نشان از برتری سامانه B نسبت به سامانه A را دارند.

واژه‌های کلیدی: منبع انرژی زمین گرمایی، سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری، تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل انرژی-اقتصادی.

Comparative thermodynamic and exergoeconomic study of two kinds of cascade absorption-compression refrigeration cycle driven by geothermal energy resource

A. Khazaei Nam

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

A. Minaei

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

H. Ghaebi

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

M. Ebadollahi

Department of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

Abstract

The aim of the present research is a comparative study and thermodynamic and exergoeconomic analysis of two systems for the production of multiple products of single-effect (A) and double-effect (B) cascade absorption-compression refrigeration driven by a geothermal energy source to produce fresh water and bring the air temperature of the house to the desired temperature in the summer season by receiving the cooling load from the investigated system, as well as producing hot water consumption and power for the outside design temperature of Ahvaz city. The working fluid of the cascade absorption refrigeration system and the vapor compression refrigeration system respectively is LiBr-H₂O and R134a. The system is simulated using Engineering Equation Solver software (EES). The graph of the changes of the influencing parameters on the essential variables of the system is presented, and the results for two systems, A and B, are compared. The essential variables such as coefficient of performance, energy efficiency, exergy efficiency, and summation unit cost of products for system A in the basic mode are 0.514, 65.01%, 29.84%, and 56.84 \$/GJ, respectively and for system B, the values of these variables are 0.83, 68.08%, 39.99%, and 86.64 \$/GJ have been obtained. Comparisons show the superiority of System B over System A.

Keywords: Geothermal energy, Absorption-compression refrigeration, thermodynamic analysis, exergoeconomic analysis.

۱- مقدمه

تجدیدپذیر بی‌خطر برای محیط زیست، قابل اعتماد و کم‌هزینه، وابستگی‌ها به سوخت‌های فسیلی را کاهش داده است [۲]. کاربرد این منابع در پنج سال گذشته تقریباً دو برابر شده است [۳]. منابع انرژی زمین گرمایی به ۳ بخش تقسیم می‌شوند. منابع انرژی دما بالا که برای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند و دمای این منابع به بیش از ۱۵۰ درجه سلسیوس می‌رسد [۴]؛ منابع انرژی دما متوسط با دمای ۹۰ الی ۱۵۰ درجه سلسیوس که برای استفاده مستقیم مانند فرآیندهای صنعتی، گرمایش، سرمایش و گرمایش گلخانه مناسب است

یکی از اساسی‌ترین مشکلات منابع انرژی‌های تجدیدپذیر، عدم جایگزینی آن در صورت مصرف است. با توجه به افزایش مداوم جمعیت جهان، میل به صنعتی شدن، وابستگی شدید و استفاده بیش از حد از انرژی و همچنین رو به اتمام بودن این منابع، پژوهشگران به تحقیق در زمینه منابع انرژی‌های تجدیدپذیر در جهت تامین نیازهای بشر رو آورده‌اند [۱]. منابع انرژی زمین گرمایی به عنوان یکی از منابع

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a.minaei@uma.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰/۹/۱۱

تاریخ پذیرش: ۳۰/۲/۲۰۲۳

و منابع انرژی دما پایین که دمای این منابع کمتر از ۹۰ درجه سلسیوس است [۵]. سامانه‌های تبرید جذبی-تراکمی آبشاری به دلیل بهره بردن از منابع انرژی تجدیدپذیر نظیر منابع انرژی زمین گرمایی، خورشیدی و زیست توده به عنوان یک سامانه جذاب در سال‌های اخیر شناخته شده است. علاوه بر این، سیستم‌های تبرید جذبی آبشاری بخاطر استفاده از مواد طبیعی به عنوان سیال‌های عامل، باعث تخریب لایه اوزون و گرم شدن کره زمین نمی‌شوند [۶].

موشارواتی و همکاران [۷] بر اساس تحلیل یک سیستم تولید محصولات چندگانه بر پایه منبع زمین گرمایی، بازده انرژی، بازده انرژی و توان تولیدی را برای سیستم مورد نظر به ترتیب ۵۴٫۴ درصد، ۲۰٫۱۶ درصد و ۷۰٫۸۵ کیلووات بدست آوردند. عبدالعلی پورعدل و همکاران [۸] نیروگاه‌های زمین گرمایی تک فلاش و دو فلاش را مورد تحلیل انرژی قرار دادند که بازده انرژی برای هر یک از آنها به ترتیب ۴۶٫۱۳ درصد و ۵۳٫۷۹ درصد بدست آمد. هتیاراچی و همکاران [۹] استفاده از منابع زمین گرمایی دما پائین برای چرخه‌های رانکین آلی را مبنای طراحی بهینه و مقرون به صرفه اعلام کردند. آنها تاثیر قابل توجه انتخاب سیال کاری بر روی هزینه نیروگاه را مشاهده کردند. جوادی و همکاران [۱۰] یک سامانه تولید محصولات چندگانه شامل سیستم‌های زمین گرمایی دو فلاش، تبرید جذبی تک اثره، الکترولیز قلیایی و برج خورشیدی را مورد بررسی قرار دادند. برج خورشیدی در جهت بهبود کارایی سیستم زمین گرمایی مورد استفاده قرار گرفت. خروجی‌های سیستم برای تولید برق، هیدروژن، بار سرمایش و آبگرم مصرفی به ترتیب ۴۳٫۶۴ مگاوات، ۴۴٫۸۹ کیلوگرم بر ثانیه، ۱٫۲۴۴ مگاوات و ۸٫۸۷ مگاوات بدست آمد. ساری و همکاران [۱۱] یک سیستم جدید تولید همزمان توان و آرگون را که با استفاده از منبع انرژی زمین گرمایی دو فلاش کار می‌کند را مورد بررسی قرار دادند. مقادیر تولید توان، دبی جرمی آرگون، بازده انرژی و بازده انرژی به ترتیب ۲۳۵٫۵ کیلووات، ۰٫۱۱۵ کیلوگرم بر ثانیه، ۱۴٫۳۷ درصد و ۶۳٫۵ درصد به دست آمد. عبید اوستاوغلو [۱۲] با مقایسه سیال‌های عامل مختلف برای سامانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری بهترین ضریب عملکرد را متعلق به سیال عامل $R134a-NH_3-H_2O$ یافت. طبق تحقیقات اوستاوغلو شرایط بهینه برای سامانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری به این صورت بدست آمد که دمای چگالنده زیر ۴۰ درجه سلسیوس و دمای ژنراتور بالای ۱۰۰ درجه سلسیوس باشد. گمری [۱۳] در یک بررسی مقایسه‌ای برای سیستم‌های تبرید جذبی تک اثره و دو اثره با سیال عامل لیتیوم بروماید-آب به این نتیجه رسید که بازده انرژی برای سیستم تک اثره در محدوده ۱۲٫۵٪ الی ۲۳٫۲٪ و برای سیستم دو اثره در محدوده ۱۴٫۳٪ الی ۲۵٫۱٪ قرار دارد. جیانپو و همکاران [۱۴] عملکرد چرخه تبرید تراکمی-جذبی را تحت استراتژی‌های مختلف عملیاتی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که سامانه ترکیبی پیشنهادی ضریب عملکرد بالاتری در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی مستقل دارد. آنها پیشنهاد دادند که سامانه ترکیبی تبرید تراکمی-جذبی در وسایل نقلیه مثل کشتی‌ها به کار رود. نصیرو [۱۵] فرآیند استخراج آب از یک سیستم خنک‌کننده خورشیدی را با استفاده از سیستم تبرید جذبی تحت نسبت‌های متغیر هوای تازه بررسی کرد. انرژی مفید برای ژنراتور ۱۴٫۸ کیلووات و میزان تولید آب ۸ لیتر در ساعت بدست آمد.

در مقاله حاضر، به بررسی مقایسه‌ای دو سامانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری تک اثره (A) و دو اثره (B) متصل به واحد هواساز راه اندازی شده با منبع انرژی زمین گرمایی از دیدگاه‌های ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی پرداخته شده است. سامانه مورد بررسی در این مقاله با توجه به تولید بار سرمایش، آب شیرین، آبگرم مصرفی و توان یک سامانه تولید محصولات چندگانه است. در تحقیقات پیشین به تحلیل از دیدگاه‌های انرژی و انرژی-اقتصادی، تبرید جذبی اکتفا شده است، اما درکار حاضر علاوه بر تحلیل اقتصادی، مقایسه سیستم تک اثره با سیستم دو اثره تبرید جذبی، گرفتن انرژی از منبع زمین گرمایی و متصل کردن واحد هواساز به سامانه جهت تولید آب شیرین از جمله نوآوری‌های این مقاله می‌باشند.

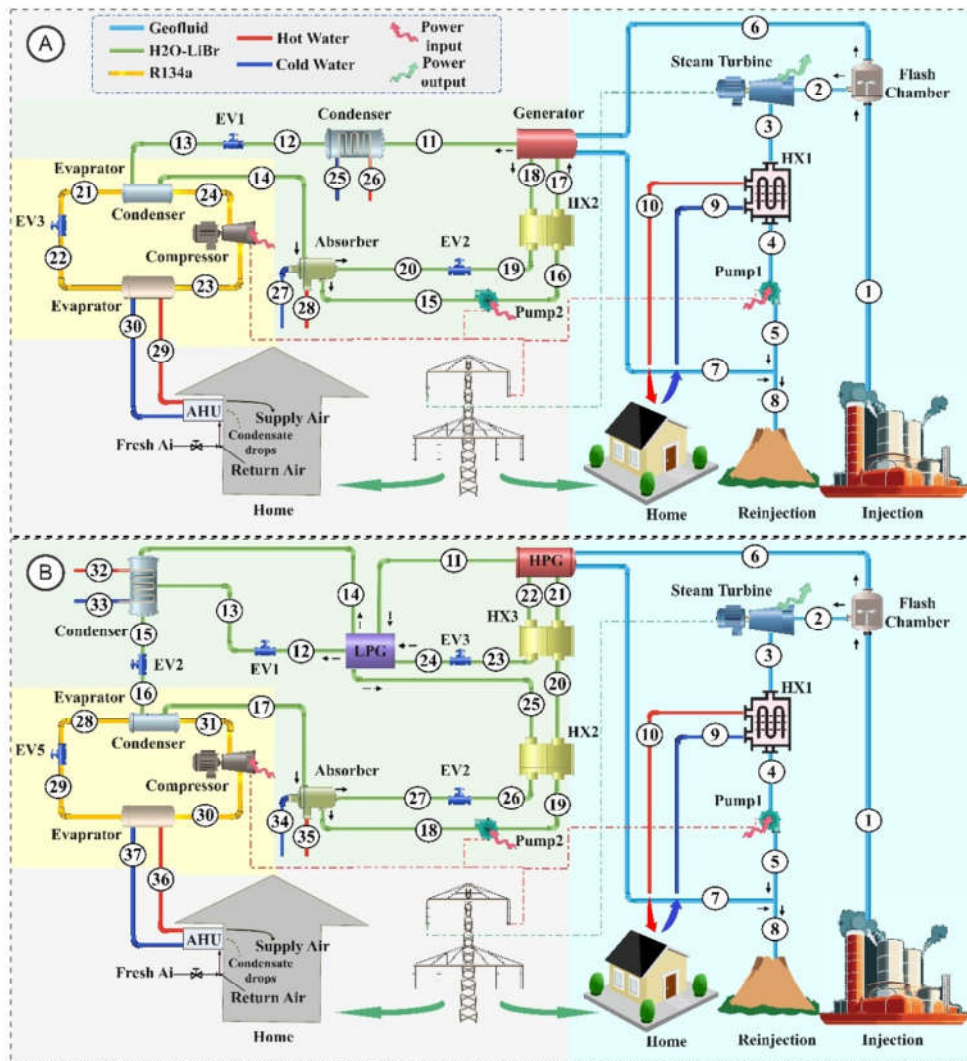
۲- توصیف فرایند

سیستم‌های استفاده شده برای سامانه پیشنهادی این پژوهش از چهار بخش تشکیل شده‌اند. طرحواره دو سامانه مورد بررسی در شکل ۱ ارائه شده است. تفاوت میان این دو سامانه در بخش تبرید جذبی آن است که برای سامانه A، طبق شکل ۱ سیستم تبرید جذبی تک اثره و برای سامانه B، سیستم تبرید جذبی دو اثره لحاظ شده است. در ادامه به تشریح نحوه عملکرد هر یک از سیستم‌های تشکیل دهنده سامانه پیشنهادی (B) پرداخته می‌شود.

بخش اول، سیستم زمین گرمایی تک فلاش (SFG^1) نام دارد که میرد این سیستم آب است. نحوه عملکرد این سیستم به این شکل است که در حالت ۱ مایع اشباع با دمای ۲۰۰ درجه سلسیوس از منبع زمین گرمایی جدا شده و با استفاده از شیر خفایش و محافظه فلاش به دو حالت ۲ و ۶ تقسیم می‌شود. درحالت ۶، مایع اشباع با انتقال گرما به جزء ژنراتور بخش تبرید جذبی وظیفه گرمایش سیستم تبرید جذبی را بر عهده دارد، همچنین در حالت ۲ بخار اشباع با انتقال انرژی به توربین بخار و مبادله‌کن گرمایی ۱ منجر به تولید توان و آبگرم مصرفی در سیستم می‌شود. با پمپاژ شدن آب در حالت ۴، فشار دو بخش خروجی از ژنراتور حالت ۷ با فشار خروجی از پمپ ۱ در حالت ۵ یکسان شده و انرژی پسماند با ترکیب این دو حالت در حالت ۸ دفع می‌شود.

تفاوت سامانه‌های A و B در دومین سیستم مورد بررسی یعنی سیستم تبرید جذبی آبشاری است. میرد این سیستم آب و جاذب آن لیتیم بروماید است. در این سیستم، محلول غنی با دریافت گرما از منبع زمین گرمایی گرم می‌شود تا بخار میرد از محافظه ژنراتور فشار بالا خارج شود. بخار آب در حالت ۱۱، محلول غلظت متوسط را در حالت ۲۴ گرم می‌کند. بخار اولیه با گذر از ژنراتور فشار پائین در حالت ۱۲ گرمای خود را از دست داده و باعث می‌شود در حالت ۱۴ بخار ثانویه تشکیل شود. در واقع گرمای بخار اولیه تولید شده در ژنراتور فشار بالا برای تولید بخار ثانویه در ژنراتور فشار پائین به کار گرفته شده است. بنابراین دبی جرمی میرد خروجی از چگالنده در حالت ۱۵ با مجموع دبی‌های جرمی میرد خروجی از ژنراتورهای فشار بالا و فشار

¹ Single flash Geothermal



شکل ۱- طرحواره سامانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری تک اثره (A) و دو اثره (B) راه اندازی شده با منبع انرژی زمین گرمایی

بر عهده دارد. آب سرد حالت ۳۷ در سیستم تبرید تراکمی بخار به کویل سرد واحد هواساز فرستاده می شود.

در واحد هواساز هوای برگشتی از داخل ساختمان با هوای تازه محیط بیرون با یک نسبت مشخص باهم ترکیب شده و از روی کویل سرد عبور می کند. هوای ترکیبی ضمن عبور از کویل سرد به دلیل بالا بودن دمای نسبت به دمای حالت ۳۷ مقداری از گرمای خود را به آب ورودی به تبخیرکن در حالت ۳۶ می دهد و برای سرمایش به داخل ساختمان فرستاده می شود. در مقاله حاضر سعی شده است که دمای موثر سطح کویل سرمایش به گونه ای انتخاب شود که دمای آن از دمای نقطه شبنم هوا پایین تر باشد، در این صورت علاوه بر کاهش دمای هوا، مقداری از بخار آب موجود در هوا نیز چگالیده شده و به صورت آب شیرین برداشت می شود.

پائین برابر می شود. مایع اشباع در چگالنده بعد از گذر از شیر خفانش در فشار پائین گرمای تبخیر سیستم تبرید تراکمی بخار را دریافت کرده و فضا را برای تولید بار سرمایش در سیستم تبرید تراکمی بخار مهیا می کند. این بخار سرد در حالت ۱۷ داخل محلول رقیقی که از ژنراتور فشار پائین خارج شده در حالت ۲۷ حل می شود و گرمای سیستم در جزء جاذب دفع می شود. سپس محلول غنی حاصل شده به ترتیب از طریق مبادله کن گرمایی ۲ و مبادله کن گرمایی ۳ به سمت ژنراتور فشار بالا پمپاژ می شود. سیستم تبرید تراکمی بخار (VCR¹) با مبرد R134a سومین سیستم متصل شده به دو سیستم مورد بررسی است. سیستم مورد نظر در بخش تبخیرکن حالت ۳۰ با دریافت انرژی به صورت گرما با گذر از کمپرسور و تبخیرکن چگالنده در دما و فشار بالاتری در حالت ۲۸ گرمای خود را به سیستم تبرید جذبی آبشاری می دهد و وظیفه تولید بار سرمایش را

¹ Vapor compression refrigeration

۳- روابط و معادلات حاکم

۳-۱- فرضیات پژوهش

- تحلیل سیستم در حالت پایا انجام شده است.
 - دمای خروجی از جاذب و ژنراتورها به ترتیب با شرایط تعادل اختلاط و جداسازی مطابقت دارد.
 - افت فشار در خطوط لوله و مبادله‌کن‌های گرمایی ناچیز است.
 - توربین، کمپرسور و پمپ‌ها دارای بازده آیزنتروپیک می‌باشند.
 - وضعیت محیطی مرجع بر اساس داده‌های آب و هوایی کشور [۱۶] برای شرایط طرح خارج فصل تابستان شهر اهواز با دمای محیط ۴۶/۴ درجه سلسیوس، رطوبت نسبی ۳۰ درصد و فشار مرجع ۱۰۱/۵ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.
 - مقدار پارامترهای ورودی در حالت پایه جهت تحلیل ترمودینامیکی و آگزروی-اقتصادی سامانه B در جدول ۱ ارائه شده است. لازم به ذکر است که تنها تفاوت سامانه B با سامانه A در بخش ژنراتورها است و با توجه به اینکه دمای خروجی از ژنراتور فشار بالا در سامانه B با دمای خروجی از ژنراتور سامانه A مساوی است، به همین دلیلی مابقی پارامترهای دو سامانه دقیقاً یکسان می‌باشد.

۳-۲- تحلیل ترمودینامیکی

روابط عمومی برای انرژی، غلظت و جرم در حالت پایه برای مدلسازی ترمودینامیکی به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۷]:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} - \sum (\dot{m}h)_{out} + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (1)$$

$$\sum (\dot{m}X)_{in} - \sum (\dot{m}X)_{out} = 0 \quad (2)$$

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (3)$$

در معادلات بالا، \dot{m} دبی جرمی سیال، X غلظت لیتیم بروماید، \dot{Q} گرمای ورودی و \dot{W} کار خروجی حجم کنترل می‌باشند. همچنین، h آنتالپی و زیروند \dot{m}_{in} و \dot{m}_{out} نشان‌دهنده ورودی و خروجی بودن است.

تحلیل انرژی برای هر جزء سیستم پیشنهادی (B) در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- معادلات انرژی برای اجزاء سامانه مورد بررسی (B)

نام جزء	معادله تعادل انرژی
محفظه فلاش	$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6$
توربین بخار	$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$
مبادله‌کن گرمایی ۱	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$ $\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9)$
پمپ ۱	$\dot{W}_{Pu1} = \dot{m}_4 (h_5 - h_4)$
ژنراتور فشار بالا	$\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{21} h_{21}$
ژنراتور فشار پائین	$\dot{Q}_{LPG} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12})$ $\dot{Q}_{LPG} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{24} h_{24}$
مبادله‌کن گرمایی ۲	$\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_{19} (h_{20} - h_{19})$ $\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_{25} (h_{25} - h_{26})$
مبادله‌کن گرمایی ۳	$\dot{Q}_{HX3} = \dot{m}_{21} (h_{21} - h_{20})$ $\dot{Q}_{HX3} = \dot{m}_{22} (h_{22} - h_{23})$
چگالنده	$\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14}$ $\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{32} (h_{32} - h_{33})$
جاذب	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{27} h_{27}$ $\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{34} (h_{34} - h_{35})$
پمپ ۲	$\dot{W}_{Pu2} = \dot{m}_{18} (h_{19} - h_{18})$
شیر خفانش ۱	$h_{12} = h_{13}$
شیر خفانش ۲	$h_{15} = h_{16}$
شیر خفانش ۳	$h_{23} = h_{24}$
شیر خفانش ۴	$h_{26} = h_{27}$
تبخیرکن-چگالنده	$\dot{Q}_{Eva-Con} = \dot{m}_{16} (h_{17} - h_{16})$ $\dot{Q}_{Eva-Con} = \dot{m}_{31} (h_{31} - h_{28})$
تبخیرکن	$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{30} (h_{30} - h_{29})$ $\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{36} (h_{36} - h_{37})$
شیر خفانش ۵	$h_{28} = h_{29}$
کمپرسور	$\dot{W}_{Com} = \dot{m}_{30} (h_{31} - h_{30})$

جدول ۱- پارامترهای ثابت در حالت پایه برای سامانه (B)

مقدار	پارامتر	توضیح
۱۰۱/۵	P_0 (kPa)	فشار مرجع [۱۶]
۶۶۶/۵	P_2 (kPa)	فشار محفظه فلاش [۱۷]
۴۶/۴	T_0 (°C)	دمای مرجع [۱۶]
۲۰۰	T_1 (°C)	دمای منبع زمین گرمایی [۶]
۱۳۰	T_{11} (°C)	دمای ژنراتور فشار بالا [۱۸]
۳۵	T_{15} (°C)	دمای چگالنده [۱۸]
۵	T_{17} (°C)	دمای تبخیرکن-چگالنده تبرید جذبی [۱۲]
۸۰	T_{25} (°C)	دمای ژنراتور فشار پائین [۱۸]
۱۵	T_{36} (°C)	دمای آب برگشتی از واحد هواساز
۲	\dot{m}_1 (kg/s)	دبی جرمی منبع زمین گرمایی [۱۷]
۸۰	η_{ST} (%)	بازده آیزونتروپیک توربین بخار [۱۷]
۸۵	η_{Pu} (%)	بازده آیزونتروپیک پمپ [۱۲]
۸۵	η_{com} (%)	بازده آیزونتروپیک کمپرسور [۱۲]
۰/۷	ϵ_{HX2}	ضریب اثر بخش مبادله‌کن گرمایی ۲ [۱۸]
۰/۷	ϵ_{HX3}	ضریب اثر بخش مبادله‌کن گرمایی ۳ [۱۸]
۳۰	Φ_f (%)	رطوبت نسبی هوای تازه [۱۶]
۲۴	T_R (°C)	دمای هوای برگشتی
۵۰	Φ_R (%)	رطوبت نسبی هوای برگشتی
۰/۳۳	R (%)	نسبت هوای تاره [۱۵]
۳	\dot{V}_{mix} (m ³ /s)	دبی حجمی هوای ترکیبی

$\dot{E}X_{D,Pu2} = \dot{W}_{Pu2} - (\dot{E}X_{19} - \dot{E}X_{18})$	پمپ ۲
$\dot{E}X_{D,Ev1} = \dot{E}X_{12} - \dot{E}X_{13}$	شیر خفانش ۱
$\dot{E}X_{D,Ev2} = \dot{E}X_{15} - \dot{E}X_{16}$	شیر خفانش ۲
$\dot{E}X_{D,Ev3} = \dot{E}X_{23} - \dot{E}X_{24}$	شیر خفانش ۳
$\dot{E}X_{D,Ev4} = \dot{E}X_{26} - \dot{E}X_{27}$	شیر خفانش ۴
$\dot{E}X_{D,Eva-con} = (\dot{E}X_{16} - \dot{E}X_{17}) - (\dot{E}X_{28} - \dot{E}X_{31})$	تبخیرکن-چگالنده
$\dot{E}X_{D,Eva} = (\dot{E}X_{29} - \dot{E}X_{30}) - (\dot{E}X_{37} - \dot{E}X_{36})$	تبخیرکن
$\dot{E}X_{D,Ev5} = \dot{E}X_{28} - \dot{E}X_{29}$	شیر خفانش ۵
$\dot{E}X_{D,com} = \dot{E}X_{30} - \dot{E}X_{31} + \dot{W}_{com}$	کمپرسور
$\dot{E}X_{D,AHU} = \dot{E}X_{37} + \dot{E}X_m - \dot{E}X_{29} - \dot{E}X_{36}$	واحد هوا ساز

۳-۳- تحلیل انرژی-اقتصادی

رابطه موازنه هزینه برای جزء k سامانه به شکل زیر نوشته می شود [۲۰]:

$$\dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{W,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (7)$$

که \dot{C} بیانگر نرخ هزینه جزء k است و زیروندهای W و Q به ترتیب مخفف کار و گرما می باشند. انرژی و نرخ هزینه با این رابطه به هم مرتبط می شوند [۲۰]:

$$\dot{C}_{Q,k} = C_k \times \dot{E}X_i \quad (8)$$

نرخ هزینه کلی جزء k سامانه با رابطه زیر بدست می آید [۲۰]:

$$\dot{Z}_i = CRF \times \frac{\phi_r \times 365 \times 24}{N} \times Z_i \quad (9)$$

که N مخفف تعداد ساعت هایی که سامانه در طول یک سال کار می کند، ϕ_r ضریب تعمیر و نگهداری، Z_i مخفف هزینه خرید جزء k و CRF مخفف ضریب بازبایی سرمایه می باشد. مقدار CRF از رابطه (۱۰) بدست می آید [۲۰]:

$$CRF = \frac{K(1+K)^{n_r}}{(1+K)^{n_r} - 1} \quad (10)$$

که K مخفف نرخ بهره و n_r مخفف طول عمر سامانه است.

نرخ هزینه تخریب انرژی جزء k به صورت زیر بیان می شود [۲۰]:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{E,k} * \dot{E}X_{D,k} \text{ (If } \dot{E}X_{p,k} = \text{constant)} \quad (11)$$

جزئیات خرید تجهیزات (PEC¹) و روابط تعادل هزینه برای هر یک از اجزاء سامانه پیشنهادی (B) به ترتیب در جدول ۴ و جدول ۵ ارائه شده است.

¹ Purchase Equipment Cost

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{AHU} &= \dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{mix}(h_m - h_s) \\ \dot{m}_m h_m &= \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r \\ \dot{m}_f &= R \times \dot{m}_m \\ \epsilon_{AHU} &= \frac{(\omega_m - \omega_s)}{(\omega_m - \omega_d)} = \frac{(h_m - h_s)}{(h_m - h_d)} \\ \dot{m}_{water} &= \dot{m}_m(\omega_m - \omega_s) \end{aligned}$$

با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک، رابطه انرژی برای برابر رابطه زیر است [۱۹]:

$$\dot{E}X_Q + \sum_{in} \dot{m}_{in} \dot{E}X_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \dot{E}X_{out} + \dot{W} + \dot{E}X_D \quad (4)$$

در موازنه انرژی $\dot{E}X_Q$ انرژی گرمایی است که قابل صرف نظر کردن است. $\dot{E}X_D$ نرخ انرژی تخریب است. نرخ انرژی نیز با رابطه زیر محاسبه می شود [۱۹]:

$$\dot{E}X = \dot{E}X_{ph} + \dot{E}X_{ch} \quad (5)$$

انرژی فیزیکی با بیشینه کار قابل دسترس برای سیال برابر است و اینچنین محاسبه می شود [۱۹]:

$$\dot{E}X_{ph} = \sum \dot{m}_i((h - h_0) - T_0(s - s_0)) \quad (6)$$

در رابطه بالا، T نشانگر دمای مطلق و زیروند 0 نشان دهنده حالت مرجع است. h_0 و s_0 پارامترهای حالت مرجع هستند (T_0, P_0).

انرژی شیمیایی مقدار کاری است که می توان از واکنش شیمیایی ماده در شرایط محیطی به آن رسید.

تحلیل انرژی برای هر جزء سامانه پیشنهادی (B) در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳- معادلات انرژی برای اجزاء سامانه مورد بررسی (B)

نام جزء	معادله موازنه انرژی
محفظه فلاش	$\dot{E}X_{D,FCH} = \dot{E}X_1 - (\dot{E}X_2 + \dot{E}X_6)$
توربین بخار	$\dot{E}X_{D,ST} = \dot{E}X_2 - (\dot{E}X_3 - \dot{W}_{st})$
مبادله کن گرمایی ۱	$\dot{E}X_{D,HX1} = (\dot{E}X_3 - \dot{E}X_4) - (\dot{E}X_9 - \dot{E}X_{10})$
پمپ ۱	$\dot{E}X_{D,Pu1} = \dot{W}_{Pu1} - (\dot{E}X_5 - \dot{E}X_4)$
ژنراتور فشار بالا	$\dot{E}X_{D,HPG} = (\dot{E}X_6 - \dot{E}X_7) - (\dot{E}X_{22} + \dot{E}X_{11} - \dot{E}X_{21})$
ژنراتور فشار پائین	$\dot{E}X_{D,LPG} = (\dot{E}X_{11} - \dot{E}X_{12}) - (\dot{E}X_{14} + \dot{E}X_{25} - \dot{E}X_{24})$
مبادله کن گرمایی ۲	$\dot{E}X_{D,HX2} = (\dot{E}X_{25} - \dot{E}X_{26}) - (\dot{E}X_{20} - \dot{E}X_{19})$
مبادله کن گرمایی ۳	$\dot{E}X_{D,HX3} = (\dot{E}X_{22} - \dot{E}X_{23}) - (\dot{E}X_{21} - \dot{E}X_{20})$
چگالنده	$\dot{E}X_{D,Con} = (\dot{E}X_{13} + \dot{E}X_{14} - \dot{E}X_{15}) - (\dot{E}X_{33} - \dot{E}X_{32})$
جاذب	$\dot{E}X_{D,ABS} = (\dot{E}X_{27} + \dot{E}X_{17}) - \dot{E}X_{18} - (\dot{E}X_{35} - \dot{E}X_{34})$

جدول ۴- معادله PEC برای اجزاء سامانه مورد بررسی (B) [۱۷]

نام جزء	قیمت خرید تجهیزات
محفظه فلاش	$Z_{FCH} = 0$
توربین بخار	$Z_{ST} = 6000 * (W_{ST})^{0.7}$
مبادله کن گرمایی ۱	$Z_{HX1} = 130 * \left(\frac{A_{HX1}}{0.093}\right)^{0.78}$
پمپ ۱	$Z_{Pu1} = 1120 * (W_{Pu1})^{0.8}$
ژنراتور فشار بالا	$Z_{HPG} = 17500 \left(\frac{A_{HPG}}{100}\right)^{0.6}$
ژنراتور فشار پائین	$Z_{LPG} = 17500 \left(\frac{A_{LPG}}{100}\right)^{0.6}$
مبادله کن گرمایی ۲	$Z_{HX2} = 12000 * \left(\frac{A_{HX2}}{100}\right)^{0.6}$
مبادله کن گرمایی ۳	$Z_{HX3} = 12000 * \left(\frac{A_{HX3}}{100}\right)^{0.6}$
چگالنده	$Z_{con} = 8000 * \left(\frac{A_{con}}{100}\right)^{0.6}$
جاذب	$Z_{ABS} = 16500 * \left(\frac{A_{ABS}}{100}\right)^{0.6}$
پمپ ۲	$Z_{Pu2} = 2100 * \left(\frac{W_{Pu2}}{100}\right)^{0.26} * \left(\frac{1 - \eta_{Pu2}}{\eta_{Pu2}}\right)^{0.5}$
شیر خفانش ۱	$Z_{Ev1} = 114.5 * \dot{m}_{12}$
شیر خفانش ۲	$Z_{Ev2} = 114.5 * \dot{m}_{15}$
شیر خفانش ۳	$Z_{Ev3} = 114.5 * \dot{m}_{23}$
شیر خفانش ۴	$Z_{Ev4} = 114.5 * \dot{m}_{26}$
تبخیر کن-چگالنده	$Z_{Eva-Con} = 8000 * \left(\frac{A_{con}}{100}\right)^{0.6}$
تبخیر کن	$Z_{Eva} = 16000 * \left(\frac{A_{Eva}}{100}\right)^{0.6}$
شیر خفانش ۵	$Z_{Ev5} = 114.5 * \dot{m}_{28}$
کمپرسور	$Z_{com} = 2100 * \left(\frac{W_{com}}{100}\right)^{0.26} * \left(\frac{1 - \eta_{com}}{\eta_{com}}\right)^{0.5}$
واحد هواساز	$Z_{AHU} = 18500 * \left(\frac{A_{AHU}}{100}\right)^{0.6}$

جدول ۵- معادلات تراز هزینه اجزاء سامانه مورد بررسی (B)

نام جزء	معادله تراز هزینه	معادله کمکی
محفظه فلاش	$\dot{c}_1 + \dot{Z}_{Fc} = \dot{c}_6 + c_2$	$c_2 = c_6 \cdot c_2 = 15.24 \$/GJ$
توربین بخار	$\dot{c}_2 + \dot{Z}_{st} = \dot{c}_3 + \dot{c}_{W,ST}$	$c_2 = c_3$
مبادله کن گرمایی ۱	$\dot{c}_3 + \dot{c}_9 + \dot{Z}_{HX1} = \dot{c}_4 + \dot{c}_{10}$	$c_9 = 0 \cdot c_3 = c_4$
پمپ ۱	$\dot{c}_4 + \dot{c}_{W,Pu1} + \dot{Z}_{Pu1} = \dot{c}_5$	$c_{W,Pu1} = c_{W,ST}$
ژنراتور فشار بالا	$\dot{c}_6 + \dot{c}_{21} + \dot{Z}_{HPG} = \dot{c}_7 + \dot{c}_{22} + \dot{c}_{11}$	$\frac{\dot{c}_{22} - \dot{c}_{21}}{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}} = \frac{\dot{c}_{11} - \dot{c}_{21}}{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{21}}$
ژنراتور فشار پائین	$\dot{c}_{11} + \dot{c}_{24} + \dot{Z}_{LPG} = \dot{c}_{12} + \dot{c}_{14} + \dot{c}_{25}$	$\frac{\dot{c}_{14} - \dot{c}_{24}}{\dot{E}_{14} - \dot{E}_{24}} = \frac{\dot{c}_{25} - \dot{c}_{24}}{\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}}$

مبادله کن گرمایی ۲	$\dot{c}_{19} + \dot{c}_{25} + \dot{Z}_{HX2} = \dot{c}_{20} + \dot{c}_{26}$	$c_{19} = c_{20}$
مبادله کن گرمایی ۳	$\dot{c}_{20} + \dot{c}_{22} + \dot{Z}_{HX3} = \dot{c}_{21} + \dot{c}_{23}$	$c_{20} = c_{21}$
چگالنده	$\dot{c}_{13} + \dot{c}_{14} + \dot{c}_{32} + \dot{Z}_{con} = \dot{c}_{15} + \dot{c}_{33}$	$\frac{\dot{c}_{15} - \dot{c}_{13} + \dot{c}_{14}}{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14}} = \frac{\dot{c}_{32}}{\dot{E}_{13} + \dot{E}_{14}} \cdot c_{32}$
جاذب	$\dot{c}_{17} + \dot{c}_{27} + \dot{c}_{34} + \dot{Z}_{ABS} = \dot{c}_{18} + \dot{c}_{35}$	$\frac{\dot{c}_{18} - \dot{c}_{17} + \dot{c}_{27}}{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} + \dot{E}_{27}} = \frac{\dot{c}_{34}}{\dot{E}_{17} + \dot{E}_{27}} \cdot c_{34}$
پمپ ۲	$\dot{c}_{18} + \dot{c}_{W,Pu2} + \dot{Z}_{Pu2} = \dot{c}_{19}$	$c_{W,Pu2} = c_{W,ST}$
شیر خفانش ۱	$\dot{c}_{12} + \dot{Z}_{Ev1} = \dot{c}_{13}$	-
شیر خفانش ۲	$\dot{c}_{15} + \dot{Z}_{Ev2} = \dot{c}_{16}$	-
شیر خفانش ۳	$\dot{c}_{23} + \dot{Z}_{Ev3} = \dot{c}_{24}$	-
شیر خفانش ۴	$\dot{c}_{26} + \dot{Z}_{Ev4} = \dot{c}_2$	-
تبخیر کن-چگالنده	$\dot{c}_{16} + \dot{c}_{31} + \dot{Z}_{Eva-con} = \dot{c}_{17} + \dot{c}_{28}$	$c_{16} = c_{17}$
تبخیر کن	$\dot{c}_{29} + \dot{c}_{36} + \dot{Z}_{Eva} = \dot{c}_{30} + \dot{c}_{37}$	$c_{29} = c_{30} \cdot c_{36} = 0$
شیر خفانش ۵	$\dot{c}_{28} + \dot{Z}_{Ev3} = \dot{c}_{29}$	-
کمپرسور	$\dot{c}_{30} + \dot{c}_{W,com} + \dot{Z}_{com} = \dot{c}_{31}$	$c_{W,com} = c_{W,ST}$
واحد هواساز	$\dot{c}_{37} + \dot{Z}_{AHU} = \dot{c}_{36} + c_{W,freshwater}$	$c_{W,AHU} = c_{W,ST}$

مساحت مبادله کن گرمایی از روی ضریب انتقال گرمای کلی و LMTD (اختلاف دمای میانگین لگاریتمی) به صورت زیر بدست می آید [۲۰]:

$$A_i = \frac{\dot{Q}_i}{U_i \Delta T_{LMTD}} \quad (12)$$

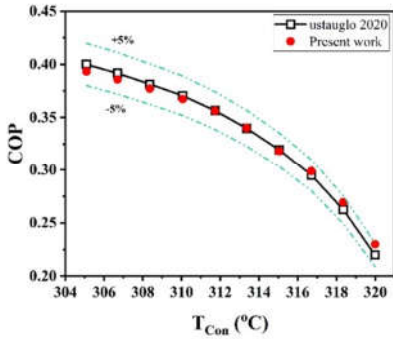
ضرایب انتقال گرمای کلی برای هر یک از مبادله کن های گرمایی و پارامترهای اقتصادی مورد نیاز برای ارزیابی اگزرژی-اقتصادی سیستم پیشنهادی به ترتیب در جدول ۶ و جدول ۷ ارائه شده است.

جدول ۶- ضرایب انتقال گرما برای مبادله کن های گرمایی [۲۰]

نام جزء	U (kW/m ² K)
ژنراتور	۱،۶
مبادله کن های گرمایی	۱،۱
جاذب	۰،۸۵

جدول ۷- پارامترهای اقتصادی مورد نیاز برای ارزیابی اگزرژی-

پارامتر	مقدار
تعداد ساعت کارکرد سالانه (N)	۸۰۰۰ ساعت
طول عمر مورد انتظار قطعات (n)	۲۰ سال
فاکتور نگهداری (Φ)	۱،۰۶
نرخ بهره (i _r)	۰،۰۵



شکل ۴- نمودار اعتبار سنجی سیستم تبرید تراکمی- جذبی آبشاری با مقاله مرجع [۱۲]

جدول ۸- اعتبار سنجی سیستم تبرید تراکمی- جذبی دو اثره آبشاری با مقاله مرجع [۱۸]

پارامتر	نام جزء	کار کنونی	مقاله مرجع [۱۸]	درصد خطا
\dot{Q}_{HPG} (kW)	ژنراتور فشار بالا	۲۴۰/۷	۲۵۲/۴۰۷	۴/۶
\dot{Q}_{Con} (kW)	چگالنده	۱۶۵/۹	۱۶۷/۲۰۵	۰
\dot{Q}_{Eva} (kW)	تبخیرکن	۲۹۸/۹	۳۰۰	۰/۳
\dot{Q}_{Abs} (kW)	جاذب	۳۷۳/۸	۳۸۵/۲۳۶	۳
COP	ضریب عملکرد	۱/۰۰۶	۱/۰۳۹	۳/۲

۲-۴- مطالعه پارامتری

شکل ۵ نمودار تاثیر دمای منبع انرژی زمین گرمایی را بر روی متغیرهای اساسی سامانه نشان می‌دهد. قسمت الف شکل ۵، تاثیر این پارامتر را بر روی متغیرهای توان تولیدی و SUCP و قسمت ب شکل ۵، تاثیر این دما بر روی متغیرهای بازده انرژی و بازده انرژی نشان می‌دهد. مطابق بخش الف شکل ۵، با افزایش دمای منبع انرژی زمین گرمایی، کار تولیدی در توربین بخار افزایش می‌یابد به همین دلیل نمودار توان تولیدی با افزایش دمای منبع انرژی زمین گرمایی صعودی می‌شود. افزایش توان تولیدی از لحاظ اقتصادی به نفع سامانه خواهد بود به طوری که طبق رابطه (۱۸) با افزایش توان تولیدی، مخرج کسر SUCP افزایش می‌یابد و نمودار SUCP که نسبت دلار هزینه شده به گیگاژول تولیدی است، با افزایش توان تولیدی همواره نزولی خواهد بود. طبق بخش ب شکل ۵، با افزایش دمای منبع انرژی زمین گرمایی، مقدار انتقال گرمای مبادله شده در مبادله‌کن گرمایی ۱ افزایش یافته و این بدین معنی است که مقدار تولید آبگرم مصرفی افزایش می‌یابد که در نتیجه طبق رابطه (۱۵) با افزایش دمای منبع زمین گرمایی، نمودار بازده انرژی صعودی می‌شود. همچنین با افزایش توان تولیدی واگرزی سرمایش که باعث افزایش صورت کسر بازده انرژی طبق رابطه (۱۶) می‌شوند، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای منبع زمین گرمایی علاوه بر افزایش صورت کسر بازده انرژی، مخرج آن نیز افزایش می‌یابد، اما شیب صعودی صورت کسر بازده انرژی نسبت به مخرج آن بیشتر می‌شود که به همین دلیل، نمودار

نرخ هزینه به‌روز شده و مربوط به تورم به شرح زیر است:

$$\text{هزینه تورم سال مرجع} = \text{هزینه تورم سال اصلی} \times \text{هزینه سال در مرجع} = \text{هزینه اصلی} \quad (13)$$

۳-۴- متغیرهای خروجی سامانه

بازده انرژی، بازده انرژی، توان خروجی و مجموع هزینه محصولات (SUCP) سامانه مورد بررسی (B) به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{Eva}}{\dot{W}_{com} + \dot{W}_{Pu2} + \dot{Q}_{HPG}} \quad (14)$$

$$\eta_{energy} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{HX1} + \dot{m}_{36}h_{fg}}{\dot{m}_1(h_1 - h_8)} \quad (15)$$

$$\eta_{exergy} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}X_{37} - \dot{E}X_{36}) + (\dot{E}X_{29} - \dot{E}X_{30}) + (\dot{E}X_9 - \dot{E}X_{10})}{\dot{E}X_1 - \dot{E}X_8} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{pu1} - \dot{W}_{pu2} \quad (17)$$

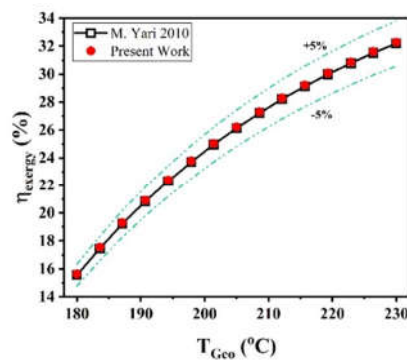
$$\text{SUCP} = \frac{\dot{c}_{w.net} + \dot{c}_{w.freshwater} + \dot{c}_{37} + \dot{c}_{10}}{\dot{W}_{net} + \dot{E}X_9 + \dot{E}X_{37} + \dot{E}X_{10}} \quad (18)$$

که در اینجا $\dot{c}_{w.net}$ هزینه توان تولیدی، \dot{c}_{37} هزینه بار سرمایش $\dot{c}_{w.freshwater}$ هزینه تولید آب شیرین و \dot{c}_{10} هزینه تولید آبگرم مصرفی می‌باشند.

۴- بحث و بررسی نتایج

۴-۱- اعتبار سنجی

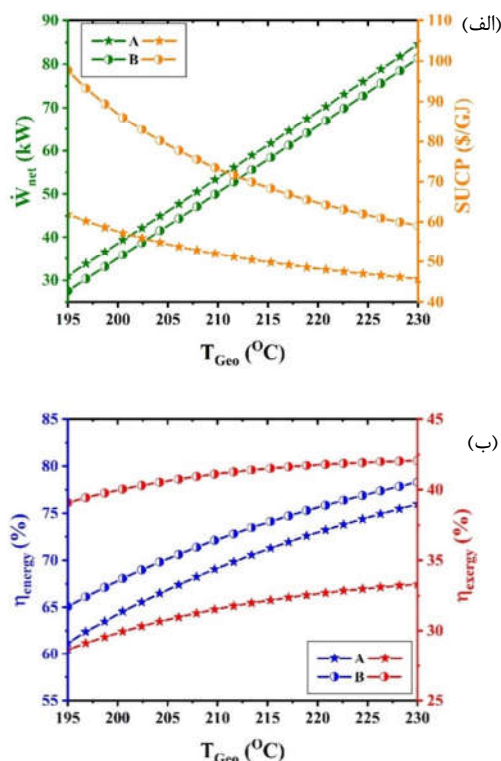
نتایج به‌دست آمده در تحقیق حاضر، با مقایسه سیستم‌های موجود در این پژوهش با سیستم‌های مرتبط اعتبارسنجی شده است. شکل ۳، شکل ۴ و جدول ۸ به ترتیب نمودار اعتبارسنجی سیستم زمین گرمایی تک فلاش، نمودار اعتبارسنجی سیستم تبرید تراکمی- جذبی تک اثره آبشاری و جدول اعتبارسنجی سیستم تبرید تراکمی- جذبی دو اثره آبشاری را به ترتیب با مقالات مرجع [۲۲] و [۱۲] و [۱۸] نشان می‌دهد. مقایسه این مقادیر نشان می‌دهد که اختلاف نسبی کار کنونی با مقالات مرجع کمتر از ۵ درصد است.



شکل ۵- نمودار اعتبار سنجی سیستم زمین گرمایی تک فلاش با مقاله مرجع [۲۲]

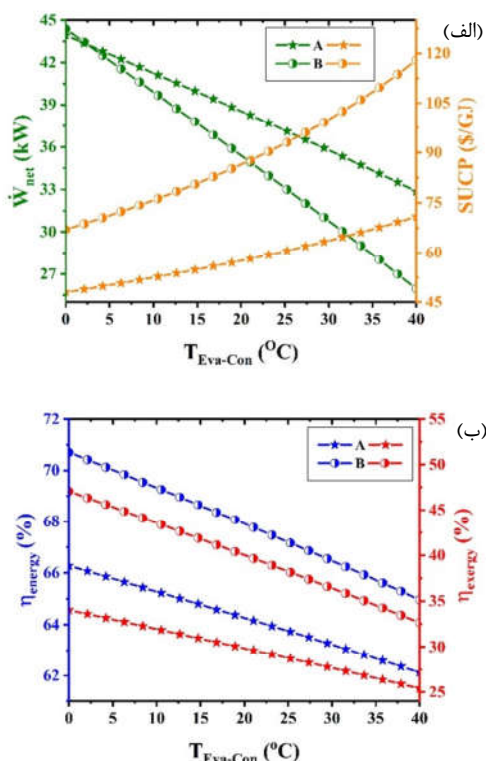
¹ Sum unit cost of the product

تغییرات بازده انرژی با دمای منبع زمین گرمایی روندی صعودی دارد.



شکل ۵- نمودار تاثیر دمای منبع انرژی زمین گرمایی بر روی توان تولیدی و SUCP (ب) بازده انرژی و انرژی

دمای تبخیرکن-چگالنده اکیدا نزولی خواهد بود. افزایش آنتالپی حالت ۲۹ باعث افزایش انرژی حالت ۲۹ می شود که با ثابت ماندن آنتالپی ۳۰، انرژی سرمایه کاهش یافته و با ثابت ماندن انرژی گرمایی، مقدار بازده انرژی طبق رابطه (۱۶) کاهش می یابد و روندش مانند هر سه متغیر مورد بررسی نزولی خواهد شد.

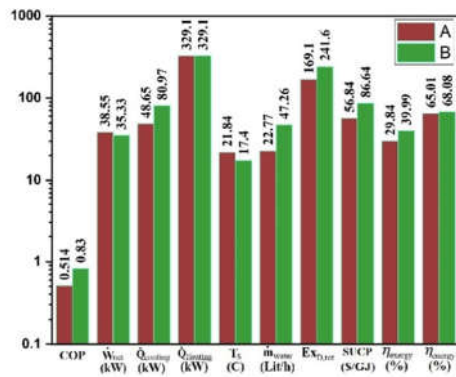


شکل ۶- نمودار تاثیر دمای تبخیرکن-چگالنده بر روی توان تولیدی و SUCP (ب) بازده انرژی و انرژی

شکل ۷ ترکیبی از نمودار میله ای و دایره ای انرژی تخریب سامانه پیشنهادی (B) را ارائه داده است. نمودار میله ای مقدار انرژی تخریب اجزاء سامانه پیشنهادی را نشان می دهد و نمودار دایره ای نشان دهنده درصد نسبت انرژی تخریب هر سیستم به انرژی تخریب کل سامانه پیشنهادی است. بیشترین انرژی تخریب با ۰.۳- ۷۸٪ درصد مجموع انرژی تخریب کل سامانه پیشنهادی متعلق به سیستم زمین گرمایی تک فلاش است و بخش دفع زمین گرمایی بیشترین انرژی تخریب را نسبت به سایر اجزاء سامانه دارد. بخش تبرید جذبی آبشاری و تبرید تراکمی بخار نیز به ترتیب ۱۱.۰۷ و ۱۰.۹ درصد نسبت تخریب انرژی را شامل می شوند.

شکل ۶ نمودار تاثیر دمای جزء تبخیرکن-چگالنده سیستم تبرید تراکمی بخار را بر روی متغیرهای خروجی سامانه نشان می دهد. قسمت الف شکل ۶ تاثیر این پارامتر را بر روی توان تولیدی و SUCP و قسمت ب شکل ۶ بر روی بازده انرژی و بازده انرژی را نشان می دهد. طبق بخش الف شکل ۶، با افزایش دمای حالت ۲۸، فشار و آنتالپی حالت ۲۸ نیز افزایش می یابد و چون فشار ورودی و خروجی تبخیرکن-چگالنده با هم برابر است به همین دلیل فشار حالت ۳۱ نیز افزایش می یابد. در این صورت کمپرسور توان بیشتری برای انجام کار نیاز خواهد داشت چون فشار خروجی با افزایش دمای تبخیرکن-چگالنده افزایش یافته، بنابراین با توجه به ثابت ماندن کار توربین بخار، پمپ ۱ و پمپ ۲ با افزایش کار کمپرسور، توان تولیدی سامانه کاهش می یابد و روند آن همواره نزولی خواهد بود. همچنین همواره با کاهش مقدار کار مفید خروجی روند تغییرات متغیر SUCP صعودی خواهد بود. طبق بخش ب شکل ۶، افزایش آنتالپی حالت ۲۸ (سامانه B) که با آنتالپی حالت ۲۹ برابر است باعث می شود که انتقال گرمایی مبادله شده در بخش تبخیرکن کاهش یابد چون دمای حالت ۳۰ ثابت است. پس مقدار بار سرمایه گذاری افزایش یافته اما در مقایسه با کاهش توان تولیدی ناچیز است و در مجموع با توجه به رابطه (۱۵) با کاهش کار خروجی و ثابت ماندن \dot{Q}_{HX1} روند نمودار بازده انرژی با افزایش

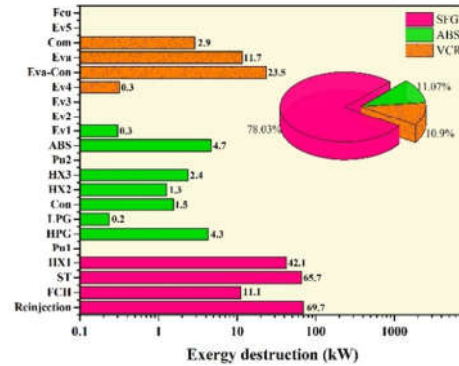
موضوع که متغیر SUCP و توان تولیدی دو متغیر مرتبط با هم هستند، بدلیل بیشتر شدن هزینه و کمتر شدن توان تولیدی سامانه B، مقدار SUCP این سامانه نسبت به سامانه A بیشتر می‌شود. همچنین با توجه به افزایش ۴ جزء افزوده به سامانه B، مقدار تخریب انرژی این ۴ جزء به مقدار تخریب انرژی کل سامانه افزوده شده و به همین دلیل مسلمانا تخریب انرژی سامانه B نیز از سامانه A بیشتر خواهد بود. با این حال در مقاله حاضر بازده انرژی و انرژی به عنوان مهمترین پارامترهای مورد بررسی در نظر گرفته شده‌اند. بررسی پارامتری طبق شکل‌های ۵ و ۶ نشان داد که در محدوده دمای منبع زمین گرمایی از ۱۹۵ تا ۲۳۰ درجه سلسیوس و دمای تبخیرکن-چگالنده از صفر تا ۴۰ درجه سلسیوس همواره بازده انرژی و بازده انرژی سامانه B نسبت به سامانه A بیشتر است. از طرف دیگر با نظر گرفتن دمای فراهم شده برای خانه و مقدار تولید آب شیرین و بار سرمایش به عنوان متغیرهای خروجی دیگر نتایج نشان داد که سامانه B مناسب‌تر است، چرا که با افزایش بار سرمایش در سامانه B مقدار تولید آب شیرین در واحد هواساز نسبت به سامانه A، ۲۴/۴۹ لیتر بر ساعت بیشتر شده و دمای فراهم شده برای خانه از ۲۱/۸۴ درجه سلسیوس طبق شکل ۸ به دمای ۱۷/۴ درجه سلسیوس در سامانه B می‌رسد که این بدین معنی است که تحت شرایط فوق و حتی در شرایط محیطی با دمای بالاتر نیز، سامانه B توانایی بیشتری برای کنترل دمای محیط داخلی خانه را دارد. بنابراین از لحاظ متغیرهای توان تولیدی، تخریب انرژی و SUCP سامانه A مطلوب‌تر از سامانه B و از لحاظ متغیرهای بازده انرژی، بازده انرژی، دمای فراهم شده برای خانه و نرخ تولید آب شیرین سامانه B نسبت به سامانه A دارای برتری است.



شکل ۸- نمودار میله‌ای متغیرهای اساسی برای دو سامانه A و B

۴-۴- نتیجه گیری

در این مقاله، بررسی مقایسه‌ای و آنالیز عملکردی شامل تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی برای دو سامانه تولید محصولات چندگانه توان، آبگرم مصرفی، بار سرمایش و آب شیرین تبرید تراکمی جذبی تک اثره (A) و دو اثره (B) آبشاری متصل به واحد هواساز بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی تک فلاش بر اساس داده‌های آب و هوایی فصل تابستان انجام شد. با توجه به روابط ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی مقادیر تولید توان، بار سرمایش، آبگرم مصرفی و آب



شکل ۷- نمودار انرژی تخریب اجزاء سامانه پیشنهادی (B)

۲-۴- مقایسه دو سامانه A و B

شکل ۸ نمودار میله‌ای مقایسه‌ای دو سامانه A و B را نسبت به متغیرهای مورد بررسی نشان می‌دهد. مقدار تولید بار سرمایش در سامانه A و سامانه B به ترتیب ۴۸،۶۵ و ۸۰،۹۷ کیلووات بدست آمده است. بنابراین مقدار ضریب عملکرد سامانه B با توجه به رابطه (۱۴) بیشتر از سامانه A خواهد بود. بالا بودن مقدار تولید بار سرمایش سامانه B نسبت به سامانه A به این معنی است که سامانه B مقدار گرمای بیشتری در بخش تبخیرکن سیستم تبرید تراکمی بخار از واحد هواساز می‌گیرد. به عبارت دیگر دمای فراهم شده برای خانه توسط هواساز در سامانه B بیشتر از سامانه A به سمت دمای پائین کشیده می‌شود و به همین دلیل دمای فراهم شده برای خانه در سامانه B، ۱۷/۴ درجه سلسیوس بوده و کمتر از مقدار این پارامتر در سامانه A با مقدار ۲۱/۸۴ درجه سلسیوس خواهد بود. هر چقدر دمای فراهم شده برای خانه پائین‌تر باشد، مقدار تولید آب شیرین توسط هواساز بیشتر خواهد بود، به همین دلیل سامانه B با مقدار ۴۷،۲۶ لیتر بر ساعت نسبت به سامانه A با مقدار ۲۲،۷۷ لیتر بر ساعت، تولید آب شیرین بیشتری خواهد داشت. در مورد متغیر بار گرمایش، به دلیل اینکه در بخش زمین گرمایی هیچ تفاوتی بین دو سامانه A و B وجود ندارد، مقدار تولید بار گرمایش برای دو سامانه برابر خواهد بود. با توجه به روابط (۱۵) و (۱۶) مقدار متغیر بازده انرژی و بازده انرژی در حالت پایه طبق شکل ۸ برای سامانه‌های A و B به ترتیب ۶۵،۰۱، ۶۸،۰۸ درصد و ۲۹،۸۴ و ۳۹،۹۹ درصد بدست آمده است. مقدار SUCP نیز برای دو سامانه A و B به ترتیب ۵۶،۸۴ و ۸۶،۶۴ دلار بر گیگاژول بدست آمده است.

از لحاظ توان تولیدی، پمپ ۲ و کمپرسور سامانه دو اثره B در جهت تولید بار سرمایش بیشتر، کار بیشتری نسبت به پمپ ۲ و کمپرسور سامانه تک اثره A مصرف می‌کنند که این عوامل باعث کاهش توان تولیدی سامانه B نسبت به سامانه A می‌شود. همچنین بدلیل بیشتر بودن اجزا سامانه B نسبت به سامانه A شامل یک عدد ژنراتور، یک مبادله‌کن گرمایی و دو عدد شیر فشار شکن هزینه سامانه B نسبت به سامانه A مسلمانا بیشتر بوده است. همچنین متغیر SUCP که مقدار دلار هزینه شده به گیگاژول تولیدی است و با تکیه بر این

- [8] Abdolalipouradi M, Mohammadkhani F, Khalilarya S, Yari M. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of two novel tri-generation cycles for power, hydrogen and freshwater production from geothermal energy. *Energy Conversion and Management*. 2020 Dec 15;226:113544.
- [9] Hettiarachchi HM, Golubovic M, Worek WM, Ikegami Y. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*. 2007 Sep 1;32(9):1698-706.
- [10] Javadi MA, Abhari MK, Ghasemiasl R, Ghomashi H. Energy, exergy and exergy-economic analysis of a new multigeneration system based on double-flash geothermal power plant and solar power tower. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021 Oct 1;47:101536.
- [11] Sari A, Abdelbasset WK, Sharma H, Opulencia MJ, Feyzbaxsh M, Abed AM, Hussein SA, Bashar BS, Hammid AT, Prakaash AS, Uktamov KF. A novel combined power generation and argon liquefaction system; investigation and optimization of energy, exergy, and entransy phenomena. *Journal of Energy Storage*. 2022 Jun 1;50:104613.
- [12] Ustaoglu A. Parametric study of absorption refrigeration with vapor compression refrigeration cycle using wet, isentropic and azeotropic working fluids: Conventional and advanced exergy approach. *Energy*. 2020 Jun 15;201:117491.
- [13] Gomri R. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*. 2009 May 1;50(5):1279-87.
- [14] Jianbo L, Kai L, Xiaolong H, Chen Z, Fulin C, Xiangqiang K. A novel absorption-compression combined refrigeration cycle activated by engine waste heat. *Energy conversion and management*. 2020 Feb 1;205:112420.
- [15] Ibrahim NI, Al-Sulaiman FA, Saidur R. Performance assessment of water production from solar cooling system in humid climate. *Energy Conversion and Management*. 2016 Nov 1;127:647-55.
- [۱۶] نشـریه ۲۷۱ دفتر تدوین ضوابط و معیارهای فنی سازمان مدیریت و برنامه ریزی کشور
- [17] Xu J, Su Z, Meng J, Yao Y, Vafadaran MS, Salavat AK. A thermodynamic, exergoeconomic, and exergoenvironmental investigation and optimization on a novel geothermal trigeneration system to sustain a sport arena. *Process Safety and Environmental Protection*. 2023 Sep 1;177:278-98.
- [18] Gomri R, Hakimi R. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. *Energy conversion and management*. 2008 Nov 1;49(11):3343-8.
- [19] Ghaebi H, Namin AS, Rostamzadeh H. Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleaner Production*. 2018 Jul 10;189:279-96.
- [20] Feili M, Ghaebi H, Parikhani T, Rostamzadeh H. Exergoeconomic analysis and optimization of a new combined power and freshwater system driven by waste heat of a marine diesel engine. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020 Aug 1;18:100513
- [21] Gholizadeh T, Vajdi M, Mohammadkhani F. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas. *Energy conversion and management*. 2019 Feb 1;181:463-75.
- [22] Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable energy*. 2010 Jan 1;35(1):112

شیرین برای سامانه تک اثره A در حالت پایه به ترتیب ۳۸،۵۵ کیلووات، ۴۸،۶۵ کیلووات، ۳۲۹،۱ کیلووات و ۲۲،۷۷ لیتر بر ثانیه و برای سامانه دو اثره B به ترتیب ۳۵،۳۳ کیلووات، ۸۰،۹۷ کیلووات، ۳۲۹،۱ کیلووات و ۴۷،۲۶ لیتر بر ساعت بدست آمد. دمای هوای خانه نیز از دمای هوای ترکیبی ۳۱،۳ درجه سلسیوس در سیستم A و B به ترتیب به دمای ۲۱،۸۴ و ۱۷،۴ درجه سلسیوس رسید. مطالعه پارامتری برای یافتن تاثیر پارامترهای دمای منبع انرژی زمین گرمایی و دمای تبخیرکن-چگالنده بر روی متغیرهای اساسی سامانه انجام شد که نتایج این تحلیل نشان داد که با افزایش دمای منبع انرژی زمین گرمایی و همچنین کاهش دمای تبخیرکن-چگالنده همواره نمودار بازده انرژی، انرژی و توان تولیدی سامانه صعودی است و از لحاظ اقتصادی به صرفه خواهد بود. بیشترین تخریب انرژی متعلق به سیستم زمین گرمایی است و جزء دفع زمین گرمایی بیشترین انرژی تخریب را نسبت به سایر اجزا دارد. با توجه به متغیرهای خروجی اساسی بدست آمده، سیستم تبرید تراکمی-جذب دو اثره آبشاری (سامانه B) نسبت به سیستم تبرید تراکمی-جذب تک اثره آبشاری (سامانه A)، از لحاظ تولید آب شیرین به مقدار ۲۴،۴۹ لیتر بر ساعت و تولید بار سرمایش به میزان ۳۳،۳۲ کیلووات، برتری دارد. همچنین سامانه B، ۴،۴۴ درجه بیشتر دمای هوای خانه را نسبت به سامانه A کاهش می‌دهد و این بدین معنی است که در شرایطی با دمای محیطی بالاتر، این سامانه B می‌باشد که نسبت به سامانه A توانایی بیشتری برای کنترل دمای خانه و رساندن آن به دمای مطلوب مورد نظر را دارد.

۵- مراجع

- [1] Kabeyi MJ, Olanrewaju OA. Sustainable energy transition for renewable and low carbon grid electricity generation and supply. *Frontiers in Energy research*. 2022 Mar 24;9:1032.
- [2] Moya D, Aldás C, Kaparaju P. Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018 Oct 1;94:889-901.
- [3] Li K, Liu C, Jiang S, Chen Y. Review on hybrid geothermal and solar power systems. *Journal of cleaner production*. 2020 Mar 20;250:119481.
- [4] Basaran A, Ozgener L. Investigation of the effect of different refrigerants on performances of binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*. 2013 Dec 1;76:483-98.
- [5] Al-Zyoud S. Geothermal energy utilization in Jordanian deserts. *International Journal of Geosciences*. 2019 Oct 21;10(10):906.
- [6] Jradi M, Riffat S. Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2014 Apr 1;32:396-415.
- [7] Musharavati F, Khanmohammadi S, Pakseresht A. A novel multi-generation energy system based on geothermal energy source: Thermo-economic evaluation and optimization. *Energy Conversion and Management*. 2021 Feb 15;230:113829.